Худяковъ

—

Построеніе

Насосовъ

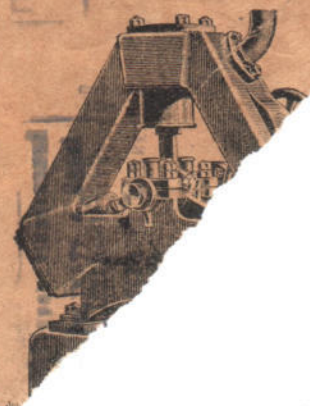
4517

П. К. Худяковъ,
профессоръ ИМПЕРАТОРСКАГО Техническаго Училищ

621.6
Х-98

ПОСТРОЕНІЕ НАСОСОВЪ.

Курсъ, читанный въ ИМПЕРАТОРСКОМЪ Те
и дополненія къ



ОТЪ АВТОРА.

Область примѣненія насосовъ за послѣднее XXV-лѣтіе необычайно расширилась и самый характеръ этихъ примѣненій весьма существенно измѣнился сравнительно съ предшествовавшимъ этому періодомъ времени: отъ насосовъ, снабженныхъ тяжелыми и медленно качающимися взадъ и впередъ массами, постепенно перешли къ насосамъ **быстроходнымъ**; вошло во всеобщее употребленіе **многократное расширеніе** пара въ паровыхъ насосахъ; начинаютъ распространяться **электрическія** насосныя установки; довольно значительное развитіе получилъ за это время вопросъ о **водоснабженіи** городовъ и селеній, а также крупныхъ фабрикъ и заводовъ, какъ съ цѣлію удовлетворенія потребности въ питьевой водѣ, такъ въ особенности и съ цѣлями **противопожарными**; сильно развилось также и дѣло примѣненія гидравлическихъ **аккумуляторовъ** не только въ заводской жизни и въ большихъ торгово-промышленныхъ предпріятіяхъ, но мѣстами и въ частной жизни большихъ городовъ и мѣстечекъ, поставленныхъ въ особо благопріятныя для того условія; развилось быстро и **артезіанское** дѣло; возникли новыя отрасли примѣненія насосовъ къ перекачкѣ различныхъ другихъ жидкостей, кромѣ воды, напр., нефти, керосина, спирта, кислыхъ и щелочныхъ растворовъ въ производствахъ по различнымъ отдѣламъ химической технологіи, а равно и жидкостей, представляющихъ собою отбросы фабрично-заводскаго производства и домашняго обихода; явилась надобность быстро и экономично перекачивать сразу **большія массы** жидкости; явилась необходимость преодолѣвать препятствія при передачѣ жидкости **на большія разстоянія**, при подъемѣ ея **на большую высоту**, при нагнетаніи ея въ котлы весьма высокаго давленія и т. д.

При удовлетвореніи всѣхъ этихъ запросовъ практики, на ряду съ общими требованіями **простоты** всего устройства, **цѣлесообразности** его, **долговѣчности, дешевизны** въ обзаведеніи и **экономичности** въ работѣ приходилось имѣть въ виду также и **весьма разнообразныя спеціальныя условія работы** насосовъ на мѣстѣ ихъ примѣненія.

Надъ разрѣшеніемъ всѣхъ вышеупомянутыхъ вопросовъ въ свое время потрудилось не малое число людей науки, инженеровъ и спеціалистовъ-практиковъ. При современномъ состояніи технической литературы на западѣ, значительная часть результатовъ работы этихъ достойныхъ піонеровъ сдѣлалась теперь уже общимъ достояніемъ, отчасти вошла уже въ нѣкоторыя спеціальныя сочиненія, но еще болѣе того осталось разбросаннымъ по журнальнымъ статьямъ, мало извѣстнымъ брошюрамъ и т. п. Въ литературѣ по насосамъ эта разбросанность матеріала особенно бросается въ глаза. По всему видно, что новые вопросы и новыя требованія назрѣвали и появлялись быстрѣе, чѣмъ шло ихъ разрѣшеніе, удовлетвореніе и провѣрка опытомъ Затѣмъ, какъ и всегда это бываетъ, одного автора по преимуществу занималъ одинъ какой-либо спеціальный вопросъ, другой занятъ своимъ, третій предпринималъ свою работу, не ознакомившись предварительно съ тѣмъ, что было уже сдѣлано его предшественниками, напр., оставляя въ сторонѣ англійскую техническую литературу и особенно русскую и т. д.

Нельзя не отмѣтить съ удовольствіемъ, что въ литературѣ по насосамъ на русскомъ языкѣ имѣется хотя и небольшое число спеціальныхъ работъ, но затрагиваются ими и разрѣшаются весьма капитальные вопросы, представляющіе интересъ не только съ практической точки зрѣнія, но и съ теоретической.

Приступая къ работѣ по составленію этого курса для студентовъ **Императорскаго Московскаго Техническаго Училища**, я задался цѣлію: 1) передать имъ по возможности въ сжатой формѣ сущность общихъ теоретическихъ вопросовъ и сводъ практическихъ требованій, которымъ должно удовлетворять устройство насоса въ различныхъ случаяхъ, 2) помочь имъ разобраться въ массѣ накопившагося десятилѣтіями факти-

ческаго матеріала, указавши для этого наиболѣе существенные и вѣрные признаки, по которымъ можно было бы безошибочно и быстро распознавать въ каждомъ устройствѣ насоса его цѣнныя особенности, а равно и недостатки, устранимые и неизбѣжные, и не только по отношенію къ существующимъ конструкціямъ насосовъ, но также и ко всѣмъ другимъ, имѣющимъ появиться въ будущемъ.

Какъ это ни странно, въ извѣстныхъ до сихъ поръ курсахъ построенія насосовъ совершенно отсутствовала **классификація** ихъ, которая была бы основана на признакахъ строго научныхъ, безусловно вѣрныхъ и существенныхъ, а не случайныхъ и второстепенныхъ. Насколько необходима въ данное время подобная классификація, легко убѣдиться каждому, просматривая, напр., безсвязные и безсистемные обзоры устройства насосовъ, которые отъ времени до времени помѣщаются въ нѣкоторыхъ нѣмецкихъ и французскихъ техническихъ журналахъ, а также перелистывая каталоги по насосамъ отъ различныхъ фирмъ и т. п.

При составленіи этого курса пришлось поэтому потратить довольно много труда и времени на созданіе такой общей классификаціи насосовъ, которая была бы чужда основной зависимости: 1) отъ совершенно случайной и крайне запутанной нѣмецкой и французской номенклатуры по насосамъ, 2) отъ лицъ, которыя сдѣлали въ этой области тѣ или другія изобрѣтенія, усовершенствованія и 1-я примѣненія, 3) отъ фирмъ, которыя строятъ и эксплуатируютъ тѣ или другія устройства насосовъ, 4) отъ мѣста ихъ постановки, 5) отъ второстепенныхъ измѣненій въ конструкціи и т. п.

Въ основу общей классификаціи насосовъ положены мною: 1) **служебное назначеніе насоса**, 2) теоретическое **количество жидкости**, подаваемой насосомъ при каждомъ оборотѣ вала, въ связи съ большей или меньшей **равномѣрностью подачи** жидкости въ трубопроводъ насоса (см. §§ 14—15) и съ вытекающей отсюда зависимостью между размѣрами трубопровода и системою насоса.

Задача составленія этого курса значительно упростилась для меня главнымъ образомъ тѣмъ, что я приступилъ къ этой работѣ послѣ продолжительныхъ занятій проектирова-

ніемъ со студентами И. Т. У-ща по этому отдѣлу машиностроенія. Въ теченіе 20 учебныхъ періодовъ этихъ занятій была, конечно, полная возможность узнать и разучить различныя стороны даннаго вопроса, которыя представляютъ наибольшія затрудненія для начинающихъ заниматься проектированіемъ насосовъ.

При собираніи разнаго рода теоретическихъ и практическихъ данныхъ, а также и необходимыхъ для этого курса чертежей и рисунковъ, я пользовался любезнымъ содѣйствіемъ моихъ добрыхъ товарищей по И. Т. У-щу, инженеръ-механиковъ: В. Г. Шухова, Г. Ю. Миттельштедта, А. И. Сидорова, А. П. Гавриленко, А. И. Пермякова, С. В. Касаткина, И. П. Валевахина, В. Е. Грачева, Л. Г. Кифера, В. П. Давыдова и Б. Б. Стариченкова. Всѣмъ этимъ лицамъ считаю своимъ долгомъ принести здѣсь мою глубокую благодарность за оказанное ими содѣйствіе.

Въ 1890—91 г. изданъ былъ мною **Атласъ насосовъ, исполненныхъ русскими и заграничными заводами** (въ 8 выпускахъ). Эта предварительно продѣланная мною работа позволяетъ обойтись теперь безъ особаго атласа чертежей при этомъ курсѣ. Гдѣ нужно, сдѣланы въ немъ ссылки на таблицы **Атласа насосовъ.** Всегда съ благодарностью вспоминая тѣхъ лицъ, которые оказали мнѣ содѣйствіе при составленіи **Атласа насосовъ,** не могу не отмѣтить въ ихъ числѣ: Е. Э. Бромлей, Г. И. Листъ, А. Х. Гансъ, В. Г. Шухова, Н. Н. Ильина и А. И. Пермякова.

При краткомъ изложеніи курса необходимо было сдѣлать возможно большее число указаній на литературные источники, по которымъ желающіе могли бы всесторонне ознакомиться съ интересующими ихъ дальнѣйшими подробностями. Чтобы облегчить для желающихъ эту кропотливую работу, съ этою цѣлію по всему курсу въ изобиліи разбросаны сноски и указанія въ самомъ текстѣ на литературные источники.

Приведенныя въ курсѣ разсчетныя **таблицы,** большинство которыхъ составлено лично мною, имѣютъ своимъ назначеніемъ — дать возможность проектирующимъ насосы: 1) быстро отвѣчать на дѣлаемые имъ запросы, когда всѣ заданныя

условія совершенно точно подходятъ къ табличнымъ даннымъ, 2) видѣть предѣлы, между которыми можетъ заключаться отвѣтъ на точное рѣшеніе, если не всѣ условія сходятся съ табличными.

Буду весьма радъ, если моя работа окажется полезною не только для студентовъ, моихъ слушателей въ настоящее время, но и для всѣхъ тѣхъ лицъ, которыя въ той или другой формѣ имѣютъ дѣло въ практикѣ съ построеніемъ насосовъ, ихъ установкою, распространеніемъ и т. п.

П. Худяковъ.

8 мая 1899 г.

СПРАВОЧНЫЯ ДАННЫЯ,

необходимыя при разсчетѣ насосовъ и при чтеніи журнальныхъ статей, касающихся насосовъ.

1. Линейныя мѣры.

1 футъ англ. и русскій = $^1/_7$ саж. = $^3/_7$ арш. = $^1/_3$ англ. ярда = = 0,3048 мт. = 30,48 см. = 305 мм.

1 аршинъ = $^1/_3$ саж. = $2^1/_3$ фут. = 0,7112 мт. = 711 мм.

1 саж. = 7 фут. = 3 арш. = $2^1/_3$ англ. ярда = 2,1336 мт.

1 англ. ярдъ = 3 фут. = $1^2/_7$ арш. = $^3/_7$ саж. = 0,9144 мт.

1 мт. = 3,2809 фут. = 0,4687 саж. = 1,4061 арш. = 39,37 дюйм. = = 1,0936 англ. ярда = 0,00062 англ. мили.

1 см. = 0,393 дм. = 0,0109 англ. ярда.

1 киломт. = 3281 фут. = 1093,6 англ. ярда = 0,621377 англ. мили.

1 англ. миля = 1,609 киломт.

2. Квадратныя мѣры.

1 кв. саж. = 4,552 кв. мт. = 49 кв. фут. = 7056 кв. дм.

1 кв. футъ = 144 кв. дм. = 0,0929 кв. мт. = 0,0204 кв. саж. = = 929 кв. см. = 92901 кв. мм.

1 кв. мт. = 0,2197 кв. саж. = 10,764 кв. фут. = 1550 кв. дм.

1 кв. см. = 0,155 кв. дм. = 0,001076 кв. фута.

1 кв. дм. = 6,4514 кв. см. = 645 кв. мм.

3. Кубичныя мѣры.

1 куб. саж. = 9,9282 куб. мт. = 343 куб. фут. = 592704 куб. дм.

1 куб. футъ = 1728 куб. дм. = 0,0029 куб. саж. = 0,0283153 куб. мт. = 28315,3 куб. см. = 28315300 куб. мм.

1 куб. мт. = 0,1030 куб. саж. = 35,3166 куб. фут. = = 61027,1 куб. дм. = 1,308 куб. ярд. англ.

1 куб. дм. = 16,836 куб. см. = 16836 куб. мм.

100 куб. см. = 6,103 куб. дм.

4. Емкость.

1 ведро = 12,299 литр. = 0,0123 куб. мт. = 2,707 анг. галлон. = = 750,6 куб. дм. = 0,4344 куб. фут. = 0,469 четверика.

1 куб. фут. = 2,3023 ведра = 6,23 англ. галлон. = 28,3 литра.

1 англ. галлонъ *(Imperial Gallon)* = 1,2 америк. галлона = 0,3694 ведра = 4,5435 литра = 277,274 куб. дм. = 0,16 куб. фут.

1 америк. галлонъ *(U. S. Gallon)* = 0,834 англ. галлонъ = 231 куб. дм. = 0,134 куб. фут. = 3,8 литр. = 0,3089 ведра.

1 литръ = 0,0813 ведра = 0,22 англ. галлона = 0,264 амер. галлона. = = 61 куб. дм. = 0,0353 куб. фута = $\frac{1}{1000}$ куб. мт.

1 куб. мт. = 81,31 ведра = 220 англ. галлон. = 264 амер. галлон. = = 1000 литр.

5. Мѣры вѣса.

1 русск. фунтъ = 0,9028 англ. фунта (обозн. *lbs*) = 0,4095 кг.

1 *lbs* = 0,4536 кг. = 1,1076 рус. фнт.

1 фнт. французскій, нѣмецкій, швейцарскій = 0,5 кг.

1 фнт. вѣнскій = 0,56 кг. = 1,3675 рус. фнт.

1 кг. = 2,4419 рус. фнт. = 2,2046 *lbs* = 2 фнт. французъ. = = вѣсу 1 *lt* воды при наибольшей ея плотности и атмосф. давл. въ 760 мм. ртутн. столба.

100 пуд. = 1,612 англ. тоннъ (обозн. *tn*), каждая въ 2240 *lbs* = = 1,6381 франц. *tn*, каждая въ 1000 кг. = 32,76 нѣмецк. центнеровъ.

1 англ. *tn* = 1,0161 франц. *tn* = 62,0275 пуд. = 2240 *lbs* = = 20 англ. центнеровъ.

1 франц. *tn* = 0,9842 англ. *tn* = 10 франц. центнер. по 100 кг. = = 1000 кг. = 61,0475 пуд. = 20 нѣмецк. центн.

1 центнеръ французск. = 100 кг. = 2 цент. нѣмецк. = 200 фнт. франц. = 6,1 пуд.

1 центнеръ нѣмецк. = 50 кг. = $\frac{1}{2}$ центнер. французск. = 100 фунт. нѣмецк. = 3,419 пуд.

6. Давленіе на 1 площади.

1 кг. на 1 кв. мм. = 100 кг. на 1 кв. см. = 39,38 пуд. на 1 кв. дм. = = 1422,26 *lbs* на 1 кв. дм.

1 пудъ на 1 кв. дм. = 2,5391 кг. на 1 кв. см. = 36,113 *lbs* на 1 кв. дм.

1 *lbs* на 1 кв. дм. = 0,0703 кг. на 1 кв. мм. = 0,0277 пуд. на 1 кв. дм. = = 0,068 атм.

1 кг. на 1 кв. см. = 15,75 рус. фунт. на 1 кв. дм. = 14,223 *lbs* на 1 кв. дм.

1 рус. фунтъ на 1 кв. дм. = 0,063 кг. на 1 кв. см.

7. Давленіе 1 атмосферы.

На 1 кв. см. = 1,0333 кг. = 76 см. ртутнаго столба.

На 1 кв. дм. = 16,278 рус. фн. = 14,696 *lbs* = 29,9218 дм. ртутнаго столба = 33,947 фут. водяного столба.

8. Работа.

1 лошадиная сила (русскій, французскій, нѣмецкій счетъ) = 75 кг.-мт. въ сек. = 4500 кг.-мт. въ мин. = 15 пудо-фут. въ сек. = 600 фунто-фут. русск. въ сек.

1 лошадиная сила (англ. счетъ) = 550 англ. фунто-фут. въ сек. = = 33000 англ. фунто-фут. въ мин.

Франц. лош. силъ = 1,0139 × англ. лош. силъ.

Англ. лош. силъ = 0,9857 × франц. лош. силъ.

1 кг.-мт. = 8 фунто-фут. рус. = 0,2 пудо-фут. = 7,233 англ. фунто-фут.

1 фунто-фут. русск. = 0,125 кг.-мт.

1 фунто-футъ англ. = 0,138257 кг.-мт.

1 номинальная сила на Волгѣ = 4 индикаторнымъ силамъ.

1 » » въ Англіи = $D^2 . V : 6000$, гдѣ D — діам. парового цил. въ дм., а V — скорость поршня въ фут. въ мин.

9. Скорости.

Фут. въ сек. × 0,3048 = мт. въ сек.
» въ мин. × » = мт. въ мин.
» » × 0,011363 = англ. миль въ часъ.
» » × 0,018287 = килом. въ часъ.
Метр. въ сек. × 3,2809 = фут. въ сек.
» » × 196,86 = фут. въ минуту.
» въ мин. × 0,06 = килом. въ часъ.
Узловъ *(knots)* въ часъ × 101,33 = фут. въ мин.
» » × 1,151 = англ. миль въ часъ.
» » × 1,853 = киломт. въ часъ.

10. Вѣсъ жидкостей.

Эквиваленты для перевода вѣса, выраженнаго въ различныхъ мѣрахъ:

Русск. *пуды* и *футы*	*кг.* и *мт.*	*lbs* и *футы.*
1	578,513	36,1130
1,7286	**1000**	64,4238
0,277	16,0196	**1**

Вѣсъ 1 куб. мт. воды при $+4^0 R = 1000$ кг.
» 1 литра » » $= 1$ кг. $= 2,2$ *lbs.*
» 1 куб. фут. » » $= 28,3$ кг. $= 1,7286$ пуд.
» 1 куб. дюйма » » $= 0,0164$ кг. $= \frac{1}{1000}$ пуд. $= \frac{1}{25}$ фнт.
» 1 ведра » » $= 30$ фнт. $= \frac{3}{4}$ пуд. $= 12,3$ кг.
» 1 галлона анг. » » $= 4,54$ кг. $= 10$ *lbs.*
1 франц. *tn* воды $= 1$ куб. мт. $= 1000$ *lt* $= 81,3$ ведра.
1 пудъ воды $= 1,33$ ведра $= 1000$ куб. дм. дм. $= 16,8$ литр.
Вѣсъ 1 куб. фута морской воды $= 64$ *lbs* $= 29$ кг.
» » бакинскаго керосина (уд. в. 0,82) = около 1,42 пуд.
» » » нефти (уд. в. 0,87) = около 1,5 пуд.
» » » нефтян. остатковъ (уд. в. 0,91) = = около 1,57 пуд.
1 пудъ нефтян. остатковъ = 1,46 ведр. = 18,5 литр.
Давленіе на 1 кв. дм. отъ столба воды высотою 1 футъ = = 0,012 пуд. = 0,48 фнт.
Давленіе на 1 кв. дм. отъ столба нефти высотою 1 футъ = = 0,01 пуда = 0,4 фнт.

Удѣльный вѣсъ азотной кислоты		отъ 1,3	до 1,49
» » алкоголя безводнаго		0,806	
» » водки 40^0 Тралл.		0,951	
» » глицерина		1,27	
» » пива			до 1,05
» » уксуса			» 1,02
» » соляной кислоты 21^0 Боме.			1,166
» » сѣрной кислоты		отъ 1,5	до 1,84

ОБЩІЯ ДАННЫЯ и СООБРАЖЕНІЯ

ОТНОСИТЕЛЬНО УСТРОЙСТВА НАСОСОВЪ.

1. **Перемѣщеніе жидкости.** Насосомъ называется такая машина, посредствомъ которой дѣлается перемѣщеніе жидкости съ одного мѣста на другое.

Самая операція перемѣщенія жидкости наз. вообще *перекачиваніемъ* или *перекачкой*, если главную роль играетъ не высота, на которую надо поднимать жидкость, а длина трубопровода; та же операція наз. *накачиваніемъ*, если жидкость съ поверхности земли надо подавать на большую высоту или нагнетать въ резервуаръ, въ которомъ господствуетъ большое давленіе; и наконецъ та же операція наз. *откачиваніемъ* или *откачкой*, если жидкость надо подавать на поверхность земли съ уровня, лежащаго ниже ея.

Напоръ, преодолѣваемый при перекачкѣ жидкости, ограничивается часто всего лишь небольшимъ числомъ метровъ, а длина трубопровода доходитъ при этомъ иногда до нѣсколькихъ верстъ.

Напоръ, преодолѣваемый при откачкѣ воды изъ рудниковъ и шахтъ и при накачиваніи ея въ высоко расположенные резервуары, достигаетъ нерѣдко нѣсколькихъ сотъ метровъ.

Если общая высота напора чрезмѣрно велика *), то ее разбиваютъ на части и передаютъ жидкость, такъ сказать, изъ одного этажа въ другой.

Подобное же дробленіе нерѣдко предпринимается и относительно количества жидкости, т. е. все доставляемое насосной станціей количество жидкости подается одновременно цѣлымъ рядомъ насосовъ, большею частію одной и той же конструкціи, однихъ и тѣхъ же размѣровъ. Особенное значеніе подобное дробленіе имѣетъ въ тѣхъ случаяхъ, когда большую роль играетъ *непрерывность* въ работѣ станціи, и когда это обезпечивается *запасными* насосами; ихъ, разумѣется, будетъ выгоднѣе имѣть разсчитанными, напр., на половинный суточный расходъ воды, чѣмъ на полный. Съ другой стороны надо имѣть въ виду, что вообще дробленіе всей массы качаемой жидкости на слишкомъ мелкія порціи, выпадающія на долю каждаго отдѣльнаго насоса, невыгодно съ экономической стороны, въ смыслѣ повышенія стоимости первоначальнаго устройства станціи и послѣдующей эксплуатаціи ея.

---

*) Понятіе „чрезмѣрной“ величины преодолѣваемаго напора въ разныя эпохи было весьма различно. Въ Пиринеяхъ, въ шахтѣ *Rancié*, напр., въ концѣ XVIII в. работали деревянные шахтные насосы, приводимые въ дѣйствіе отъ руки и водяной силой. При напорѣ въ 35 мт. поставлено было по высотѣ 36 насосовъ, подававшихъ воду послѣдовательно одинъ другому (*Annales de mines*, 1895, *tm.* VIII). Въ настоящее время встрѣчаются установки шахтныхъ насосовъ, коими сразу преодолѣвается напоръ свыше 500 мт.

Въ случаѣ требованія безусловной непрерывности въ работѣ насосной станціи, достаточно бываетъ имѣть 1 запасный насосъ на 2 въ работѣ, 2 запасныхъ—на 4—5 въ работѣ и т. д.

Выведеніе въ запасъ непремѣнно должно дѣлаться поочередно то на одномъ насосѣ, то на другомъ, чтобы имѣть полную увѣренность въ исправности каждаго изъ нихъ. Въ такихъ случаяхъ для каждаго насоса долженъ быть веденъ *дневной журналъ* со всѣми отмѣтками, касающимися особыхъ обстоятельствъ работы, остановокъ, неисправностей, ремонта, смѣны изношенныхъ частей, характера износа ихъ и т. п.

2. **Природа перекачиваемой жидкости** бываетъ крайне разнообразна. Качать совершенно чистую воду на фабрикахъ и заводахъ приходится сравнительно рѣдко; въ роли перемѣщаемой жидкости бываетъ чаще или вода съ различными механическими и химическими примѣсями, или же разныя жидкія вещества, являющіяся въ производствѣ, иногда какъ промежуточный факторъ его или реагентъ, а иногда какъ окончательный продуктъ даннаго производства.

Качать воду приходится и холодную, и горячую, и прѣсную, и соленую, и кислую, съ примѣсью ила, песку, съ большимъ содержаніемъ сѣрнистыхъ и др. газовъ.

Изъ другихъ жидкостей часто перекачиваютъ насосами вино, спиртъ, бражку, пиво, свекловичный сокъ, сахарный растворъ, амміачную воду, глицеринъ, керосинъ, нефть, нефтяные остатки (мазутъ), дубильныя жидкости, землеудобрительные туки, жидкія нечистоты и проч.

Природа перекачиваемой жидкости налагаетъ на устройство насоса свой отпечатокъ, какъ въ смыслѣ выбора матеріала, изъ котораго должны быть сдѣланы части насоса, соприкасающіяся съ жидкостью непосредственно, такъ и въ смыслѣ приданія этимъ частямъ той или другой конструкціи, той или другой рабочей скорости и проч.

Матеріалами, изъ которыхъ выполняются главныя части насосовъ, являются по преимуществу *чугунъ* и *бронза*.

Окислительному воздѣйствію свободнаго кислорода воздуха, растворенного въ жидкости, бронза противостоитъ лучше, нежели чугунъ, но она много дороже чугуна, и употребленіе ея въ большомъ количествѣ на выдѣлку отвѣтственныхъ частей насосовъ повышаетъ стоимость ихъ въ продажѣ на 10—15%, а иногда и болѣе.

Трущіяся во время работы одна по другой части насосовъ, во избѣжаніе приржавленія ихъ другъ къ другу и съ цѣлію уменьшенія коэффиціента тренія между ними, исполняются так. обр., чтобы по крайней мѣрѣ одна изъ нихъ, если только не обѣ, были сдѣланы изъ бронзы.

Тѣ отвѣтственныя части водяныхъ насосовъ, которыя во время работы должны оказывать сопротивленіе попеременно то растяженію, то сжатію, лучше всего исполнять изъ хорошей фосфористой бронзы, которая по своимъ свойствамъ сопротивляемости не уступаетъ желѣзу.

Массивныя литыя части насосовъ, подверженныя изнашиванію, отливаются изъ чугуна, а затѣмъ на рабочихъ поверхностяхъ онѣ одѣваются *смѣнными частями* изъ бронзы, свинца, олова и др.

Бронзовыя части насосовъ, качающихъ морскую воду, въ германскомъ военномъ флотѣ принято дѣлать изъ бронзы, въ составъ которой входятъ 85 ч. мѣди, 8,5 ч. олова, 4,3 ч. цинка 2,2 ч. свинца (см. *Büsley, Schiffsmaschine).*

Дѣйствію слабыхъ кислотъ чугунъ сопротивляется плохо, его замѣняютъ тогда свинцомъ, или же чугунную часть *одѣваютъ*, наращиваютъ свинцомъ какой-угодно толщины. Такими работами въ Германіи занимается спеціально фирма *Eduard Goll (in Offenbach am Main).*

Воздѣйствію сильныхъ кислотъ хорошо сопротивляется *чугунъ*, затѣмъ *гартблей (Hartblei* — сплавъ изъ свинца и сурьмы) и сплавъ *Drenkmann* (см. *Журналъ Общества нѣмецкихъ инженеровъ*, 1885 г., стр. 232), состоящій изъ 80% свинца и 20% олова по вѣсу.

Изъ другихъ сплавовъ, особенно хорошо сопротивляющихся дѣйствію сильныхъ кислотъ (сѣрной, азотной, соляной) отмѣтимъ сплавъ *Werneburg* (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1885, стр. 232), состоящій изъ 91% свинца и 9% олова, и затѣмъ два сплава *Hupertz* (см. *тамъ же*, стр. 331):

86	ч. мѣди,	9	ч. олова,	5	ч.	цинка;
77	»	14,5	»	8	»	

Воздѣйствію не особенно сильныхъ кислотъ и щелочныхъ растворовъ хорошо сопротивляется сплавъ изъ 90% мѣди и 10% олова (данныя завода *Wegelin & Hübner* въ Галле).

При перекачкѣ пикриновой кислоты, трубы и друг. литыя части одѣваются слоемъ олова на поверхности соприкосновенія съ жидкостью, а рабочія поверхности крановъ и клапановъ одѣваются или твердымъ каучукомъ, или гартблей.

При перекачкѣ креозота, дегтярной и амміачной воды отвѣтственныя части, соприкасающіяся съ жидкостью, дѣлаются изъ чугуна; если поршневыя скалки готовятся желѣзными, онѣ сначала грубо обтачиваются, а затѣмъ съ поверхности одѣваются чугуннымъ покровомъ.

При качаніи уксусной кислоты встрѣчаются въ употребленіи насосные цилиндры изъ дерева, стекла, вулканизированнаго каучука.

Бражка и спиртъ могутъ быть перекачиваемы насосами съ чугунными отвѣтственными частями, перекачка вина и пива требуетъ имѣть ихъ бронзовыми.

Относительно примѣненія при перекачкѣ жидкостей деталей насоса изъ *каучука* нужно помнить слѣдующее: на него не оказываютъ дѣйствія хлористый цинкъ и уксуснокислый цинкъ; подкисленная вода портитъ его; особенно разрушительное дѣйствіе оказываютъ на него растворы солей мѣди—сѣрнокислой, хлористой, азотнокислой и др. (см. *Горн. Журн.*, 1892, № 8).

Когда подлежащая перекачкѣ вода содержитъ въ себѣ много взмученныхъ илистыхъ и песчаныхъ примѣсей, воду заставляютъ поступать въ пріемную трубу насоса по преимуществу съ поверхности ея, а не съ глубины. Для этого при разработкѣ шахтъ, напр., приспосабливаются пловучіе *пріемники* для воды, которые автоматически держатся на поверхности ея и сквозь сѣтку впускаютъ въ пріемную трубу только наиболѣе чистую порцію воды *). Войдя въ пріемникъ, вода движется въ немъ сначала сверху внизъ и отдѣляетъ здѣсь еще нѣкоторую часть захваченныхъ съ собою примѣсей, а затѣмъ уже послѣ этого вода болѣе чистою вступаетъ въ пріемную трубу и начинаетъ свое восходящее движеніе по направленію къ насосу; пріемникъ имѣетъ откидное дно для періодическаго удаленія съ него осадковъ.

3. **Полезная работа насоса**. Сдѣлаемъ обозначенія:

Q — *производительность насоса*, или *вѣсъ* жидкости, подаваемой насосомъ *въ минуту* и выраженный *въ килограммахъ*;

h — *высота напора* въ мт., или вертикальное разстояніе между уровнемъ жидкости въ нижнемъ резервуарѣ и центромъ отверстія, изъ котораго жидкость изливается въ напорный бакъ;

N_0 — *полезная работа* насоса *въ сек.*, выраженная въ лошадиныхъ силахъ;

N — *полная работа*, которая тратится въ дѣйствительности на приведеніе въ движеніе насоса и всего передаточнаго къ нему механизма;

$ж$ — коэффиціентъ полезнаго дѣйствія насосной установки.

Независимо отъ устройства насоса и отъ природы перекачиваемой жидкости, будемъ всегда имѣть слѣд. р-во:

$$N_0 = Q \,.\, h : 60 \,.\, 75 \quad \ldots\ldots \quad 1$$
$$ж = N_0 : N \quad \ldots\ldots \quad 2$$
$$N = N_0 : ж \quad \ldots\ldots \quad 3$$

Если жидкость накачивается въ закрытый резервуаръ (напр., паровой котелъ), въ которомъ господствуетъ давленіе p въ *кг.* на кв. *мт.*, тогда при перекачкѣ жидкости насосу придется преодолѣвать, кромѣ внѣшней высоты напора h, еще и внутреннюю, равную $p : \gamma$ метровъ, если γ — вѣсъ 1 куб. *мт.* жидкости въ *кг.*, или ея плотность.

4. **Работа, затрачиваемая на приведеніе насоса въ движеніе** всегда значительно болѣе полезной работы насоса, вслѣдствіе существованія вредныхъ сопротивленій, которыя приходится преодолѣвать, проводя жидкость чрезъ насосъ и весь трубопроводъ, а также и вслѣдствіе затраты работы на приведеніе въ движеніе частей передаточнаго механизма, введеннаго между двигателемъ и насосомъ.

---

*) См. *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1892, № 17; чертежъ—на стр. 479, описаніе на стр. 481.

Отношеніе полезной работы насоса N_0 къ работѣ N, затрачиваемой на приведеніе насоса въ движеніе, наз. *коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія насоса* (см. ф-лу **2**).

Въ различныхъ устройствахъ подъемниковъ для жидкостей величины $\varkappa$ бываютъ весьма разнообразны. Наиболѣе совершенными изъ водоподъемныхъ устройствъ являются такъ называемые *поршневые насосы* и *гидравлическіе тараны* *). Для нихъ величина $\varkappa$ въ новыхъ устройствахъ бываетъ отъ **0,5** до **0,9**, рѣдко болѣе, а затѣмъ съ теченіемъ времени, по мѣрѣ изнашиванія отвѣтственныхъ частей насоса и др. обстоятельствъ, величина $\varkappa$ можетъ быстро и довольно на много уменьшиться. Въ этомъ отношеніи, если затрата работы и затрата топлива на ея полученіе играютъ видную, первенствующую роль, всегда предпочтительнѣе будетъ употреблять не дешевыя и плохія устройства, а болѣе совершенныя, исполняемыя лучшими заводами, составившими себѣ въ промышленности солидную репутацію по исполненію хорошихъ устройствъ насосовъ.

При перекачкѣ сорныхъ и грязныхъ жидкостей и при малой цѣнности расходуемой энергіи довольствуются часто весьма небольшою величиною коэф. полезнаго дѣйствія. При небольшой подачѣ жидкости нерѣдко примѣняются въ практикѣ въ такихъ случаяхъ особо грубыя устройства насосовъ, всѣ отвѣтственныя металлическія части которыхъ не нуждаются въ излишне аккуратной пригонкѣ и пускаются въ дѣло почти безъ обработки, прямо въ литомъ видѣ, хорошо осмоленныя (насосъ системы *Fowler* и друг.). Но при большихъ подачахъ, при непрерывной работѣ и тратѣ цѣнной энергіи примѣняютъ и въ этомъ случаѣ довольно совершенныя механическія устройства **).

5. **Присасываніе жидкости насосомъ.** Какое бы ни было устройство насоса, при его употребленіи весьма часто пользуются возможностью присасыванія жидкости насосомъ, вслѣдствіе существованія атмосфернаго давленія. Чтобы насосъ началъ присасывать жидкость, внутри его *рабочаго пространства* необходимо вызвать разрѣженіе воздуха, затративши на это работу, соотвѣтствующую высотѣ присасыванія. Поэтому не нужно думать, что расположеніе насоса *надъ* уровнемъ жидкости въ нижнемъ резервуарѣ, откуда ее приходится всасывать, можетъ дать по существу дѣла какое-либо *сокращеніе въ полезной работѣ насоса*. Ее всегда нужно будетъ высчитывать по ф-лѣ **1** (см. § 3), независимо отъ того, будемъ-ли мы имѣть при насосѣ нѣкоторую высоту всасыванія h_1, или же она будетъ равна нулю.

---

*) Объ условіяхъ возможнаго и выгоднаго примѣненія тарановъ—см. мою статью въ *Технич. Сборн.*, 1892, стр. 409—412; подробный обзоръ конструктивныхъ типовъ тарановъ помѣщенъ въ журналѣ *Revue de mécanique*, 1897, № 2, стр. 159—171.

**) Насосная станція для перекачки канализаціонныхъ водъ въ Берлинѣ, напр., приспособлена для перекачки 890 куб. мт. въ часъ, преодолѣвая рабочій напоръ въ 50 мт. При сдачѣ этой станціи въ 1897 г. были получены слѣд. результаты: расходъ пара на дѣйствительную силу въ часъ 9,77 кг., расходъ каменнаго угля—1,115 кг. при испарительной способности его 8,73 (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1897 г., № 46).

Здѣсь приходится считаться съ парадоксомъ того же самаго порядка, какъ и при устройствѣ турбинъ, работающихъ со всасывающей трубой: механическая работа, отдаваемая такими турбинами на валъ, почти также не зависитъ отъ болѣе или менѣе высокаго расположенія турбиннаго колеса во всасывающей трубѣ; этимъ достигаются только удобства для осмотра и ремонта рабочихъ частей машины.

То же самое и при насосѣ. *Существованіе высоты присасыванія жидкости насосомъ позволяетъ расположить внѣ жидкости рабочія камеры насоса и органы его, требующіе осмотра и ремонта, но выигрыша въ величинѣ затрачиваемой работы при этомъ не можетъ быть получено,* если искусственно не вліять на уменьшеніе потеряннаго напора при прохожденіи жидкости чрезъ всасывающую трубу.

Существованіе высоты присасыванія иногда можетъ отражаться на уменьшеніи *затрачиваемой на движеніе насоса работы N* (или расхода топлива) только косвеннымъ образомъ, *если приходится откачивать жидкость съ большой глубины,* считаясь при этомъ или съ увеличеніемъ и безъ того большаго вѣса насосныхъ штангъ, приводимыхъ вмѣстѣ насосомъ въ движеніе, или съ увеличеніемъ и безъ того значительной поверхности охлажденія у паровыхъ трубъ, которыя подводятъ паръ къ насосу.

Если же этихъ особыхъ условій нѣтъ, тогда *безъ надобности не слѣдуетъ прибѣгать къ увеличенію какъ длины всасывающей трубы, такъ и высоты всасыванія,* потому что съ этимъ бываютъ часто сопряжены различныя практическія неудобства.

6. **Неудобства, возникающія при употребленіи длинной всасывающей трубы,** суть слѣдующія:

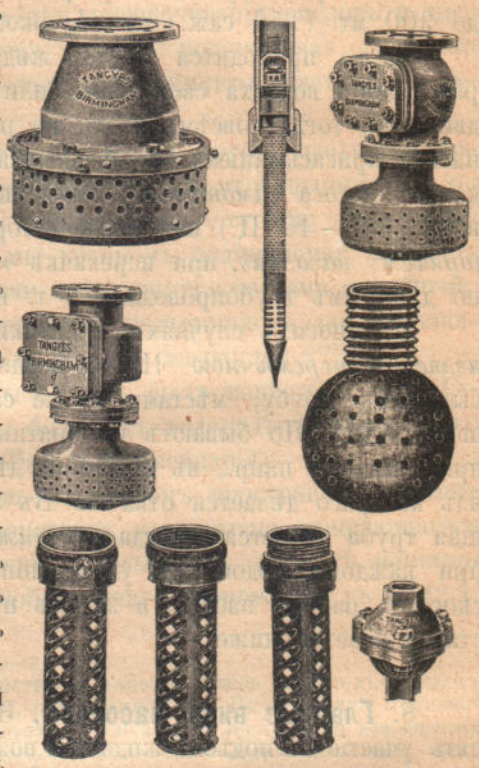
1) Необходимость поддерживать въ безусловно герметичномъ состояніи большое число стыковъ у флянцевъ или раструбовъ отдѣльныхъ частей всасывающей трубы.

2) Необходимость при пусканіи насоса въ ходъ дѣлать разрѣженіе воздуха не только въ рабочемъ пространствѣ насоса, но также и во всемъ объемѣ всасывающей трубы, что сопровождается всегда нѣкоторой задержкой въ работѣ насоса и затратой излишней работы при каждомъ пусканіи насоса въ ходъ и невыгодно отражается на экономичности работы насоса при частыхъ остановкахъ его, вызываемыхъ иногда естественными условіями работы насоса. Это неудобство отчасти можетъ быть устранено, если на самомъ нижнемъ концѣ всасывающей трубы будетъ поставленъ такъ называемый *пріемный* или *пятовой клапанъ* *). Тогда передъ пусканіемъ насоса въ ходъ можетъ быть сдѣлана такъ называемая *заливка* всасывающей трубы, т. е. заполненіе рабочаго пространства насоса и всего объема всасывающей трубы той жидкостью,

---

*) Рядъ примѣровъ детальнаго устройства пятовыхъ клапановъ имѣется въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 11 и 5. На прилагаемомъ рисункѣ даны различныя формы наконечниковъ для всасывающихъ трубъ,—съ клапанами и безъ нихъ.

которую будутъ перекачивать, и полное вытѣсненіе воздуха изъ всасывающаго пространства. Но это требуетъ нѣкоторыхъ хлопотъ, требуется также затрата на это времени, а также непремѣнно и затрата извѣстнаго количества качаемой жидкости, поднятой уже на высоту расположенія насоса въ зданіи. Если пятовой клапанъ плохо держитъ жидкость и отчасти пропускаетъ ее обратно во всасывающій резервуаръ, то при болѣе или менѣе продолжительныхъ остановкахъ насоса приходится иногда дѣлать заливаніе длинной всасывающей трубы передъ каждымъ пусканіемъ насоса въ ходъ, что въ извѣстной мѣрѣ хлопотливо и невыгодно. Затѣмъ съ наступленіемъ морозовъ необходимо бываетъ при этомъ передъ каждой продолжительной остановкой насоса опоражнивать также и всасывающую трубу.



3) Необходимость считаться съ живой силой движущагося потока жидкости во всасывающей трубѣ. Если всасываніе жидкости насосомъ не происходитъ непрерывно и съ постоянной скоростью, то живая сила названнаго потока при каждомъ внезапномъ измѣненіи скорости движенія его производитъ удары, сотрясенія, а иногда и поломку частей насоса. Для устраненія этого неудобства при длинныхъ всасывающихъ трубахъ и при большихъ высотахъ всасыванія ставятъ между рабочимъ пространствомъ насоса и его всасывающею трубою такъ называемый *всасывающій колпакъ*, т. е. резервуаръ, содержащій въ себѣ запасъ качаемой жидкости вблизи рабочаго пространства насоса. Когда въ послѣднемъ дѣлается разрѣженіе, жидкость свободно переходитъ въ него изъ всасывающаго колпака, и на этомъ короткомъ пути не происходитъ тогда замѣтнаго развитія живой силы потока даже и при быстрой работѣ насоса, а также и при раздѣленіи двухъ послѣдующихъ періодовъ всасыванія промежутками времени. Заполненіе всасывающаго колпака качаемой жидкостью дѣлается при этомъ каждый разъ автоматически.

7. **Высота присасыванія жидкости насосомъ** — h_1 назначается такимъ образомъ, чтобы рабочее пространство насоса и органы его, требующіе періодическаго осмотра и ремонта, были расположены удобно и никогда не заливались жидкостью снаружи.

Насколько это возможно, высоту h_1 всегда уменьшаютъ, а равно и длину всасывающей трубы.

Если уровень всасываемой жидкости непостояненъ, или условія передачи работы къ насосу таковы, что необходимо бываетъ остановиться на возможно большей допускаемой практически высотѣ присасыванія, тогда берутъ:

для воды h_1 не болѣе 7 мт. (10 арш. или 23 фут.)
» нефти » » 4,5 мт. (6,5 арш. или 15 фут.).

Длина всасывающей трубы въ исключительныхъ случаяхъ встрѣчается въ существующихъ устройствахъ довольно значительная, напр., до 300 мт. (150 саж.) при h_1 около 2 мт. (или 1 саж.) для воды.

Когда приходится качать жидкости подогрѣтыя, выдѣляющія при разрѣженіи воздуха свои пары, или жидкости очень густыя, мало подвижныя, тогда совсѣмъ почти не разсчитываютъ на возможность работы насоса присасываніемъ, а обезпечиваютъ подходъ жидкости къ рабочей камерѣ насоса *самотекомъ*. Такъ поступаютъ, напр., при выкачиваніи воды (35 — 40° Ц.) изъ конденсатора паровой машины *воздушнымъ* или *горячимъ насосомъ*, при перекачкѣ *нефтяныхъ остатковъ* (40—60° Ц.) по длиннымъ трубопроводамъ и т. п.

Во многихъ случаяхъ практики *высота присасыванія жидкости является перемѣнною*. Напр., весною болѣе или менѣе заливаетъ всасывающую трубу, мѣстами то же самое дѣлается и послѣ очень большого ливня. Но бываютъ и обратные случаи, т. е. увеличеніе высоты присасыванія, напр., въ шахтномъ дѣлѣ, по мѣрѣ углубленія дна колодца, изъ котораго дѣлается откачка. Въ этомъ послѣднемъ случаѣ всасывающая труба дѣлается иногда *раздвижною* съ герметичными сальниками; при каждомъ подобномъ увеличеніи высоты h_1 нѣсколько понижаютъ скорость работы насоса, а затѣмъ при 1-й возможности онъ весь перестанавливается ниже.

8. **Главные виды насосовъ.** Заставить атмосферное давленіе принять участіе въ подъемѣ жидкости возможно весьма различными способами:

а) При помощи непрерывной затраты живой силы, запасъ которой сконцентрированъ въ жидкой или газообразной струѣ, можно установить въ рабочемъ пространствѣ насоса или непрерывное, или періодическое разрѣженіе воздуха и, воспользовавшись имъ, производить непрерывный же или періодическій подъемъ жидкости въ трубѣ на данную высоту. На этомъ основано устройство *инжекторовъ*, *водоструйныхъ насосовъ*, *гидравлическихъ таранов*, *пульзометровъ* *) и т. п. приборовъ.

б) Запасъ механической энергіи, скрытой въ сжатомъ воздухѣ, можно расходовать на уменьшеніе вѣса столба жидкости въ подъемной трубѣ и тѣмъ самымъ вызывать въ ней подъемъ жидкости при содѣйствіи атмосфернаго давленія. На этомъ основано устройство водоподъемника

---

*) Изобрѣтеніе тарана приписывается французу *Mongolfier* (1797 г.), а изобрѣтеніе пульзометра—американцу *Hall* (1871 г.).

„*Мамутъ*“, не имѣющаго никакихъ движущихся частей въ соприкосновеніи съ жидкостью *).

в) Запасъ механической энергіи, скрытой въ сжатомъ воздухѣ, можно расходовать и на воспроизведеніе непосредственнаго давленія воздуха на свободный уровень жидкости въ закрытомъ резервуарѣ; тогда заключенную въ немъ жидкость можно заставить подниматься по трубѣ, берущей свое начало вблизи дна резервуара, лучше всего изъ особаго *кармана*, расположеннаго ниже дна резервуара. На этомъ основано устройство *монтежю* **) и т. п. подъемниковъ, употребляемыхъ въ различныхъ химическихъ производствахъ для перекачиванія кислотъ и щелочей съ соблюденіемъ того условія, чтобы поднимаемая жидкость не соприкасалась ни съ какими перемѣщающимися частями механизмовъ ***).

г) Дѣлая разрѣженіе воздуха въ подъемной трубѣ, изогнутой колѣномъ, можно заставить жидкость работать *сифономъ* и подниматься на высоту, не превосходящую высоты атмосфернаго столба; при этомъ опять будетъ полученъ подъемникъ, въ которомъ поднимаемая жидкость не будетъ соприкасаться ни съ какими движущимися частями механизма. Эта идея послужила основаніемъ устройства подъемниковъ для расплавленныхъ металловъ ****) и различныхъ ѣдкихъ жидкостей *****).

Принципъ дѣйствія такихъ подъемниковъ былъ извѣстенъ еще *Герону Александрійскому*. Одинъ изъ большихъ водоподъемниковъ этого рода и до сихъ поръ работаетъ въ Базелѣ (Швейцарія).

д) Дѣлая разрѣженіе воздуха въ замкнутомъ пространствѣ путемъ развитія центробѣжной силы на лопаткахъ непрерывно вращающагося въ этомъ пространствѣ колеса, получимъ подъемникъ въ видѣ *центробѣжнаго* или *лопастного насоса*, изобрѣтеннаго *Demour*'омъ въ 1732 г.

---

*) См. данныя относительно устройства и работы этихъ водоподъемниковъ въ статьѣ инж.-мех. Г. Ю. Миттельштедта, помѣщенной въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общ.* 1897 г., № 5,—„*О пневматическомъ элеваторѣ Мамутъ въ примѣненіи его для подъема воды изъ артезіанскихъ колодцевъ*“; затѣмъ въ *Журн Общ. нѣм. инж.* 1898, № 36,—коэф. полезн. дѣйствія 0,11—0,44. Въ Америкѣ эти водоподъемники извѣстны подъ именемъ насосовъ *Pohlé* (см. *Engineering* 1894, *juin* 1—8, *juil.* 13); они особенно распространены въ *Newark*, *New Jersey*, *Colorado*, *Georgetown*, гдѣ съ помощію ихъ качаются многіе милліоны галлоновъ въ сутки; высота подъема воды достигаетъ въ нѣкоторыхъ случаяхъ до 250 фут. Въ журн. *Engineering News* за 1896 и 97 гг. помѣщенъ рядъ описаній крупныхъ установокъ съ этими насосами и опытовъ съ ними (за 1896, янв. 9, февр. 20; за 1897 г. марта 4, апр. 22, мая 6): одна изъ установокъ на 750 тысячъ ведеръ въ сутки, другая на 1.350.000 вед.; глубина залеганія водоносныхъ слоевъ въ артезіанскихъ скважинахъ показана = отъ 400 до 600 фут.; діаметръ скважинъ чаще всего 4 или 6 дм.

**) Съ примѣрами раціональнаго и нераціональнаго (опаснаго) устройства монтежю можно познакомиться по статьѣ профессора М. П. Прокунина—„*Охрана рабочихъ отъ вреднаго вліянія производствъ сѣрной кислоты и друг.*“, напечатанной въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общ.* за 1895—96 гг., № 2, стр. 48.

***) Всѣ такіе подъемники строятся на принципѣ *Геронова фонтана*; примѣненіе этого принципа къ устройству большихъ водоподъемниковъ находимъ въ шахтахъ бл. *Шемница* (Венгрія), гдѣ сжатіе воздуха и откачка воды дѣлаются безъ всякихъ движущихся механизмовъ, исключительно за счетъ расхода воды изъ небольшого источника, расположеннаго выше напорнаго резервуара.

****) См. *Журналъ Общества нѣм. инж.* 1889 г., № 20, статья подъ названіемъ *Bleipumpe*.

*****) Тамъ же, 1889 г., № 35, статья подъ заглавіемъ *Säureheber*.

Жидкость имѣетъ здѣсь соприкосновеніе съ вращающимися частями насоса, но встрѣчаетъ настолько свободные проходы между лопатками колеса, что работѣ насоса сравнительно мало вредитъ и присутствіе въ жидкости различныхъ механическихъ примѣсей въ видѣ ила, песку, мелкихъ щепокъ, дубильнаго корья и т. п.

е) Измѣненіе объема рабочей камеры насоса и присасываніе въ нее жидкости можно дѣлать наконецъ еще и другимъ механическимъ способомъ, а именно—*выдвигая* изъ замкнутаго пространства рабочей камеры какое-либо тѣло и не нарушая при этомъ герметичнаго замыканія камеры. Съ остовомъ рабочей камеры насоса выдвигаемое изъ нея тѣло, называемое *поршнемъ*, можетъ быть соединено въ видѣ пары *поступательной*, *вращательной* и *винтовой* *). Подъемникамъ, устройство которыхъ основано на этомъ принципѣ, присвоено названіе *поршневыхъ насосовъ*.

Изъ всѣхъ перечисленныхъ выше, принципіально различныхъ по своему устройству, подъемниковъ главное распространеніе въ практикѣ получили *поршневые насосы*, и особенно для перекачки такихъ жидкостей, которыя не отличаются ни химическимъ, ни механическимъ особенно вреднымъ воздѣйствіемъ на рабочія части поршневого насоса, находящіяся въ движеніи.

Изъ всѣхъ разновидностей поршневыхъ насосовъ особенно практичными, въ смыслѣ дешевизны и удобства выполненія ихъ и ремонта, оказались насосы *съ поступательнымъ движеніемъ поршня* **), а изъ нихъ такіе, въ которыхъ элементы поступательной пары выполнены въ видѣ круглыхъ цилиндровъ ***), выпуклыхъ и вогнутыхъ, легко получаемыхъ на станкѣ обточкою.

9. **Поршневые насосы**. Рабочей камерѣ поршневого насоса въ первоначальномъ его устройствѣ придавалась форма цилиндра K, открытаго сверху и снабженнаго дномъ снизу (**фиг. 1**); въ этомъ цилиндрѣ заставляли ходить вверхъ и внизъ герметически притертую къ нему перегородку или *поршень* L; съ дномъ цилиндра можно было герметически соединить двѣ трубки A и B съ кранами на нихъ: одну изъ нихъ A можно было соединить съ нижнимъ резервуаромъ, изъ котораго должно происходить присасываніе жидкости, — будемъ называть эту трубку *всасывающею*; другую же трубку B можно было соединить съ верхнимъ резервуаромъ

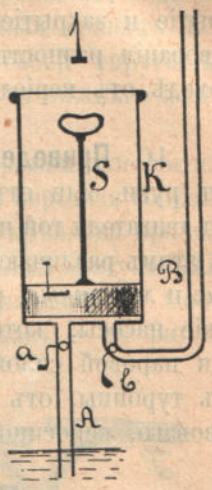
---

*) Описаніе насоса съ винтовымъ движеніемъ поршня безъ клапановъ—см. *Технич. Сборн.* 1891 г., № 2, стр. 54; *Горный Журн.*, 1892, № 7, стр. 6.

**) Изобрѣтение такого насоса приписывается греку *Ктезибіусу* (за 150 л. до Р. Х.), ученику знаменитаго *Герона Александрійскаго*, а изобрѣтеніе насосовъ съ круговымъ (качательнымъ и непрерывно вращательнымъ) движеніемъ поршня послѣдовало только въ XVII вѣкѣ. Наиболѣе удачное изображеніе насоса *Ктезибіуса* желающіе найдутъ въ сочиненіи *Ewbank—Hydraulics & Mecanics*, 1876, *pg.* 267. Тамъ же находятся и другія подробныя и крайне интересныя историческія свѣдѣнія, касающіяся насосовъ вообще, а также и водоподъемниковъ, которые были въ употребленіи у древнихъ народовъ.

***) Не далѣе, какъ въ 1780 г., въ Голландіи, при осушкѣ озеръ англійскими паровыми водоотливными машинами *Smeaton*, ставились насосы съ квадратными поршнями и соотвѣтственнымъ сѣченіемъ насоснаго цилиндра (*Thurston*).

для подачи въ него жидкости изъ рабочаго цилиндра насоса,—будемъ называть эту трубку *нагнетательною* или *напорною*. Представимъ себѣ сначала поршень L въ самомъ нижнемъ его положеніи и краны a и b закрытыми. Затѣмъ откроемъ кранъ a и потянемъ поршень за стержень или тягу S кверху; тогда, при начавшемся движеніи поршня, во всасывающей трубѣ A и въ рабочемъ пространствѣ цилиндра (подъ поршнемъ) будетъ происходить разрѣженіе воздуха, вслѣдствіе чего жидкость давленіемъ атмосферы на ея свободную поверхность въ нижнемъ резервуарѣ будетъ поднята по трубѣ A въ цилиндръ. Когда поршень будетъ въ его верхнемъ положеніи, закроемъ кранъ a и откроемъ b. Послѣ этого при нисходящемъ движеніи поршня жидкость изъ цилиндра можно перемѣстить въ нагнетательную трубу B и поставить поршень въ самое нижнее его положеніе въ цилиндрѣ. Потомъ опять нужно будетъ закрыть кранъ b и открыть a и повторить присасываніе жидкости и т. д.



Въ разсмотрѣнномъ устройствѣ насоса поршень долженъ былъ имѣть прямолинейное возвратное движеніе. Съ кинематической точки зрѣнія вполнѣ возможно было бы дать поршню и такой видъ перегородки въ цилиндрѣ, чтобы она была расположена вдоль оси цилиндра; тогда нужно будетъ имѣть у цилиндра оба дна, нужно имѣть герметичную приладку поршня сразу ко всѣмъ стѣнкамъ цилиндра, т. е. не только на его цилиндрической поверхности, но также и къ обоимъ плоскимъ днищамъ; затѣмъ нужно имѣть въ цилиндрѣ по крайней мѣрѣ еще одну продольную неподвижную перегородку и заставить поршень совершать въ цилиндрѣ возвратное круговое движеніе около геометрической оси цилиндра *). Достиженіе герметичности поршня, а главное—поддержаніе ея на долгое время, при этой системѣ гораздо болѣе затруднительно, а потому подобные насосы и выполняются сравнительно рѣдко, большею частью для работы отъ руки или отъ привода при подачѣ небольшого количества жидкости и на небольшую высоту. Главное же распространеніе въ практикѣ получили поршневые насосы 1-го типа (фиг. 1), т. е. съ поршнемъ въ видѣ поперечной перегородки въ цилиндцѣ, имѣющей прямолинейное возвратное движеніе. Приладка такого поршня къ цилиндру и поддержаніе герметичнаго соединенія между ними достигается съ гораздо меньшими трудностями, чѣмъ при качающемся поршнѣ въ видѣ продольной перегородки. Поэтому въ дальнѣйшемъ, говоря о

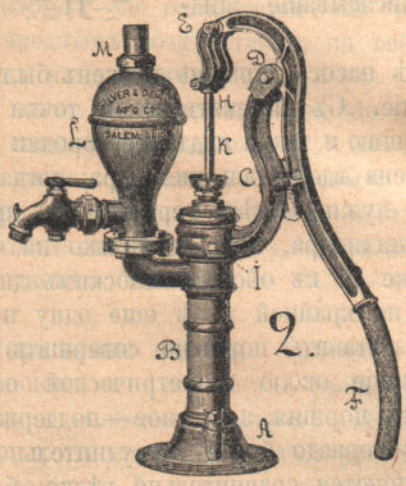
*) Детальное устройство подобнаго насоса—см. въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 71 (система *Альвейлера*). Дальнѣйшее усовершенствованіе этой системы, сдѣланное *Абрагамсономъ*—см. въ *Журналѣ Общ. нѣмецк. инженеровъ* за 1892 г., № 35, стран. 1021.

Оригинальное и простое устройство насоса съ вращательнымъ движеніемъ поршня въ видѣ гладкаго цилиндра, на которомъ въ 2 разныя стороны нарѣзаны винтовыя дорожки, можно видѣть въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1885, № 17. стр. 334.

поршневыхъ насосахъ, мы будемъ имѣть въ виду исключительно насосы 1-го типа (фиг. 1).

Краны *a* и *b* въ такихъ насосахъ съ удобствомъ могутъ быть замѣнены автоматически дѣйствующими ***заслонками*** или ***клапанами;*** раскрытіе и закрытіе ихъ происходитъ тогда само собою, вслѣдствіе существованія разности давленій на обѣ стороны клапана при каждомъ переходѣ отъ періода всасыванія къ періоду нагнетанія и наоборотъ.

10. **Приведеніе въ движеніе поршневыхъ насосовъ** дѣлается или отъ руки, или отъ фабричнаго приводнаго вала, или непосредственно отъ двигателя той или другой системы. Сообразно съ этимъ различаютъ насосы *ручные*, *приводные* и *моторные*, разумѣя въ послѣднемъ случаѣ такіе насосы, которые приводятся въ дѣйствіе или паровой силой, или отъ водяного колеса, отъ турбины, отъ водостолбовой машины, отъ газоваго, керосиноваго, бензиноваго или калорическаго двигателя, отъ электромотора, отъ вѣтрянаго двигателя, отъ коннаго привода и т. п.



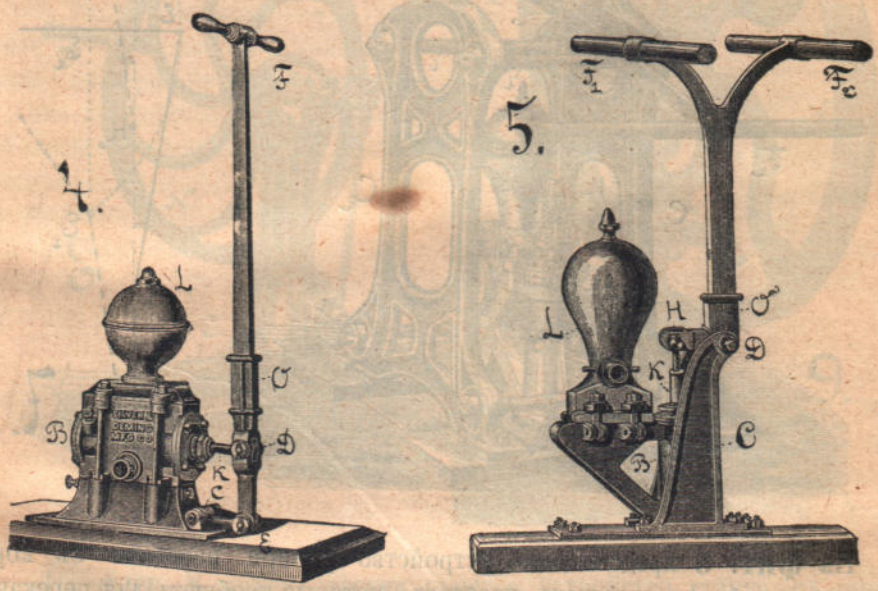
Ручные насосы приводятся въ дѣйствіе: 1) или качаніемъ рычага, коромысла *), 2) или непрерывнымъ вращеніемъ рукоятки, маховика.

На **фиг. 2** представленъ простѣйшій примѣръ ручной передачи къ насосу, поставленному на основной плитѣ *A* надъ колодцемъ: *B*—цилиндръ, *C*—опорная дуга, дающая въ *D* ось вращенія коромыслу *EF*; нижній конецъ дуги имѣетъ видъ стяжного хомута, охватывающаго верхнюю наружную точеную часть (шейку) у цилиндра; затягивая хо-

*) Удивительные по своей примитивности и нераціональности ручные коромысловые приводы и до сихъ поръ еще можно встрѣтить на волжскихъ нефтяныхъ баржахъ, снабжающихъ пароходы мазутомъ.

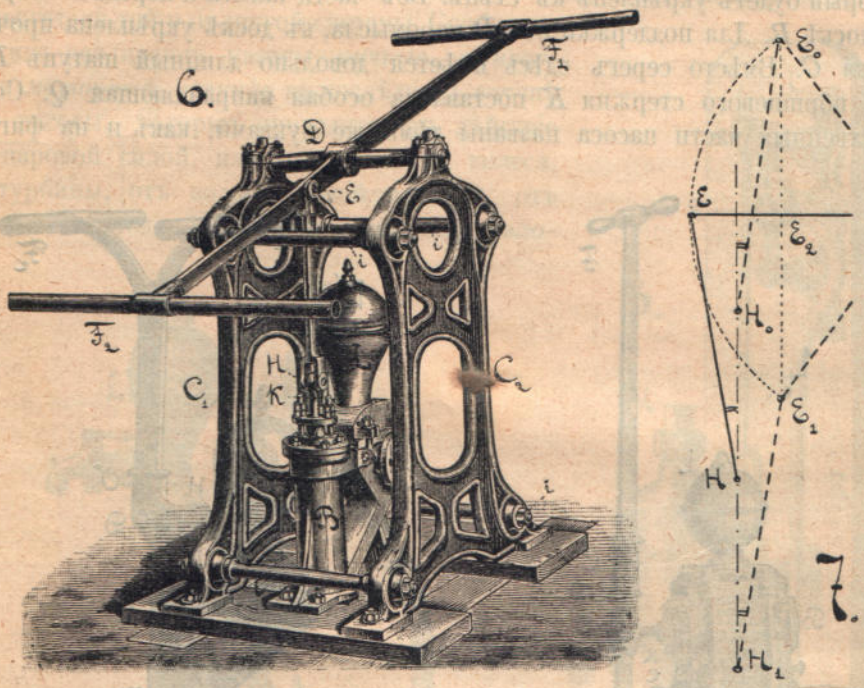
мутъ дуги *C* стяжнымъ болтомъ *I*, можно передачу къ насосу установить въ любомъ положеніи относительно цилиндра; *HE* — двѣ серьги одинаковой длины; шарнирными болтами серьги соединены съ верхнимъ концомъ *E* коромысла и съ головкою поршневого стержня *K*; вода изъ насоса поступаетъ сначала въ нагнетательный воздушный колпакъ *L* и сжимаетъ заключенный въ немъ воздухъ, который своей упругостью гонитъ воду далѣе въ подъемную трубу *M*; послѣдняя до нижняго фланца у колпака не доходитъ.

На **фиг. 3** изображено расположеніе ручной передачи къ насосу, который будетъ укрѣпленъ къ стѣнѣ. Всѣ части насоса и передачи собраны на доскѣ *R*. Для поддержки оси *D* коромысла, къ доскѣ укрѣплена прочная рамка *C*. Вмѣсто серегъ здѣсь имѣется довольно длинный шатунъ *HE*. Для поршневого стержня *K* поставлена особая направляющая *Q*. Соотвѣтственныя части насоса названы тѣми же буквами, какъ и на фиг. 2.



На **фиг. 4** дано изображеніе ручной передачи, когда рукоятка рычага помѣщается значительно выше насоса: рычагъ *EF* соединенъ шарнирно съ поршневымъ стержнемъ *K* и двумя серьгами *CE*. Такое устройство передачи нельзя назвать раціональнымъ: даже опытный рабочій не можетъ качать воду насосомъ съ подобной передачей, не вызывая прогиба поршневого стержня кверху или книзу. Этого не случилось бы только тогда, когда усиліе на рукоять *F* передавалось бы все время строго параллельно оси насоснаго цилиндра, но практически это совсѣмъ недостижимо. Поэтому въ насосѣ съ такой *неудачной* передачей всегда будетъ существовать еще добавочное изнашиваніе цилиндра поршнемъ и сальника стержнемъ *K*, независимо отъ природы перекачиваемой жидкости, а только благодаря нераціональности передаточнаго механизма.

На **фиг. 5** имѣемъ другой типъ подобной же передачи, но здѣсь указанный выше недостатокъ передаточнаго механизма устраненъ: косыя давленія, которыя передаются на коромысло F_1F_2 воспринимаются осью D, покоющейся на неподвижной подставкѣ C. Въ обоихъ послѣднихъ примѣрахъ ручной передачи рычагъ F (фиг. 4) или коромысло F_1F_2 сдѣланы вставными во втулку O передаточнаго механизма, и когда не желаютъ, чтобы насосъ приводили въ дѣйствіе въ отсутствіи лицъ, спеціально приставленныхъ къ нему, эти части F просто удаляютъ.

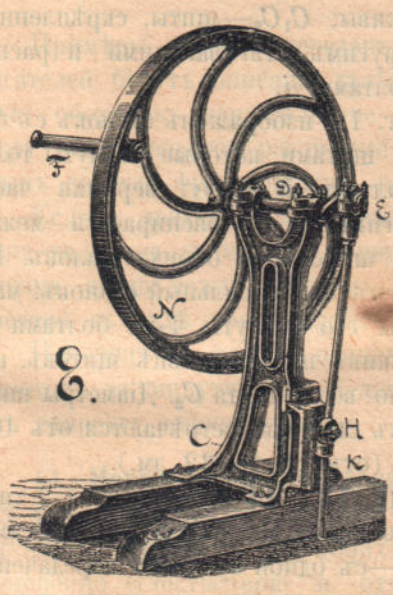


На **фиг. 6** представлено устройство ручной передачи съ коромысломъ для болѣе сильныхъ насосовъ, которые требуютъ для перекачки жидкости одновременнаго участія въ работѣ нѣсколькихъ человѣкъ. Соотвѣтственныя части насоса обозначены тѣми же буквами, какъ и на предыдущихъ фиг. 2—5: C_1C_2 — двѣ прочныя чугунныя рамы, скрѣпленныя въ одно цѣлое 4-мя распорными болтами ii; послѣ стяжки рамъ сдѣлано разсверливаніе подшипниковъ для оси D, на которой раскачивается коромысло. Остальныя подробности устройства передачи тѣ же, что и въ предыдущихъ случаяхъ.

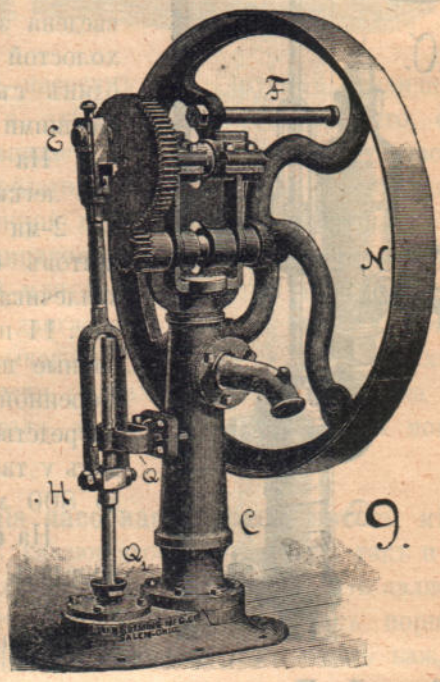
Принципъ правильной установки ручной передачи коромысломъ или рычагомъ къ насосу разъясняетъ **фиг. 7**: E — среднее положеніе у коромысла его шарнирнаго болта, передающаго давленіе серьгѣ или шатуну HE; H_0H_1 — направленіе геометрической оси цилиндра, H_0E_0 и H_1E_1 — два крайнихъ положенія серьги. При правильной установкѣ частей передачи направленіе H_0H_1 должно дѣлить пополамъ стрѣлку

EE_2 дуги описываемой болтомъ E коромысла. Наибольшіе углы отклоненія оси шатуна отъ оси цилиндра по обѣ стороны отъ нея будутъ при этомъ одинаковы.

При всѣхъ описанныхъ выше способахъ приведенія въ движеніе насоснаго поршня (фиг. 2—6) величина размаха поршня можетъ быть и болѣе и менѣе, ограниченъ только ея *max*, такъ что и количество подаваемой насосомъ жидкости при одинаковомъ числѣ качаній поршня здѣсь можетъ получаться далеко не одинаковымъ. Этого не бываетъ, когда насосъ приводится въ дѣйствіе шатуннымъ механизмомъ при непрерывномъ вращеніи рукояти или маховика.



8.

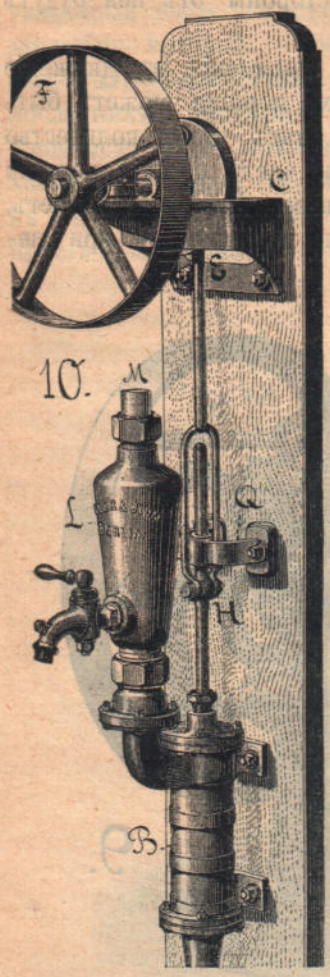


9.

На **фиг. 8** имѣемъ весьма простое устройство станка съ опредѣленной величиной размаха для поршня: C — неподвижная чугунная рама съ 4-мя фундаментными болтами; вверху она даетъ опору валу D въ 2 подушкахъ; N — маховикъ, F — его рукоятка; E — кривошипъ, откованный въ одномъ цѣломъ съ валомъ; HE—шатунъ; H—ползунъ съ направляющей для него, привернутой къ рамѣ C; K—поршневой стержень.

На **фиг. 9** изображена другая конструкція станка, снабженнаго зубчатой передачей и приспособленнаго для подъема жидкости на болѣе значительную высоту. Оба вала покоятся на подушкахъ, отлитыхъ въ одномъ цѣломъ съ колонной, въ которую поступаетъ вода изъ колодца. Опоры нижняго вала, слабѣе нагруженнаго,—безъ вкладышей, въ видѣ простой расточки во втулкахъ; подушки верхняго вала съ вкладышами и крышками. Кривошипъ здѣсь замѣненъ дискомъ большого зубчатаго колеса и пальцемъ E. У поршневаго стержня двѣ направляющія—Q и Q_1.

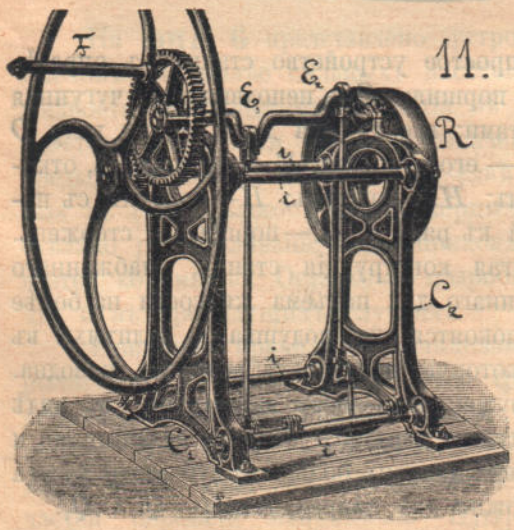
На **фиг. 10** показанъ простѣйшій примѣръ передачи отъ заводскаго приводнаго вала къ настѣнному насосу посредствомъ шкива *F* и колѣнчатаго вала *E*, получающаго опору въ подушкахъ рамы *C*.

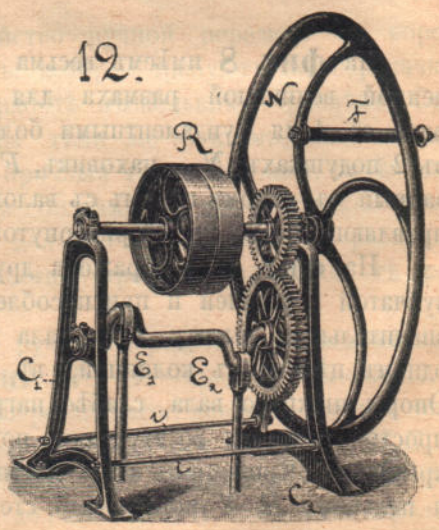


Весьма часто примѣняются станки для смѣшанной передачи—и отъ руки и отъ привода. Пару такихъ станковъ имѣемъ изображенными на **фиг. 11** и **12**. Здѣсь *F*—рукоятка для ручной передачи, *N*—маховикъ (съ діам. до 1,5 мт.); E_1E_2—двухколѣнчатый валъ; между нимъ и валомъ маховика введена зубчатая передача; *R*—коренной и холостой шкивы; C_1C_2—щиты, скрѣпленные одинъ съ другимъ стягивающими и распирающими болтами *ii*.

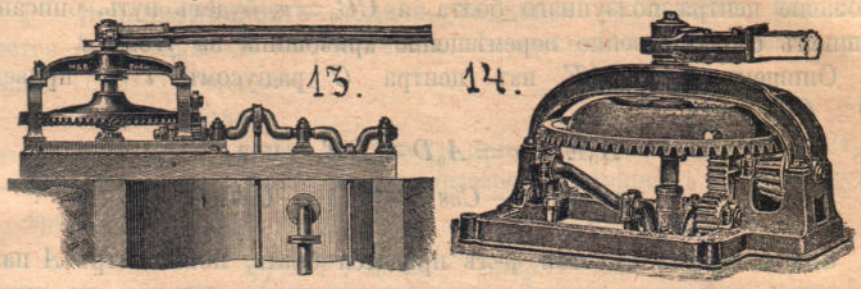
На фиг. 12 изображенъ станокъ съ болѣе легкими щитами, которые стянуты только 2-мя болтами *ii* внизу; верхняя часть щитовъ стягивается и распирается между заплечиками шиповъ у обоихъ валовъ. На фиг. 11 имѣемъ болѣе сильный станокъ; массивные щиты его стянуты 4-мя болтами *ii*. Коренной шкивъ посаженъ внѣ щитовъ, непосредственно возлѣ щита C_2. Діаметры шкивовъ у такихъ станковъ встрѣчаются отъ 400 до 800 мм. (отъ 16 до 32 дм.).

На **фиг. 13** и **14** представлены 2 типа передачъ отъ коннаго привода къ насосамъ: на фиг. 13—съ одной зубчатой передачей и двухколѣнчатымъ валомъ, расположеннымъ





внѣ рамы коннаго привода; на фиг. 14 — съ двумя зубчатыми передачами и трехколѣнчатымъ валомъ, работающимъ внутри общей рамы коннаго привода.



Примѣры другихъ передачъ къ насосамъ отъ другихъ различныхъ двигателей будутъ описаны далѣе, а здѣсь отмѣтимъ только, что, если число оборотовъ двигателя не совпадаетъ съ таковымъ же у насоса, между ними вводятся различные передаточные механизмы,—въ видѣ зубчатыхъ колесъ, фрикціонныхъ, ременной передачи или канатной.

Если у двигателя и насоса одинаковое число оборотовъ, но различна величина размаха у поршней или вообще частей шатуннаго механизма, тогда между насосомъ и двигателемъ вводятъ промежуточныя передачи въ видѣ коромысловъ и рычаговъ (прямыхъ и колѣнчатыхъ).

Наконецъ въ случаѣ одинаковости размаха поршней и числа ихъ оборотовъ въ минуту какъ у двигателя, такъ и у насоса, они могутъ быть спарены непосредственно.

11. **Неравномѣрность движенія насоснаго поршня** имѣетъ мѣсто какъ при воспринятіи движенія отъ качающагося коромысла, такъ и отъ шатуннаго механизма. Въ обоихъ случаяхъ эта неравномѣрность является совершенно естественною и отчасти необходимою, такъ какъ поршень долженъ имѣть прямолинейное возвратное движеніе, и въ концѣ каждаго размаха скорость поршня должна быть равна нулю.

Чаще всего приходится передавать поршню движеніе отъ шатуннаго механизма. Изслѣдуемъ поэтому вопросъ объ измѣненіи скорости поршня при равномѣрномъ вращеніи кривошипа.

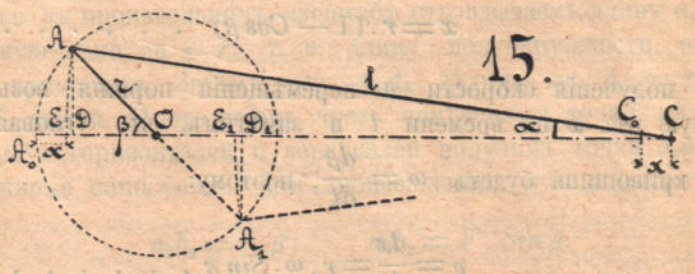


Схема передачи изображена на **фиг. 15**: O — центръ вала, AO — кривошипъ длиною r, AC — шатунъ длиною l, OC — направленіе оси насоснаго цилиндра, C — положеніе центра ползуннаго болта въ то

время, когда кривошипъ дѣлаетъ съ осью цилиндра уголъ β; A_0 — лѣвая мертвая точка шатуннаго механизма.

Если отложимъ $A_0C_0 = AC = l$, тогда C_0 будетъ крайнее лѣвое положеніе центра ползуннаго болта, а $CC_0 = x$ будетъ путь, описанный поршнемъ соотвѣтственно перемѣщенію кривошипа на уголъ β.

Опишемъ дугу AE изъ центра C радіусомъ l и проведемъ $AD \perp OC$, тогда

$$A_0E = x = A_0D \mp DE, \text{ или}$$

$$x = r(1 - Cos\,\beta) \mp l(1 - Cos\,\alpha) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{4}.$$

Знакъ минусъ въ этой ф-лѣ придется брать, пока центръ A пальца кривошипа проходитъ верхнюю полуокружность, а плюсъ — на нижней полуокружности (напр., для положенія кривошипа OA_1 на фиг. 15). По чертежу имѣемъ:

$$AD = r\,.\,Sin\,\beta = l\,.\,Sin\,\alpha, \text{ или } Sin\,\alpha = \frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta, \text{ откуда}$$

$$Cos\,\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta\right)^2} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta\right)^2 - \frac{1}{8}\left(\frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta\right)^4 \cdots\cdots$$

При наибольшемъ значеніи $Sin\,\beta$, равномъ 1, второй и третій члены будутъ таковы:

При	$l:r$	$= 5$	4	3
$\frac{1}{2}\cdot\left(\frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta\right)^2 =$		$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{18}$
$\frac{1}{8}\cdot\left(\frac{r}{l}\cdot Sin\,\beta\right)^4 =$		$\frac{1}{5000}$	$\frac{1}{2048}$	$\frac{1}{648}$

Данныя этой таблички показываютъ, что даже при небольшомъ отношеніи $l:r$ и при максимальномъ значеніи $Sin\,\beta$ величина Cos отличается отъ 1 менѣе, чѣмъ на 5%, а при $l:r = 5$ разница между ними достигаетъ едва лишь 2%. На основаніи этихъ соображеній ф-лу **4** можно писать въ упрощенномъ видѣ такъ:

$$x = r\,.\,(1 - Cos\,\beta) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{5}.$$

Для полученія скорости v перемѣщенія поршня возьмемъ 1-ю производную отъ x по времени t и замѣтимъ, что угловая скорость вращенія кривошипа будетъ $\omega = \frac{d\beta}{dt}$, поэтому:

$$v = \frac{dx}{dt} = r\,.\,\omega\,.\,Sin\,\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{6}.$$

Въ ф-лѣ **6** коэф. $r\omega$ представляетъ собою равномѣрную скорость вращенія кривошипа, и самая ф-ла **6** показываетъ намъ, что *при равно-*

мѣрномъ вращеніи кривошипа скорость движенія насоснаго поршня будетъ измѣняться все время, какъ соотвѣтственныя ординаты синуссоиды.

12. **Неравномѣрность подачи жидкости насоснымъ поршнемъ** является естественнымъ послѣдствіемъ непрерывнаго измѣненія скорости поршня. Пусть обозначаютъ:

F — площадь поршня,

q — объемъ, описываемый поршнемъ при полномъ его размахѣ $2r$,

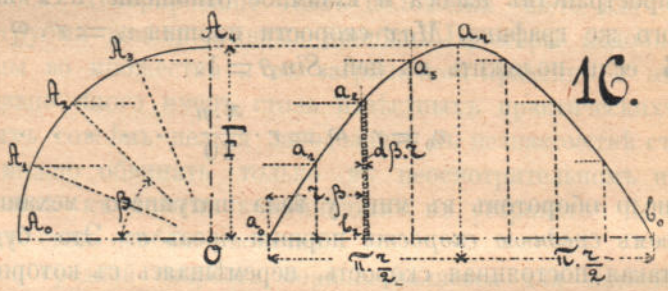
dq — безконечно малый объемъ, описываемый поршнемъ въ промежутокъ времени dt; тогда

$$dq = F.dx = F.Sin\,\beta.r.d\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7$$

$$q = \int_0^{\pi} F.r.Sin\,\beta.d\beta = F.2r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8,$$

т. е. допущенная нами погрѣшность при вычисленіи скорости поршня по ф-лѣ **5** вмѣсто ф-лы **4** нисколько не отражается на окончательномъ результатѣ вычисленія полнаго объема жидкости, перемѣщенной поршнемъ насоса при полномъ его размахѣ $2r$.

Интегралъ, выражаемый ф-лой **8**, весьма просто можетъ быть построенъ графически въ видѣ площади, ограниченной нѣкоторой синуссоидой (**фиг. 16**). Для этого въ одномъ изъ квадрантовъ въ произ-



вольномъ масштабѣ проведемъ четверть окружности A_0A_4 и примемъ, что ея радіусъ графически выражаетъ величину F. На продолженіи OA_0 также въ произвольномъ масштабѣ откладываемъ длину a_0b_0, условно принимаемую нами за $\pi.r$, т. е. длину полуокружности, описываемой пальцемъ кривошипа. Затѣмъ дугу A_0A_4 дѣлимъ на 4 части, а длину a_0b_0 на 8 частей. Проведеніемъ чрезъ намѣченныя точки дѣленія соотвѣтственныхъ горизонталей и вертикалей получимъ точки $a_0a_1a_2a_3a_4....b_0$, принадлежащія синосуоидѣ. Для произвольнаго угла β имѣемъ:

$$a_0b_2 = r.\beta; \qquad a_2b_2 = F.Sin\,\beta.$$

Если параллельно линіи a_2b_2 провести другую, отстоящую отъ нея на разстояніе $r.d\beta$, тогда элементарная площадь, прилегающая къ вертикали a_2b_2 будетъ, очевидно, представлять графически величину dq,

вычисляемую по ф-лѣ **7**, а потому вся площадь, ограниченная синуссоидой $a_0a_4b_0$, будетъ выражать объемъ q, описываемый поршнемъ при полномъ его размахѣ.

Построенная кривая $a_0a_4b_0$ графически изображаетъ намъ за время одного размаха поршня законъ измѣненія объемовъ жидкости, перемѣщаемыхъ поршнемъ какъ въ цилиндрѣ насоса, такъ равно и въ трубахъ его — всасывающей и нагнетающей.

Сравненіе ф-лъ **6** и **7** приводитъ насъ къ такому заключенію, что, если не обращать вниманіе на масштабъ абсциссъ и ординатъ при построеніи синуссоиды $a_0a_4b_0$ (фиг. 16), то эта же самая кривая можетъ дать представленіе также и объ относительномъ измѣненіи скорости жидкости при движеніи ея въ цилиндрѣ насоса и его трубахъ, а потому такая кривая можетъ быть названа *графикомъ измѣненія объемовъ жидкости и скоростей ея* при проходѣ чрезъ рабочее пространство насоса. Короче мы будемъ называть кривую $a_0a_4b_0$ (фиг. 16) *графикомъ объемовъ и скоростей*.

Если бы на линіи a_0b_0 (фиг. 16), какъ на основаніи, была построена площадь прямоугольника, равновеликая площади графика, тогда высота этого прямоугольника y опредѣлялась бы изъ равенства:

$$q = F \,.\, 2r = y \,.\, \pi \,.\, r, \quad \text{или} \quad y = \frac{2F}{\pi} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{9}.$$

13. **Средняя и максимальная скорости движенія жидкости** въ рабочемъ пространствѣ насоса и взаимное отношеніе ихъ найдутся при помощи того же графика. *Max* скорости поршня $v_0 = r \,.\, \omega$ опредѣлится по ф-лѣ **6**, если положить въ ней $Sin\,\beta = 1$:

$$v_0 = r \,.\, \omega = r \cdot \frac{\pi \,.\, n}{30} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{10},$$

гдѣ n — число оборотовъ въ мин. у вала шатуннаго механизма насоса.

Назовемъ *среднюю скорость* поршня чрезъ c. Это будетъ, слѣдовательно, такая постоянная скорость, перемѣщаясь съ которою все время равномѣрно, поршень подалъ бы при полномъ своемъ размахѣ $2r$, то же самое количество жидкости, какъ и теперь, когда поршень заимствуетъ свое движеніе отъ шатуннаго механизма.

Пользуясь свойствами графика (фиг. 16), мы можемъ сказать, что максимальная скорость поршня къ его средней скорости будетъ въ такомъ же отношеніи, какъ и максимальная высота графика F къ его средней высотѣ y, т. е.

$$v_0 : c = F : y = \pi : 2 = 1{,}57 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{11},$$

т. е. *максимальная скорость движенія жидкости въ насосѣ съ шатуннымъ механизмомъ на 57% болѣе средней скорости движенія ея за весь періодъ перемѣщенія ея поршнемъ.*

То же самое соотношеніе мы могли бы получить и непосредственно, помимо графика. Если движеніе поршня совершается непрерывно, и валъ

насоса дѣлаетъ n оборотовъ въ минуту, тогда путь, пройденный поршнемъ за время одного размаха его, будетъ $2r$; за одинъ оборотъ вала поршень пройдетъ путь $4r$, въ минуту — $4r \cdot n$, а въ секунду — $4r \cdot n : 60$. Это и есть величина c, т. е.

$$c = 2r \cdot n : 30. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{12}.$$

Изъ сравненія ф-лъ **10** и **12** получаемъ опять ф-лу **11**.

Въ прейсъ-курантахъ различныхъ фирмъ и въ обыденныхъ заводскихъ разсчетахъ насосовъ по справочнымъ книжкамъ говорится обыкновенно о *средней* скорости движенія поршня и перемѣщенія жидкости, но не нужно забывать при этомъ и максимальной ея величины, зависящей исключительно отъ свойствъ шатуннаго механизма при насосѣ и не устраняемой никакими усовершенствованіями въ конструкціи клапановъ, поршня и т. п.

Съ этой точки зрѣнія нельзя отрицать того положенія, что правильнѣе будетъ вести разсчетъ трубопровода для насоса не по средней въ немъ скорости жидкости, а по максимальной, имѣя въ виду возможность осуществленія на практикѣ весьма различныхъ комбинацій въ устройствѣ насосовъ, питающихъ общій трубопроводъ. Послѣ этого станетъ понятнымъ и то, что правильная критическая оцѣнка конструкціи насоса и его трубопровода не могутъ быть сдѣланы до тѣхъ поръ, пока не будетъ построенъ для нихъ графикъ скоростей, дающихъ полное представленіе о ходѣ измѣненія скоростей во всѣхъ главныхъ рабочихъ камерахъ насоса. Игнорированіе этихъ положеній часто влечетъ за собою весьма грубыя конструктивныя ошибки. Примѣры подобныхъ ошибокъ извѣстны во множествѣ и въ заграничной практикѣ и въ русской, съ ними связано много именъ столь извѣстныхъ практическихъ инженеровъ, которыхъ совсѣмъ нельзя заподозрить въ незнакомствѣ съ насосами вообще, а можно обвинять только въ неосмотрительномъ примѣненіи старыхъ правилъ къ новымъ комбинаціямъ въ устройствѣ насосовъ, которыя имѣютъ свои особыя свойства.

Величина средней скорости поршня является для насоса довольно характернымъ признакомъ, отмѣчающимъ прогрессъ въ построеніи насосовъ вообще.

Не далѣе какъ четверть вѣка тому назадъ величины c болѣе 0,4 — 0,6 мт. въ сек. считались рѣдкостью даже и на заграничныхъ первоклассныхъ насосныхъ станціяхъ, за это время машиностроеніе пошло впередъ такими быстрыми шагами, что теперь въ лучшихъ насосныхъ устройствахъ, приноровленныхъ къ экономной и непрерывной работѣ, часто встрѣчается $c =$ отъ 1 до 1,5 мт. (отъ 3 до 5 фут.), а въ послѣднее время даже и болѣе — отъ 2 до 2,3 мт. (6,5 — 7,5 фут.), какъ это отмѣчено ниже, напр., въ главѣ о шахтныхъ насосахъ и др.

Нужно, впрочемъ, оговориться, что безъ особой надобности прибѣгать къ утрированному увеличенію скорости хода насосовъ не слѣдуетъ, такъ какъ отъ этого въ прямой зависимости находится какъ быстрота изнашиванія отвѣтственныхъ частей насоса, такъ и надежность его дѣйствія.

Особенно не нужно забывать этой оговорки по отношенію къ непрерывнымъ производствамъ, въ которыхъ остановка насосной станціи можетъ причинить весьма крупные убытки и остановку всего завода.

Въ заданіи для насоса всегда лучше остановиться на болѣе умѣренной скорости съ тѣмъ, чтобы въ экстренныхъ случаяхъ безъ всякаго риска можно было перейти ее, а *при разработкѣ проекта* нужно всегда имѣть въ виду наибольшую возможную величину средней скорости насоснаго поршня и сообразно съ нею развивать размѣры частей, подверженныхъ въ работѣ изнашиванію и вредному воздѣйствію силъ инерціи.

КЛАССИФИКАЦІЯ НАСОСОВЪ,

критическая оцѣнка существующихъ конструкцій ихъ и данныя для опредѣленія главныхъ размѣровъ насосовъ различныхъ системъ.

14. **Необходимость классификаціи системъ насосовъ и общія основанія для нея.** Природа перекачиваемой жидкости и главныя условія, при которыхъ приходится дѣлать перекачку, бываютъ слишкомъ разнообразны. Этимъ естественно вызывается разнообразіе и въ конструкціяхъ насосовъ. Отсюда сама собою дѣлается понятною необходимость разобраться во всѣхъ существующихъ конструкціяхъ, отвести для каждой изъ нихъ въ общемъ ряду свое опредѣленное мѣсто, указать ея достоинства и недостатки, дать намекъ на возможность устраненія недостатковъ системы и на возможность исчезновенія достоинствъ ея при извѣстныхъ обстоятельствахъ и т. д. Это и дѣлается при помощи общей классификаціи системъ насосовъ, соединенной съ оцѣнкой существующихъ конструкцій ихъ и съ вопросомъ объ опредѣленіи главныхъ размѣровъ насоса.

Въ основу классификаціи могутъ быть положены различные *признаки*, отличающіе одну конструкцію отъ другой, напримѣръ:

1) *назначеніе насоса* въ зависимости отъ природы перекачиваемой жидкости и главныхъ условій перекачки (высоты напора, быстроты перекачки, нѣкоторыхъ спеціальныхъ требованій производства и т. п.); такимъ образомъ различаютъ, напр., насосы заводскіе, питательные, шахтные и т. п.;

2) *производительность насоса* при данныхъ размѣрахъ его поршня и опредѣленной скорости работы; такимъ образомъ различаютъ, напр., насосы *простого дѣйствія*, *двойного*, *тройного* и т. д.;

3) *различіе въ устройствѣ насоса и передачи къ нему* (положеніе оси цилиндра, число поршней и клапановъ, число и расположеніе смѣнныхъ набивокъ у поршня, число колѣнъ у вала или число кривошиповъ, взаимное ихъ расположеніе, равномѣрность подаваемой струи жидкости и т. п.).

Въ настоящее время, при той обширности матеріала, которую даетъ намъ современное машиностроеніе, простая и ясная классификація существующихъ устройствъ насосовъ для учебнаго курса не только полезна, но и прямо необходима. Безъ нея пришлось бы свалить всю массу фактическаго матеріала, такъ сказать, въ одну кучу, пришлось бы по-

вторять объ одномъ и томъ же многіе десятки разъ, и невольно останавливаться каждый разъ на маловажномъ; а при этомъ такъ легко бываетъ случайно позабыть сказать существенно важное.

Примѣромъ такихъ безсистемныхъ и мало полезныхъ описаній могутъ служить, напр., такъ называемые обзоры новостей, помѣщаемые отъ времени до времени въ нѣкоторыхъ нѣмецкихъ и французскихъ журналахъ (въ *Revue de mécanique*, въ журналахъ *Uhland*, *Dingler* и др.), гдѣ главными признаками у насосовъ нерѣдко являются, напр., или только положеніе оси цилиндра въ пространствѣ, или только присутствіе въ насосной передачѣ зубчатыхъ колесъ, или названія городовъ и мѣстечекъ, гдѣ сдѣланы описываемыя установки, совершенно одинаковыя по существу, или фамиліи заводовъ и конструкторовъ, перебирающихъ давно извѣстныя устройства и дающихъ имъ при каждомъ исполненіи только новые ярлыки и клички и т. д.

Наиболѣе полная и независимая отъ постороннихъ вліяній классификація системъ насосовъ, отводящая каждой изъ нихъ свое опредѣленное мѣсто, можетъ быть сдѣлана только въ учебномъ курсѣ. Ни въ одномъ изъ существующихъ курсовъ по насосамъ однако не было сдѣлано до сихъ поръ такой классификаціи.

15. **Критическая оцѣнка конструкціи насоса,** каково бы ни было его назначеніе, дѣлается на основаніи слѣдующихъ соображеній:

1) *устройство насоса должно быть просто*, т. е. должно заключать въ себѣ возможно малое число частей, подверженныхъ изнашиванію, разстройству, порчѣ;

2) устройство насоса должно отличаться *долговѣчностью* въ работѣ, т. е. выборъ матеріала для выполненія изъ него отвѣтственныхъ частей насоса долженъ быть сообразованъ съ природою перекачиваемой жидкости; прочные размѣры частей должны быть достаточно развиты и приспособлены даже и къ повышеннымъ требованіямъ относительно высоты напора и быстроты работы насоса; обработка и сборка отвѣтственныхъ частей должны отличаться хорошими качествами;

3) распредѣлительные органы насоса (клапаны, поршни) должны быть легко *доступны для быстраго осмотра, ремонта* и *замѣны* ихъ новыми;

4) жидкость должна слѣдовать чрезъ насосъ по возможности болѣе свободно и *кратчайшимъ путемъ* (безъ поворотовъ въ направленіи движенія, безъ необходимости проходить излишне суженныя и безъ надобности расширенныя мѣста и т. п.);

5) устройство насоса должно отличаться *дешевизною обзаведенія*, причемъ въ этомъ случаѣ стоимость насоса и трубопровода должны быть разсматриваемы совмѣстно;

6) устройство насоса должно отличаться *дешевизною эксплуатаціи*, т. е. возможно болѣе высокимъ коэф. полезнаго дѣйствія и дешевизною ремонта изношенныхъ частей и замѣны ихъ новыми.

Въ нѣкоторыхъ случаяхъ къ этимъ общимъ для всѣхъ насосовъ условіямъ присоединяются еще частныя требованія относительно макси-

мальнаго вѣса насоса, удобствъ переноски и перевозки его съ одного мѣста на другое, возможности спокойной работы насоса въ подвѣшенномъ видѣ и т. п.

Наибольшихъ тонкостей аналитическаго разсчета требуетъ выполненіе 5 и 6 условій. Примѣрное рѣшеніе этого вопроса въ примѣненіи къ нефтяной промышленности можно видѣть въ извѣстной работѣ инженеръ-механика *В. Г. Шухова — Трубопроводы* (изданіе Политехническаго Общества въ Москвѣ, 1895 г.), содержащей въ себѣ остроумныя теоретическія и весьма цѣнныя практическія данныя по рѣшенію вопроса о наивыгоднѣйшемъ устройствѣ и эксплуатаціи различныхъ системъ трубопроводовъ (для керосина, нефти и мазута, при непрерывной работѣ и періодической).

16. **Органъ, присасывающій жидкость,** выполняется въ насосахъ или въ видѣ *поршня*, или же въ видѣ *скалки*, называемой также *ныряломъ*, *ныркомъ*, *плунжеромъ*. Каково бы ни было устройство этого органа, оно должно удовлетворять условію *герметичности*; отъ болѣе или менѣе удачнаго выполненія его зависитъ въ большой мѣрѣ и самая производительность насоса.

Принципіальное различіе въ устройствѣ присасывающаго органа въ видѣ поршня или плунжера заключается въ слѣдующемъ:

а) насосы съ поршнемъ должны имѣть *тіп. двѣ набивки*, одну *внѣшнюю* (въ сальникѣ для поршневого стержня), а другую *внутреннюю* на трущейся поверхности между поршнемъ и стѣнками цилиндра; изъ нихъ состояніе послѣдней набивки трудно поддается контролю и осмотру, и она легко можетъ оказаться въ неисправности, запущенной, не вполнѣ совершенно дѣлающей разрѣженіе воздуха и обильно пропускающей жидкость съ одной стороны поршня на другую;

б) насосы со скалкою, или иначе *скальчатые*, могутъ имѣть *тіп одну набивку*, расположенную *снаружи*, свободно контролируемую въ ея дѣйствіи, легко подтягиваемую и замѣняемую новою.

При качаніи жидкостей, не разъѣдающихъ стѣнокъ трущихся органовъ насоса, и жидкостей чистыхъ (безъ ила, песку и т. п.), поршень можно выполнять вовсе безъ набивки, съ рядомъ не сообщающихся между собою кольцевыхъ выточекъ, сдѣланныхъ или на поверхности поршня (см. *Атласъ насосовъ*, табл. 15 и 70), или же на поверхности стакана, въ которомъ ходитъ поршень (см. *Атл. нас.*, табл. 5). Нѣсколько сношенный поршень подобнаго типа сначала забираетъ не хорошо, но когда присасываніе жидкости совершится, онъ работаетъ удовлетворительно и вообще лучше при непрерывной и быстрой работѣ насоса. При движеніи поршня въ какую либо сторону жидкость стремится переходить изъ одной выточки въ другую чрезъ волосной зазоръ между стѣнками поршня и цилиндра, но при каждомъ такомъ переходѣ изъ зазора въ выточку жидкость теряетъ значительную часть полученной ею скорости перемѣщенія. Съ такимъ поршнемъ насосы удовлетворительно работаютъ при давленіи до 5 атм.

Для болѣе высокихъ давленій и въ болѣе дорогихъ устройствахъ при тѣхъ же обстоятельствахъ (чистой и прѣсной водѣ, керосинѣ и т. п.) ставится поршень съ бронзовыми кольцами. Конструктивныя формы такихъ поршней представлены въ *Атл. нас.*, табл. 6, 8, 31, 39.

При качаніи воды съ пескомъ, иломъ, а также при повышенной температурѣ примѣняютъ поршни съ просаленной растительной или животной набивкой.

Конструктивныя формы поршней съ пеньковыми жгутами даны въ *Атл. нас.*, табл. 5, 49, а съ кожаной набивкой — тамъ же на табл. 1, 2, 5, 7, 10, 18, 21, 23, 40, 46, 47, 51, 56, 59, 60, 72 и 73.

При высокомъ давленіи (болѣе 5 атм.) примѣняются по преимуществу скальчатые насосы или съ внутренней набивкой (не болѣе 10 атм.) или съ наружнымъ сальникомъ (отъ 10 до 350 атм.).

Горизонтальное расположеніе оси насоснаго цилиндра, въ которомъ работаетъ тяжелый поршень, всегда неблагопріятно въ смыслѣ болѣе быстраго изнашиванія стѣнокъ цилиндра, — особенно при перекачкѣ жидкости, несущей съ собою различныя механическія примѣси (илъ, песокъ, твердыя нечистоты, дубильное корье и т. п.). Замѣна массивнаго поршня пустотѣлымъ (плавающимъ) плунжеромъ приноситъ въ этомъ случаѣ большую пользу, а еще лучшій результатъ можетъ быть полученъ вертикальнымъ расположеніемъ оси цилиндра.

Наклонное расположеніе къ горизонту даютъ иногда осямъ насосныхъ цилиндровъ по различнымъ конструктивнымъ соображеніямъ, когда приходится считаться съ вопросомъ о мѣстѣ, которое отводится для помѣщенія насоса, съ вопросомъ объ удаленіи воздуха, попадающаго въ рабочую камеру насоса и т. п.

Классификація насосовъ въ зависимости отъ ихъ служебнаго назначенія.

17. Насосы для домашняго обихода и строительныхъ работъ.

Сюда относится группа наиболѣе простыхъ и дешевыхъ устройствъ насосовъ, приводимыхъ въ движеніе большею частію отъ руки, рѣже отъ вѣтряного двигателя, коннаго привода, газоваго или керосиноваго двигателя, еще рѣже отъ водостолбовой машины или калорическаго двигателя. Примѣняются такіе насосы для снабженія водою кухонь, клозетовъ, для поливки дворовъ, огородовъ, садовъ, для откачки воды изъ подваловъ, погребовъ, на строительныхъ и канализаціонныхъ работахъ и т. п.

Такіе насосы строятся для подачи отъ 75 до 400 вед. (900 — 5000 *lt*) въ часъ и болѣе.

Ходовые размѣры діаметра цилиндра D и хода поршня S бываютъ такими:

Величины	$2^1/_2$	$2^3/_4$	3	$3^1/_4$	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6 дюйм.
D	60	70	75	80	90	100	125	150	мм.

Величины	5	6	8	9	10	12 дюйм.
S	130	150	200	250	300	мм.

Отношеніе $S:D$ встрѣчается равнымъ $1^3/_4$, 2, $2^1/_4$.

Скорость поршня (средняя). . . . $c =$ или менѣе 0,35 — 0,45 мт. (или 14 — 18 дм.) въ сек.

Число оборотовъ вала или двойныхъ качаній коромысла въ минуту n бываетъ — отъ 20 до 50.

При ручной качкѣ воды *коромысломъ* или рычагомъ практикою установлены слѣдующія соотношенія:

Работа, развиваемая *въ сек. каждымъ человѣкомъ*, участвующимъ въ продолжительной (8 — 10-часовой) качкѣ, и высчитанная по количеству дѣйствительно поднятой воды на заданную высоту, т.-е. *полезная работа* . . . . . 4,5 — 5 кг.-мт.

При кратковременной качкѣ (пожарныя трубы) та же работа бывала иногда доведена . . . . . до 18 — 25 »

Возможная величина размаха рычага въ горизонтальномъ направленіи . . . . . 1 — 1,2 мт.

Возможная величина размаха коромысла въ вертикальномъ направленіи. . . . . 0,7 — 1,0 мт.

Возможная величина скорости на концѣ рычага или коромысла . . . . . 0,8 — 1,1 мт.

Малое плечо рычага . . . . . около 2*S*.

Отношеніе большого плеча къ малому . . . . 5 — 10.

Самое нижнее положеніе рукояти коромысла возможно имѣть отъ уровня земли на разстояніи. . . 0,56 — 0,76 мт.

Самое верхнее положеніе той же рукояти отъ земли. . . . . 1,6 — 1,8 мт.

При ручной качкѣ воды *при помощи рукоятки съ маховикомъ* возможны слѣд. соотношенія:

Полезная работа, развиваемая 1 человѣкомъ при 8 — 10 часовой работѣ. . . . . 5 — 5,5 кг.-мт.

Радіусъ рукояти. . . . . 0,35—0,45 мт. (14—18 дм.).

Радіусъ маховика . . . . . 1 — 1,5 мт.

Вѣсъ маховика . . . . . 200 — 300 кг.

Высота центра вала надъ уровнемъ земли . . 0,9 — 1,0 мт.

Скорость на окружности рукояти . . . . . 0,9 — 1,0 мт.

Рабочихъ на рукоятку маховика ставится отъ 1 до 4, на коромыслѣ заставляютъ работать одновременно отъ 2 до 20 человѣкъ, въ исключительныхъ случаяхъ (на морскихъ помпахъ, напр.) — до 50 человѣкъ.

Усиліе каждаго рабочаго на концѣ коромысла или рукояти можно принимать въ предѣлахъ отъ 10 до 30 кг. (отъ $^3/_4$ до 2 пуд.).

При кратковременной работѣ среднимъ числомъ можно принимать, что *одинъ человѣкъ, работая на насосномъ приводѣ, можетъ поднимать въ минуту отъ 150 до 200 ведеръ воды на высоту одного фута.* Въ экстренныхъ случаяхъ (напр., во время пожара), работая съ усиленнымъ напряженіемъ, человѣкъ можетъ развить работу и большую вышеуказанной на 50%, 75 и даже на 100%, смотря по продолжительности напряженія.

Цилиндры у насосовъ этой группы выполняются чугунными, бронзовыми, иногда желѣзными (на строительныхъ работахъ).

Въ конструкціи этихъ насосовъ особенно цѣнятся простота устройства, надежность дѣйствія, дешевизна, удобство переноски или перевозки, иногда—небольшое мѣсто, занимаемое насосомъ на площади пола.

18. **Пожарные насосы** для городовъ и селъ бываютъ ручные, конные и паровые. Въ этихъ насосахъ цилиндры, поршни и клапаны дѣлаются всегда изъ бронзы; работа возможно болѣе аккуратная; всѣ части приспособлены для быстрой замѣны ихъ новыми.

Ходовые размѣры ручныхъ пожарныхъ насосовъ—$D=100$, 120, 140 и 150 мм., разсчитанныхъ на 8, 12, 16 и 20 человѣкъ.

Скорость на концѣ коромысла бываетъ отъ 1 до 2,5 мт. (отъ 3 до 8 фут.) въ сек., величина размаха тамъ же — отъ 900 до 1225 мм. (3—4 фут.), число двойныхъ размаховъ въ мин. $n=$ менѣе 60, развиваемая однимъ человѣкомъ работа доходитъ до $\frac{1}{4}$ лошадиной силы (при участіи отъ 8 до 12 чел. совмѣстно), а въ исключительныхъ случаяхъ даже до $\frac{1}{2}$ лош. силы.

Отношеніе плечъ рычага бываетъ 4—6, ходъ поршня 200—250 мм. (8 — 12 дм.).

Первая *паровая* пожарная труба была построена около 1830 г. въ Лондонѣ заводомъ *Braithwaite & Ericsson* (см. *Thurston, Histoire de la machine à vapeur, tm.* II, 1880). Паровая машина у нея была съ однимъ паров. цил. (діам. 7 дм., ходъ поршня 16 дм.). Вся труба вѣсила $2^1/_2$ *tn* (255 пуд.) и выбрасывала 150 галл. (55 вед.) въ мин. на высоту 80—100 фут. На растопку котла до начала работы требовалось 20 мин. времени.

Въ Америкѣ первая паровая труба была построена въ Нью-Іоркѣ въ 1841 г. заводомъ *Hodge*, но его машины были слишкомъ тяжелы и мало удобны въ обращеніи. Вскорѣ послѣ этого болѣе легкій типъ трубы съ вертикальными цилиндрами былъ выработанъ заводомъ *Latta* въ Цинциннати; этотъ типъ и служилъ впослѣдствіи предметомъ подражанія для другихъ заводовъ.

Всеобщее распространеніе паровыя пожарныя трубы получили только послѣ Лондонской выставки 1862 г. Вѣсъ современныхъ намъ трубъ колеблется отъ 3 — 4 *tn*; при умѣренномъ давленіи въ котлѣ до 80 фн. на кв. дм. (5,5 атм.) труба можетъ выбрасывать струю: въ вертикаль-

номъ направленіи до 225 фут. при діам. отверстія въ наконечникѣ $1^1/_4$ дм. и до 150 фут. при діаметрѣ $1^3/_4$ дм.; длина горизонтальной струи можетъ быть = соотвѣтственно — 300 и 250 фут. Въ американскихъ большихъ городахъ считаютъ необходимымъ имѣть 1 паровую трубу на 10,000 жителей, такъ что, напр., въ Нью-Іоркѣ въ началѣ 90-хъ годовъ насчитывалось болѣе 40 шт. паровыхъ пожарныхъ трубъ.

Историческія свѣдѣнія по пожарнымъ трубамъ, кромѣ сочиненія *Thurston*, имѣются также у *Ewbank*, *Hydr. & Mec.*, у *Ruehlmann*, *Bd. IV*.

Спеціальное сочиненіе по конструированію пожарныхъ насосовъ — *Bach*, *Die Construktion der Feuerspritzen*.

19. **Питательные насосы.** Такъ называется особая группа насосовъ, употребляемыхъ для питанія водою паровыхъ котловъ, для испытанія котловъ, трубъ и т. п. Иногда ихъ наз. также *добавительными* насосами.

Они бываютъ ручные (D не болѣе $2^1/_2$ дм.), приводные и паровые; въ настоящее время особенно распространены послѣдніе.

Ходовые размѣры паровыхъ питательныхъ насосовъ таковы:

Діам. насосн. цилиндра.	$1^1/_2$	$1^3/_4$	$2^1/_8$	$2^3/_8$	$2^3/_4$	$3^1/_4$	$3^3/_4$	$4^1/_8$	$4^1/_2$
	5	6	7	8	9	10	12	14 дюйм.	
Діам. паров. цилиндра.	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	$7^1/_4$
	8	10	12	14	16	18	20 дюймовъ.		
Ходъ поршня—	3	5	6	8	10	12	18	24 дм.	

Число двойныхъ размаховъ въ мин. назначается отъ 50 (при $S=16$ и болѣе дм.) до 175; скорость поршня бываетъ отъ 0,6 до 1 мт. (2 до $3^1/_4$ фут.) въ сек.

Такіе насосы строятся для подачи воды въ количествѣ отъ 60 до 15000 вед. въ часъ.

Отношеніе діам. парового цилиндра къ діам. водяного здѣсь встрѣчается около 1,5—1,7—2, рѣдко болѣе.

Иногда приходится работать такимъ насосомъ при давленіи до 20 атм. (а пробное для нихъ—50 атм.); клапаны, цилиндры, поршни и стержни ихъ выполняются въ такомъ случаѣ изъ фосфористой бронзы.

Хорошая спеціальная конструкція питательнаго парового насоса съ детальнымъ чертежомъ описана въ *Журн. общества нѣмецк. инжен.* за 1894 годъ въ № 49: $D=100$ мм., $S=200$, $c=1,2-1,3$ мт. въ сек., $n=180-200$; насосъ беретъ паръ изъ котла при давленіи 4—6 атм. и питаетъ водою другой котелъ подъ давленіемъ 10 атм.

Пусть **П** будетъ поверхность нагрѣва того котла, который надо питать водою, въ кв. *мт.*, а **В** — количество воды, испаряемой котломъ въ часъ въ *кг.*, тогда при обыкновенныхъ условіяхъ работы котла (при умѣренномъ напряженіи въ работѣ котла) можно принимать:

В *кг.* въ *часъ* = 20. **П** кв. *мт.* **13,**

что соотвѣтствуетъ сниманію 4,6 фнт. пара съ 1 кв. *фута* поверхности нагрѣва. Добавительный насосъ разсчитывается так. обр., чтобы, работая непрерывно, при обыкновенныхъ условіяхъ относительно скорости, онъ могъ подать приблизительно *тройное* количество жидкости противъ требуемаго, т. е. насосъ долженъ подавать объемъ

$$Q_1 \text{ куб. мт. въ часъ} = \frac{3.20.\Pi^{\text{кв. мт.}}}{1000}, \text{ или}$$

$$Q_1 \text{ » » » » } = 0{,}06.\Pi^{\text{кв. мт.}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{14}.$$

$$Q_1 \text{ ведеръ въ часъ} = \frac{3.4{,}6.\Pi^{\text{кв. фут.}}}{30}, \text{ или}$$

$$Q_1 \text{ » » » } = 0{,}46.\Pi \text{ кв. фут} \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{15}.$$

При форсированной работѣ котла съ его поверхности нагрѣва можно снимать болѣе или менѣе влажнаго пара на 50% болѣе противъ вышеуказаннаго; соотвѣтственно должны быть повышены и размѣры добавительнаго насоса.

Если бы выражать объемную производительность питательнаго насоса въ *lt* и въ минуту, тогда по ф-лѣ **14** можно было бы ее опредѣлить такъ:

$$0{,}06.\ \Pi.\ \frac{1000}{60} = \Pi,$$

т. е. *объемная производительность питательнаго насоса въ* **литрахъ** *въ* **минуту** *въ среднемъ можетъ быть принята равною числу квадратныхъ метровъ, заключающихся въ поверхности нагрѣва у котла (или приблизительно полуторному числу силъ котла*, если считать на силу по $1^1/_2$ кв. мт. площади нагрѣва).

Это правило весьма легко запоминается и представляется поэтому весьма удобнымъ для приблизительныхъ подсчетовъ.

Если размѣры питательнаго насоса берутся по размѣрамъ паровой машины, тогда устанавливается опредѣленное практикою отношеніе *A* между объемами, которые описываютъ поршни у паровой машины и у питательнаго насоса. Предполагая, что при машинѣ будетъ всегда *два* одинаковыхъ питательныхъ насоса, величину *A* по *Busley* можно брать слѣдующимъ образомъ:

въ сдвоенныхъ машинахъ простого расширенія . .	$A = 200$
въ строенныхъ » » » . .	$A = 166$
въ компаундъ-машинахъ *) двойного » . .	$A = 400$
» » тройного » . .	$A = 200$

Питаніе котловъ высокаго давленія во времена *Савери* дѣлалось посредствомъ вспомогательнаго котла, который работалъ періодически; наполненный холодной водой, этотъ котелъ разогрѣвался, и давленіе въ

*) Въ этихъ случаяхъ при опредѣленіи *A* вносится объемъ цилиндра низкаго давленія.

немъ доводилось до высшей нормы, чѣмъ въ главномъ котлѣ, работавшемъ непрерывно; тогда происходило перемѣщеніе подогрѣтой воды изъ вспомогательнаго котла въ главный, затѣмъ слѣдовало опять наполненіе вспомогательнаго котла холодной водой и т. д.

Во времена *Ньюкомена*, когда работали паромъ весьма низкаго давленія (4 — 5 *lbs*), котлы питались или автоматическимъ аппаратомъ *Brindley**) (съ поплавкомъ и коромысломъ, раскрывающимъ питательный клапанъ, помѣщенный на нѣкоторой высотѣ надъ котломъ), или просто періодическимъ впусканіемъ воды въ котелъ чрезъ достаточно высокую открытую сверху трубку.

Примѣненіе питательнаго насоса было сдѣлано только во времена *Уатта*. Насосъ былъ обыкновеннаго колодезнаго типа съ проходнымъ поршнемъ; приводился онъ въ дѣйствіе отъ коромысла паровой машины.

Чертежи питательныхъ насосовъ помѣщены въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 7, 8, 9, 14, 15, 16, 18, 40, 69.

Рисунки и описаніе работы паровыхъ питательныхъ насосовъ разнообразныхъ американскихъ конструкцій можно найти въ сочиненіи *Whitham-Constructive Steam Engineering, embracing Engines, Pumps and Boilers*, 1891: помѣщены системы *Blake, Worthington, Hall, Dean* и друг. (см. §§ 159—162).

Примѣръ питательнаго насоса съ электрической передачей можно найти въ *Engineering*, 1896, *oct.* 23, *pg.* 524 (на 225 *lt* въ мин., давленіе до 150 *lbs*).

Примѣръ большой установки паровыхъ насосовъ для питанія котельной станціи на 2000 силъ съ давленіемъ пара въ 160 *lbs* можно найти въ *Engineering* 1892, *july* 29, *pg.* 125—137: сдвоена пара одинаковыхъ насосовъ тройного дѣйствія (діам. 5 дм., ходъ—5 дм.); паровыя машины—вертикальныя (діам.—7 дм., ходъ—6 дм.).

Для питанія котловъ весьма высокаго давленія, въ которыхъ готовится паръ для машинъ тройного и четверного расширенія *(triple — & quadruple-compound)* при давленіи отъ 12 до 18 атм. (180—270 фунт. на кв. дм.), строятся спеціальные питательные насосы съ діам. плунжера отъ 2 до 6 дм. и съ ходомъ отъ 4 до 12 дм. (для подачи отъ 200 до 3000 вед. въ часъ); ихъ заставляютъ работать съ весьма умѣренною скоростью, около 1,5 фут. въ сек. (до 0,5 мт.).

Конструкція насоса для питанія котловъ горячей водою опубликована мною въ журн. *Техническій Сборникъ*, 1891 г., № 10: скорость поршня въ сек. — 0,4 — 0,65 мт., подъемъ клапана на всасывающей трубѣ—принужденный, отъ эксцентрика.

Чертежъ одноклапаннаго питательнаго насоса для подачи въ котелъ горячей воды, собираемой изъ паровыхъ рубашекъ у цилиндровъ и ресайверовъ паровой машины, помѣщенъ въ *Engineering*, 1896, *дек.* 25, *pg.* 803.

---

*) Хорошій рисунокъ этого аппарата можно найти въ брошюрѣ *Reuleaux-Kurzgefasste Geschichte der Dampfmaschine*, 1891, стр. 39.

20. **Горячіе или воздушные насосы**. Они являются необходимою принадлежностью паровыхъ машинъ, работающихъ съ конденсаціею пара, и предназначаются для выкачиванія изъ холодильника горячей воды и сопровождающаго ее воздуха.

Выкачиваемая горячимъ насосомъ вода должна подходить къ нему въ этомъ случаѣ самотекомъ.

На основаніи результатовъ опыта, высоту напора, которую приходится преодолѣвать воздушному насосу, при разсчетахъ обыкновенно принимаютъ = 15 мт. высоты водяного столба *).

Притокъ холодной воды въ конденсаторъ разсчитывается по наибольшему расходу свѣжаго пара въ машинѣ, который будетъ имѣть мѣсто при наибольшей выполняемой ею работѣ, соотвѣтствующей наибольшему коэффиціенту наполненія горячаго цилиндра машины свѣжимъ паромъ.

Для полученія надежной работы конденсатора считается достаточнымъ, если наибольшее количество воды, вводимой въ него для охлажденія отработавшаго въ машинѣ пара, по вѣсу въ **20** разъ будетъ превышать *наибольшій* расходъ свѣжаго пара въ машинѣ. Такова обычная норма для опредѣленія производительности горячаго насоса при паровой машинѣ, но будетъ лучше и надежнѣе, если размѣры рабочаго объема этого насоса и размѣры его клапановъ будутъ взяты болѣе противъ нормы процентовъ на 50 или 75, имѣя въ виду различныя случайности и неисправности въ работѣ насоса.

Расположеніе горячаго насоса и приведеніе его въ движеніе отъ паровой машины бываютъ крайне разнообразны (см. *Атласъ насосовъ*, табл. 68 и 69) и находятся въ зависимости отъ мѣстныхъ условій и отъ воли иногда заказчика, а чаще конструктора.

Діаметры цилиндровъ у горячихъ насосовъ встрѣчаются отъ 5 до 46 *дм.* (до 1,2 мт.) при размахѣ поршня отъ 10 до 30 дм., если поршень насоса не приводится въ дѣйствіе непосредственно отъ парового штока.

Отношеніе хода поршня къ діаметру его встрѣчается здѣсь крайне разнообразнымъ, отъ *1 : 2* до *3 : 2* при насосахъ, работающихъ при посредствѣ коромысла или рычага, и до *7 : 1* въ насосахъ, заимствующихъ движеніе отъ штока парового поршня непосредственно.

Въ зависимости отъ устройства передачи къ горячему насосу, наблюдается большое разнообразіе и въ выборѣ средней скорости его поршня. Она бываетъ:

при непосредственной передачѣ отъ 1 до 3 мт. въ сек.
при коромысловой » » 0,9 до 1,25 » ».

При передачѣ къ горячему насосу коромысломъ лучшіе англійскіе машиностроительные заводы назначаютъ величину хода поршня у горячаго насоса такимъ образомъ, чтобы скорость поршня у него выходила не болѣе 1 мт. въ сек.

---

*) См. *Журн. общ. нѣмецк. инжен.*, 1893 г. № 8.

Конденсаторъ примѣняется съ выгодою при паровыхъ машинахъ свыше 20 индикаторныхъ силъ, если только исходящій изъ машины паръ не употребляется для отопленія завода и если потребное для конденсатора количество воды есть на лицо.

Когда для питанія котла, доставляющаго паръ въ машину, имѣется достаточно прѣсной воды, тогда можетъ быть употребленъ конденсаторъ со вспрыскиваніемъ холодной воды внутрь него, и для этого, въ случаѣ необходимости, можетъ быть употреблена и морская вода. Если же нѣтъ излишка прѣсной воды и для конденсаціи пара надо примѣнять морскую воду, тогда ставится поверхностный холодильникъ, и горячій насосъ при этомъ въ значительной мѣрѣ разгружается въ своей работѣ, а холодный насосъ — наоборотъ.

Извѣстный швейцарскій машиностроительный заводъ *Бр. Зульцеръ* (въ Винтертурѣ) для разсчета горячаго насоса установилъ слѣдующія нормы: у одноцилиндровыхъ паровыхъ машинъ, расходующихъ отъ 10 до 16 кг. пара на 1 тормазную силу въ часъ, воздушный насосъ долженъ быть способенъ выкачивать изъ конденсатора до 350 *lt* въ часъ на каждую силу машины; въ компаундъ-машинахъ, гдѣ расходъ пара на силу бываетъ отъ $6^1/_4$ до 8 кг., объемная производительность горячаго насоса — 250 *lt* въ часъ на силу; и наконецъ въ машинахъ съ тройнымъ расширеніемъ пара (при расходѣ пара отъ 6 до $5^1/_4$ кг.) объемная производительность горячаго насоса доводится до 200 *lt* въ часъ на силу. Если же вспрыскивающій холодильникъ замѣняется поверхностнымъ, то норма подачи холодной воды въ конденсаторъ увеличивается въ $2^1/_2$—3 раза противъ вышеуказаннаго.

Отсутствіе при паровой машинѣ конденсатора съ принадлежащими къ нему холоднымъ и горячимъ насосами уменьшаетъ вѣсъ машины приблизительно на 10 — 12%, а стоимость ея—на 8—10%.

Присоединеніе къ машинѣ питательнаго насоса увеличиваетъ ея стоимость, примѣрно, на 1—$1^1/_2$%.

Конструкція горячаго насоса должна быть возможно болѣе простою и хорошо приспособленною для быстраго осмотра рабочихъ частей насоса (поршня, клапановъ). Такіе насосы работаютъ болѣе свободно и спокойно въ томъ случаѣ, когда воздуху не приходится проникать въ насосъ чрезъ толстый слой воды подъ клапанами *).

Чертежи горячихъ насосовъ для пароходныхъ машинъ, описаніе конструкціи и разсчетъ ихъ при обыкновенныхъ холодильникахъ и поверхностныхъ можно найти въ сочиненіи *Busley-Schiffsmaschine*, т. II, стр. 181, табл. 131.

Чертежи воздушныхъ насосовъ для заводскихъ машинъ помѣщены въ моемъ *Атл. нас.* на табл. 31, 46, 68 и 69.

Конструкцію воздушнаго насоса американскаго завода *Allis* можно найти въ *Engineering*, 1893, *dec.* 8, *pg.* 695 (нагнетательные клапаны

---

*) См. конструкцію насоса *Edwards* въ § 86, *b*.

расположены сбоку, на цилиндрической поверхности, и доступны для осмотра, не разбирая передачи къ насосу).

Во французскомъ отчетѣ **Richard**, касающемся выставки въ Чикаго (*Exposition internationale de Chicago en 1893*, vol 1-r. *Rapport de M. Gustave Richard, pg.* 150—158), помѣщены чертежи и описаніе горячихъ насосовъ *Worthington*, *Allis*, *Nordberg*; въ послѣднемъ изъ нихъ воздухъ и вода входятъ въ цилиндръ независимо другъ отъ друга, каждый чрезъ свой клапанъ.

Воздушные насосы введены въ употребленіе *Уаттомъ* вмѣстѣ съ его первыми машинами, которыя начали работать съ охлажденіемъ пара (1764—65 гг.).

21. **Насосы для водоснабженія** составляютъ обширный классъ машинъ, которыя исполняются обыкновенно по спеціальному заказу съ особой тщательностію и надежностію въ работѣ и приспосабливаются для большой производительности, для непрерывнаго и наиболѣе экономичнаго дѣйствія. Насосныя станціи этого класса устраиваются для водоснабженія городовъ, большихъ заводовъ и фабрикъ, желѣзнодорожныхъ станцій, городскихъ бань, прачечныхъ и т. п. Условія для работы насосовъ въ смыслѣ количества подаваемой воды, высоты напора и быстроты работы бываютъ крайне разнообразны. Столь же большое разнообразіе встрѣчается въ настоящее время и въ примѣненіи двигателей для этихъ насосовъ.

Желающимъ ближе ознакомиться съ современными конструкціями водопроводныхъ насосовъ мы указываемъ ниже длинный рядъ литературныхъ источниковъ, гдѣ помѣщены прекрасные чертежи и описаніе исполненныхъ машинъ, а также и результаты опытовъ съ этими машинами. Чтобы охарактеризовать нѣсколько имѣющіяся въ этихъ источникахъ данныя, мы приводимъ здѣсь также и нѣкоторые основные размѣры указываемыхъ устройствъ, придерживаясь слѣдующихъ обозначеній:

Q_1 — расходъ воды въ куб. мт. въ часъ,
D — діаметръ поршня или скалки въ мм.,
S — ходъ ихъ въ мм.,
c — средняя скорость поршня въ мт. въ *сек.*,
n — число оборотовъ насоснаго вала въ *мин.*,
h_1 и h_2 — высоты всасыванія и нагнетанія въ мт. соотвѣтственно,
l_1 и l_2 — длины трубопроводовъ всасывающаго и нагнетательнаго въ мт. соотвѣтственно,
Ж — число жителей въ городѣ,
N — число индикаторныхъ силъ паровой машины при насосѣ.

А. Водопроводные насосы, приводимые въ дѣйствіе **паровыми машинами:**

а. *Статьи Журнала общества нѣмецкихъ инженеровъ* (съ чертежами насосовъ):

1885 годъ, № 1. Насосы города *Remscheid*, $Q_1 = 100, h_1 = 6, h_2 = 174$.
№№ 15, 16. Насосы гор. *Barmen*, $Q_1 = 200, c = 0{,}88$.

1886 г., № 44. Насосы гор. *Essen*, $D=230$, $S=760$, $n=50$; $c=1,27$; $l_1=225$, $l_2=3100$.

1887 г., № 25. Насосы гор. *Francfurt am Main*, $N=30-60$, $n=30$, $c=0,7$.

№ 27. Насосы гор. *Hagen*, $Q_1=272$.

1888 г., № 17. Насосы гор. *Fürth*, $Ж=40.000$.

1890 г., № 22. Насосы гор. *Prag*, $Q_1=60-120$, $n=26$; $c=0,6$.

Насосы гор. *Brünn*, $D=300$, $S=1200$, $n=27$; $c=1,08$; $h_1=4$, $h_2=50$.

Насосы гор. *Agram*, $Q_1=250$, $h_2=72$.

Насосы гор. *Budapest*, $Ж=400.000$, $Q_1=1000$.

Насосы гор. *Pola*, $Q_1=200$, $n=26$, $c=0,69$.

» № 23. Насосы гор. *Graz*, $Q_1=540$, $n=75$, $c=1,5-2$.

Насосы гор. *Regensburg*, $Q_1=416$.

Насосы гор. *Bamberg* $Q_1=100$; $c=1,16$

Насосы гор. *Bielefeld*, $Q_1=135$.

№ 24. Насосы гор. *Roterdam*, $Q_1=900$.

№ 25. Насосы гор. *Pilsen*, подаютъ 12000 куб. мт. въ сут.

Насосы гор. *Ruhrort*, $Q_1=300$.

Насосы гор. *Leipzig*, подаютъ 30000 куб. мт. въ сут.

Всѣ насосы, чертежи которыхъ помѣщены въ *Журн.* за 1890 г., снабжены клапанами проф. *Ридлера* съ механической посадкой на сѣдло.

1891 г., № 22. Насосы гор. *Mannheim* подаютъ 6700 куб. мт. въ сутки; $D=280$, $S=900$, $c=0,8-1,26$; $h_2=94$.

1892 г., № 53. Насосы гор. *Aachen*, $c=0,66$, $n=18$.

1893 г., № 22. Насосы американской системы *Gaskill*, которую употребляютъ болѣе 370 городовъ въ Америкѣ.

№ 22. Статья проф. *Ридлера* объ американскихъ водопроводахъ и насосахъ. Водоснабженіе гор. *Newton*, $Q_1=800$, $h_2=72$, $l_2=5600$, $c=1,28$, $n=37,7$.

№ 23. Насосы гор. *Boston*, исполненные зав. *Leavitt*; результаты опытовъ—0,6 кг. угля на 1 эффективную силу.

1894 г., № 46. Насосы гор. *Prag*, $Q_1=500$, $N=122$, $n=36$, $D=285$, $S=1000$, $c=1,2-2$; расходъ пара на 1 индикат. силу въ часъ—7,4 *кг.*; $h_1=4,3$, $h_2=79,5$.

1895 г., № 23. Насосы для водоснабженія гор. *Москвы*. Въ *Мытищахъ*—$N=110$, $n=72$, $c=1,83$, давленіе пара 12 атм., расходъ его на 1 индикат. силу въ часъ 6,34 кг.; получена продуктивность насосовъ въ видѣ 122.500.000 фунто-футовъ работы на 100 фунт. нефти. Въ *Алексѣевскомъ* — $N=180$, $n=60$, $c=1,83$; расходъ пара на 1 индикат. силу въ часъ — 6,26 кг.; получена продуктивность въ видѣ 163.000.000 фн.-фт. работы на 100 фн. нефти.

1895 г., № 41. Статья по вопросу о водоснабженіи городовъ въ Америкѣ. Въ ней приводятся данныя относительно заданія величины Q_1. Для городовъ, гдѣ $Ж =$ или болѣе 5000, *Lueger* рекомендовалъ задаваться расходомъ воды отъ 60 до 120 *lt* на человѣка въ сутки, а *Rankine*—125 *lt*. Въ дѣйствительности же теперь оказывается существующею слѣдующая норма расхода воды въ различныхъ городахъ Европы:

Берлинъ	125 *lt*.	Глазговъ	230 *lt*.
Лондонъ	135 »	С.-Петербургъ*)	246 »
Мюнхенъ	150 »	Гамбургъ	278 »

Во многихъ американскихъ городахъ эти цифры расхода воды встрѣчаются до 300 *lt* при $Ж = 150.000$ и даже до 450 *lt* при $Ж = 300.000$.

1898 г., №№ 8, 9 и 10. Водоснабженіе гор. *St.-Gallen* (въ Швейцаріи): $h_1 = 3,5$; $h_2 = 311$, $l_2 = 9,7$ километра; $n = 60$, $c = 2$, $N = 210$. Машины бр. Зульцеръ тройного расширенія, $p = 11,5$ стм.; расходъ пара на 1 индикат. силу въ часъ 5,2 — 5,7 кг.; 1 кг. кокса даетъ работу 350.000 кг.-мт. Коэф. полезнаго дѣйствія насоснаго устройства (т.-е. отношеніе дѣйствительной работы машины къ индикаторной) $= 0,81$.

1898 г., № 10. Водоснабженіе гор. *Witten*: $N = 165$, $n = 50$, $c = 1,8$; $h_2 = 84$, коэф. полез. дѣйствія насоснаго устройства 0,885; при 5 атм. давленія 1 кг. пара даетъ работу 29.000 кг.-мт., а при 8 атм— 32.000 кг.-мт.

1898 г., № 10. Водоснабженіе города *Ulm*: $D = 230$, $S = 760$, $n = 65$, $c = 1,65$; $h_2 = 48$; коэф. полезн. дѣйствія насоснаго устройства 0,86; на 1 эффективную силу тратится 9,6 кг. пара въ часъ; при 6 атм. давленія 1 кг. пара производитъ работу 28.000 кг.-мт.

1898 г., № 51. Новое водоснабженіе города *Берлина*: $Q_1 = 7200$, $c = 1,65$; $h_2 = 26$; расходъ каменнаго угля на 1 эффективную силу въ часъ отъ 1,11 до 1,21 *кг*. Машины были исполнены берлинскимъ зав. *Mehlis & Behrens* по типу компаундъ съ горизонт. цил. и клапаннымъ распредѣленіемъ пара ($p = 6$ атм.).

Въ виду столь высокаго расхода топлива этой водокачкой, отмѣтимъ, что одна изъ балансирныхъ машинъ стараго берлинскаго водопровода была построена въ 70-хъ годахъ извѣстнымъ зав. *Simpson & Co* и сдана съ расходомъ угля на 1 эффект. силу въ часъ, 0,846 кг. или 1,88 *lbs* (см. *Engineering*, 1870, oct. 7, стр. 260) и съ продуктивностью въ 100 милліоновъ фунто-фут. на 100 фунт. угля. Машина была построена также по типу компаундъ для преодолѣнія напора до 32 фут. Рабочее давленіе пара было 32 прусск. фунта (37 рус. фунт.) на кв. дм.; $N = 120$.

1899 г., № 1. Водоснабженіе Breitensee (предмѣстье Вѣны) $Q_1 = 8000$ куб. мт. въ часъ, $n = 40$, $c = 1$ мт., $h_2 = 33$, $N = 56$. Гарантированъ расходъ пара на 1 эффективную силу въ часъ $= 9$ кг., полу-

---

*) См. *Труды III-го водопроводнаго съѣзда*, статья инженеръ-технолога М. И. Алтухова.

ченъ 8,04; гарантированъ расходъ угля для подъема 100 куб. мт. воды въ 28 кг., полученъ расходъ = 18 кг.

б. Статьи другихъ журналовъ:

Nowak's Skizzen-Buch, 1889, тетрадь 1 i-я — насосы водопровода въ Миланѣ.

Uhland's pract. Maschinen-Constructeur, 1888, № 2 — $Q_1 = 200$, $n = 25$, $c = 0{,}66$.

в. Въ моемъ *Атласѣ насосовъ* помѣщены чертежи насосовъ для водоснабженія гор. *Москвы*: на табл. 19, 20, 22, 23, 37, 38, 39, 46, 47, 48 — полная деталировка насосовъ, поставленныхъ въ 1888 г. (подача 58000 вед. въ сутки, $D = 190$, $S = 560$, $n = 90$, $c = 1{,}68$); на табл. 42, 43, 44 — проектъ устройства и расположенія машинъ на новомъ московскомъ водопроводѣ, представленный на конкурсъ въ 1890 г. заводомъ Густава Листа въ Москвѣ.

На табл. 36 — чертежъ водопроводныхъ насосовъ въ городахъ Килѣ и Хальбершадтѣ, $D = 185$, $S = 650$, $n = 60$, $c = 1{,}3$.

На табл. 51 — чертежи насосныхъ цилиндровъ съ водопроводовъ въ *Севастополѣ* и *Biel* (Швейцарія).

Два типа насосовъ для водоснабженія жел. дор. станцій помѣщены на табл. 5, 6, 61, 62.

г. Въ работѣ *Colyer-Pumps and pumping machinery*, 1892 г., помѣщены чертежи англійскихъ водопроводныхъ машинъ, но самые чертежи очень мелки, дурно исполнены и знакомятъ по преимуществу съ устарѣвшими устройствами.

д. При брошюрѣ *Турчиновича — Водоснабженіе гор. С.-Петербурга* имѣется атласъ *эскизовъ* всѣхъ насосовъ Петербургскаго водопровода, а въ самой брошюрѣ дано описаніе машинъ и сообщены нѣкоторые результаты опытовъ съ ними.

е. Въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общ.* за 1893—94 гг. № 5 (статья Е. Э. Бромлей) и за 1895—96, № 1 (статья Н. Ф. Бѣлевича-Станкевича) помѣщены данныя относительно работы насосовъ на новомъ московскомъ водопроводѣ (съ тройнымъ расширеніемъ пара).

ж. Историческія данныя по разработкѣ вопроса о конструктивномъ устройствѣ машинъ для водоснабженія городовъ можно найти въ сочиненіяхъ:

Rühlmann. *Allgemeine Maschinenlehre, Bd.* IV, стр. 406.

Fanning. *A pratical treatise on hydraulic and water-supply engineering. New-York, 1893.*

Б. Водопроводные насосы, приводимые въ дѣйствіе **турбинами** и **водостолбовыми машинами**:

а. Статьи *Журнала общ. нѣмецк. инженеровъ* (съ чертежами насосовъ).

1888 г., № 29. Насосная станція гор. *Chaux de Fonds*, $Ж = 25.000$, $D = 113$, $S = 500$, $c = 1{,}12$; двигатель—турбина *Жирара* на горизонтальномъ валу; $h_2 = 490$ *mt*.

1895 г., № 23. Новая насосная станція гор. *Remscheid*, $Q_1=200$, $h_2=174$, $D=180$, $S=650$, $c=1,3$; двигатель—турбина.

№ 36. Водоснабженіе 10 городовъ съ числомъ жителей до 1500 челов., гдѣ двигателемъ была водостолбовая машина. Напоръ воды для нея былъ отъ 8 до 45 мт., напоръ воды въ насосахъ — 85 — 238 мт. Коэф. полезнаго дѣйствія устройства найденъ былъ отъ 0,55 до 0,88, а при водяныхъ колесахъ и турбинахъ встрѣчается—0,48 до 0,65. Въ статьѣ разобрана и экономическая сторона подобныхъ устройствъ.

б. Въ моемъ **Атласѣ насосовъ** на табл. 74 — 80 даны чертежи насосовъ *Женевскаго водопровода*, приводимыхъ въ движеніе отъ турбинъ: $h_2=50$ и 150, $Q_1=39$, 53 и 92 куб. мт. въ часъ.

Первая городская водокачка съ водяными колесами, какъ двигателемъ, *на континентѣ* была построена въ 1848 г. въ Ганноверѣ ($c=1,75$ фут. въ сек.), вторая — въ 1863 г. для гор. Парижа, а третья — въ 1877 г. для гор. Цюриха (подробное описаніе—см. у *Ruehlmann*, *Bd. IV*, стр. 432 — 440). *Въ Америкѣ* 1-я городская водокачка съ водяными колесами была пущена въ ходъ еще въ 1822 г. въ Филадельфіи, съ 1851 г. и тамъ перешли на турбины (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1893 г., № 22).

В. Водопроводные насосы, приводимые въ дѣйствіе **газовыми, бензиновыми, керосиновыми** и друг. **двигателями:**

Статьи *Журнала общ. нѣмецк. инженеровъ.*

1888 г., № 28. Водоснабженіе военнаго лагеря отъ американскаго вѣтряного двигателя (съ разсчетомъ двигателя).

1895 г., № 11. Водоснабженіе нѣсколькихъ небольшихъ городовъ ($Ж=1000—16.000$) при помощи газовыхъ, бензиновыхъ и керосиновыхъ двигателей: $n=60-75$; $c=0,75-1,0$. При напорѣ въ 40 мт. получились результаты:

1 *кг.* кокса поднималъ до . . . . . 7 куб. *мт.* воды.
1 куб. *мт.* свѣтильнаго газа поднималъ до 9 » » »
1 *кг.* бензина и керосина » » 12 » » »

1896 г., № 12. Водоснабженіе гор. *Pyrmont* съ бензиновымъ двигателемъ въ 8 силъ: 1 *кг.* бензина давалъ работу 684.470 кг. мт.; $c=0,75$; $n=75$; 1 куб. мт. воды обходится 2,1 пфенига (около 1 коп.).

№ 21. Водоснабженіе гор. *Basel*, двигатель съ газомъ *Dowson*, $N=160$, $h_2=90$, $Q_1=360$; на 1 эффективную силу тратилось 0,93 кг. кокса; 275.000 кг.-мт. работы на 1 *кг.* кокса.

Описаніе одной изъ американскихъ водокачекъ съ газовыми двигателями помѣщено въ журн. *Engineering News*, 1896, *may* 28, стр. 349: два насоса подаютъ въ сутки около 300 тысячъ вед. воды; *коэф. п. д.* всей установки *0,81*.

Первые опыты устройства городскихъ водокачекъ съ газовыми двигателями были сдѣланы въ Германіи около 1884 г. (см. *Eng. News*, 1895, № 13).

Данныя о примѣненіи электрическихъ насосовъ на американскихъ водокачкахъ, можно почерпнуть въ жур. *Engineering News*, 1895, №№ 13, 14, 17. Выдержки изъ этихъ статей помѣщены въ послѣдующихъ главахъ.

22. **Артезіанскіе насосы** примѣняются для откачки изъ буровыхъ скважинъ воды или нефти, полученныхъ изъ-подъ водонепроницаемаго слоя. Жидкость находится въ трубѣ въ этомъ случаѣ подъ естественнымъ напоромъ ея. При откачкѣ жидкости уровень ея въ скважинѣ временно понижается болѣе или менѣе, а затѣмъ по прекращеніи откачки онъ снова поднимается до прежней своей высоты.

Буровая техника въ послѣдніе 20—25 лѣтъ достигла высокой степени совершенства, и работы въ этой области получили большое распространеніе. Безъ особыхъ затрудненій проходятъ въ настоящее время посредствомъ буренія весьма твердыя и мощныя горныя породы.

Нѣкоторыя изъ германскихъ и бельгійскихъ шахтъ имѣютъ глубину свыше 1300 мт. (около 650 саж.).

Буреніе на нефть достигло въ Галиціи глубины въ 350 саж., на Кавказѣ—около 250 саж.

Въ Харьковѣ вырытъ артезіанскій колодезь, доставляющій до 100,000 ведеръ воды въ сутки, которая бьетъ изъ-подъ мощныхъ мѣловыхъ пластовъ, съ глубины въ 310 саж. (660 мт.).

Общество городского водоснабженія въ Кіевѣ въ 1896 г. имѣло 8 буровыхъ колодцевъ, расположенныхъ на разстояніи 20 саж. одинъ отъ другого и доведенныхъ до второго подмѣловаго артезіанскаго горизонта (272 фут.); изъ этихъ 8 колодцевъ выкачивалось въ 1896 г. болѣе милліона ведеръ воды въ сутки *); поднимать воду изъ скважины приходилось только на высоту около 50 фут.

Въ окрестностяхъ города Гамбурга въ 1893 г. было вырыто 37 артезіанскихъ колодцевъ для водоснабженія фабрикъ и пивоваренныхъ заводовъ; всѣ они вмѣстѣ давали воды около 650 куб. мт. (до 52,000 вед.) въ часъ; наиболѣе сильный изъ нихъ доставляетъ до 120 кубич. мт. (около 10,000 вед.) въ часъ; глубина заложенія колебалась въ разныхъ мѣстахъ отъ 23 до 223 мт. (до 730 фут.); температура воды — около 11° *C* (*Журн. общ. нѣм. инж.*, 1893 г., № 32, стр. 984).

Смотря по роду притока воды къ артезіанской скважинѣ, колодцы устраиваются или съ фильтрами, или безъ оныхъ. Если вода притекаетъ изъ твердыхъ, необваливающихся породъ (напр., известняка и др.), то желѣзныя трубы, облицовывающія скважину, обыкновенно врѣзаютъ въ камень съ помощію стального башмака (фрезера) съ зубцами, а ниже ихъ скважина оставляется безъ трубъ и безъ фильтра. Въ случаѣ же полученія воды изъ водоноснаго песка, приходится провести чрезъ него фильтры, которые пропускаютъ воду и задерживаютъ песокъ.

Фильтръ состоитъ изъ желѣзной трубы съ просверленными на ней дырками (діам. отъ $^3/_8$ до $^1/_2$ дм.), на которую снаружи напаиваются

*) Труды III-го водопроводнаго съѣзда, стр. 265.

одна или двѣ мѣдныя сѣтки. Сообразно съ крупностью зерна у песка, выбирается тотъ или другой № сѣтки (число отверстій на 1 дм. длины возможно имѣть **20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 и 120).** Сѣтки обыкновенно напаиваются прямо на трубу однимъ продольнымъ швомъ. Профессоръ ***Войславъ,*** извѣстный спеціалистъ по буренію артезіанскихъ колодцевъ въ Россіи, на сверленую трубу наматываетъ сначала проволоку, а сѣтка напаивается уже поверхъ ея. Американскіе фильтры дѣлаются иногда мѣдными съ долевыми прорѣзами, на столько узкими, чтобы песокъ чрезъ нихъ проскочить не могъ, но эти мѣдные фильтры дороги и неособенно стойки по отношенію къ сопротивленію крученія, которое приходится испытывать фильтрамъ при постановкѣ ихъ на мѣсто.

Діаметръ скважинъ выбирается въ зависимости отъ количества потребной воды, отъ системы насоса, а также и отъ глубины свободнаго уровня воды въ скважинѣ. Когда говорятъ о діаметрѣ буровой (облицовочной) трубы, то всегда разумѣютъ при этомъ ***наружный діаметръ*** трубы. Діаметръ буровыхъ трубъ для воды встрѣчается въ Россіи отъ 4 до 24 дюймовъ, чаще всего $4^1/_2$, 6, 8, 10, 12 и 14 дм. Колодцы съ очень большимъ діам. трубъ считаются менѣе выгодными, какъ въ смыслѣ дороговизны первоначальнаго устройства, такъ и въ смыслѣ производительности.

Стоимость выполненія артезіанскаго колодца составляютъ два слагаемыя — стоимость работы буренія и стоимость трубъ. Что касается стоимости буренія, то, почти независимо отъ свойства проходимыхъ грунтовъ, она является функціею только первоначальнаго діаметра скважины и глубины ея; слѣдуетъ замѣтить вообще, что буреніе на значительной глубинѣ сопряжено съ немалыми трудностями и обходится довольно дорого. Желающихъ ознакомиться во всѣхъ подробностяхъ съ буровою техникою отсылаемъ къ спеціальному сочиненію ***Tecklenburg-Handbuch der Tiefbohrkunde***, шесть томовъ, 1886—1896.

Уровень артезіанской воды въ скважинѣ стоитъ обыкновенно ниже поверхности земли. Инженеръ-механикъ ***Г. Ю. Миттельштедтъ***, работающій спеціально по артезіанскому водоснабженію, сдѣлалъ наблюденіе, что вообще изъ 10 разрабатываемыхъ скважинъ, можетъ быть, одна даетъ воду ***самоизліяніемъ***, а въ остальныхъ приходится добывать воду съ болѣе или менѣе значительной глубины.

Скважины съ большою глубиною свободнаго уровня воды въ нихъ считаются мало удобными для эксплоатаціи, такъ какъ въ нихъ слишкомъ часто случаются поломки насосныхъ штангъ.

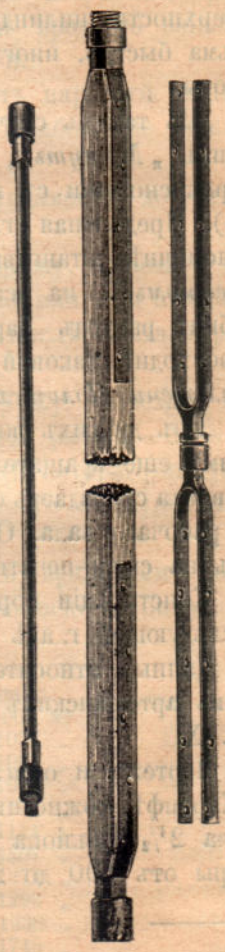
Производительность колодцевъ съ напорной водой бываетъ весьма различна, что зависитъ отъ крупности зерна водоноснаго слоя; напр., скважина съ *6* дм. діам. при глубинѣ въ 100 фут. можетъ дать и не болѣе 300 вед. воды въ часъ и болѣе 700 вед.

Для опредѣленія возможности устройства артезіанскаго колодца въ данной мѣстности, для опредѣленія глубины залеганія водоноснаго слоя и возможнаго уровня воды въ скважинѣ существуютъ спеціальныя карты,

разработанныя Геологическимъ Комитетомъ въ СПБ. Этими картами и руководятся тѣ лица, которыя занимаются буреніемъ артезіанскихъ колодцевъ, присовокупляя къ нимъ данныя изъ своего личнаго опыта. Въ Московскомъ районѣ, напр., спеціалисты могутъ указать еще до начала работъ и глубину скважины и уровень воды съ точностью до десятка футъ.

Буреніе производится у насъ большею частію или въ ручную, или съ помощію пара. Въ послѣднемъ случаѣ на скважинахъ отъ *6* до *10* дм. въ діам. можно пройти въ мѣсяцъ около 150 фут.

Качества воды изъ артезіанскихъ колодцевъ зависятъ отъ свойствъ тѣхъ водоносныхъ породъ, которыя питаютъ скважину. Вода изъ кварцевыхъ песковъ мягче, чѣмъ изъ породъ известковыхъ; чѣмъ глубже скважина, питаемая известковыми породами, тѣмъ большему давленію бываетъ подвержена вода, и тѣмъ болѣе она бываетъ насыщена солями извести; жесткость такой воды — отъ 12 до 28 нѣмецкихъ градусовъ. Микроорганизмовъ артезіанская вода не содержитъ, кислоты въ ней бываютъ въ видѣ слѣдовъ, поэтому она является отличной питьевой водой. Температура артезіанской воды довольно постоянна, круглый годъ около 7 — 8° *C*, рѣдко выше, поэтому такая вода весьма пригодна также и для разнаго рода фабричныхъ цѣлей, напр., для конденсаціи отработавшаго въ паровой машинѣ пара, для отбѣлки товара, для охлажденія прокатныхъ валовъ и проч.



Качка воды изъ артезіанскихъ колодцевъ дѣлается насосами разнообразныхъ системъ, но чаще всего *поршневыми насосами*.

Если свободный уровень воды въ артезіанскомъ колодцѣ стоитъ на такой глубинѣ, что присасываніе воды къ цилиндру поршневаго насоса, расположеннаго внѣ скважины (на поверхности земли), дѣлается невозможнымъ, тогда прибѣгаютъ къ расположенію насоснаго цилиндра *внутри* самой скважины и приводятъ поршень въ движеніе болѣе или менѣе длинными *штангами*, отчего и насосы, примѣняемые въ такихъ случаяхъ, получили названіе *штанговыхъ*. Выполненіе штангъ должно быть хорошимъ и солиднымъ, чтобы избѣжать частыхъ поломокъ ихъ и остановокъ въ работѣ: всѣ соединенія отдѣльныхъ штанговыхъ частей должны быть возможно болѣе прочными и солидными, во избѣжаніе быстраго расшатыванія ихъ; пригонка поршня къ цилиндру должна быть самая аккуратная, чтобы онъ не пропускалъ воды обратно; но въ то же время поршень не долженъ въ цилиндрѣ защемляться, чтобы не вызвать поломки штангъ.

Штанги выполняются желѣзными, а чаще стальными (діам. отъ $^3/_8$ до $1^1/_2$ дм.), иногда трубчатыми (полыми); въ Америкѣ употребляются также и деревянныя квадратныя штанги съ металлическими наконечниками (сторона квадратнаго сѣченія отъ 1 до $3^1/_2$ дм.).

Раціональное устройство насоса характеризуется тѣмъ, что въ періодъ главной работы у него штанги испытываютъ сопротивленіе растяженію, а не сжатію, т. е. воспринимаемое ими на себя сжимающее усиліе должно быть во много разъ менѣе растягивающаго.

Штанги поддерживаются въ своемъ движеніи отъ бокового выгиба какими-либо направляющими, разставленными одна отъ другой на длинѣ отъ 7 до 10 и болѣе фут. Всего раціональнѣе такіе направляющіе приборы, въ которыхъ треніе скольженія замѣнено треніемъ катанія.

Штанговые насосы приводятся въ дѣйствіе или отъ парового двигателя (паровой машины, локомобиля, фабричнаго привода), или отъ керосиноваго, или отъ электромотора.

Когда къ артезіанской водѣ бываетъ примѣшанъ песокъ, рабочія поверхности цилиндра и поршня разнашиваются до полной негодности весьма быстро, иногда для этого бываетъ достаточно нѣсколькихъ дней работы.

Въ такихъ случаяхъ большую пользу дѣлу приноситъ водоподъемникъ „*Мамутъ*“, работающій сжатымъ воздухомъ и не имѣющій въ соприкосновеніи съ водою никакихъ движущихся частей механизма (см. § 8). Предѣльная глубина откачки, до которой „*Мамутъ*“ работаетъ экономичнѣе штанговыхъ насосовъ, дана инженеръ-механикомъ *Миттельштедтомъ* *), на основаніи его опытовъ, въ 35 мт.; а при большей глубинѣ расходъ пара на работу „*Мамута*“ быстро увеличивается и превосходитъ таковой же при штанговыхъ насосахъ въ $2^1/_2$—4 раза (см. *Бюллетени Политехнич. О-ва*, 1897, № 5, стр. 2).

Изъ другихъ водоподъемниковъ для качки воды изъ скважинъ, отмѣтимъ еще вращательные насосы съ винтомъ на подобіе Архимедова. Ось винта совпадаетъ съ осью скважины и получаетъ непрерывное вращеніе отъ рабочаго вала. Одинъ изъ такихъ водоподъемниковъ успѣшно работаетъ на ситце-печатной фабрикѣ т-ва Э. Циндель въ Москвѣ.

Конструкціи поршневыхъ артезіанскихъ насосовъ будутъ описаны въ слѣдующей главѣ (см. §§ 35, 39, 52, 57, 61, 62, 68, 69).

Данныя относительно конструктивнаго устройства поршней и клапановъ артезіанскихъ насосовъ — см. у *Tecklenburg*, томъ IV, стр. 72, табл. X.

Чертежи и описаніе одной изъ установокъ артезіанскихъ насосовъ въ Кардифѣ можно имѣть въ журн. *Engineering*, 1894, *aug.* 17, *pg.* 244: подача $2^1/_2$ милліона галлоновъ въ сутки (болѣе 900.000 вед.); рабочіе напоры отъ 100 до 260 фут.; коэф. полезнаго дѣйствія установки 0,87.

---

*) Въ компаніи съ г. Матвѣевымъ имъ взята привилегія на особое устройство той части, которая вводитъ воздухъ въ водоподъемную трубу, а также и фильтра, очищающаго отъ масла воздухъ передъ поступленіемъ его въ скважину.

Примѣръ устройства водоснабженія одного небольшого американскаго города ($Ж = 5000$) при помощи артезіанскихъ насосовъ съ электрической передачей къ нимъ описанъ въ журн. *Engineering News*, 1895, *oct.* 3, № 14 (см. конецъ § 69).

23. **Шахтные насосы** употребляются для откачки воды изъ рудниковъ и глубокихъ шахтъ *). Различаютъ два вида шахтныхъ насосовъ: 1) одни изъ нихъ употребляются при углубленіи шахты и должны работать безъ всякаго фундамента, съ подвѣсомъ на цѣпи и нерѣдко съ перемѣнной длиной всасывающей трубы, 2) другіе же употребляются для подачи воды наружу съ опредѣленной глубины (изъ сборнаго бассейна) и могутъ быть устанавливаемы на неподвижныхъ фундаментахъ. Въ этомъ послѣднемъ случаѣ приходится считаться съ болѣе трудными условіями для работы насоса, благодаря необходимости откачивать въ сутки большое количество воды, извлекая ее съ большой глубины, а потому въ такихъ случаяхъ обращается большое вниманіе и на экономичность работы насоса,—дѣлается выборъ наиболѣе совершеннаго двигателя, примѣняется конденсація пара, заботятся объ устраненіи вреднаго вліянія массъ движущихся тѣлъ (твердыхъ и жидкихъ) и т. п.

Шахтные насосы приводятся въ дѣйствіе или отъ парового двигателя или въ послѣднее время отъ электро-мотора. Наибольшее число установокъ—съ паровыми двигателями.

Паровые шахтные насосы на постоянномъ фундаментѣ до сихъ поръ строились трехъ типовъ:

I. Насосъ — въ шахтѣ, паровой цилиндръ — наружу, передача къ штангамъ отъ парового поршня или непосредственно или при помощи коромысла, но безъ маховика; работа—съ *паузами* послѣ каждаго рабочаго хода поршня.

II. Насосъ — въ шахтѣ, паровая машина — наружу, передача къ штангамъ—при помощи коромысла и легкаго маховика; работа—съ *паузами* послѣ каждаго рабочаго хода поршня, въ концѣ котораго шатунъ и кривошипъ устанавливаются маховикомъ, пройдя немного мертвую точку (система *Kley*).

III. Насосъ и паровая машина съ непрерывнымъ вращеніемъ вала находятся въ шахтѣ, котелъ—наружу, паропроводъ во всю глубину залеганія насоса.

---

*) Въ числѣ весьма глубокихъ шахтъ отмѣтимъ слѣдующія:

Шахта въ	*Domnitz* около *Halle*	1001	мг.
„ „	*Offleben* въ Саксоніи	1052	„
„ „	*Linse* на Везэрѣ	1061	„
„ „	*Friedrichsaue* около Ашерслебена	1080	„
„ „	*Inovrazlaw*, провинція Позенъ	1104	„
„ „	*Sennewitz* около *Halle*	1111	„
„ „	*Probst-Jesar* въ Мекленбургѣ	1207	„
„ „	*Spercnberg* около Берлина	1271	„
„ „	*Usenburg* около Магдебурга	1293	„
„ „	*Lieth* въ Шлезв.-Голштиніи	1338	„
„ „	*Schladebach* въ Мекленбургѣ	1748	„

Интересныя подробности о буреніи послѣдней изъ указанныхъ шахтъ можно прочитать въ *Журн. общ. нѣмецк. инж.* 1889, № 7, стр. 159, а также въ сочиненіи *Tecklenburg*, томъ III, стр. 126 и томъ V, стр. 174.

Въ первыхъ типахъ насосовъ, представляющихъ собою въ общемъ тяжеловѣсное и мало экономичное устройство, столбъ нагнетаемой жидкости перемѣщается періодически, а въ третьемъ—непрерывно и съ мало измѣняющейся скоростью.

Машины III-го типа начали входить въ употребленіе съ 1876 г., и въ 1-хъ установкахъ скорость поршня была не болѣе 1,2 мт. въ сек. при n не болѣе 50 обор. въ минуту.

Заданія для выполненія шахтныхъ насосовъ бываютъ крайне разнообразны. Въ крупныхъ установкахъ расходъ воды бываетъ отъ 300 до 900 куб. мт. въ часъ (отъ 25,000 до 75,000 вед.), а высота подъема—отъ 200 до 600 мт. (до 300 саж.).

Съ исполненными устройствами шахтныхъ насосовъ можно познакомиться по нижеслѣдующимъ источникамъ:

Проф. И. А. Тиме. Справочная книга для горныхъ инженеровъ и техниковъ по горной части. СПБ., 1879. Сочиненіе даетъ много весьма цѣнныхъ данныхъ примѣнительно къ шахтнымъ насосамъ, установка которыхъ была сдѣлана болѣе четверти вѣка тому назадъ. Съ тѣхъ поръ и задачи, предложенныя горнымъ дѣломъ машиностроенію, во многихъ случаяхъ значительно усложнились, и само машиностроеніе сдѣлало колоссальные успѣхи *).

Съ новѣйшими установками паровыхъ шахтныхъ насосовъ можно ознакомиться по статьямъ въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, снабженнымъ превосходными чертежами и весьма поучительнымъ текстомъ, составленнымъ большею частію извѣстными знаменитостями въ дѣлѣ построенія насосовъ, напр., профессоромъ *Ридлеромъ*, инженеромъ *Tobell* и друг. Перечень этихъ статей таковъ:

1883 г., табл. 1, 20, 29, 30.

1885 г., № 1; **1886** г., стр. 898, 951; **1887** г., №№ 5, 6 и 15.

1888 г., № 22. Подземныя машины: 1) $Q_1 = 15 - 24$, $h_2 = 70$, $n = 50 - 75$; 2) $D = 150$, $S = 1000$, $n = 50$, $c = 1{,}66$; 3) $Q_1 = 300$, $h_2 = 145$, $D = 210$, $S = 800$, $n = 50$, $c = 1{,}33$.

№ 23. Подземная маш. $D = 98$, $S = 700$, $h_2 = 250$.

№ 24. Тоже: 1) $Q_1 = 300$, $h_2 = 300$, $n = 60$, $c = 2{,}0$; 2) $Q_1 = 240$, $h_2 = 232$, $n = 60$, $c = 1{,}4$; 3) $Q_1 = 120$, $h_2 = 520$, $n = 60 - 100$, $c =$ до 2,33.

1889 г., №№ 48 (сист. Kley) и 49 (обыкнов.) при $h_2 =$ отъ 293 до 513, $c = 0{,}8 - 1{,}0$.

1890 г., № 22. Подземныя маш. $Q_1 = 900$, $h_2 = 300$.

1892 г., № 17. Тоже, съ дифференціальнымъ поршнемъ, $n = 50$, $c = 0{,}83$.

1893 г., №№ 32—33. Американскіе надземные паровые шахтные насосы—со штангами и непрерывнымъ вращеніемъ вала и подземные съ электрической передачей работы.

---

*) Мы слышали, что печатается II-е изданіе этой книги.

1897 г., № 46. Данныя объ установкахъ шахтныхъ насосовъ, сдѣланныхъ зав. *Erhardt & Sehmer* въ періодъ 1877—1897.

1898 г., № 49. Насосная станція на 800 силъ съ электрической передачей (рабочее $n = 200$, пробное въ теченіе нѣсколькихъ недѣль $n_1 = 300 - 340$).

1899 г., №№ 2 и 3. Шахтные насосы, приводимые въ дѣйствіе водостолбовыми машинами и электромоторами. Въ водостолбовыхъ насосахъ—$c =$ отъ 0,3 до 0,4; $n = 12 - 60$, коэф. полезнаго дѣйствія станціи до 0,7. Тамъ же сообщены интересные результаты многолѣтняго опыта фирмы *Haniel & Lueg* въ Дюссельдорфѣ надъ различными установками по отношенію къ расходу пара въ *кг.* на 1 эффективную силу въ часъ:

Шахтные насосы	надземные штанговые	11—12	*кг.*
» »	подземные при непрерывной работѣ .	10,5	»
» »	при работѣ 12 час. въ сутки . . .	12,5	»
» »	» » 6 » » » . . .	16,5	»
» »	съ водостолбовыми двигателями. . .	10	»
» »	съ электромоторами	10,65	»

Давленіе пара въ котлахъ этихъ установокъ было отъ 6 до 7 *атм.*, паровыя машины—съ двойнымъ расширеніемъ пара.

Первые шахтные насосы были исключительно ручные и конные, въ самомъ началѣ XVIII в. почти одновременно началось примѣненіе въ этомъ дѣлѣ на континентѣ водяныхъ колесъ, а въ Англіи—паровыхъ водоподъемниковъ *Савери* (съ 1702 г.).

24. **Заводскіе насосы низкаго давленія**. Сюда относятся разнообразныя устройства насосовъ, примѣняемыхъ на сахарныхъ заводахъ, пивоваренныхъ, винокуренныхъ, въ различныхъ химическихъ производствахъ, на писчебумажныхъ фабрикахъ, ткацкихъ, прядильныхъ, отбѣльныхъ, набивныхъ, аппретурныхъ и т. д. Перекачкѣ подлежатъ вода, кислые и щелочные растворы, различныя жидкости въ смѣси съ полутвердыми веществами (раздавленнымъ картофелемъ и т. п.) и твердыми (дубильныя вещества, сорный отстой и т. д.). Высота напора рѣдко превышаетъ 40—80 мт. (18—35 саж.), но данныя относительно суточной подачи жидкости и условій распредѣленія ея по времени бываютъ въ высшей степени разнообразны; къ этому присоединяются разныя требованія относительно конструкціи, относительно способа приведенія насоса въ движеніе, относительно установки его въ помѣщеніи опредѣленныхъ размѣровъ, стѣсненныхъ или по всей площади, или только въ ширину, относительно утилизаціи отработавшаго въ насосѣ пара (на подогрѣвъ жидкостей, отопленіе фабрики) и т. д.

Ходовые діаметры поршня:

3 3½ 4 4½ 5 6 7 8 9 10 12 14 16 18 20 22 24 дюйма.

Соотвѣтственныя величины хода поршня

6 8 10 12 14 16 18 24 30 36 дюймовъ.

Отношеніе хода къ діаметру поршня встрѣчается около

$1^1/_2$ $1^3/_4$ 2 $2^1/_4$ $2^1/_2$ $2^3/_4$ 3 $3^1/_2$ 4.

Число оборотовъ насоснаго вала въ минуту

въ ручныхъ насосахъ	не болѣе	40
» приводныхъ »	»	75
» паровыхъ »	»	60—150.

При высотѣ напора не болѣе 75 фут. (25 мт.) наиболѣе быстроходные американскіе заводскіе насосы строятся для слѣдующихъ скоростей:

Ходъ S . .	5	6	7	12	18	24	дюйм.
Оборот. n . .	125	125	125	100	70	60	въ мин.
Скорость пор-	1,74	2,08	2,44	3,33	3,5	4	фут.
шня c въ сек.	0,53	0,64	0,74	1,02	1,07	1,22	метр.

Встрѣчающіеся расходы жидкости здѣсь колеблются отъ 100 до 50,000 вед. въ часъ.

Наиболѣе многочисленный рядъ насосовъ этого класса исполняется въ видѣ *паровыхъ насосовъ*. Машиностроительные заводы, которые заграницею спеціально занимаются постройкою такихъ насосовъ, группируютъ ихъ обыкновенно на *легкіе*, *средніе*, *тяжелые* и *самые тяжелые*, приспособляя размѣры ихъ (независимо отъ конструкціи) къ различнымъ максимальнымъ высотамъ подъема жидкости и къ различному давленію рабочаго пара. По отношенію къ высотамъ подъема установлены, примѣрно, такія градаціи:

	100	300	600	1000	фут.
или	30	90	180	300	мт.,

а по отношенію къ рабочему давленію пара:

	70	100	120	фунт. на кв. дм.
или	4,5	6,5	8	атм.

Сообразно съ этимъ назначается и максимальная рабочая скорость и пробное давленіе для всѣхъ частей насоса.

Чертежи насосовъ для большаго заводскаго водоснабженія (целлюлознаго зав. и содоваго зав.), исполненныхъ зав. бр. Зульцеръ, можно найти въ *Журн. общ. нѣм. инжен.* 1890 г., № 25 — $Q_1 = 550$ и 2000, $c = 1,8$, $h_2 = 35$.

Въ моемъ *Атл. насосовъ* помѣщены чертежи заводскихъ насосовъ на табл. 3, 4, 7, 9, 10, 12, 13, 18, 24, 25, 26, 27, 33, 34, 35, 49, 50, 52, 54, 76.

25. **Заводскіе насосы высокаго давленія.** Къ этой группѣ относятся насосы, которые строятся на давленіе болѣе *10 атм.* и выпол-

няются не съ поршнями, а со скалками и внѣшними сальниками. Такіе насосы примѣняются для питанія гидравлическихъ прессовъ (для прессованія хлопка, табаку, чая, для выжимки масла изъ сѣмянъ и т. п.), для питанія разрывныхъ машинъ, гидравлическихъ аккумуляторовъ *), съ которыми работаютъ дыропробивныя и клепальныя машины, машины для выгиба и обрѣза листовъ, гидравлическіе домкраты, краны, подъемники съ клѣтками, въ которыхъ перемѣщаются изъ одного этажа въ другой люди и товаръ, и т. д.

Аккумуляторы для различныхъ гидравлическихъ работъ и насосныя станціи для нихъ строятся для предѣльныхъ давленій, измѣняющихся, примѣрно, въ слѣдующей градаціи:

10 25 50 75 100 150 200 300 400 атм.

Для фабричныхъ грузоподъемниковъ и крановъ употребляются преимущественно аккумуляторы съ давленіемъ до 50 и 75 атм., рѣже до 100 атм. При подъемѣ клѣтки на высоту до 100 фут. (30 мт.) могутъ быть развиваемы такія скорости:

для подъема товаровъ . . . . . 120 фут. (36 мт.) въ минуту
» » людей . . . 180—300 фут. (55—90 мт.) въ мин.

Для питанія аккумуляторовъ съ давленіемъ до 150 атм. употребительны насосы съ діаметромъ плунжера

$1^1/_2$ 2 $2^1/_2$ 3 $3^1/_2$ дюйма

при ходѣ плунжера — 6 — 12 — 24 дюйма. Размѣры парового цилиндра бываютъ при этомъ

8 9 10 12 14 16 18 дюйм.

Для питанія аккумуляторовъ съ давленіемъ 200—400 атм. строятся насосы съ діам. плунжера и менѣе указанныхъ выше, а именно:

$1^1/_4$—1—$^3/_4$ дм.

Этотъ отдѣлъ насосовъ весьма часто выполняется съ перемѣннымъ расходомъ жидкости въ мин.: съ большимъ расходомъ — при маломъ и среднемъ напорѣ и съ малымъ расходомъ при большомъ напорѣ. Измѣненіе расхода жидкости, подаваемой насосомъ, дѣлается тремя различными способами:

а) комбинаціею двухъ или трехъ плунжеровъ, работающихъ поочередно отъ одного и того же шатуннаго механизма (см. *Атласъ насосовъ*, таб. 63, фиг. 1 и 2);

б) измѣненіемъ числа оборотовъ шатуннаго механизма помощію поочередно работающихъ двухъ или трехъ зубчатыхъ передачъ съ разнымъ отношеніемъ чиселъ зубцовъ;

---

*) Гидравлическій аккумуляторъ изобрѣлъ *Armstrong* въ 1843 г., а гидравлическій прессъ—*Brahma* въ 1795 г. (*Z.d.V.d. Ing.*, 1888, № 41).

в) измѣненіемъ длины размаха плунжера путемъ измѣненія или длины кривошипа (см. *Атл. нас.* таб. 58), или длины ведущаго плеча у коромысла.

Число оборотовъ кривошипнаго вала у такихъ насосовъ измѣняется отъ 5 до 40 въ минуту при секундной скорости плунжера до 40—60 мм.

Насосы для питанія прессовыхъ цилиндровъ разрывныхъ машинъ, употребляемыхъ для испытанія матеріаловъ, строятся на давленіе до **100** атм. при разрывающемъ усиліи до 50 *tn* (3000 пуд.) и на давленіе до 450 атм. при усиліи до 500 *tn* (30.000 пуд.).

Чертежи и описаніе насосовъ высокаго давленія съ электромоторами, установленныхъ на содовомъ заводѣ *Сольве и К°*. въ Бернбургѣ, можно найти въ *Журн. общ. нѣм. инжен.* 1899 г., № 3, стр. 60— $Q_1=75$, удѣльн. вѣсъ разсола 1,2; высота напора качаемой жидкости 440 мт., соотвѣтственная высота водяного столба—528 мт., $n=48$ обор. у насоса, $n_1=215$ у электромотора, между ними—зубчатая передача; $c=0{,}96$; цилиндръ, поршень и клапаны—изъ фосфористой бронзы.

Данныя относительно установки на заводѣ *Vickers* въ Шеффильдѣ гидравлическаго пресса на 8000 *tn* давленія и вспомогательныхъ при немъ механизмовъ помѣщены въ *Engineering*, 1897, *nov.* 5, pg. 555 (діам. паров. цил. 50 дм., насоснаго 5 дм., общій ходъ 60 дм.).

Насосная установка (съ газовыми двигателями) для питанія аккумуляторовъ въ гор. Бирмингамѣ (давленіе 700 *lbs* на кв. дм.) описана въ *Engineering*, 1892, *febr.* 12—26, *pg.* 197—254.

Чертежи насосовъ для гидравлическихъ прессовъ и машинъ-орудій можно найти въ слѣдующихъ изданіяхъ:

Журн. общ. нѣм. инж., **1890**, № 35; **1891**, № 19; **1892**, № 18; **1893**, № 36; **1895**, № 15, стр. 431. Насосы на 350 атм., построенные для зав. *Krupp*; $Q_1=25$, $n=50-75$, $c=1{,}7-2{,}5$.

Oppermann. Portf. économ., 1872, № 8, pl. 35 (усиліе 90 *tn*).

Технич. Сборн., 1891, № 4, стр. 174.

Атласъ насосовъ моего изданія, тбл. 2 и 63.

Uhland's pract. Maschinen-Constr., 1887, № 9, Taf. 52; $D=18$ и 27, $S=27$, давленіе—250 атм., передача—эксцентриками.

Эскизы подобныхъ насосовъ (между прочимъ и данныя относительно устройства и работы гидравлическихъ аккумуляторовъ) можно найти также въ сочиненіи *Colyer—Hydraulic, steam and hand power lifting and pressing machinery, London*, 1892, *II-d. edition.*

Описаніе и эскизы насосовъ для гидравлическихъ ковочныхъ прессовъ силою до 3000 *tn* можно найти въ журн. *The Engineer*, 1898, *febr.* 4, *pg.* 99.

Гидравлическія машины арсенала въ *Woolwich* и насосы къ нимъ описаны въ *Engineering*, 1894, *apr.* 27: паровая часть—по типу компаундъ, на 200 силъ; насосы двойного дѣйствія, подача 300 галлон. въ мин. подъ давленіемъ 800 *lbs* на кв. дм.

Крупная насосная установка для 24 элеваторовъ въ *St.-Louis* описана въ журн. *Engineering News*, 1895, *dec.* 12, № 24, стр. 386: давленіе въ аккумуляторахъ до 2000 *lbs* на кв. дм. (около 135 атм.); рабочее давленіе пара 125 фунт.; средняя скорость поршней паровыхъ и насосныхъ 5 ф. 4 д. въ сек. (1,65 мт.); паровая часть машины— по типу компаундъ (цил. высок. давл. $D_1 = 13$ дм., 2 цил. низк. давл.— $D_2 = 20$ дм., общій ходъ поршней 2 фут.); насосы тройного дѣйствія— $D = 4^5/_{16}$ дм. Расходъ пара на индикаторную силу въ часъ 11,1 *кг.* (24,7 *lbs*).

КЛАССИФИКАЦІЯ НАСОСОВЪ

въ зависимости отъ производительности ихъ за время одного оборота поршня или вала.

26. **Производительность насосовъ простого, двойного, тройного и четверного дѣйствія.** Если F будетъ рабочая площадь поршня въ *кв. мт.*, а S—полный размахъ или ходъ поршня въ *мт.*, тогда каждый размахъ поршня будетъ сопровождаться увеличеніемъ или уменьшеніемъ объема рабочей камеры насоса на $F.\ S.$ куб. мт. При увеличеніи объема рабочей камеры будетъ происходить *присасываніе* жидкости насосомъ, а при уменьшеніи объема ея—*нагнетаніе* жидкости насосомъ въ напорный резервуаръ (въ бакъ, котелъ, аккумуляторъ и т. д.). Чередованіе періодовъ всасыванія и нагнетанія можетъ быть осуществлено въ насосѣ весьма различными способами въ зависимости отъ числа рабочихъ камеръ у насоса и способа ихъ использованія.

За время одного оборота поршня или насоснаго вала вся подача жидкости насосомъ въ простѣйшемъ случаѣ можетъ быть равна $F.\ S$ куб. мт., не обращая пока вниманія на возможныя потери жидкости отъ неплотностей въ поршнѣ, клапанахъ и друг. причинъ. Такой насосъ наз. *насосомъ простого дѣйствія.*

Другой насосъ, при той же площади поршня и размаха у него, будетъ подавать за то же самое время $2.F.S$, это будетъ *насосъ двойного дѣйствія*; третій насосъ подастъ за то же время $3.F.S$, это—*насосъ тройного дѣйствія* и т. д.

27. **Характерные признаки различныхъ конструкцій насосовъ.** Идея устройства насоса съ дѣйствіемъ простымъ, двойнымъ, тройнымъ и т. д., можетъ быть осуществлена и дѣйствительно осуществляется въ практикѣ при помощи весьма разнообразныхъ конструкцій, простыхъ и сложныхъ, обладающихъ каждая своими выгодными и невыгодными особенностями, цѣнными въ одномъ случаѣ и совсѣмъ нежелательными въ другомъ. Поэтому и появленіе столь громаднаго разнообразія въ конструкціяхъ насосовъ, какое наблюдается въ настоящее время, съ одной стороны объясняется разнообразіемъ въ требованіяхъ, которыя предъявляются къ насосу въ зависимости отъ его назначенія, а съ другой разнообразіе конструкцій явилось, какъ необходимое слѣдствіе конкурренціи машиностроительныхъ заводовъ между собою, заставившей ихъ поработать надъ изысканіемъ устройствъ, болѣе практичныхъ, болѣе производительныхъ, болѣе дешевыхъ въ исполненіи массовымъ спосо-

бомъ. Послѣднее ставится обыкновенно такимъ образомъ, что одна и та же деталь съ удобствомъ можетъ быть какое угодно число разъ повторена заводомъ въ разнообразныхъ комбинаціяхъ, имѣющихъ каждая свои цѣнныя особенности и право на существованіе.

Разобраться во всей массѣ конструкцій, имѣющейся уже теперь въ наличности и могущей явиться въ будущемъ, возможно лишь при помощи классификаціи, отмѣчая всѣ характерные признаки каждаго изъ устройствъ и дѣлая имъ оцѣнку.

Такими характерными признаками для каждой конструкціи, кромѣ ея *производительности*, являются еще слѣдующіе:

1) число *поршней* у насоса,

2) число *сальниковъ*,

3) минимальное число *клапановъ*, съ которымъ насосъ можетъ работать, легкость и доступность ихъ осмотра и замѣны,

4) размѣры всасывающихъ и нагнетательныхъ *трубъ*.

5) степень *равномѣрности подачи* жидкости насосомъ въ магистральныя трубы,

6) большая или меньшая *сложность* передаточнаго *механизма* между валомъ насоса и его поршнями,

7) большая или меньшая приспособленность насоса къ работѣ съ большой *скоростью* безъ усиленнаго изнашиванія его рабочихъ частей,

8) *компактность* всего устройства,

9) приспособленность конструкціи къ исполненію ея на заводѣ *массовымъ способомъ* и болѣе дешевыми механическими пріемами,

10) приспособленность конструкціи къ удобной и дешевой *эксплуатаціи* и къ простому, дешевому *ремонту*,

11) приспособленность конструкціи къ свободному *пропуску жидкости* чрезъ рабочую камеру насоса *кратчайшимъ путемъ*,

12) приспособленность конструкціи къ наивыгоднѣйшему распредѣленію въ ней *нагрузокъ*, сгибающихъ и крутящихъ *моментовъ*, снашивающихся *поверхностей* и т. п.

Число поршней и сальниковъ, какъ деталей, подверженныхъ изнашиванію и разстройству, должно быть въ насосѣ вообще небольшимъ, и всякое увеличеніе числа ихъ говоритъ не въ пользу той конструкціи, которая этого требуетъ.

То же самое относится и къ клапанамъ; опорная поверхность у нихъ выбивается съ теченіемъ времени, и они начинаютъ послѣ того пропускать жидкость обратно послѣ каждой своей посадки на мѣсто.

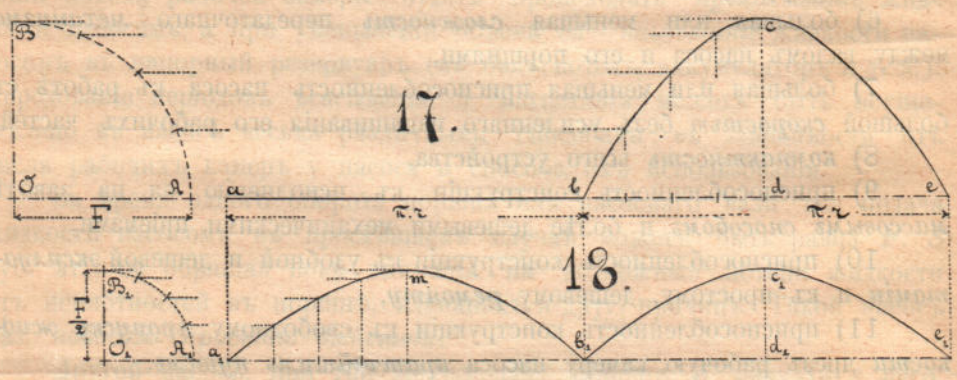
Степень неравномѣрности подачи жидкости изъ насоса въ магистральную трубу и размѣры послѣдней находятся въ прямой зависимости отъ графика скоростей (см. § 12), который необходимо знать для каждаго насоснаго устройства. Максимальная скорость прохода жидкости можетъ быть найдена только при помощи этого графика, или аналитическимъ разсчетомъ, что выходитъ однако всегда гораздо сложнѣе.

Важное значеніе всѣхъ другихъ перечисленныхъ выше признаковъ понятно само собою.

Насосы простого дѣйствія.

28. **Принципіальное различіе между группами этого класса насосовъ** возможно обнаружить при разсмотрѣніи ихъ графика скоростей (см. § 12). Существуютъ три группы этихъ насосовъ:

I-я группа. Присасываніе жидкости къ рабочей камерѣ насоса и нагнетаніе ея изъ рабочей камеры въ напорный резервуаръ здѣсь чередуются, т. е. оба періода (всасыванія и нагнетанія) занимаютъ каждый половину всего времени работы насоса. Графикъ объемовъ и скоростей для этой группы насосовъ въ періодъ нагнетанія построенъ на **фиг. 17** (согласно съ данными § 12 и фиг. 16): здѣсь прямая *abe* въ данномъ масштабѣ представляетъ длину окружности, описываемой центромъ пальца у кривошипа; *ab*—графикъ объемовъ нагнетаемой жидкости въ теченіе 1-го размаха поршня, или 1-го полуоборота вала; видно, что въ это время нагнетанія жидкости вовсе не происходитъ; *bce* — графикъ объе-



мовъ въ теченіе 2-го размаха поршня, или 2-го полуоборота вала. Площадь, ограниченная кривою *bce*, графически будетъ выражать величину объема $q=F.S$, который будетъ описанъ поршнемъ при полномъ его размахѣ. Вмѣстѣ съ тѣмъ наибольшая ордината *cd* этого графика будетъ представлять собою *max* скорости поршня (въ одномъ масштабѣ) и *max* скорости перемѣщенія жидкости въ нагнетательной трубѣ (въ другомъ мастшабѣ). При такомъ видѣ графика максимальная скорость будетъ болѣе средней на 57% (см. ф-лу **11** въ § 13).

Совершенно такой же видъ графика будетъ и для періода всасыванія въ этой группѣ насосовъ, причемъ никакого различія по существу дѣла не получимъ, если прямая *ab* и не будетъ предшествовать кривой *bce*, а будетъ слѣдовать за нею.

Пусть обозначаютъ:

F и c —площадь поршня и средняя скорость перемѣщенія имъ жидкости въ цилиндрѣ или рабочей камерѣ насоса,

F_1 и v_1—площадь прохода и средняя скорость движенія жидкости во всасывающей трубѣ,

F_2 и v_2—площадь прохода и средняя скорость движенія жидкости въ нагнетательной трубѣ.

Допуская неразрывность движенія столба жидкости во всасывающей и нагнетательной трубѣ, согласно съ графикомъ фиг. 17 должны имѣть:

$$F.c = F_1.v_1 = F_2.v_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{16}.$$

Если $c = v_1 = v_2 \ldots\ldots F = F_1 = F_2$

Трубы насосовъ этой группы встрѣчаются часто разсчитанными совершенно неправильно, упуская изъ вида, что перемѣщеніе жидкости по трубамъ занимаетъ не все время работы насоса, а только половину его. Такая неправильность въ разсчетѣ ведетъ къ увеличенію скорости прохода жидкости *вдвое*, а сопротивленіе движенію жидкости въ трубѣ возрастетъ при этомъ *вчетверо*.

II-я группа. Присасываніе жидкости къ рабочей камерѣ насоса дѣлается такъ же, какъ и въ предыдущей группѣ, т. е. при одномъ только ходѣ поршня (по графику фиг. 17). Нагнетаніе жидкости изъ рабочей камеры въ напорный резервуаръ происходитъ совершенно одинаково въ оба хода (по графику **фиг. 18**). Этимъ достигается наиболѣе равномѣрное перемѣщеніе жидкости въ нагнетательной трубѣ, наименьшее развитіе силъ инерціи жидкаго столба и наиболѣе спокойная работа насоса. Опредѣленіе размѣровъ трубъ должно слѣдовать по формуламъ:

$$\left.\begin{aligned} F.c &= F_1.v_1 \\ 0{,}5.F.c &= F_2.v_2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{17}.$$

Сравненіе ф-лъ **16** и **17** показываетъ, что, если у насосовъ I-й и II-й группы нагнетательная труба будетъ выполнена съ одинаковымъ діаметромъ, скорость нагнетанія здѣсь будетъ вдвое менѣе, чѣмъ въ 1-мъ случаѣ.

Какъ извѣстно, *высота напора, выражающая сопротивленіе движенію жидкости въ трубѣ, прямо пропорціональна квадрату количества жидкости, пропускаемой чрезъ трубу въ единицу времени и обратно пропорціональна пятой степени діаметра трубы*. Поэтому оставляя діаметръ нагнетательной трубы одинаковымъ у насосовъ I-й и II-й группы, мы получимъ уменьшеніе потерянной высоты напора для II-й группы вчетверо противъ I-й. Но въ насосѣ II-й группы приходится преодолѣвать этотъ потерянный напоръ 2 раза за время одного оборота вала, т. е. при каждомъ размахѣ поршня, поэтому въ общемъ *потерянный напоръ отъ тренія жидкости въ нагнетательной трубѣ въ насосахъ II-й группы будетъ вдвое менѣе, чѣмъ въ насосахъ I-й группы* при одинаковыхъ размѣрахъ трубъ.

Эта разница можетъ оказать большое вліяніе на величину коэффиціента полезнаго дѣйствія насосной станціи, если нагнетательная вѣтвь будетъ имѣть значительную длину. Насосы второй группы должны быть при этомъ рекомендованы по преимуществу.

NB Siegbau

Въ тѣхъ случаяхъ, когда въ насосахъ II-й группы будетъ допустимо имѣть ту же величину потеряннаго напора, какъ и въ насосахъ I-й группы, діаметръ нагнетательной трубы d_2 въ 1-мъ случаѣ можно имѣть менѣе d_1 для 2-го случая. Соотношеніе между ними опредѣлится изъ равенства потерянныхъ напоровъ:

$$Q^2 : d_1^5 = 2 . \left(\frac{Q}{2}\right)^2 : d_2^5, \text{ откуда}$$

$$d_1^5 = 2 . d_2^5, \text{ или } d_2 = 0{,}87 . d_1,$$

что соотвѣтствуетъ выигрышу въ вѣсѣ трубъ отъ 18 до 20%.

III-я группа. Въ ней процессы всасыванія и нагнетанія трубъ—въ обратномъ порядкѣ, чѣмъ во II-й группѣ, т.-е. нагнетаніе происходитъ только при одномъ размахѣ поршня (графикъ фиг. 17), а всасываніе въ оба хода поршня (графикъ фиг. 18). Примѣненіе насосовъ этой группы должно ограничиваться только тѣми исключительными случаями, когда нагнетательная вѣтвь трубы коротка, а всасывающая имѣетъ весьма значительную длину *).

29. **Сравнительная оцѣнка насосовъ простого дѣйствія всѣхъ трехъ группъ,** на основаніи предыдущаго, можетъ быть охарактеризована данными таблицы 1-й:

ТАБЛИЦА 1-я.

Группа насоса простого дѣйствія.	При скорости поршня, = 1, *max* скорости въ трубѣ достигаетъ.		Сколько разъ повторяется *max* скорости въ трубѣ при 1 оборотѣ вала.	
	Въ нагнетательной трубѣ.	Во всасывающей трубѣ.	Въ нагнетательной трубѣ.	Во всасывающей трубѣ.
I	1,57	1,57	1	1
II	0,78	1,57	2	1
III	1,57	0,78	1	2

Въ дальнѣйшемъ намъ предстоитъ разсмотрѣть конструкціи насосовъ простого дѣйствія всѣхъ трехъ группъ поочереди. Послѣ вышеприведенныхъ разъясненій можно будетъ уже не повторять о существенномъ различіи между ними, обращая вниманіе только на другіе характерные признаки ихъ.

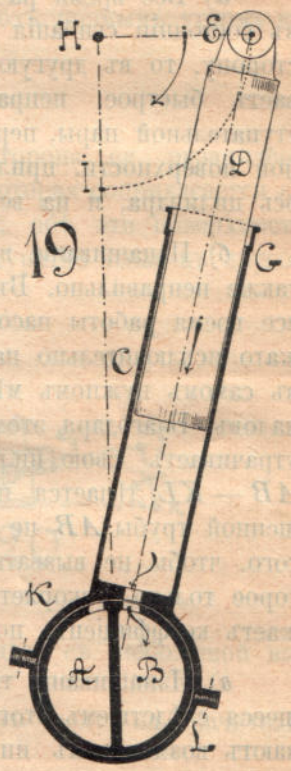
*) См. указанія на подобные примѣры въ § 7.

a. Насосы простого дѣйствія I-й группы.

Полъоборота — всасываніе жидкости и полъоборота — нагнетаніе ея.

1. Насосы безъ клапановъ.

30. **Модель завода бр. Бромлей.** Схема устройства этого насоса изображена на **фиг. 19.** *AB*—труба, внутренность которой перегородкою раздѣлена на два независимыя отдѣленія, изъ нихъ одно сообщено со всасывающей трубой, а другое съ нагнетательной. Снаружи труба аккуратно обточена и по обѣ стороны перегородки имѣетъ два продолговатыхъ прямоугольныхъ отверстія совершенно одинаковыхъ размѣровъ; ширина отверстій, измѣряемая на внѣшней окружности поперечнаго сѣченія трубы, равна разстоянію между смежными кромками отверстій. Съ цилиндромъ *C* труба *AB* соединяется парою вращенія; она образована полукольцевымъ дномъ цилиндра *K* и хомутомъ *L*, свернутыми между собою на флянцахъ, между которыми заводятся прокладки надлежащей толщины. Въ днѣ цилиндра *C* имѣется совершенно такое же по величинѣ и по формѣ очертанія продолговатое отверстіе, какъ и на трубѣ *AB*; цилиндръ аккуратно расточенъ по всей длинѣ и снабженъ вверху сальникомъ *G*. Плунжеръ *D* верхней своей головкой *E* хватается непосредственно или за палецъ кривошипа или за шейку колѣнчатаго вала *HE*; геометрическая ось этого вала должна быть строго параллельна оси трубы *B*. Такимъ образомъ этотъ насосъ будетъ работать съ сокращеннымъ шатуннымъ механизмомъ (безъ особаго ползуна). Всѣ части механизма представлены на схемѣ въ такомъ положеніи, когда ось кривошипа *HE* стоитъ подъ прямымъ угломъ къ плоскости *HI*, содержащей въ себѣ ось вала *H* и ось трубы *AB*. Въ это время ось цилиндра *C* уже весьма близка къ наибольшему отклоненію вправо отъ вертикали; послѣднее будетъ имѣть мѣсто въ тотъ моментъ, когда ось кривошипа станетъ подъ прямымъ угломъ къ оси цилиндра. Поставленныя на чертежѣ стрѣлки показываютъ, что кривошипъ и плунжеръ опускаются, и вода изъ цилиндра переходитъ въ отдѣленіе *B*, которое должно быть поэтому соединено съ нагнетательной трубой. Послѣ небольшого отклоненія оси цилиндра вправо начнется возвращеніе ея къ вертикальному (среднему) положенію и уменьшеніе размѣровъ площади для пропуска воды. Когда центръ пальца кривошипа займетъ свое нижнее положеніе *I*, и плунжеръ *D* будетъ также въ самомъ нижнемъ своемъ положеніи,



въ это время каналъ на днѣ цилиндра будетъ стоять какъ разъ противъ перегородки у трубы AB, а цилиндръ будетъ разобщенъ съ обоими отдѣленіями этой трубы. Затѣмъ начнется подъемъ плунжера, ось цилиндра C начнетъ отклоняться влѣво отъ вертикали, тотчасъ же послѣдуетъ сообщеніе цилиндра C съ отдѣленіемъ A и присасываніе жидкости въ цилиндръ.

Возрастаніе величины площади проходного отверстія и сокращеніе ея совпадаютъ съ соотвѣтственными измѣненіями скорости поршня, и періоды сообщенія цилиндра C съ обоими отдѣленіями A и B чередуются совершенно правильно, такъ что подобный насосъ можетъ работать и безъ клапановъ. Но это упрощеніе конструкціи сопровождается такими серьезными недостатками описаннаго механизма, которые дѣлаютъ невозможнымъ примѣненіе этого насоса ни при большомъ количествѣ перекачиваемой жидкости, ни при большой скорости работы, ни при сорныхъ жидкостяхъ.

Главнѣйшіе недостатки этого устройства слѣдующіе:

а) Все время работы насоса плунжеръ D и цилиндръ C находятся въ состояніи сгибанія и выгибъ ихъ дѣлается поочередно то въ одну сторону, то въ другую. Это вредитъ ихъ крѣпости, а главное — вызываетъ быстрое, неправильное и неравномѣрное разнашиваніе этой поступательной пары, передающееся главнымъ образомъ на элементы опорной поверхности, прилегающіе къ плоскости EHI, въ которой движется ось цилиндра, и на верхнюю часть цилиндра вообще.

б) Изнашиваніе вращательной пары $AB - KL$ происходитъ здѣсь также неправильно. Въ періодъ всасыванія и нагнетанія жидкости, т.-е. все время работы насоса, полукольцевое дно K цилиндра бываетъ нажато исключительно на верхнюю часть трубы, гдѣ опорная поверхность въ самомъ нужномъ мѣстѣ уменьшена еще площадями проходныхъ каналовъ. Благодаря этому, труба AB снашивается только сверху, быстро утрачиваетъ свою цилиндрическую форму, соединеніе между частями $AB - KL$ дѣлается негерметичнымъ, а некруглая форма сѣченія изношенной трубы AB не позволяетъ плотнѣе замкнуть пару вращенія безъ того, чтобы не вызвать между элементами пары излишняго тренія, которое только ускоряетъ дальнѣйшее разстройство механизма и понижаетъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія его.

в) Изнашиваніе трубы AB только въ верхней ея части и являющееся слѣдствіемъ этого негерметичное соединеніе частей $AB - KL$ дѣлаютъ возможнымъ иногда сообщеніе между собою отдѣленій A и B, что вредно отзывается на производительности насоса.

При качаніи этимъ насосомъ воды невполнѣ чистой (съ пескомъ, иломъ) и при большой скорости работы, описанные недостатки этой конструкціи особенно сильно должны давать себя чувствовать.

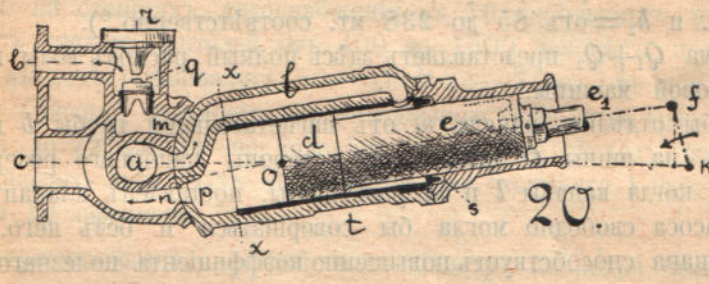
Конструктивный чертежъ этого насоса помѣщенъ въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 64 при $D = 32$ и $S = 50$ *мм*. Насосъ приводится

въ движеніе отъ руки за рукоять. Для большой успѣшности работы отъ одного вала приводятся въ движеніе 3 плунжера. Въ компактности и простотѣ этому устройству во всякомъ случаѣ отказать нельзя.

31. **Модель Крёбера** (*Kroeber*). Съ кинематической точки зрѣнія насосъ *Кребера* ничѣмъ не отличается по существу дѣла отъ предыдущаго насоса *Бромлей*, но при конструктивномъ выполненіи здѣсь удалось устранить нѣкоторые существенные недостатки послѣдняго. На **фиг. 20** мы имѣемъ схему устройства насоса *Кребера*, приводимаго въ дѣйствіе отъ водостолбовой машины съ вращательнымъ движеніемъ ея цилиндра.

На схемѣ (фиг. 20) обозначаютъ:

k — центръ вала насоса и водостолбовой машины,
t — ихъ общій цилиндръ,
o — проекція геометрической оси, около которой цилиндръ вращается на шипахъ,
fk — ось кривошипа, изображенная на схемѣ подъ прямымъ угломъ къ оси цилиндра,
d, *e* — поршень и его массивный штокъ,
l — боковой каналъ у цилиндра,
m, *a*, *n* — распредѣлительная коробка; правая сторона ея ограничена вогнутою цилиндрическою поверхностію, которая соприкасается къ таковой же на лѣвомъ днищѣ цилиндра; обѣ эти поверхности концентричны съ осью шиповъ *O* и аккуратно одна къ другой пригнаны;



a — труба, которая приводитъ воду въ цилиндръ съ небольшой высоты, но въ достаточномъ количествѣ,
m, *b* — нагнетательная труба насоса, поднимающаго воду на значительную высоту,
n, *c* — труба, отводящая воду, отработавшую въ водостолбовой машинѣ въ періодъ нагнетанія насоса.

Всѣ части насоса представлены на схемѣ въ тотъ моментъ, когда окна у трубъ *a* и *n* вполнѣ раскрыты, вода каналомъ *l* подъ небольшимъ напоромъ входитъ въ правую часть цилиндра, въ кольцевое пространство, образующееся между штокомъ *e* и цилиндромъ *t*. Этого не-

большого давленія на поршень справа налѣво вполнѣ достаточно, чтобы вызвать перемѣщеніе поршня и произвести изъ лѣвой части цилиндра выталкиваніе отработавшей тамъ воды въ трубу *nc*. По мѣрѣ приближенія оси кривошипа *fk* къ линіи *ok*, представляющей собою среднее положеніе оси цилиндра при ея движеніи въ пространствѣ, окна для впуска и выпуска воды постепенно закрываются; они будутъ совершенно закрыты въ тотъ моментъ, когда кривошипъ станетъ вдоль оси цилиндра по направленію одной прямой. Но такъ какъ ширина оконъ, считаемая въ плоскости вращенія цилиндра, совершенно точно равна ширинѣ промежутковъ между ними, поэтому при дальнѣйшемъ движеніи кривошипа, когда ось цилиндра начнетъ отклоняться внизъ отъ горизонтали *ok*, каналъ *l* будетъ сообщенъ съ *m*, а отверстіе *p* съ трубою *a*: вода изъ трубы *a*, входя, подъ небольшимъ напоромъ, въ лѣвую часть цилиндра, будетъ давить на полную площадь поршня *d* и будетъ выдавливать воду изъ правой части цилиндра каналомъ *l* по трубѣ *mb* въ напорный резервуаръ. Такимъ образомъ видно, что та часть жидкости Q_1, которая поступаетъ въ лѣвую часть цилиндра, совершаетъ работу нагнетанія, затѣмъ выходитъ каналомъ *pn* наружу и теряется послѣ этого безслѣдно; а другая часть жидкости Q_2, которая входитъ въ правую часть цилиндра и гонитъ поршень справо налѣво, будетъ подана затѣмъ въ напорный резервуаръ и представляетъ собою именно то количество жидкости, которое подаетъ насосъ при одномъ размахѣ поршня. Отношеніе $Q_1 : Q_2$ будетъ равно отношенію рабочихъ площадей у поршня слѣва и справа; въ то же время оно будетъ подходить довольно близко къ отношенію высоты нагнетанія h_2 воды насосомъ и рабочей высоты напора h_1, подъ которымъ жидкость вступаетъ въ водостолбовую машину. Въ практикѣ *Кребера* бывали примѣры устройства такихъ насосовъ при $h_1 =$ отъ 8 до 45 мт. и $h_2 =$ отъ 85 до 238 мт. соотвѣтственно *).

Сумма $Q_1 + Q_2$ представляетъ здѣсь полный расходъ воды на работу водостолбовой машины.

Чтобы отдѣлить каналъ *m* отъ нагнетательной трубы *b* и не воспринимать на шипы *O* давленія со стороны напорнаго резервуара въ то время, когда каналы *l* и *m* разобщены, поставленъ клапанъ *q*, хотя работа насоса свободно могла бы совершаться и безъ него. Введеніе этого клапана способствуетъ повышенію коэффиціента полезнаго дѣйствія всего устройства.

Пара вращенія между днищемъ цилиндра и коробкой *man* выполнена здѣсь незамкнутою, что позволяетъ, какъ именно нужно, устанавливать трущіяся поверхности одну относительно другой, перемѣщая вкладыши опорныхъ подшипниковъ, на которые опираются шипы *O*. Излишняго нагруженія и быстраго спашиванія этой пары вращенія тутъ не происходитъ, вслѣдствіе особыхъ свойствъ всего этого устройства. Распредѣленіе давленій на рабочія поверхности происходитъ здѣсь совершенно своеобразно слѣд. образомъ:

---

*) См. *Журн. общ. нѣм. инж.* 1895, № 36, стр. 1069.

Въ періодъ нагнетанія жидкости въ напорный резервуаръ, давленія на обѣ стороны поршня почти одинаковы, валъ *k* почти совершенно разгруженъ, а цилиндръ *t* своимъ днищемъ не только не нажатъ излишне на коробку *mn*, но существуетъ даже небольшое давленіе, отжимающее днище цилиндра отъ коробки и передающееся на шипы *o* слѣва направо, такъ какъ каналы, сообщающіеся съ *m* и *a*, оба находятся слѣва отъ оси *o*.

Въ періодъ наполненія цилиндра водою справа, валъ *k* испытываетъ небольшое давленіе справа налѣво, а цилиндръ *t* съ небольшою силою опять отходитъ слѣва направо, а не наоборотъ.

Такимъ образомъ въ этой кострукціи главное давленіе воспринимается все время опорами шиповъ *o*. Но чрезмѣрнаго нагруженія этихъ шиповъ здѣсь не происходитъ, и размѣры ихъ опредѣляются только условіями крѣпости, слѣдовательно, моментъ тренія, который придется преодолѣвать при вращеніи цилиндра *t*, здѣсь будетъ далеко не такъ великъ, какъ въ системѣ *Бромлей*.

Правые вкладыши у опоръ для шиповъ *a* снабжаются установительными клиньями или нажимными винтами.

Въ цилиндръ *t* вставлена смѣнная бронзовая одежда въ видѣ втулки; окончательная расточка ея дѣлается уже послѣ постановки на мѣсто.

Правая часть цилиндра сдѣлана отъемною, чтобы имѣть возможность заводить поршень въ цилиндръ и поставить кольцо *Брама s*. Въ большихъ машинахъ предпочтительнѣе было бы раздѣлять цилиндръ на 2 части по линіи *xx*. Это позволило бы производить расточку цилиндра *t* и его вставной втулки въ лучшихъ условіяхъ, слѣдить за очисткою канала *l* послѣ отливки и наблюдать за правильнымъ выполненіемъ его размѣровъ.

Въ 1895 г. насосы *Kroeber* съ водостолбовыми машинами были примѣнены на станціяхъ водоснабженія въ 10 небольшихъ нѣмецкихъ городахъ съ числомъ жителей отъ 400 до 1500 человѣкъ, потребности которыхъ въ водѣ оцѣнивались 50—87 *lt* (4—7 вед.) въ день на каждую душу. Средняя стоимость первоначальнаго устройства водоснабженія обходилась до 72 марокъ на человѣка, а годовой расходъ на воду со стороны каждаго лица былъ въ 4 марки при стоимости 1 куб. мт. воды отъ 28 до 10 пфениговъ *).

Въ осуществленныхъ устройствахъ діаметръ цилиндра былъ

60 80 100 120 160 и 200 мм.,

ходъ поршня — отъ 110 до 275 при числѣ оборотовъ вала въ минуту отъ 55 до 36, что соотвѣтствуетъ среднимъ скоростямъ поршня отъ 0,2 до 0,33 мт. въ сек.

Полная величина коэффиціента полезнаго дѣйствія всей машины при опытахъ въ различныхъ условіяхъ была найдена отъ 0,55 до 0,88 **).

---

*) *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1895, № 36.

**) При другихъ водяныхъ двигателяхъ (турбинахъ и водяныхъ колесахъ) полная величина коэф. полезнаго дѣйствія колеблется отъ 0,48 до 0,65, причемъ для двигателя коэф. полезн. дѣйствія измѣняется отъ 0,6 до 0,75, а для насоса отдѣльно отъ двигателя—отъ 0,8 до 0,87.

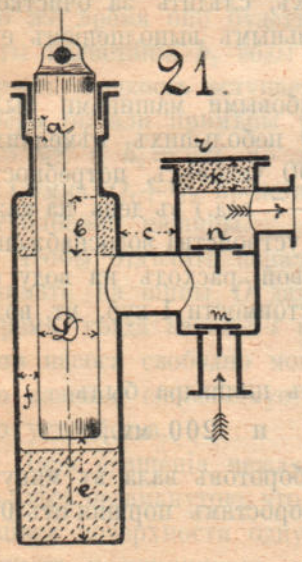
2. Насосы съ двумя клапанами.

32. Схема устройства № 1 показана на **фиг. 21:** насосъ скальчатый, клапаны (на всасывающей трубѣ *m* и на нагнетательной *n*) оба расположены въ общей коробкѣ. Осмотръ ихъ дѣлается чрезъ крышку *r*. Нижній изъ клапановъ дѣлается въ такомъ случаѣ нѣсколько меньшихъ размѣровъ и проносится на свое мѣсто сверху чрезъ отверстіе для клапана *n*. Эскизъ нарочно составленъ не конструктивно, чтобы здѣсь же было возможно отмѣтить вредное значеніе нѣкоторыхъ размѣровъ устройства.

Плунжеръ находится въ самомъ нижнемъ положеніи, а между тѣмъ до дна цилиндра остается еще громадное разстояніе *e*; покрытая штрихами часть пространства подъ скалкою могла бы и не существовать; ею увеличивается безъ надобности только вредный объемъ, въ которомъ тоже необходимо дѣлать разрѣженіе воздуха.

Трубу, соединяющую клапанную коробку съ цилиндромъ, надо было поставить такъ высоко, чтобы размѣръ *b* былъ = нулю, иначе въ цилиндрѣ будетъ застаиваться воздухъ, и разрѣженіе никогда не будетъ достигнуто вполнѣ.

Чтобы устройство было легче и компактнѣе, размѣръ *k* могъ бы быть менѣе, но бѣды отъ этого нѣтъ, если онъ и существуетъ: тогда надъ клапаномъ *n* будетъ расположена воздушная подушка, сдерживающая ударное дѣйствіе струи о неподвижный столбъ воды при началѣ каждаго нагнетательнаго періода. При высокихъ напорахъ, наоборотъ, будетъ полезно развить размѣръ *k*, поставивши на мѣсто крышки *r* воздушный нагнетательный колпакъ.



Размѣръ *c* безъ надобности развивать не слѣдуетъ, чтобы не увеличивать того объема, въ которомъ нужно дѣлать разрѣженіе въ періодъ всасыванія. По той же причинѣ и размѣры *e* и *f* должны быть доведены до *min*. Величина *e* можетъ быть назначена въ 5—10 мм.; а размѣръ *f* долженъ дать площадь кольцевого сѣченія для прохода воды, не меньшую площади сѣченія самой скалки, для чего достаточно имѣть выполненнымъ $f = D : 4$, гдѣ D — діаметръ нырка.

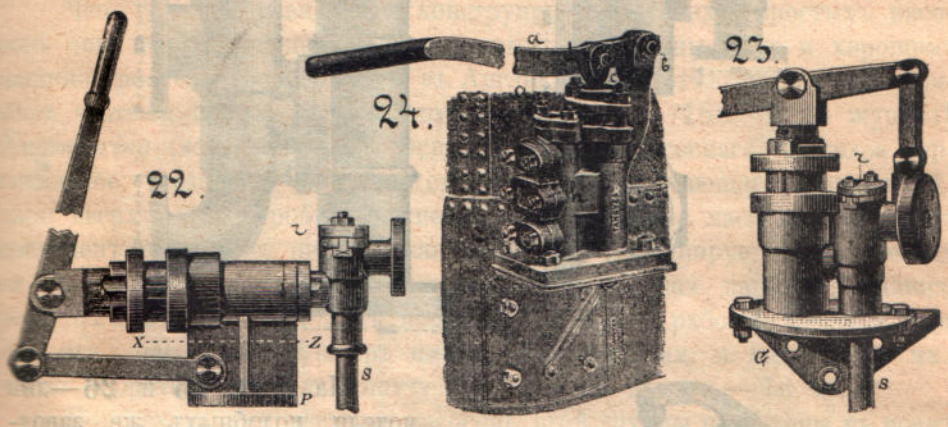
По этой схемѣ строится весьма большое число насосовъ, причемъ клапаны могутъ быть расположены и въ двухъ разныхъ коробкахъ, каждая со своей отдѣльной крышкой для осмотра клапановъ.

33. Устройства насосовъ, осуществленныя по схемѣ № 1. Въ 1-й разъ по этой схемѣ насосъ былъ выстроенъ *Morland'омъ* въ 1674 г.

Фиг. 22—24 изображаютъ различныя модели современныхъ намъ ручныхъ питательныхъ насосовъ.

На **фиг. 22**—ось цилиндра горизонтальна; самъ цилиндръ отлитъ въ одномъ цѣломъ съ основной плитой *P*; оба клапана въ одной коробкѣ, которая привернута къ дну цилиндра справа; для осмотра обоихъ клапановъ надо снимать крышку *r*, отвернувъ пару гаекъ на соединительныхъ балтахъ; *s* — всасывающая труба; сѣченіе стойки по линіи *xz*—крестообразное. Неудобство конструкціи—выгибъ плунжера при дѣйствіи усилія, прикладываемаго къ рукояткѣ не параллельно оси плунжера, и необходимость преодолѣвать добавочную работу тренія.

На **фиг. 23** — та же конструкція, только ось цилиндра вертикальна, и клапанная коробка отлита съ цилиндромъ въ одномъ цѣломъ.



Главное неудобство конструкцій, изображенныхъ на фиг. 22 и 23, устранено въ конструкціи, представленной на **фиг. 24**: плунжеръ здѣсь пустотѣлый, открытый сверху и хорошо направляемый сальникомъ и расточенной частью цилиндра; рычагъ *a* соединяется шарнирно не прямо съ плунжеромъ, а съ вильчатою головкою стержня *c*, который въ свою очередь также шарнирно соединенъ съ плунжеромъ; отклоненіе оси стержня *c* отъ вертикали можетъ быть при этомъ доведено до *min* (см. фиг. 7 въ § 10); рычагъ *a* можетъ по желанію итти или справа налѣво или наоборотъ, т. е. болты *b* и *d* могутъ мѣняться своей ролью; *e*—флянецъ для всасывающей трубы, *h*—крышка для осмотра всасывающаго клапана; флянцемъ нагнетательной трубы можетъ быть или *f*, или *g*; если—*f*, то вмѣсто *g* будетъ слѣпой флянецъ и наоборотъ; для осмотра нагнетательнаго клапана во всякомъ случаѣ нуженъ отъемъ флянца *g*.

При 36 качаніяхъ въ минуту и свободномъ размахѣ плунжера въ 4 дм. такіе насосы могутъ свободно подавать

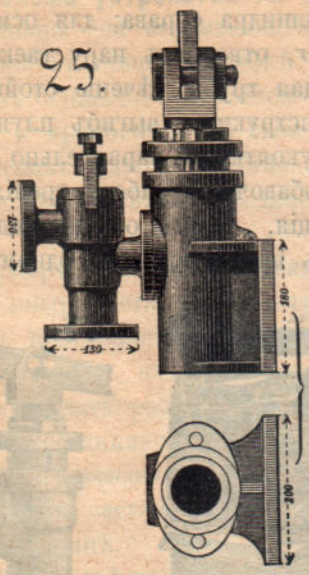
100 150 240 300 *lt* въ часъ.

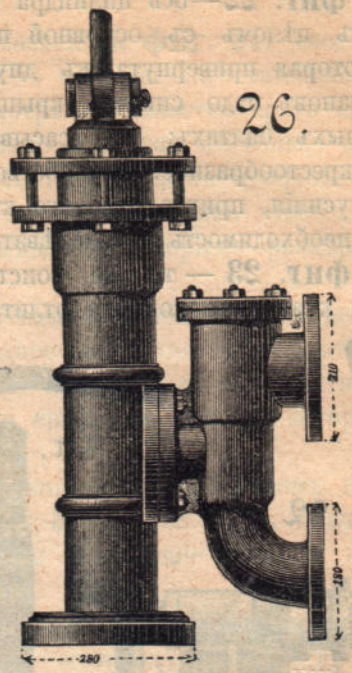
при діаметрѣ плунжера соотвѣтственно

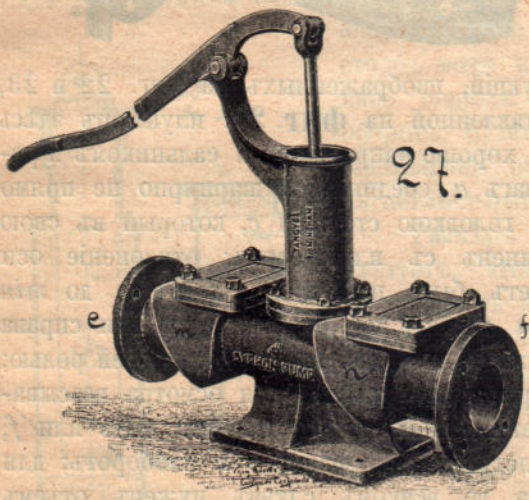
1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	дм., или
26	32	38	45	мм.

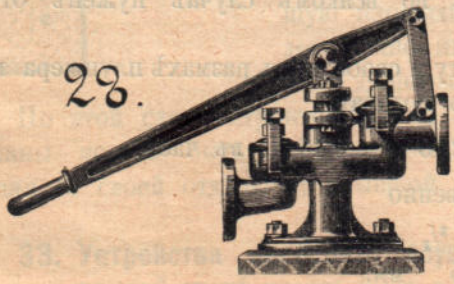
Большая модель этого типа—съ такими размѣрами:

$D = 2^1/_2$ дм., $S = 5$ дм., $n = 30$, $Q = 600$ *lt* въ часъ.









На **фиг. 25** и **26**—двѣ модели подобныхъ же заводскихъ насосовъ для работы отъ привода; размѣры одной для плунжера 80×145 мм., а другой 130×260 мм.

На **фиг. 27** — модель ручного заводскаго насоса, приспособленная для перекачки сорныхъ и вязкихъ жидкостей, которыя не терпятъ рѣзкихъ поворотовъ жидкой струи; *e*—фланецъ для всасывающей трубы, *f*—для нагнетательной, *m* и *n*—коробки для соотвѣтственныхъ клапановъ, каждая со своей крышкой; рукоятка съ цилиндромъ могутъ быть установлены надъ трубами *ef* въ любомъ изъ нѣсколькихъ положеній.

На **фиг. 28**—еще одна модель ручного питательнаго насоса: клапанныхъ коробокъ здѣсь

двѣ, обѣ отлиты въ одномъ цѣломъ съ цилиндромъ; крышки клапанныхъ коробокъ поставлены на желѣзныхъ отъемныхъ скобахъ; осмотръ клапановъ дѣлается чрезвычайно легко и быстро; путь для воды кратчайшій, перемѣщеніе воздуха съ водою слѣва направо дѣлается свободно, но приведеніе въ дѣйствіе—нераціональнымъ способомъ.

По типу, изображенному на фиг. 28, часто строились прежде паровые насосы для водоснабженія городовъ; плунжеръ насоса нагружался такой величины грузами, чтобы ее было достаточно для преодолѣнія рабочаго напора; паровая сила употреблялась въ такомъ случаѣ только для поднятія плунжера, а опусканіе его совершалось вслѣдствіе тяжести. Одна изъ такихъ водокачекъ еще очень недавно работала, напр., въ Парижѣ *).

Что условія правильнаго конструированія такихъ простыхъ насосовъ еще очень недавно были недостаточно извѣстны даже и хорошимъ машиностроительнымъ фирмамъ въ Англіи, можно отмѣтить въ видѣ примѣра чертежи одного насоса, опубликованные въ 1885 г. въ журналѣ *Engineering* (*sept.* 18—25): расположеніе оси насоснаго цилиндра вертикальное; соединеніе цилиндра съ коробкой всасывающаго клапана сдѣлано вверху, а съ коробкой нагнетательнаго клапана насосный цилиндръ соединенъ въ самомъ низу. Такая нелѣпость комбинируется строителемъ ея съ примѣненіемъ двойного расширенія пара; діам. паровыхъ цилиндровъ 825 и 1500 мм., ходъ поршней 3050 мм., рабочее давленіе пара *двѣ* атм.; насосный плунжеръ имѣетъ діам. 660 мм. и ходъ 3050 мм.; число оборотовъ вала въ минуту = 8; рабочій напоръ — 76 мт.

Конструктивные чертежи насосовъ этой группы помѣщены въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 2, 14, 16, 63.

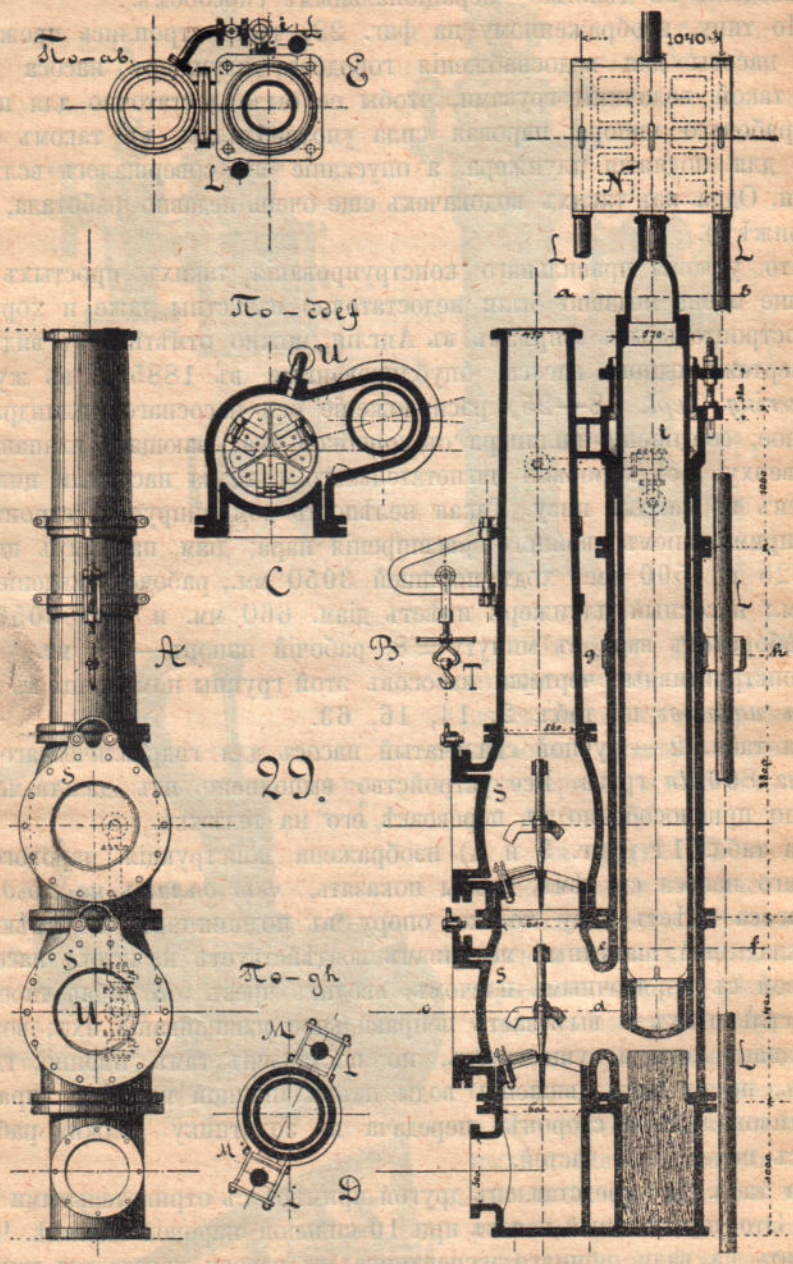
На табл. 2 — ручной скальчатый насосъ для гидравлическаго домкрата на 800 *tn* груза. Все устройство выполнено изъ дэльта-металла и удобно приспособлено къ перевозкѣ его на телѣжкѣ.

На табл. 14 (фиг. 3 и 4) изображена конструкція парового питательнаго насоса съ тѣмъ, чтобы показать, *чего дѣлать не слѣдуетъ*: валъ насоса имѣетъ одну только опору въ подшипникѣ, не имѣющемъ даже вкладышей; шатунный механизмъ воздѣйствуетъ на штокъ насосный и паровой съ порядочнымъ плечомъ, вводитъ чрезъ это добавочное треніе въ сальникахъ и вызываетъ неправильное изнашиваніе ихъ; воздушный колпакъ хотя и существуетъ, но поставленъ тамъ именно, гдѣ не слѣдуетъ, не на пути движенія воды изъ клапанной коробки вправо, а на противоположной сторонѣ; передача къ золотнику должна работать также съ перекосомъ частей.

На табл. 16 представленъ другой примѣръ съ отрицательными свойствами. Это питательный насосъ при 10-сильной паровой машинѣ. Чтобы не ставить на валу лишняго эксцентрика, къ насосу передается движеніе той же эксцентриковой тягой, которая двигаетъ и золотникъ. Само по

*) *Худяковъ. Сопротивленіе матеріаловъ*, стр. 166. Приведены главные размѣры машины, условія ея работы; описанъ случай поломки и ремонта у нея чугуннаго коромысла.

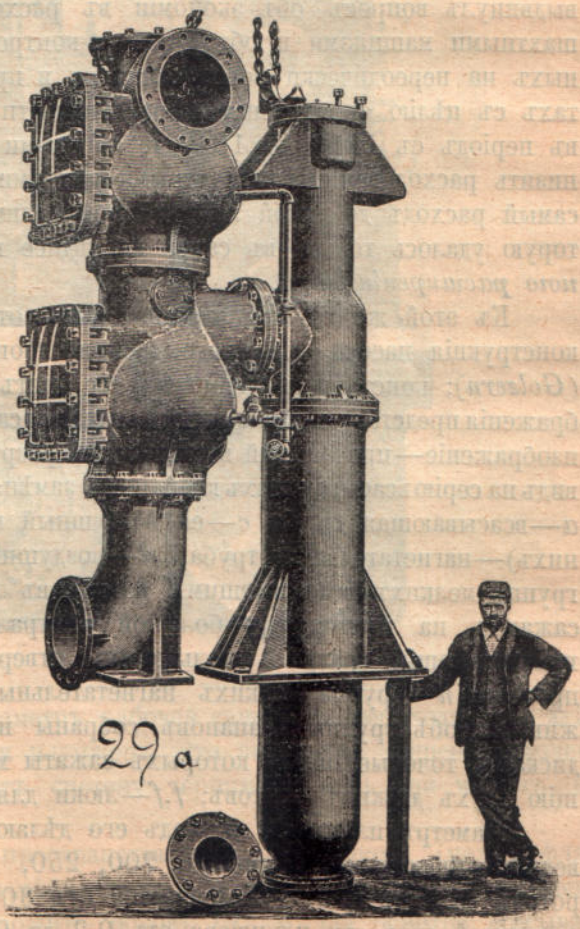
себѣ это соединеніе двухъ механизмовъ (точнаго — отъ распредѣлительнаго прибора для пара и грубаго отъ насоса), мало подходящихъ одинъ къ другому, не могло бы быть одобрено, но въ данномъ случаѣ все устройство испорчено еще передачей работы въ двухъ параллельныхъ



плоскостяхъ: ось насоснаго цилиндра—въ плоскости вращенія эксцентрика, а ось золотниковаго стержня въ другой вертикальной плоскости; вся передача должна работать съ ударами и наперекосъ, что совершенно не гармонируетъ съ назначеніемъ парораспредѣлительнаго механизма.

На табл. 63 (фиг. 1 и 2) изображенъ ручной скальчатый насосъ для питанія гидравлическаго пресса. Плунжеръ насоса состоитъ изъ 2 частей, одна — съ діам. 25 мм., а другая — 60 мм. Скрѣпляя флянцы обоихъ плунжеровъ болтами, получаютъ насосъ съ діам. плунжера въ 60 мм.; имъ начинаютъ работу питанія пресса, когда въ немъ давленіе еще не велико. Передъ концомъ же питанія флянцы плунжеровъ между собою разъединяютъ и скрѣпляютъ фланецъ большого плунжера съ неподвижнымъ остовомъ цилиндра; тогда можно будетъ работать однимъ малымъ плунжеромъ, который будетъ ходить внутри большого, какъ въ своемъ цилиндрѣ,

На **фиг. 29** имѣемъ конструктивную схему скальчатаго шахтнаго насоса простого дѣйствія: *A* — общій видъ снаружи, *B* — продольный разрѣзъ чрезъ оси плунжера и клапанной коробки, *C*, *D*, *E*—поперечные разрѣзы устройства по нѣсколькимъ отмѣченнымъ на чертежѣ горизонталямъ. Насосъ былъ построенъ извѣстнымъ вестфальскимъ машиностроительнымъ заводомъ *Gutehoffnungshütte* (въ *Oberhausen*). Діаметръ плунжера 570 мм. (22,5 дм.), ходъ его 3800 мм. (12,5 фут.). Насосъ находится внутри шахты и приводится въ дѣйствіе непосредственно отъ пароваго цилиндра, поставленнаго надъ шахтою, внѣ ея; передача—безъ шатуннаго механизма; насосныя штанги уравновѣшены посредствомъ балансировъ и противовѣсовъ. Оси всѣхъ насосовъ въ шахтѣ расположены вдоль общей отвѣсной линіи. Каждый изъ насосовъ подаетъ воду на высоту 100 — 120 мт. Подходя къ насосному цилиндру, главная штанга соединяется съ поперечиной *N*, расположенной надъ плунжеромъ; передача къ насосу, поставленному въ ближайшемъ нижележащемъ этажѣ, дѣлается двумя штангами *L*,*L*, которыя подъ цилиндромъ насоса соединены между собою второю такою же поперечиною; отъ нея до слѣдующаго насоса идетъ опять одна центральная штанга и т. д. Обходя каж-



дый изъ насосныхъ цилиндровъ, штанги *L* направляются подушками *M*,*M*. Осмотръ всасывающихъ и нагнетательныхъ клапановъ дѣлается, открывая крышки *S*,*S*; ихъ подвѣшиваютъ въ такомъ случаѣ на кранѣ *T*. Для удаленія воздуха, скопившагося въ верхней части цилиндра, служитъ вентиль *i* (фиг. 29, *B*,*E*); онъ работаетъ автоматически, если открыть находящійся рядомъ съ нимъ кранъ, и въ концѣ каждаго нагнетательнаго періода перепускаетъ воздухъ изъ цилиндра въ подъемную трубу. Заливаніе коробки всасывающаго клапана и цилиндра водою, чтобы скорѣе достигнуть разрѣженія воздуха въ рабочей камерѣ насоса, дѣлается посредствомъ трубокъ и крановъ *U* (фиг. 29, *A*,*C*).

Чтобы яснѣе представить себѣ возможные размѣры шахтныхъ насосовъ этого типа, на **фиг. 29**, **а** дано изображеніе одного изъ колоссальныхъ насосовъ, исполненныхъ въ недавнее время американскимъ заводомъ *Fraser & Chalmers, L-d, Chicago*.

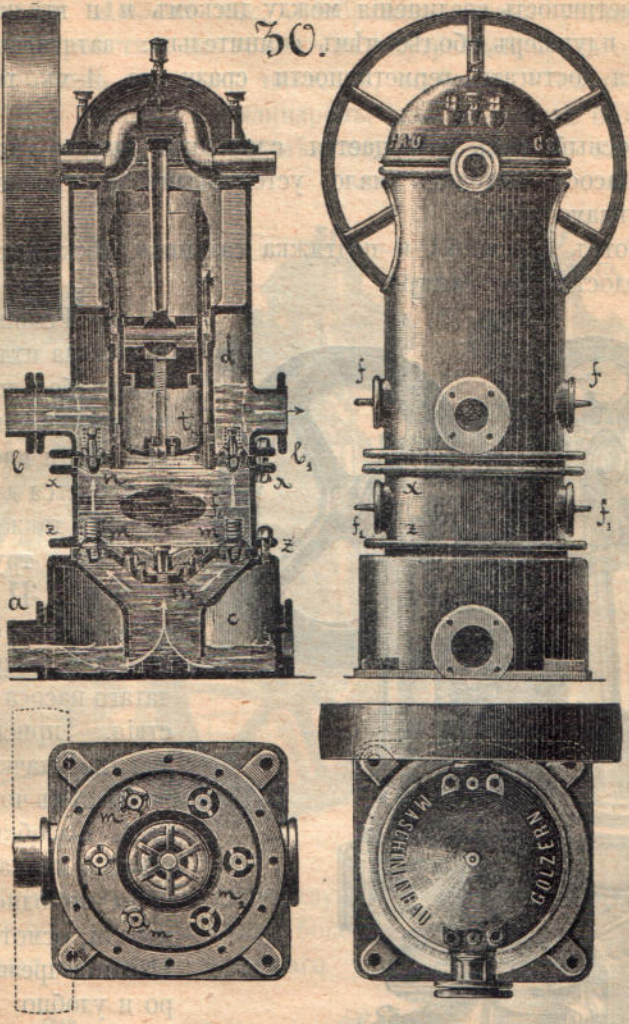
Типъ насосовъ, представленныхъ на **фиг. 29**, былъ выработанъ инженеромъ *Lean* въ Америкѣ въ 1801 г. и до 1840 г. былъ почти единственнымъ, который употребляли тогда въ комбинаціи съ корнуэльскими паровыми машинами. *Lean* былъ въ числѣ первыхъ, кто выдвинулъ вопросъ объ экономіи въ расходованіи угля водоотливными шахтными машинами и объ учетѣ и контролѣ работы машины, основанныхъ на переодически повторяющихся и правильно обставленныхъ опытахъ съ цѣлію опредѣленія продуктивности машины. Благодаря этому, въ періодъ съ 1815 по 1840 г. простыми средствами ему удалось понизить расходованіе угля шахтными насосами болѣе чѣмъ *вдвое*, и довести самый расходъ до такой минимальной величины, замѣтно превзойти которую удалось только въ самое послѣднее время съ примѣненіемъ *тройного расширенія пара*.

Къ этой же группѣ должна быть отнесена и современная намъ конструкція насоса нѣмецкаго машиностроительнаго завода *Гольцернъ* (*Golzern*); конструктивную схему его даетъ **фиг. 30**: два правыя изображенія представляютъ наружный видъ насоса сбоку и сверху, лѣвое верхнее изображеніе—продольный вертикальный разрѣзъ насоса, а лѣвое нижнее—видъ на серію всасывающихъ клапановъ, замѣняющихъ собою одинъ большой; *a*—всасывающая труба, *c*—ея воздушный колпакъ, *b* или b_1 (любая изъ нихъ)—нагнетательная труба, *d*—воздушный колпакъ при ней; *m*—группа мелкихъ всасывающимъ клапановъ съ пружинами, которыя ихъ сажаютъ на мѣсто; m_1—большой центральный всасывающій клапанъ, прикрывающій сразу 2 кольцевыхъ отверстія съ большой площадью прохода; *n*—группа мелкихъ нагнетательныхъ клапановъ тоже съ пружинами; обѣ группы клапановъ собраны на двухъ большихъ круглыхъ дискахъ, точеные ободы которыхъ зажаты между флянцами *x* и *z* помощію двухъ дюжинъ болтовъ; *f*,*f*—люки для осмотра клапановъ.

Діаметръ плунжера и ходъ его дѣлаются зав. *Гольцернъ* обыкновенно одинаковыми, а именно: 200, 250, 300 и 350 мм., число оборотовъ вала въ минуту назначается отъ 30 до 100, что соотвѣтствуетъ секундной скорости плунжера отъ 0,2 до 0,7 мт.

Описанное устройство насоса *Гольцернъ* является одною изъ тѣхъ неудачныхъ конструкцій, слабыя стороны которыхъ замаскированы недурной внѣшностью и познаются только уже спустя много времени, при ближайшемъ знакомствѣ, а при бѣгломъ осмотрѣ насоса остается даже хорошее впечатлѣніе общей компактности его, уютности и отсутствія у него на виду всякихъ движущихся частей. Недостатки этой конструкціи въ слѣдующемъ:

30.



а) Она громоздка. Діаметръ рабочей камеры по необходимости здѣсь значительно болѣе діаметра плунжера. Это вызываетъ общее увеличеніе толщины стѣнокъ и дѣлаетъ систему терпимою лишь при малыхъ напорахъ.

б) Объемъ вреднаго пространства подъ плунжеромъ (между флянцами x и z) здѣсь несоразмѣрно великъ и не можетъ быть уменьшенъ, иначе негдѣ будетъ расположить люковъ $f_1 f_1$, и для осмотра всасываю-

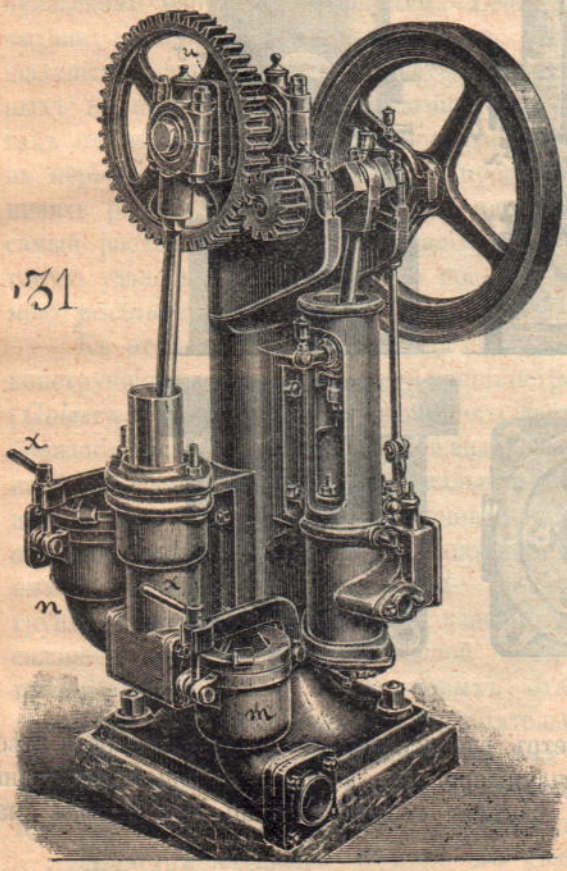
щихъ клапановъ тогда приходилось бы каждый разъ возиться со съемкою всей верхней части насоса и диска *n*. Благодаря этому недостатку, при пусканіи въ ходъ насоса недостаточно быстро дѣлается разрѣженіе подъ плунжеромъ.

в) Герметичность флянцевъ *x* и *z*, каждая пара которыхъ стянута дюжиною болтовъ, не легко поддерживать въ исправности, особенно потому еще, что здѣсь на разстройство этихъ соединеній вліяетъ натяженіе ремня, которымъ насосъ приводится въ дѣйствіе.

г) Герметичность соединенія между дискомъ *n* и втулкою *t*, которая направляетъ плунжеръ, болѣе чѣмъ сомнительна: затягиваніемъ болтовъ *x* приходится достигать герметичности сразу на 4-хъ параллельныхъ плоскостяхъ.

д) Насосный валъ помѣщается слишкомъ высоко, чрезъ это все устройство насоса выходитъ мало устойчивымъ и требуетъ солидной связи съ фундаментомъ.

е) Осмотръ клапановъ и подтяжка сальника нѣсколько стѣснены и дѣлаются недостаточно быстро.



31

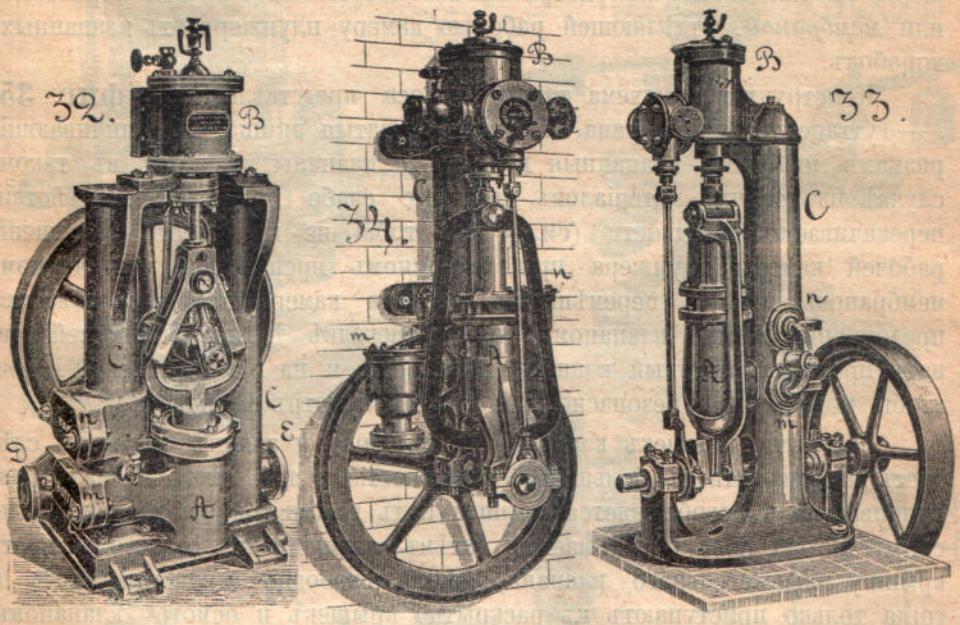
ж) Ремонтъ клапановъ и замѣна ихъ новыми требуютъ большихъ хлопотъ по разборкѣ и сборкѣ верхней части насоса, которую приходится для этого разъединять также и отъ нагнетательной трубы.

Фиг. 31 даетъ представленіе о весьма раціональномъ устройствѣ скальчатаго насоса простого дѣйствія, приспособленномъ для перекачки вязкихъ и не совсѣмъ чистыхъ жидкостей. Коробки *m* и *n* для обоихъ клапановъ выполнены по одной и той же модели; осмотръ клапановъ дѣлается чрезвычайно быстро и удобно; для этого достаточно сдѣлать 2—3 оборота гаекъ съ барашками *x*, *x* и отвести въ сторону откидные болты и скобы, удерживающіе крышки на мѣстѣ. На фиг. 31 изображена модель парового насоса съ зубчатой передачей; большее изъ колесъ ея снабжено дискомъ *u*, по которому палецъ кривошипа можно

перемѣщать и устанавливать въ различныхъ разстояніяхъ отъ центра вала; эти детальныя подробности въ устройствѣ передачи позволяютъ въ широкихъ предѣлахъ мѣнять и число оборотовъ насоснаго вала и количество жидкости, перекачиваемой насосомъ въ единицу времени. Отношеніе длины шатуна къ радіусу кривошипа сдѣлано довольно большимъ, и шарнирное соединеніе шатуна съ плунжеромъ находится довольно глубоко, чѣмъ достигается наименьшее возможное изнашиваніе сальника и расточенной части насоснаго цилиндра.

На табл. 58 *Атласа нас.* изображена схема установки насоса подобнаго же устройства, но только съ внутренней зубчатой передачей.

При устройствѣ паровыхъ насосовъ, особенно — съ вертикальными осями парового и насоснаго цилиндровъ, для полученія болѣе компактнаго устройства весьма часто примѣняютъ сокращенные шатунные механизмы, въ которыхъ ползуны отсутствуютъ, и роль ихъ выпадаетъ тогда на долю сальниковъ съ большими боковыми опорными поверхностями. Три различныхъ примѣра подобнаго устройства изображены на фиг. 32—34.



На **фиг. 32** дано изображеніе свободно стоящаго парового насоса англійской конструкціи: ***A*** — насосный цилиндръ, ***B*** — паровой, ***C, C*** — чугунныя полыя колонны, поддерживающія паровой цилиндръ и выполняющія роль воздушнаго нагнетательнаго колпака; ***D*** — всасывающая труба, ***E*** — нагнетательная. Осмотръ клапановъ производится быстро и просто, открывая крышки *m* и *n*.

На **фиг. 33** и **34** — двѣ нѣмецкихъ модели такихъ насосовъ — свободно стоящаго на фундаментѣ и настѣннаго; соотвѣтственныя части

на всѣхъ трехъ фигурахъ названы однѣми и тѣми же буквами. Нѣмецкія серіи такихъ насосовъ строятся съ діаметрами

30 45 55 65 80 90 100 130 150 мм.

Величина хода плунжера бываетъ 65, 80, 100, 150, 180, 220 и 240 мм., при отношеніи хода къ діаметру отъ 1,5 до 2.

Конструктивное устройство насоса, который изображенъ на фиг. 32, имѣется въ *Атл. нас.* на табл. 9 ($D=150$, $S=220$), а соотвѣтственно фиг. 33 детальное устройство дано на табл. 57 ($D=130$, $S=180$).

Если приходится перекачивать насосомъ жидкости ѣдкія, или несущія съ собою песокъ и вообще такія вещества, съ которыми нежелательно приводить въ соприкосновеніе цилиндръ и трущіяся поверхности плунжера, въ такомъ случаѣ употребляются насосы съ упругой перепонкой или *мембраной*, отдѣляющей рабочую камеру плунжера отъ клапанныхъ коробокъ.

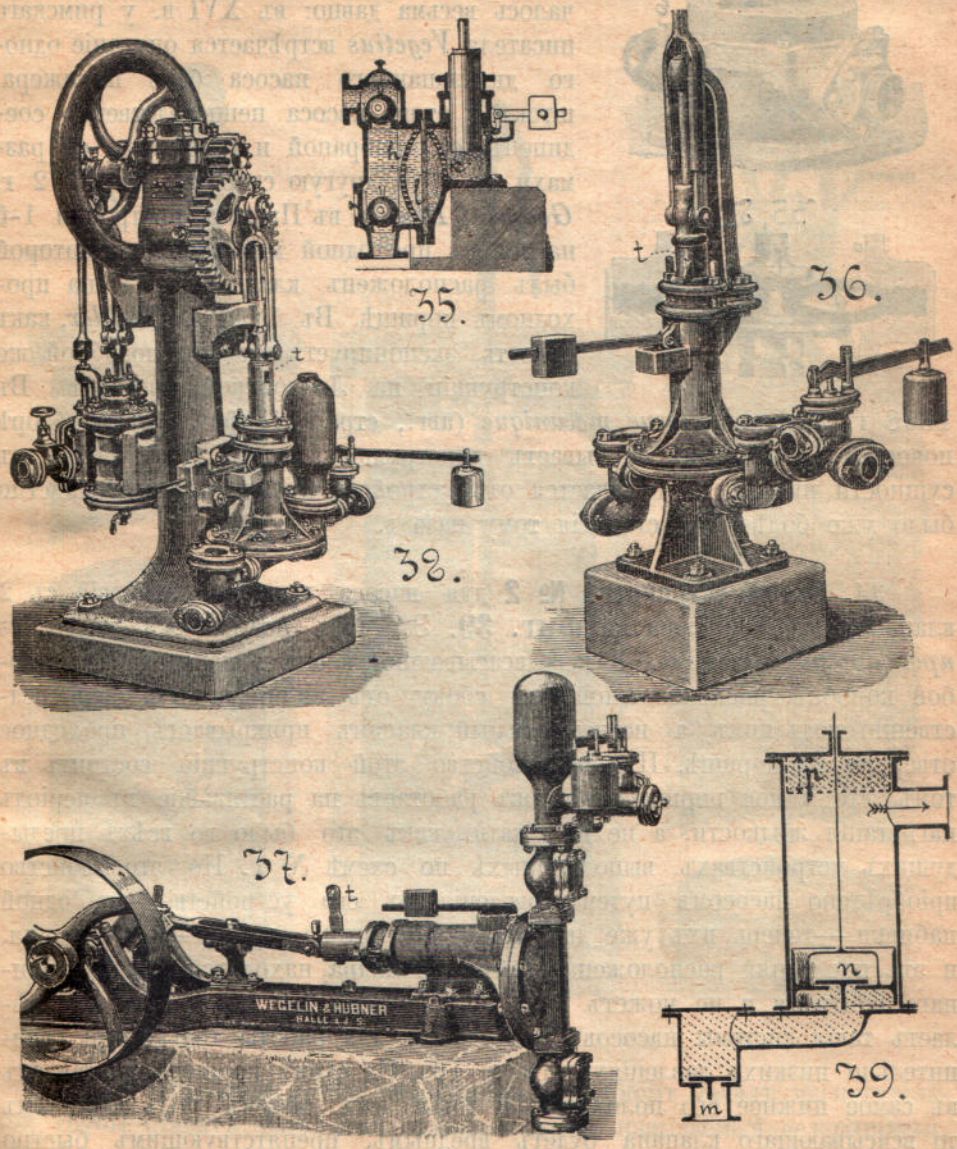
Конструктивная схема такого насоса представлена на **фиг. 35**: l — гуттаперчевая мембрана, h и k — сѣтчатыя днища, ограничивающія размахъ мембраны; клапанныя коробки и клапаны дѣлаются въ такомъ случаѣ изъ такихъ матеріаловъ, которые слабо поддаются воздѣйствію перекачиваемой жидкости (см. § 2); чтобы не произвести разрушенія рабочей камеры плунжера при внезапномъ препятствіи, встрѣченномъ мембраною при ея перемѣщеніи, рабочая камера всегда снабжается предохранительнымъ клапаномъ; при перекачкѣ ѣдкихъ жидкостей ставятъ предохранительный клапанъ также еще и на нагнетательной вѣтви, чтобы можно было безопасно производить осмотръ клапановъ.

Раскрытіе крышекъ клапанныхъ коробокъ у такихъ насосовъ слѣдуетъ производить съ большой осторожностью; для этого сначала развинчивается и освобождается крышка надъ всасывающимъ клапаномъ, но съ мѣста она пока не снимается; затѣмъ развинчиваетъ и освобождаютъ крышку нагнетательнаго клапана, даютъ свободно жидкости стечь и тогда только приступаютъ къ раскрытію крышекъ и осмотру клапановъ. Насосы съ мембранами строятся приводными и паровыми, рѣже ручными; при работѣ ихъ назначается весьма умѣренная скорость поршня.

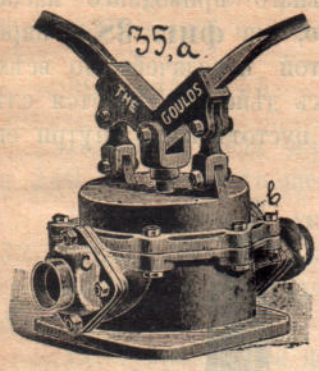
На **фиг. 35,а** имѣемъ изображеніе вертикальнаго насоса съ мембраной и съ ручнымъ приводомъ, направляющимъ штангу мембраны прямолинейно. Шарнирные клапаны насоса помѣщены въ коробкахъ b и c. Американскій заводъ *Goulds* выполняетъ такіе насосы съ діам. диска діафрагмы 13 дм., при размахѣ ея центра до $2^1/_2$ дм., для подачи до 0,3 ведра при двойномъ размахѣ рукоятокъ.

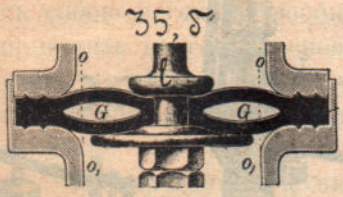
На **фиг. 35,б** представлено сѣченіе мембраны *Розенкранца* съ полостью G, заполняемой или воздухомъ, или глицериномъ; здѣсь виденъ также способъ соединенія ея со штангой l и способъ заправки внѣшняго края у диска мембраны между флянцами камеры.

На **фиг. 36** дано изображеніе вертикальнаго приводнаго насоса съ мембраной, на **фиг. 37** — горизонтальнаго, на **фиг. 38** — парового вертикальнаго съ промежуточной зубчатой передачей. Во всѣхъ подобныхъ насосахъ для быстрой остановки ихъ дѣйствія дѣлается слѣдующее приспособленіе: плунжеръ выполняется пустотѣлымъ, внутри его



помѣщается штокъ или скалка, неизмѣнно связанные съ шатуннымъ механизмомъ и настолько длинные, что ни при одномъ изъ положеній механизма во время работы весь штокъ не можетъ выйти изъ плунжера, а взаимное соединеніе ихъ быстро дѣлается разъемнымъ — посредствомъ чеки *t* (фиг. 36—38).





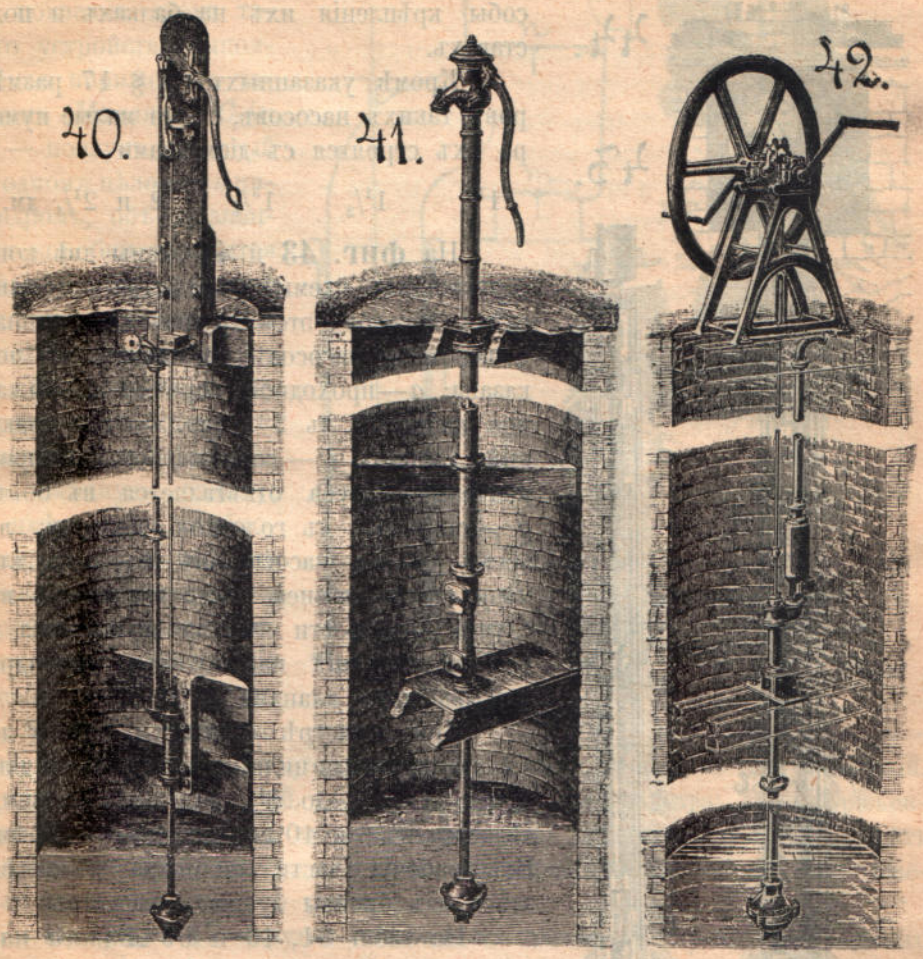
Діаметръ плунжера въ такихъ насосахъ бываетъ отъ 50 до 130 мм., размахъ плунжера 150—200 мм., число оборотовъ въ мин. 25 — 35 при скорости плунжера отъ 0,15 до 0,2 мт. въ сек.

Употребленіе мембранъ въ насосахъ началось весьма давно: въ XVI в. у римскаго писателя *Vegetius* встрѣчается описаніе одного двуклапаннаго насоса безъ плунжера, штокъ у этого насоса непосредственно соединенъ съ мембраной и сообщаетъ ей размахи въ ту и другую сторону. Въ 1732 г. *Gosset et Deuille* въ Парижѣ построили 1-й насосъ съ проходной мембраной, на которой былъ расположенъ клапанъ, какъ на проходномъ поршнѣ. Въ 1851 г. *Shalder*, какъ новость, экспонируетъ насосъ подобной же конструкціи на Лондонской выставкѣ. Въ 1898 г. журналъ *Revue mécanique* (авг., стр. 211, фиг. 24) въ обзорѣ новостей по насосамъ описываетъ конструкцію насоса *Edson*; она въ сущности ничѣмъ не отличается отъ устройста *Gosset*, которое извѣстно было уже болѣе $1^1/_2$ столѣтія тому назадъ.

34. **Схема устройства № 2** для насоса простого дѣйствія съ 2 клапанами представлена на **фиг. 39.** Это такъ называемый *насосъ съ проходнымъ поршнемъ*. У него всасывающій клапанъ находится въ особой коробкѣ, расположенной или сбоку отъ цилиндра или непосредственно подъ нимъ, а нагнетательный клапанъ прикрываетъ проходное отверстіе въ поршнѣ. Цѣнное свойство этой конструкціи состоитъ въ томъ, что у нея поршневой штокъ работаетъ на растяженіе въ періодъ нагнетанія жидкости, а не на сжатіе, какъ это было во всѣхъ предыдущихъ устройствахъ, выполненныхъ по схемѣ № 1. Но это свойство пріобрѣтено насосомъ путемъ введенія въ его устройство еще одной набивки,—теперь ихъ уже двѣ, одна для штока, другая—для поршня, и эта послѣдняя расположена внутри цилиндра, находится внѣ постояннаго контроля и не можетъ быть подтягиваема на ходу. Все это дѣлаетъ такія системы насосовъ пригодными для работы только при сравнительно низкихъ давленіяхъ (см. § 16). На схемѣ поршень поставленъ въ самое нижнее его положеніе, и тогда весь объемъ подъ поршнемъ до всасывающаго клапана будетъ вреднымъ, препятствующимъ быстро дѣлать разрѣженіе въ началѣ работы насоса. Объемъ съ высотою *p* (фиг. 39) былъ бы даже полезнымъ, если бы онъ только не увеличивалъ трудности и стоимости изготовленія цилиндра.

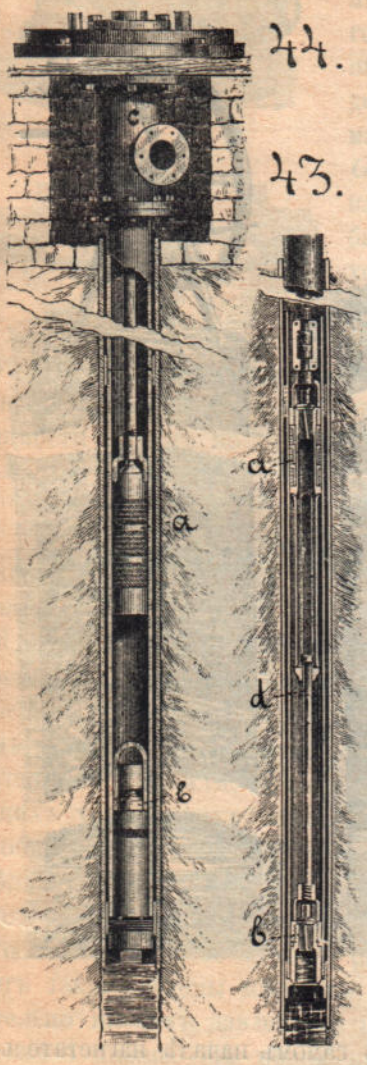
Если бы въ этой системѣ насоса поршневая набивка и нагнетательный клапанъ оказались герметичными, а всасывающій клапанъ былъ бы наоборотъ мало герметичнымъ и пропускалъ бы жидкость обратно

во всасывающую трубу, тогда при работѣ подобнаго насоса сказалась бы еще новая непріятная сторона этого устройства, а именно—тяжесть столба воды, заключенной въ нагнетательной трубѣ, передавалось бы на поршень и его штокъ не только въ періодъ нагнетанія, но также отчасти и въ тотъ періодъ, когда жидкость изъ пространства подъ поршнемъ попадаетъ въ пространство сверхъ поршня.



Чтобы устранить этотъ недостатокъ, въ самомъ началѣ нагнетательной трубы ставятъ еще 3-ій клапанъ, такъ называемый *возвратный*. Бѣды большой не будетъ, если этотъ послѣдній клапанъ окажется случайно и не вполнѣ герметичнымъ. Поэтому хорошо выполнять его совершенно одинаковыхъ размѣровъ съ клапаномъ всасывающимъ: тогда его можно будетъ переставлять на мѣсто послѣдняго, если тотъ въ работѣ получитъ такое поврежденіе, которое у возвратнаго клапана могло бы еще быть терпимымъ до 1-й возможности ремонта.

35. **Устройства насосовъ, осуществленныя по схемѣ № 2.** Къ этой группѣ относятся большею частію насосы колодезные, артезіанскіе и заводскіе низкаго давленія. Конструктивное устройство проходныхъ поршней изображено въ *Атл. насос.* на табл. 21, 31, 40, 46, 68, 69 и 73. Тамъ же на таб. 40 даны подробности устройства обыкновенныхъ колодезныхъ насосовъ, а на **фиг. 40, 41 и 42**—различныя схемы установки ихъ въ колодцѣ при ручномъ приводѣ (простомъ рычажномъ и съ маховикомъ) и разные способы крѣпленія ихъ на балкахъ и подставахъ.



Кромѣ указанныхъ въ § 17 размѣровъ такихъ насосовъ, самые малые нумера ихъ строятся съ діаметрами

$1^1/_4$ $1^1/_2$ $1^3/_4$ 2 и $2^1/_4$ дм.

На **фиг. 43** и **44** даны двѣ конструктивныя схемы устройства артезіанскихъ насосовъ этой группы; верхняя паровая часть насосовъ на схемахъ не показана: *a*—проходной поршень съ кожаной набивкой въ 3 яруса, *b*—всасывающій клапанъ, *c*—коробка, отъ которой подъемная труба отвѣтвляется въ бокъ, *d*—стержень съ головкою наверху; во время работы насоса онъ служитъ для направленія нижней части поршня, а въ случаѣ надобности имъ же пользуются и для вытаскиванія наружу изъ цилиндра всасывающаго клапана *).

При діаметрѣ скважины отъ 5 до 12 дм. насосные цилиндры получаютъ діаметръ отъ $2^3/_4$ до $8^1/_2$ дм., ходъ поршня дѣлается отъ 6 до 40 дм., чаще всего—24 дм. Всѣ рабочія части цилиндра дѣлаются здѣсь изъ бронзы лучшихъ качествъ.

На табл. 31, 46 и 69 *Атласа насосовъ* показана цѣлая серія горячихъ или воздушныхъ насосовъ къ паровымъ машинамъ. Всѣ эти насосы построены по схемѣ № 2 съ двумя или тремя клапанами изъ гуттаперчи.

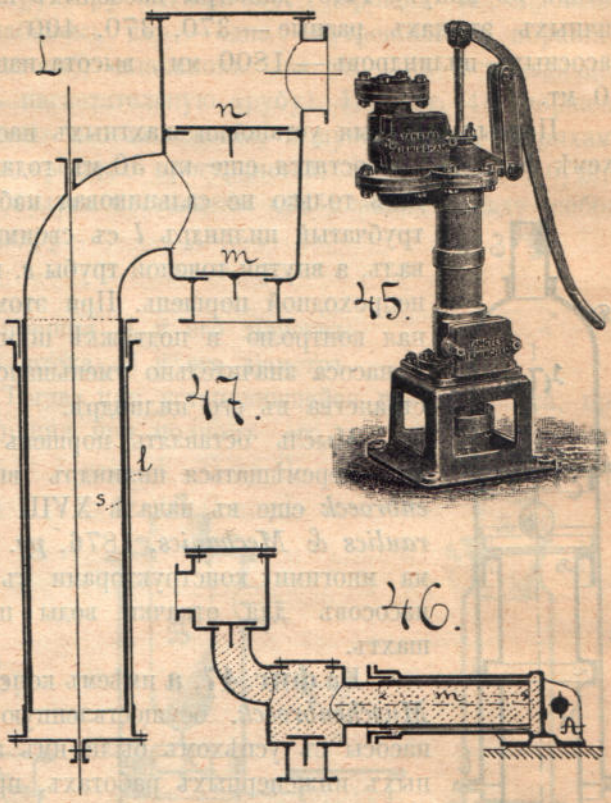
На **фиг. 45** дано изображеніе трехклапаннаго ручнаго заводскаго насоса въ томъ видѣ, какъ онъ строится извѣстнымъ заводомъ *Tangyes* для перекачки дегтя, амміачной воды и т. п. жидкостей: всѣ рабочія

---

*) Приспособленіе, которымъ давно уже пользуется заводъ *Locoge ePochartt* въ *Lille* (см. *Poillon*), а также и заводъ *Густава Листа* въ Москвѣ.

части—изъ чугуна, легкій и доступный осмотръ клапановъ, большія площади прохода, умѣренная скорость работы; *D*—отъ 4 до 5 дм., *S* — отъ 9 до 12 дм.

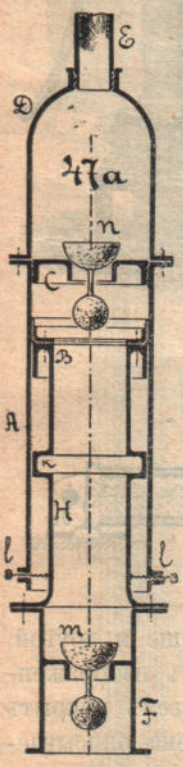
36. **Схема устройства № 3.** Неподвижнымъ остовомъ насосной камеры является здѣсь пустотѣлый цилиндрическій отростокъ клапанныхъ коробокъ, а снаружи по нему ѣздитъ весь цилиндръ. На **фиг. 46** показана схема такого устройства, выполняемая парижскимъ заводомъ *Marane et C-ie*: *A* — ползунъ, отлитый въ одномъ цѣломъ съ цилиндромъ, обѣ клапанныя коробки находятся слѣва, осмотръ каждой изъ нихъ дѣлается легко и независимо; цилиндрическій отростокъ, по которому ѣздитъ цилиндръ, снаружи на длинѣ *m* имѣетъ смѣнную одежду; ее имѣть здѣсь необходимо, такъ какъ по мѣрѣ снашиванія башмаковъ у ползуна начинается здѣсь усиленное срабатываніе сверху, какъ у сальника, такъ и у вышесказанной одежды. Кромѣ этого недостатка, система имѣетъ еще и другой, а именно—значительный объемъ вреднаго пространства; въ изображенномъ положеніи частей на схемѣ (фиг. 46) весь этотъ объемъ покрытъ наклоннымъ пунктиромъ, т. е. онъ значительно болѣе объема описываемаго поршнемъ при его размахѣ.



На **фиг. 47**—другая подобная же схема для случая вертикальнаго расположенія оси цилиндра. Эта схема совершеннѣе предыдущей, какъ потому, что здѣсь износъ цилиндра не вызываетъ добавочнаго расхода силы на преодолѣніе тренія, такъ еще и потому, что здѣсь воздухъ удаляется изъ цилиндра автоматически и вполнѣ совершенно, и поэтому при установившейся работѣ объемъ вреднаго пространства не играетъ тутъ никакой роли. Въ примѣненіи этой схемы къ устройству шахтныхъ насосовъ со штангами, идущими наружу къ паровому цилиндру или коромыслу, обнаруживается еще и 3-е удобство: штанга *L*, подходя къ насосу, здѣсь не имѣетъ надобности раздваиваться, какъ это было, напр., при конструкціи насоса, изображенной на **фиг. 29**.

Осуществленное по этой схемѣ устройство шахтнаго насоса можно видѣть въ детальныхъ чертежахъ, опубликованныхъ въ *Журн. общ. нѣм. инж.* за 1883 г., № 9. Паровая машина—системы *Kley*, работающая съ шатуннымъ механизмомъ и легкимъ маховикомъ, съ паузами. Діам. цилиндра у нея 900 мм., ходъ поршня — 1800 мм., число оборотовъ въ минуту 12,5; діаметры насосныхъ цилиндровъ въ 4-хъ различныхъ этажахъ разные — 370, 370, 400 и 420 мм., общій ходъ насосныхъ цилиндровъ — 1800 мм., высота напора въ каждомъ этажѣ — 50 мт.

Первыя крупныя установки шахтныхъ насосовъ, построенныхъ по схемѣ фиг. 47, относятся еще къ 30-мъ годамъ, но тогда употреблялась только не сальниковая набивка, а поршневая, т. е. трубчатый цилиндръ *l* съ своимъ сальникомъ отсутствовалъ, а внутри точеной трубы *s*, какъ въ цилиндрѣ, ходилъ непроходной поршень. При этомъ вводилась мало доступная контролю и подтяжкѣ поршневая набивка, но зато у насоса значительно уменьшался объемъ вреднаго пространства въ его цилиндрѣ.



Мысль оставлять поршень неподвижнымъ и заставить перемѣщаться цилиндръ впервые пришла *Muschenbroeck* еще въ началѣ XVIII в. (см. *Ewbank — Hydraulics & Mechanics*, 1876, *pg.* 228) и была примѣняема многими конструкторами къ устройству небольшихъ насосовъ для откачки воды при рытьѣ колодцевъ и шахтъ.

На **фиг. 47, а** имѣемъ конструктивную схему насоса *Muschenbroeck*, осуществленную *Tecklenburg*'омъ; такіе насосы съ успѣхомъ были имъ примѣняемы при различныхъ инженерныхъ работахъ, при рытьѣ шахтъ и артезіанскихъ колодцевъ: *A* цилиндръ, точеный изнутри; въ верхнюю часть его ввернуто дно *C*; центральное отверстіе въ немъ прикрывается полушаровымъ клапаномъ *n*; съ верхнимъ флянцемъ цилиндра скрѣпленъ колпакъ *D*, въ который ввернута нагнетательная труба *E*; тѣло поршня *B* отлито съ трубою *H*, которая внизу свинчивается со всасывающею трубою *F*, а въ срединѣ своей длины имѣетъ утолщеніе *k*, обточенное снаружи и служащее для направленія цилиндра; установительные болты *ll* ограничиваютъ размахъ цилиндра. Во время работы насоса цилиндръ *A* поднимаютъ за трубу *E*, воздѣйствуя на нее или руками, или при помощи веревки, или посредствомъ качающагося коромысла и тягъ. Обратный ходъ цилиндра въ періодъ подъема жидкости происходитъ отъ дѣйствія собственнаго вѣса цилиндра и трубы *E*. Благодаря особой формѣ клапановъ *m* и *n*, насосъ не боится сорной и грязной воды и можетъ работать также и при наклонномъ положеніи оси цилиндра. Все устройство чрезвычайно просто, осмотръ клапановъ дѣлается легко.

Симин

б. Насосы простого дѣйствія II-й группы.

Нагнетаніе — непрерывно, всасываніе — полъоборота.

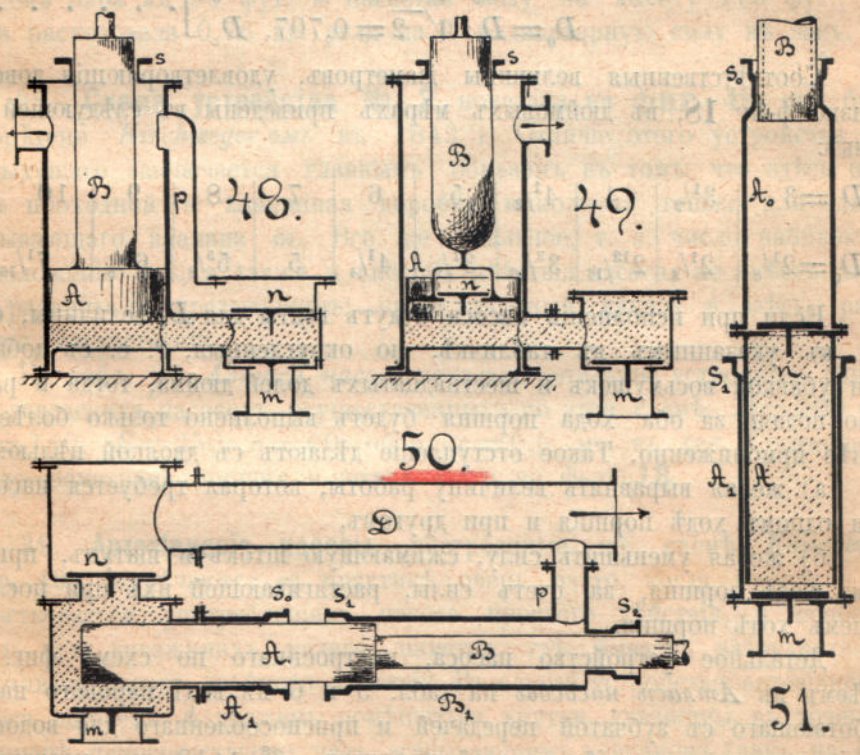
37. **Схема устройства № 1** показана на **фиг. 48** и приписывается англійскому конструктору *Armstrong*: поршень *A* снабженъ толстымъ штокомъ *B*; набивокъ двѣ — одна внутренняя (у поршня), другая — внѣшняя (для штока); клапановъ два (*m* — на всасывающей трубѣ, *n* — при входѣ въ нагнетательную трубу). На фиг. 48 поршень показанъ въ самомъ нижнемъ его положеніи, и пунктирными штрихами отмѣчена величина объема вреднаго пространства; этотъ объемъ будетъ тѣмъ менѣе, чѣмъ ближе будутъ поставлены оба клапана между собою и по отношенію къ цилиндру.

Пусть обозначаютъ;

F и D — площадь поршня A и его діаметръ,

F_0 и D_0 — площадь штока B и его діаметръ,

S — ходъ поршня. Тогда, при установившейся работѣ насоса, при восходящемъ движеніи поршня при полномъ его размахѣ произойдетъ



слѣдующее: подъ поршнемъ будетъ имѣть мѣсто всасываніе, и въ пространство подъ поршнемъ поступитъ объемъ $F.S$; а надъ поршнемъ будетъ итти нагнетаніе жидкости, рабочей площадью поршня будетъ кольцевая съ величиной $F - F_0$, и въ нагнетательную трубу будетъ

поданъ объемъ $(F - F_0) . S$. Во все это время клапанъ m былъ открытъ, клапанъ n закрытъ и каналъ p былъ заполненъ водою, не имѣющею никакого движенія. При нисходящемъ ходѣ поршня клапанъ m будетъ закрытъ, клапанъ n будетъ открытъ, и по соединительному каналу p будетъ происходить сообщеніе верхней части цилиндра съ нижней; поэтому рабочей площадью поршня въ этотъ періодъ будетъ только F_0, и въ нагнетательную трубу при опусканіи поршня будетъ поданъ объемъ $F_0 . S$.

Складывая этотъ объемъ съ предыдущимъ, поданнымъ при подниманіи поршня, получимъ полный объемъ, подаваемый за 1 оборотъ насоса; этотъ объемъ будетъ $= F . S$. Такимъ образомъ въ насосѣ, построенномъ по этой схемѣ, всасываніе будетъ происходить только при одномъ размахѣ поршня (при подъемѣ его), а нагнетаніе — въ оба хода поршня. Если желаютъ, чтобы подача воды насосомъ въ нагнетательную трубу шла равномѣрно, необходимо имѣть выполненнымъ равенство:

$$F - F_0 = F_0 \text{ или } F = 2\ F_0,$$

что соотвѣтствуетъ слѣдующимъ соотношеніямъ:

$$\left.\begin{array}{l} D = D_0 . \sqrt{2} = 1{,}414.\ D_0 \\ D_0 = D : \sqrt{2} = 0{,}707.\ D \end{array}\right] \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \mathbf{18}.$$

Соотвѣтственныя величины діаметровъ, удовлетворяющія довольно близко ф-лу **18**, въ дюймовыхъ мѣрахъ приведены въ слѣдующей табличкѣ:

$D = 3$	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6	7	8	9	10	дм.
$D_0 = 2^1/_8$	$2^1/_2$	$2^{13}/_{16}$	$3^3/_{16}$	$3^1/_2$	$4^1/_4$	5	$5^5/_8$	$6^3/_8$	$7^1/_{16}$	дм.

Если при исполненіи насоса будутъ взяты для D_0 величины, близкія къ указаннымъ въ табличкѣ, но округленныя, т. е. съ добавкой или убавкой восьмушекъ и шестнадцатыхъ долей дюйма, тогда и равенство подачи за оба хода поршня будетъ выполнено только болѣе или менѣе приближенно. Такое отступленіе дѣлаютъ съ двоякой цѣлью:

а) желая выравнять величину работы, которая требуется насосомъ при одномъ ходѣ поршня и при другомъ,

б) желая уменьшить силу, сжимающую штокъ и шатунъ, при одномъ ходѣ поршня, за счетъ силы, растягивающей ихъ при послѣдующемъ ходѣ поршня.

Детальное устройство насоса, построеннаго по схемѣ фиг. 48, имѣемъ въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 5 и 6 въ видѣ парового насоса, работающаго съ зубчатой передачей и приспособленнаго для водоснабженія жел.-дор. станцій: паровой цилиндръ — $6^3/_4 \times 12$ дм., насосный — $D = 7^1/_2$ дм., $D_0 = 6$, $S = 18$, число зубцовъ у колесъ — 16 и 66. При 150 оборотахъ въ минуту вала у паровой машины, насосный валъ будетъ дѣлать $150 . 16 : 66 = 36{,}36$ обор., что соотвѣтствуетъ скорости насоснаго поршня 1,8 фут. (0,55 мт.) въ сек. Зависимость между діа-

метрами D и D_0 не вполнѣ точно отвѣчаетъ ф-лѣ **18** изъ за желанія получить болѣе одинаковую величину работы при общихъ размахахъ поршня.

Примѣненіе системы *Armstrong* къ устройству насосовъ для водоснабженія городовъ находимъ, напр., на водокачкѣ гор. *Будапешта* (см. чертежи и описаніе этихъ насосовъ въ журн. *Engineering*, 1885, мая 8, іюня 5): діам. насоснаго поршня 290 мм., ходъ 1152 мм., число двойныхъ ходовъ поршня въ мин. = 24, скорость поршня въ сек. = 0,92 мт.; всасывающій клапанъ расположенъ непосредственно подъ цилиндромъ, а нагнетательный—сбоку.

Еще ранѣе этого, въ 1876 г., подобная же система насосовъ была примѣнена въ Америкѣ на водокачкѣ гор. *Lawrence*. Машина была построена извѣстнымъ заводомъ *Leavitt* для подачи 600 тысячъ ведеръ воды въ 10 час. Паровая часть машины была выполнена по системѣ компаундъ, діам. паровыхъ цилиндровъ 18 и 38 дм., діаметры насоснаго цилиндра и его плунжера $26^1/_8$ и $18^1/_2$ дм., общій ходъ всѣхъ поршней 8 фут.: число оборотовъ вала въ мин. = 16; скорость поршней въ сек. $4^1/_4$ фут. Чертежи этой машины и описаніе опытовъ съ нею даны въ *Engineering* 1879, *janv.* 17, *pg.* 59. Работая съ давленіемъ пара въ 90 фут. и нагнетая воду на высоту 175 фут., машина расходовала 0,76 кг. угля на 1 индикаторную силу въ часъ.

38. **Схема устройства № 2** показана на **фиг. 49;** оно было изобрѣтено *Kirchweger'омъ* въ 1843 г. Отличіе этого устройства отъ предыдущаго заключается главнымъ образомъ въ томъ, что здѣсь поршень проходной и клапанная коробка выполнена только для одного всасывающаго клапана m. Все же остальное, т. е. число набивокъ и расположеніе ихъ, а также и способъ дѣйствія насоса, не имѣетъ никакой разницы съ предыдущимъ; промежуточный каналъ p здѣсь, разумѣется, отсутствуетъ.

На табл. 29 *Атласа насос.* показано детальное устройство одного изъ заводскихъ насосовъ, осуществленныхъ по этой схемѣ: $D = 200$ мм., $D_0 = 140$, $S = 250$, $n = 60$ обор., $c = 0,5$ мт. въ сек. Соотношеніе между діаметрами поршня и штока взято по ф-лѣ **18**.

39. **Артезіанскіе насосы**, построенные по схемѣ *Кирхвегера* (фиг. 49), встрѣчаются въ практикѣ очень часто, когда возможно довольствоваться употребленіемъ насоса простого дѣйствія, и особенно часто при скважинахъ малаго діаметра, гдѣ бываетъ затруднительно устраивать насосъ двойного дѣйствія. Въ случаѣ устройства артезіанскаго насоса поршень A долженъ помѣщаться внутри скважины въ точеномъ цилиндрѣ непосредственно надъ всасывающимъ клапаномъ (какъ на фиг. 43 и 44). Самое верхнее положеніе поршня A въ цилиндрѣ во время работы должно быть всегда ниже уровня воды въ скважинѣ, иначе можетъ произойти разрывъ поднимаемаго столба воды при восходящемъ движеніи поршня. Что же касается плунжера B, то онъ не участвуетъ

въ присасываніи жидкости въ цилиндрѣ и можетъ быть поэтому расположенъ даже и внѣ скважины.

На **фиг. 49, а** имѣемъ изображеніе цѣлаго ряда станковъ для артезіанскихъ насосовъ этого типа—съ ременной и зубчатой передачей отъ двигателя и съ непосредственной передачей отъ парового поршня къ насосному.

Въ случаѣ глубокихъ колодцевъ дѣлаютъ уравновѣшиваніе плунжера, штангъ и поршня, какъ показываетъ изображеніе станка московскаго завода *Буркгардтъ*. Въ этомъ станкѣ паровая машина укрѣпляется непосредственно къ станинамъ станка, дающимъ опору двумъ одно-колѣнчатымъ валамъ—паровому и насосному. Между ними введена зубчатая передача. Вмѣсто паровой машины двигателемъ для подобнаго насоса можетъ быть, по желанію, или электро-моторъ, или керосиновый двигатель и т. д. Передаточное число въ зубчатой передачѣ при двигателяхъ съ шатуннымъ механизмомъ хорошо имѣть цѣлымъ числомъ (напр. 4, 5, 6), чтобы мертвыя положенія насоснаго поршня могли совпадать съ таковыми же у поршня двигателя, иначе работа станка не будетъ плавною.

Заводъ *Буркгардтъ* ставитъ такіе насосы на скважинахъ съ наружнымъ діаметромъ буровой трубы не болѣе 6 дм. и имѣетъ для нихъ 4 слѣдующія модели:

а. Діаметръ насоснаго цилиндра $D = 4^1/_4$ дм., ходъ поршня его $S = 15$ дм., при $n =$ отъ 50 до 70 обор. въ мин; работая на буровой скважинѣ 6 дм. діам., насосъ можетъ подавать воды $Q_1 =$ отъ 750 до 1050 вед. въ часъ. Паровой двигатель—діам. $6^1/_4$ дм., ходъ 9 дм.

б. Скважина 6 дм. діам., $D = 3^7/_8$ дм., $S = 15$, $n = 50 - 70$, $Q_1 = 600 - 850$ вед. Паровой двигатель—діам. $5^1/_8$, ходъ $7^1/_2$ дм.

в. Скважина 5 дм. діам., $D = 3^5/_{16}$ дм., $S = 10$, $n = 60 - 70$, $Q_1 = 370 - 430$ вед. Паровая машина—діам. 4 дм., ходъ—$7^1/_4$ дм.

г. Скважина $4^1/_2$ дм. діам., $D = 3^1/_8$ дм., $S = 10$ дм., $n = 30 - 70$, $Q_1 = 160 - 380$. Ручной или приводный станокъ.

Станки съ зубчатой и ременной передачей по типу американскаго завода *Goulds Manufacturing Co.* (фиг. 49,*а*) строятся для трехъ различныхъ размаховъ поршня — 10, 14 и 16 дм. при діаметрѣ цилиндра въ $2^3/_4$, $3^1/_4$, $4^1/_4$, $4^3/_4$, $5^3/_4$ дм. Число оборотовъ насосному валу дается отъ 25 до 30 въ минуту. Это соотвѣтствуетъ весьма умѣренной скорости поршня $c =$ отъ 0,2 до 0,4 мт. (0,65—1,3 фут.) въ сек. Передаточное число у зубчатыхъ колесъ дѣлается всегда $= 5$; шкивы ставятся на станки — съ діам. 20—27 дм. при ширинѣ обода въ 4 дм.

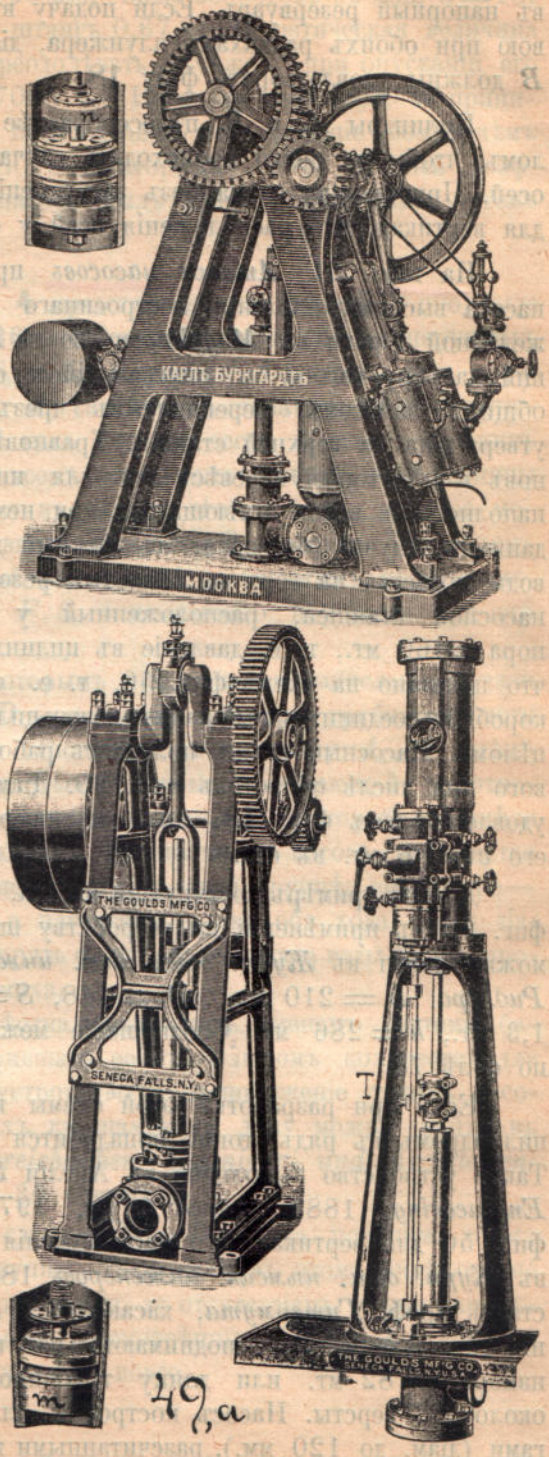
Паровые станки завода *Goulds* строятся только для пяти различныхъ размаховъ поршней — въ 10, 16, 24, 30 и 36 дм., чтобы имѣть только пять разныхъ моделей для колоннъ *T*, поддерживающихъ паровой цилиндръ. Діаметръ у послѣдняго бываетъ въ 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 и 14 дм.; насосный поршень получаетъ обыкновенно всегда около 40 двойныхъ размаховъ, что соотвѣтствуетъ скорости поршня $c = 1 - 4$ фут. (0,3—1,22 мт.) въ сек.

Чертежъ вертикальнаго шахтнаго парового насоса системы компаундъ съ насосной частью, выполненной по типу *Кирхвегера*, можно видѣть въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1893 г., № 32, стр. 966: діаметры паровыхъ цилиндровъ 356 и 610 мм., діам. насоснаго поршня 356, а плунжера 254 мм.

На табл. 72 *Атласа насосовъ* дано детальное устройство артезіанскаго насоса, построеннаго по схемѣ фиг. 49 заводомъ бывш. Бр. Бромлей въ Москвѣ. На чертежѣ даны цилиндръ и колпакъ, взятые отъ двухъ разныхъ насосовъ (колпакъ — отъ 8-дюймоваго насоса).

По схемѣ фиг. 49 строятся иногда и пожарныя трубы. Детальное устройство одной изъ такихъ трубъ можно найти въ сочиненіи проф. *Баха*, отмѣченномъ въ § 18, на табл. 13 его атласа.

40. **Схема устройства № 3** дана на **фиг. 50**. Главное отличіе ея отъ предыдущихъ состоитъ въ томъ, что здѣсь всѣ набивки наружныя, но зато число ихъ *3*, а не *2*, все же остальное по существу безъ перемѣнъ. Эта система насоса приспособлена для работы при высокомъ напорѣ. При конструктивномъ выполненіи ничто не мѣшаетъ обѣ клапанныя коробки исполнить по одной и той же модели. На схемѣ показанъ случай горизонтальнаго расположенія оси цилиндра: при ходѣ плунжера слѣва направо въ цилиндрѣ A_1 происходитъ всасываніе, а въ цилиндрѣ B_1 нагнетаніе; при обратномъ ходѣ цилиндръ B_1 заполняется водою, а изъ цилиндра A_1 вся вода выталкивается; часть ее по-



ступаетъ въ цилиндръ B_1, а другая часть непосредственно нагнетается въ напорный резервуаръ. Если подачу въ него желаютъ имѣть одинаковою при обоихъ размахахъ плунжера, діаметры обѣихъ частей его A и B должны удовлетворять ф-лу **18**.

Цилиндры A_1 и B_1 цѣлесообразнѣе всего отливать въ одномъ цѣломъ, чтобы не могло происходить случайной развѣрки положенія ихъ осей. Приведенная схема безъ затрудненій можетъ быть переработана и для вертикальнаго расположенія осей у обоихъ цилиндровъ.

На табл. 51 *Атласа насосовъ* приведено детальное устройство насоса высокаго давленія, построеннаго по схемѣ фиг. 50 для горной желѣзной дороги въ *Magglingen* (возлѣ *Biel*, въ Швейцаріи). Восходящій на гору вагонъ и спускающійся съ нея соединены между собою общимъ канатомъ, перекинутымъ чрезъ блокъ, ось котораго прочно утверждена на верхней станціи. Уравновѣшиваніе тяжести обоихъ вагоновъ и нѣкоторый перевѣсъ ея для нисходящаго вагона достигается наполненіемъ водою имѣющагося при немъ бака. Но вершина горы въ данномъ случаѣ безводна, и нужный для эксплуатаціи дороги запасъ воды подается на гору въ запасный резервуаръ, который обслуживается насосной станціей, расположенный у подошвы горы. Высота напора $= 460$ мт., т. е. давленіе въ цилиндрѣ здѣсь около 50 атм. Все, что показано на схемѣ фиг. 50, т. е. оба цилиндра, обѣ клапанныхъ коробки и соединительный каналъ между цилиндрами отлиты здѣсь въ одномъ цѣломъ. Насосный штокъ получаетъ работу непосредственно отъ парового при числѣ оборотовъ $n = 120$. Діаметры плунжера 62 и 44 мм. удовлетворяютъ ф-лу **18**, ходъ плунжера 400 мм., средняя скорость его $c = 1{,}6$ мт. въ сек.

Другой примѣръ конструкціи насоса, разработанный по той же схемѣ фиг. 50 въ примѣненіи къ устройству шахтной водоподъемной машины, можно найти въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1892 г., № 17 въ ст. проф. *Ридлера*: $D = 210$ мм., $D_0 = 148$, $S = 500$, $n = 50 - 80$, $c =$ до 1,3 мт., $h = 286$ мт. Соотношеніе между діаметрами D и D_0 взято по ф-лѣ *18*.

Если при разработкѣ этой схемы всѣ клапаны расположить надъ цилиндромъ въ рядъ, тогда понадобится имѣть при насосѣ 3 клапана. Такое устройство выполнено въ Англіи *Smith & Stevens* и описано въ *Engineering*, 1889, *march 1, pg.* 197. Примѣръ разработки схемы фиг. 50 для вертикальнаго расположенія оси цилиндровъ можно найти въ *Журн. общ. нѣмецк. инженеровъ* 1892 г., № 53, стр. 1539 въ статьѣ проф. *Гутермута*, касающейся устройства новаго водоснабженія гор. Ахена. Воду поднимаютъ изъ шахты 63 мт. глубиною, имѣя напоръ въ 82 мт. или длину трубопровода до водонапорной башни около 1,5 версты. Насосъ построенъ для работы съ желѣзными штангами (діам. до 120 мм.), разсчитанными и долженствующими работать на одно растяженіе. Плунжеръ выполненъ массивнымъ и вѣситъ 4800 кг. Кромѣ того, надъ самымъ насосомъ на плунжерѣ сдѣлана добавочная

нагрузка въ 8000 кг. Діаметры плунжера 480 и 340 *) соотвѣтствуютъ даннымъ ф-лы *18*, ходъ 1100 мм., число оборотовъ въ мин. $n = 18$, секундная скорость плунжера и штангъ 0,67 мт. Теоретическая величина давленія, которое приходится преодолѣвать плунжеру при опусканіи его въ цилиндрѣ, выходитъ около 7000 кг. Нагрузка плунжера, не принимая во вниманіе вѣса штангъ, превосходитъ это давленіе болѣе чѣмъ на 80%. Паровая машина въ 80 индикаторныхъ силъ. Полный коэф. полезнаго дѣйствія машины и насоса былъ найденъ опытнымъ путемъ $= 0,856$.

41. **Схема устройства № 4** представлена на **фиг. 51**; оно было изобрѣтено *Althans*'омъ въ 1836 г. Здѣсь также всѣ набивки наружныя, но числомъ ихъ только двѣ—S_0 и S_1. Плунжеру AA_0 здѣсь дана трубчатая форма, верхняя часть его A_0 сальникомъ охватываетъ неподвижную подъемную трубу B, тогда какъ нижняя часть A сквозь сальникъ S_1 входитъ въ цилиндръ A_1; во всемъ остальномъ существенной разницы нѣтъ; нагнетательный клапанъ n въ видахъ его удобнаго осмотра можетъ быть помѣщенъ только выше сальника S_1, а чрезъ это объемъ вреднаго пространства, покрытый на чертежѣ наклоннымъ пунктиромъ, выходитъ гораздо болѣе объема $F.S$, описываемаго поршнемъ при его размахѣ.

Разсчетные діаметры, по которымъ нужно вести вычисленіе подачи воды этимъ насосомъ, будутъ: D — *внѣшній* діаметръ трубчатой части A, играющей роль поршня по отношенію къ цилиндру A_1, и затѣмъ D_0 — *внѣшній* діаметръ нагнетательной трубы B, играющей по отношенію къ цилиндру A_0 роль утолщеннаго штока B, который мы имѣли во всѣхъ трехъ предыдущихъ схемахъ. Работа такого насоса совершается такъ же, какъ и другихъ, принадлежащихъ къ этой группѣ: всасываніе— только при подъемѣ плунжера, а нагнетаніе — въ оба хода. Если діаметры D и D_0 будутъ удовлетворять ф-лу *18*, то подача воды будетъ происходить одинаково въ оба размаха.

Эта система насосовъ извѣстна также подъ именемъ системы баварскаго завода *Rittinger*, строившаго ее въ большомъ количествѣ для нѣмецкихъ шахтъ. Детальное устройство и расположеніе такихъ насосовъ въ новѣйшихъ примѣненіяхъ къ шахтному дѣлу можно найти въ журналѣ *Zeitschrift des oesterreichischen Ingenieur- und Architecten-Vereines*, 1898 г., № 39, отъ 30 сентября.

Если въ схемѣ фиг. 51 сдѣлать $D = D_0$, тогда получимъ схему насоса простого дѣйствія I-й группы. Такъ какъ въ этомъ видѣ она не находитъ себѣ практическаго примѣненія, за отсутствіемъ у нея какихъ-либо преимуществъ противъ ранѣе разсмотрѣнныхъ схемъ I-й группы, поэтому тамъ о ней и не упоминалось вовсе.

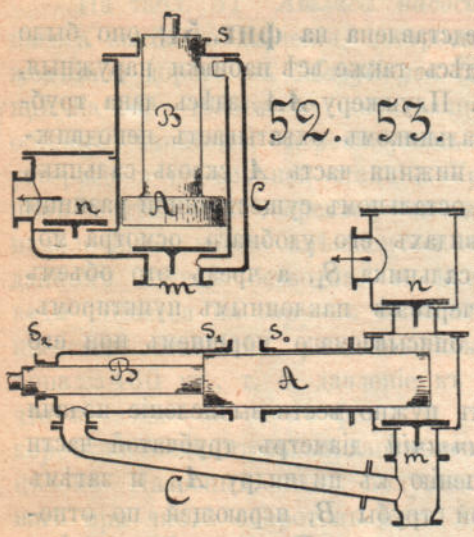
---

*) Въ Журн. на стр. 1539 на фиг. 3 имѣется ошибка: діам. верхней части плунжера помѣченъ размѣромъ 240 мм. вмѣсто 340 мм., которые слѣдуетъ имѣть по масштабу для чертежа.

в. Насосы простого дѣйствія III-й группы.

Всасываніе—непрерывно, нагнетаніе—полъоборота.

42. **Двѣ схемы устройства** такихъ насосовъ показаны на **фиг. 52** и **53**. Въ предыдущей группѣ насосовъ непрерывно происходило нагнетаніе, здѣсь непрерывно должно происходить всасываніе, поэтому и самыя схемы устройства насосовъ этой группы являются, такъ сказать, перефразировкою схемъ предыдущей группы насосовъ. Въ 1-й схемѣ (фиг. 52)—одна набивка внутренняя, другая внѣшняя, а во 2-й схемѣ (фиг. 53)—обѣ набивки внѣшнія. Когда поршень A приближается къ всасывающему клапану m, происходитъ нагнетаніе воды рабочей площадью F и всасываніе воды по каналу C рабочей площадью $F - F_0$; при обратномъ же ходѣ поршня, когда онъ удаляется отъ всасывающаго клапана, послѣдній открывается, и рабочая камера насоса, находившаяся въ непосредственномъ сообщеніи съ нагнетательной трубой въ предыдущемъ періодѣ, топерь является присасывающею объемъ $F.S$ при полномъ размахѣ поршня: часть этого объема $(F - F_0).S$ перейдетъ каналомъ C въ рабочую камеру, а объемъ $F_0.S$ будетъ проведенъ по всасывающей трубѣ. Если желаютъ, чтобы всасываніе жидкости происходило однообразно при обоихъ размахахъ поршня, и здѣсь необходимо удовлетворить ф-лу **18** (см. § 37).



Какъ это было уже объяснено ранѣе (см. § 28, III), насосы этой группы имѣютъ за собою исключительное право быть примѣненными въ случаѣ весьма большой длины всасывающаго трубопровода.

Насосы II-й и III-й группъ часто называются также *насосами съ дифференціальнымъ поршнемъ.*

НАСОСЫ ДВОЙНОГО ДѢЙСТВІЯ.

43. **Производительность насосовъ двойного дѣйствія и способы ея полученія**. Въ предыдущей главѣ мы видѣли, что если F—площадь поршня и S—его ходъ, то насосъ простого дѣйствія за время 1 оборота своего вала (или двухъ полныхъ размаховъ поршня) подаетъ объемъ жидкости, равный FS. Всякій другой насосъ, который, работая съ тою же скоростію, какъ и предыдущій, въ силу особенностей своего устройства будетъ въ состояніи подать за тотъ же промежутокъ времени объемъ жидкости, близкій къ 2. $F.S$, или равный этой величинѣ, принято называть *насосомъ двойного дѣйствія*. Наиболѣе простое и естественное рѣшеніе вопроса о полученіи отъ насоснаго устройства двойной производительности заключается въ *дублированіи* насосовъ простого дѣйствія. Но это дублированіе должно быть осуществлено съ возможно малыми добавочными затратами труда, капитала и мѣста, какъ въ помѣщеніи станціи, такъ и внѣ ея. Выполненіе этого условія уже предполагаетъ, напримѣръ, что у насоса двойного дѣйствія будетъ одинъ свой трубопроводъ, а не 2 съ тѣми размѣрами, которые были у однодѣйствующаго насоса; затѣмъ дублированіе *всѣхъ* передаточныхъ частей между насосомъ и двигателемъ также нежелательно; словомъ, дублированіе должно быть выполнено обдуманно и должно распространиться только на тѣ части устройства, повтореніе которыхъ неизбѣжно вызывается самою сущностью устройства и дѣйствія насоса, какъ законченной машины.

Выраженіе объема жидкости, подаваемой за 1 оборотъ вала, можно читать или какъ $S.2F$, или какъ $F.2S$. Это наводитъ на мысль, что возможно осуществить также и спеціальныя устройства насосовъ, приспособленныя къ удвоенной производительности. Эта приспособленность, какъ видно, должна заключаться, или въ дублированіи рабочей площади поршня при томъ же его размѣрѣ, или же въ увеличеніи вдвое хода поршня при той же величинѣ площади его; но такъ какъ вопросъ разсматривается независимо отъ увеличенія скорости поршня, предполагая, что величина ея уже доведена до нормы, поэтому увеличеніе хода поршня вдвое можетъ потребовать или работы его и той и другой стороной, или же дублированія поршней съ одинаковой площадью.

Этихъ данныхъ уже достаточно, чтобы понять, насколько разнообразны могутъ быть и должны быть устройства насосовъ двойного дѣйствія, когда приходится считаться съ различными спеціальными требованіями, сообразно съ измѣненіями различныхъ факторовъ работы,

какъ-то: рода двигателя для насоса, природы перекачиваемой имъ жидкости, условій установки рабочей камеры насоса относительно источника и напорнаго бака, степени равномѣрности подачи жидкости, различныхъ стѣсненій относительно мѣста, отводимаго для установки насоса, условій эксплуатаціи его и т. д.

И дѣйствительно, классъ насосовъ двойного дѣйствія является наиболѣе обширнымъ изъ всѣхъ остальныхъ. Чтобы сдѣлать болѣе вѣрную критическую оцѣнку относящихся сюда конструкцій насосовъ, необходимо все время имѣть въ виду также и вліяніе ихъ на размѣры трубопровода, на болѣе или менѣе экономичное использованіе его. А для этого прежде всего необходимо знать и умѣть построить для каждой данной конструкціи насоса *графикъ объемовъ и скоростей* (см. § 12).

44. **Принципіальное различіе между группами насосовъ двойного дѣйствія** лучше всего можетъ быть установлено на основаніи различія въ формѣ графика. Въ связи съ этимъ находится и величина максимальной скорости движенія жидкости въ трубахъ и величина вредныхъ сопротивленій на всемъ протяженіи трубопровода.

I-ая группа. Все количество жидкости $2F.S$ присасывается насосомъ двойного дѣйствія при одномъ размахѣ поршней, а нагнетается при другомъ. Графикъ такой конструкціи насоса въ извѣстномъ масштабѣ можетъ представлять **фиг. 17** (см. выше § 28): для этого нужно только, чтобы радіусъ окружности AB изображалъ собою не F, а $2F$; тогда и всѣ ординаты кривой *bce* будутъ имѣть двойное противъ прежняго значеніе. Максимальная скорость и здѣсь будетъ болѣе средней на 57% (см. ф-лу **11** въ § 13), но это соотношеніе надо теперь выразить уже такъ—1,57.2*c*, или 3,14.*c*, т. е. *максимальная скорость движенія жидкости въ трубахъ при насосахъ этой группы будетъ* **втрое** *болѣе той, которая соотвѣтствуетъ средней скорости поршня*. При назначеніи размѣровъ трубопровода очень часто упускаютъ это обстоятельство изъ вида, и тогда при эксплуатаціи насоса приходится все время преодолѣвать весьма значительныя вредныя сопротивленія. Величина потеряннаго напора здѣсь будетъ *вчетверо* болѣе, чѣмъ у насоса простого дѣйствія 1-й группы (съ графикомъ по фиг. 17), и *въ 8 разъ* болѣе, чѣмъ у насоса простого дѣйствія 2-й группы, при одинаковыхъ размѣрахъ трубъ во всѣхъ трехъ случаяхъ.

Графикъ насосовъ этой группы самый нераціональный изъ всѣхъ встрѣчающихся въ практикѣ, и конструкціи насосовъ этой группы вовсе не заслуживали бы вниманія, если бы у нихъ не было нѣкоторыхъ тоже весьма своеобразныхъ другихъ свойствъ, представляющихъ иногда практическую цѣнность. Объ этихъ свойствахъ будетъ сказано въ своемъ мѣстѣ (см. § 46).

Если не дѣлать спеціальной конструкціи насоса этой группы, его можно получить, взявши 2 насоса I-й группы (графикъ фиг. 17) и заставивши ихъ работать отъ двухъ кривошиповъ, оси которыхъ все

время находятся въ одной плоскости. Такой способъ дублированія, слѣдовательно, недопустимъ.

Почти столь же нераціонально было бы сдваиваніе насосовъ простого дѣйствія I-ой группы и подъ угломъ въ 90° между кривошипами: складывая ординаты кривыхъ на графикѣ для одного насоса и для другого, не трудно найти и *max* суммы этихъ ординатъ; если начало нагнетательнаго періода для одного поршня отстаетъ на четверть оборота противъ другого поршня, *max* суммы ординатъ на графикѣ получится въ то время, когда ось кривошипа 1-го поршня на 45° еще не дойдетъ до линіи мертвыхъ точекъ, а кривошипъ 2-го поршня перейдетъ эту линію на 45°; поэтому *max* суммы ординатъ здѣсь будетъ:

$$2.F.Sin\ 45^0 = F.\sqrt{2} = 1,4.F,$$

т. е. эта комбинація въ сдваиваніи насосовъ простого дѣйствія даетъ *max* скорости уже на 30% менѣе, чѣмъ предыдущая, но тѣмъ не менѣе этотъ *max* все еще на 40% болѣе, чѣмъ это было у насоса простого дѣйствія, который надо было сдваивать.

Такимъ образомъ видно, что *при сдваиваніи насосовъ простого дѣйствія 1-ой группы расположеніе осей кривошиповъ въ одной плоскости (подъ угломъ, равнымъ нулю) или подъ прямымъ угломъ не должно быть допускаемо.*

Курьезная ошибка этого рода произошла между прочимъ въ Америкѣ въ 1888 г. при постановкѣ колоссальныхъ водопроводныхъ машинъ въ гор. *Pitssburg* (см. *Журн. общ. нѣм. инж.* за 1893 г., № 22, стр. 606); паровая машина—типа компаундъ, діам. цилиндровъ 62 и 106 дм. (1575 и 2692 мм.), ходъ поршней 14 фут. (4,3 мт.); скальчатые насосы простого дѣйствія, діам. и ходъ плунжера 40 и 135 дюймовъ (3,4 метра); кривошипы у насоснаго вала были поставлены сначала *подъ угломъ въ 90°*, а затѣмъ ошибка была исправлена перестановкою ихъ на уголъ въ 180°.

Другую подобную же ошибку мнѣ пришлось недавно видѣть въ одномъ изъ проектовъ машинъ для крупнаго водоснабженія, присланныхъ на конкурсъ въ Москву однимъ изъ весьма извѣстныхъ американскихъ машиностроительныхъ заводовъ.

II-я группа. Полное количество жидкости $2F.S$, подаваемой насосомъ за 1 оборотъ вала распредѣляется *поровну* (или почти поровну) на оба размаха поршня; тогда при каждомъ размахѣ должно совершаться и всасываніе жидкости и нагнетаніе ея. Графикъ такого насоса въ извѣстномъ масштабѣ можетъ представить **фиг. 18** (см. выше § 28): для этого нужно только радіусъ окружности A_1B_1 сдѣлать равнымъ F вмѣсто $0,5.F$ и удвоить всѣ ординаты кривой $a_1mb_1c_1e_1$.

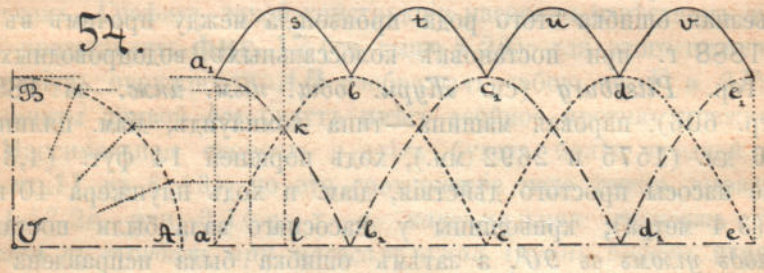
Max скорости въ трубахъ будетъ здѣсь, слѣдовательно, одинаковъ съ тѣмъ, который имѣли у насосовъ простого дѣйствія 1-й группы, но потерянный напоръ соотвѣтственно промежутку времени въ 1 оборотъ вала естественно здѣсь будетъ вдвое болѣе, чѣмъ тамъ.

Насосы этой группы принадлежатъ къ числу старѣйшихъ по времени изобрѣтенія, которое приписывается французскому академику *De la Hire* (1716).

Не выполняя спеціальнаго устройства, насосъ этой группы можно получить дублированіемъ насосовъ простого дѣйствія 1-й группы, если кривошипы у нихъ будутъ расположены подъ угломъ въ 180°.

III-я группа. Дублировать можно не только насосы простого дѣйствія 1-й группы, но также и 2-й. Это можетъ представить особыя выгоды при большой длинѣ нагнетательной трубы. Для однодѣйствующихъ насосовъ 2-й группы мы имѣли графикъ въ видѣ фиг. 18. Очевидно, что наиболѣе выгодное совмѣщеніе двухъ такихъ графиковъ получится, когда оси кривошиповъ у обоихъ насосовъ будутъ расположены не въ одной плоскости, а подъ прямымъ угломъ одна къ другой. Тогда будемъ имѣть новый графикъ, изображенный на **фиг. 54**: здѣсь окружность AB описана радіусомъ, равнымъ $0,5.F$; вся длина графика $ae = 2\pi.r$; пунктиромъ изъ однихъ черточекъ нанесена кривая $a\ b\ c\ d\ e$, представляющая собою графикъ 1-го однодѣйствующаго насоса 2-й группы во время нагнетанія; пунктиромъ же изъ черточекъ и точекъ нанесенъ графикъ 2-го такого же насоса въ видѣ кривой $a_1b_1c_1d_1e_1$, причемъ

$$ab_1 = b_1c = cd_1 = d_1e = 0,5.\pi.r$$



Результатомъ сложенія ординатъ обѣихъ названныхъ кривыхъ явилась кривая $a_1sbtc_1udve_1$. Она будетъ представлять собою графикъ сдвоеннаго насоса; въ этомъ случаѣ *max* скорости будетъ соотвѣтствовать ординатѣ

$$sl = 2\ kl = \frac{F.\sqrt{2}}{2} = 0,707.\ F \ldots\ldots \text{ при } al = \frac{\pi.\ r}{4}$$

Пусть средняя скорость движенія жидкости въ трубахъ соотвѣтствуетъ нѣкоторой ординатѣ y на графикѣ, тогда:

$$y.2\ \pi.r = 2\ F.S = 2F.2r, \text{ откуда}$$

$$y = \frac{2F}{\pi}, \text{ поэтому } \frac{sl}{y} = \frac{0,707.\pi}{2} = 1,11 \ldots\ldots \mathbf{19},$$

т. е. *въ насосъ двойного дѣйствія III-й группы максимальная скорость движенія воды въ нагнетательной трубѣ превосходитъ среднюю скорость только на* **11%**.

Извѣстно, что періодъ всасыванія у насосовъ простого дѣйствія I-й и II-й группъ совершается одинаково, т. е. въ теченіе одного лишь размаха поршня, поэтому при нанесеніи всасывающихъ графиковъ одного на другой, получимъ *max* ординаты равнымъ $F.\sqrt{2}$. Періодъ всасыванія у сдвоеннаго насоса будетъ продолжаться три четверти оборота, поэтому средняя ордината Y_1 всасывающаго графика вычислится такъ:

$$Y_1 . \frac{3}{4} . 2\,\pi . r = 2F . S, \text{ откуда } Y_1 = \frac{8 . F}{3\,\pi},$$

а отношеніе максимальной ординаты всасывающаго графика къ средней его ординатѣ будетъ

$$F . \sqrt{2} : \frac{8 . F}{3\,\pi} = \frac{3\,\pi . \sqrt{2}}{8} = 1{,}66 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{20},$$

т. е. *въ случаѣ существованія магистральной всасывающей трубы, общей для обоихъ насосовъ, составляющихъ устройство 3-й группы, максимальная скорость въ магистрали будетъ выше средней не на* 57% (какъ было въ двухъ предыдущихъ группахъ), *а на* **66%**. Это обстоятельство не должно быть упущено изъ вида,—особенно при значительной длинѣ такой магистрали.

Если дублированіе однодѣйствующихъ насосовъ II-й группы будетъ сдѣлано, располагая кривошипы обоихъ насосовъ въ одной плоскости (подъ угломъ 0^0 или 180^0), то всѣ ординаты графика фиг. 18 будутъ, очевидно, удвоены, затѣмъ *max* ординаты составного графика будетъ $= F$ вмѣсто $0{,}71 . F$ на графикѣ фиг. 54, и новый *max* будетъ повторяться въ теченіе оборота только 2 раза вмѣсто бывшихъ ранѣе четырехъ разъ. Слѣдовательно, *дублированіе однодѣйствующихъ насосовъ 2-й группы съ осями кривошиповъ въ одной плоскости* (подъ угломъ 0^0 или 180^0) *является невыгоднымъ и не должно быть допускаемо.*

Сдваиваніе насосовъ простого дѣйствія 3-й группы встрѣчается въ практикѣ очень рѣдко. Оно можетъ имѣть значеніе только при очень длинной всасывающей магистрали. Всѣ данныя для подобнаго дублированія можно заимствовать отъ только что разсмотрѣнныхъ здѣсь насосовъ двойного дѣйствія 3-й группы, если имѣть въ виду, что данныя приведенныя здѣсь относительно нагнетанія, тамъ будутъ относиться къ періоду всасыванія и наоборотъ.

45. **Сравнительная оцѣнка насосовъ простого и двойного дѣйствія всѣхъ группъ,** на основаніи предыдущаго, можетъ быть охарактеризована данными нижеслѣдующей таблицы 2-й (въ ней повторены также и данныя табл. 1-й изъ § 29):

ТАБЛИЦА 2-я.

Группы насосовъ.		При скорости поршня = 1, *max* скорости въ трубѣ достигаетъ.		Сколько разъ повторяется *max* скорости въ трубѣ при 1 оборотѣ вала.	
		Въ нагнетательной трубѣ.	Во всасывающей трубѣ.	Въ нагнетательной трубѣ.	Во всасывающей трубѣ.
Простого дѣйствія.	I	1,57	1,57	1	1
	II	0,78	1,57	2	1
Двойного дѣйствія.	I	3,14	3,14	1	1
	II	1,57	1,57	2	2
	III	1,11	1,66	4	1

Данныя таблицы 2-й показываютъ намъ, что изъ всѣхъ группъ насосовъ, разсмотрѣнныхъ до сихъ поръ, наиболѣе совершенною въ смыслѣ равномѣрности подачи жидкости въ нагнетательную трубу является III-я группа насосовъ двойного дѣйствія.

а. Насосы двойного дѣйствія I-й группы.

Полъоборота—присасывается 2F.S, полъоборота—нагнетается 2F.S.

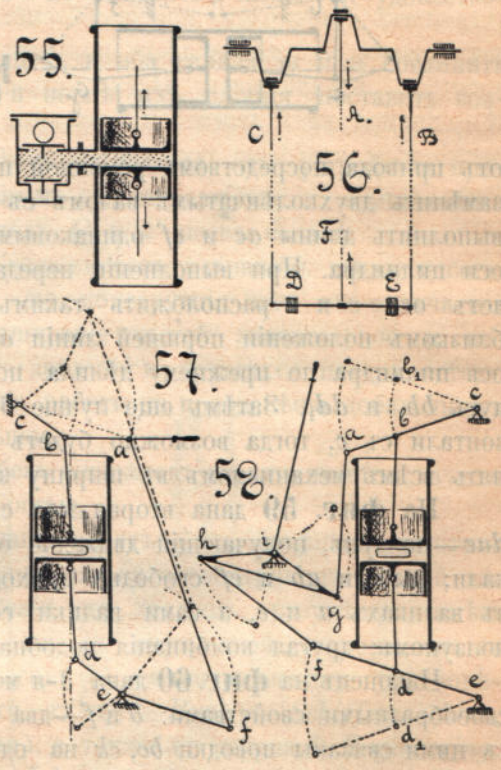
46. **Насосъ съ двумя клапанами и механизмы для приведенія его въ движеніе.** Насосы этой группы работаютъ по графику, подобному фиг. 17 (при условіи $OA = 2F$). Этотъ графикъ самый несовершенный изъ всѣхъ: при его осуществленіи вода проводится по трубамъ все время со скоростью вдвое большею, чѣмъ въ насосахъ простого дѣйствія I-й группы (см. данныя таблицы 2-й въ § 45); для уменьшенія потеряннаго напора отъ тренія воды въ трубахъ, послѣднія должны быть много большаго діаметра и большаго вѣса, чѣмъ въ насосахъ простого дѣйствія. Поэтому сдваивать насосы простого дѣйствія для работы по этому именно графику, т. е. съ кривошипами въ одной плоскости подъ угломъ равнымъ 0^0 одинъ къ другому, не рекомендуется.

Но существуетъ въ этой группѣ насосовъ одна спеціальная конструкція, которой присущи нѣкоторая оригинальность и достоинства. Идею устройства ея иллюстрируетъ **фиг. 55**: *цилиндровъ* здѣсь всего

одинъ, однако онъ приспособленъ для размаха въ немъ двухъ глухихъ (непроходныхъ) поршней въ разныя стороны; *клапанная коробка одна*— съ однимъ всасывающимъ и однимъ нагнетательнымъ клапаномъ; *цилиндры* могутъ быть *открыты съ концовъ*, и поршни могутъ соединяться прямо съ головками шатуновъ; *набивокъ* здѣсь всего *двѣ* и обѣ внѣшнія (у поршней), состояніе которыхъ и неудачная работа легко могутъ быть контролируемы; *вредное пространство* въ цилиндрѣ, покрытое на схемѣ штрихами, возможно имѣть очень *небольшой величины*; *рабочія давленія* на поршни взаимно уравновѣшены и *вовсе не передаются на скрѣпленія цилиндра съ рамой*, они воспринимаются только опорными частями передаточнаго механизма.

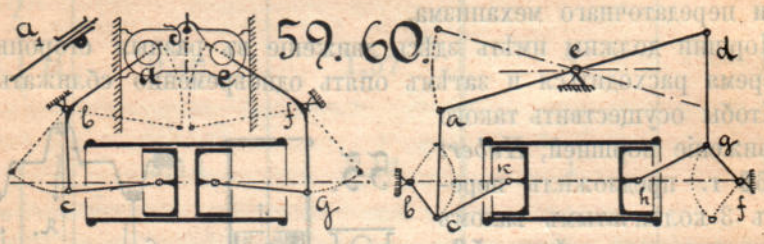
Поршни должны имѣть здѣсь движеніе въ разныя стороны — въ одно время расходиться и затѣмъ опять одновременно сближаться.

Чтобы осуществить такого рода движеніе поршней, *Hubert* въ 1860 г. предложилъ передачу съ 3-колѣнчатымъ валомъ и тремя шатунами—**фиг. 56**: отъ средняго колѣна идетъ шатунъ *A* непосредственно къ верхнему поршню; отъ двухъ крайнихъ колѣнъ вала, поставленныхъ къ среднему подъ угломъ 180°, спускаются внизъ по обѣ стороны цилиндра два одинаковой длины шатуна *B* и *C*; они сочленяются съ траверсой *DE*, направляемой въ своемъ движеніи 2 ползунами; отъ траверсы помощію короткаго шатуна *F* заимствуетъ свое движеніе нижній поршень. Сложность этого механизма, его громоздкость и дороговизна исполненія дѣлали общую конструкцію насоса мало практичною.



Lippold предложилъ болѣе простую схему механизма, представляющую собою комбинацію рычаговъ 1-го—2-го рода: *e* и *c*—двѣ неподвижныя оси вращенія; *abc* и *def*—два рычага, сочлененные между собою однимъ шатуномъ или *поводкомъ af*; въ *b* и *d* присоединяются къ механизму два короткихъ шатуна, шарнирно связанные съ поршнями; механизмъ можетъ быть приведенъ въ движеніе отъ руки за коромысло *ac*, или же отъ привода; въ этомъ послѣднемъ случаѣ для сообщенія движенія рычагу *ac* понадобится еще шатунъ (безъ ползуна), одноколѣнчатый валъ или кривошипъ. Размѣры частей механизма и взаимное расположеніе ихъ ясно видно на **фиг. 57** и понятны безъ описанія.

Я предлагаю три другія схемы механизмовъ, столь же легко осуществимыя, какъ и схема *Lippold*, и позволяющія дѣлать передачу всѣхъ давленій также въ одной плоскости, безъ всякихъ перекосовъ. Первую схему изображаетъ **фиг. 58**: *abc* и *fde*—поршневые рычаги съ осями вращенія въ *c* и *e*; *ag* и *f h*—поводки, связывающіе предыдущія части механизма съ осью *i*, которая можетъ быть осью пріемнаго рычага или коромысла; соотношенія между длинами главныхъ частей механизма достаточно ясно объясняетъ сама схема. Если бы нужно было, напр., чтобы ось *i* получала непрерывное вращеніе отъ ручного маховика или



отъ привода посредствомъ ременной передачи, тогда слѣдовало бы ось *i* замѣнить двухколѣнчатымъ валомъ съ колѣнами подъ угломъ въ 180° и выполнить длины *ac* и *ef* одинаковыми и равными разстоянію оси *i* отъ оси цилиндра. При выполненіи передачи по схемѣ фиг. 58 полезно будетъ оси *c* и *e* расположить такимъ образомъ, чтобы при наиболѣе близкомъ положеніи поршней линіи *ac* и *ef* были параллельны и чтобы ось цилиндра по прежнему дѣлила пополамъ горизонтальную проекцію дугъ bb_1 и dd_1. Затѣмъ еще лучше будетъ взять ось *i* на одной горизонтали съ *c*, тогда возможно будетъ обойтись безъ поводка *ag* и занять всѣмъ механизмомъ въ ширину значительно меньше мѣста.

На **фиг. 59** дана вторая моя схема механизма для той же цѣли: *dae*—ползунъ, получающій движеніе отъ приводнаго вала вдоль вертикали; рычаги *ab* и *ef* свободно проходятъ сквозь поперечныя отверстія въ валикахъ *a* и *e*, а сами валики соединены вращательной парой съ ползуномъ; другая комбинація подобнаго же соединенія дана въ a_1.

Наконецъ на **фиг. 60** дана 3-я моя схема, обладающая нѣкоторыми своеобразными свойствами: *b* и *f*—два неподвижныхъ шарнирныхъ болта; съ ними связаны поводки *bc*, *ck* на одной сторонѣ, *fg* и *gh* на другой; «распрямленіе» ломаныхъ линій *bck* и *fgh*, представляющихъ собою оси поводковъ, и отведеніе ихъ на другую сторону отъ оси цилиндра дѣлаетъ коромысло *ad* и два шатуна *ac* и *dg*; при каждомъ 1 размахѣ коромысла каждый изъ поршней здѣсь будетъ дѣлать по 2 полныхъ качанія, т. е. механизмъ дублируетъ число оборотовъ поршня и можетъ представлять извѣстныя выгоды при устройствѣ ручной передачи къ насосу (или пожарной трубѣ).

б. Насосы двойного дѣйствія II-й группы.

Всасываніе и нагнетаніе—при каждомъ размахѣ поршня.

1. Насосы безъ клапановъ.

47. **Насосъ Кребера**, изображенный на **фиг. 20** (см. § 31), легко можетъ быть обращенъ въ насосъ двойного дѣйствія. Для этого нужно сдѣлать слѣдующія измѣненія въ конструкціи и назначеніи частей его:

а) приводить насосъ въ движеніе, вращая валъ *k* отъ фабричнаго привода или какого-угодно двигателя,

б) довести размѣры плунжера *e* до размѣровъ штока e_1, удовлетворяющихъ условіямъ крѣпости,

в) сдѣлать трубу *a* всасывающею, а оба канала *m* и *n* соединить съ общей нагнетательной трубой, и послѣ ихъ сліянія поставить возвратный клапанъ *q*.

Такая конструкція насоса будетъ отличаться отъ устройства простого дѣйствія только болѣе ровнымъ изнашиваніемъ и одинаковымъ на обѣ стороны давленіемъ у шиповъ *O* и у шеекъ вала *k*.

Кромѣ насосовъ *Кребера*, работаютъ безъ клапановъ также насосы *Шмида*, *Межи*, *Висса* *) и др., но конструкція ихъ не отличается практичностью: она сложна, изнашиваніе частей значительное и неправильное, распредѣленіе рабочихъ давленій на трущихся поверхностяхъ не вполнѣ раціональное, поглощеніе работы на преодолѣніе добавочныхъ моментовъ силъ тренія очень большое.

Примѣненіе всѣхъ насосовъ безъ клапановъ ограничивается качкою чистой воды и съ умѣренной скоростью.

При качкѣ чистой воды клапаны могутъ быть замѣнены золотникомъ, движеніе котораго можетъ управляться эксцентрикомъ. Такой золотникъ въ среднемъ его положеніи не долженъ, разумѣется, имѣть перекрышъ у впускныхъ каналовъ ни съ внутренней стороны, ни съ внѣшней. Чертежи подобныхъ насосовъ съ цилиндрическими уравновѣшенными золотниками можно найти въ соч. *Busley—Schiffsmaschine*, *Bd.* II, на табл. 54 (насосъ *Penn*), а также въ журналѣ *Engineering*, 1886, *aug.* 20, стр. 195 (насосъ *Joicey & Co.*).

2. Одноцилиндровые насосы двойного дѣйствія съ 4-мя клапанами.

Особенности конструкціи:
- Цилиндровъ — *одинъ*.
- Набивокъ — *двѣ* (одна у поршня, другая у сальника).
- Клапановъ — *четыре*, они размѣщены или въ 4 коробкахъ, или въ двухъ, или въ одной.

---

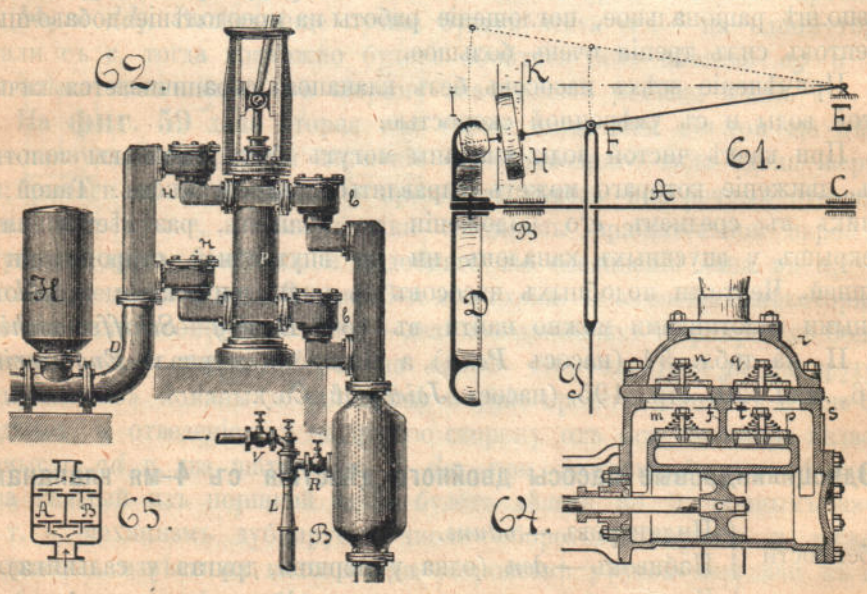
*) Чертежи и описаніе ихъ работы помѣщены у *Poillon* въ его работѣ *Traité théorique et pratique des pompes*.

Приведеніе въ движеніе можетъ быть отъ руки, отъ фабричнаго привода, отъ особаго двигателя (непосредственно или съ промежуточнымъ механизмомъ).

Ограниченіе размаха поршня и возвратное качательное движеніе его дѣлаетъ или шатунный механизмъ (съ кривошипомъ, иногда съ колѣнчатымъ валомъ въ одно колѣно), или рѣже эксцентрикъ.

Вѣтряные двигатели, приспособленные для качки воды, снабжаются обыкновенно тоже колѣнчатыми валами, но устройство двигателя съ такими валами выходитъ часто громоздкимъ и, желая избѣжать этого, выполняютъ механизмъ иногда недостаточно прочнымъ, имѣя тогда дѣло, разумѣется, съ частыми поломками колѣнчатыхъ валовъ.

Инженеръ-механикъ В. П. Давыдовъ, создавшій русскій типъ вѣтряного двигателя съ раціональнымъ саморегулированіемъ его, при устройствѣ двигателей, приспособленныхъ для качки воды, въ послѣднее время вовсе не употребляетъ колѣнчатыхъ валовъ, замѣнивъ ихъ весьма простымъ механизмомъ. Идею устройства его объясняетъ **фиг. 61**: *A* — прямой валъ двигателя, лежащій на опорахъ *B* и *C*; слѣва на концѣ вала накрѣпко посаженъ эксцентрикъ *D*, ободъ котораго расточенъ такимъ образомъ, что внутри его можетъ катиться шаръ *I*; къ диску эксцентрика слѣва приливаются гнѣзда, въ которыя будутъ вставлены махи вѣтряного колеса; *EF* — рычагъ съ неподвижной осью вращенія въ *E*; на лѣвомъ концѣ рычага находятся роликъ *H* и шаръ *I*; роликъ *H* соединенъ съ рычагомъ парой вращенія и можетъ перемѣщаться между вертикальными неподвижными направляющими линейками



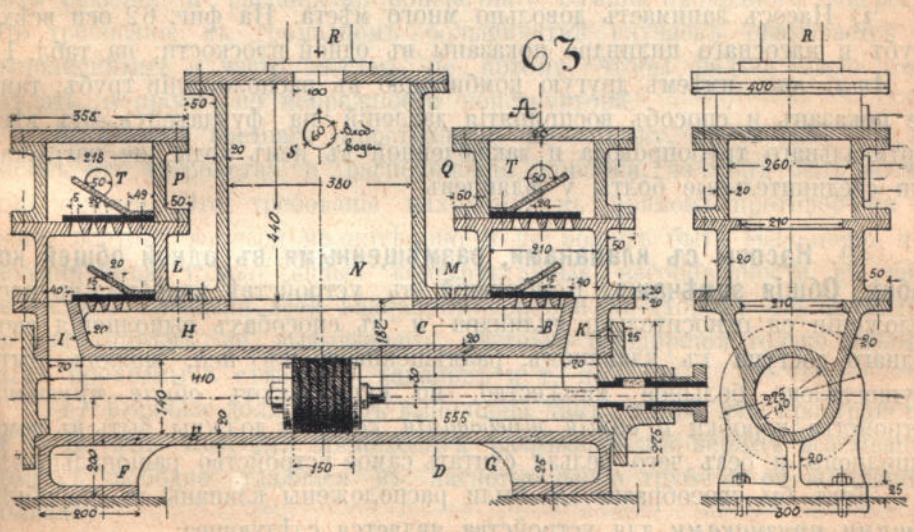
K; шаръ *I* соединенъ съ цилиндрическимъ лѣвымъ концомъ рычага *EF* такъ, что онъ можетъ имѣть еще движеніе и вдоль оси рычага, когда это будетъ необходимо; на шарнирномъ болтѣ *F* подвѣшенъ поводокъ *FG*, идущій къ насосному поршню; верхняя часть этого поводка снаб-

жена вертикальнымъ прорѣзомъ, сквозь который и пропущенъ валъ *A*. Механизмъ этотъ весьма простъ, треніе скольженія въ частяхъ его замѣнено треніемъ катанія, и размѣры верхней части вѣтряного колеса, поворачивающейся при саморегулированіи двигателя вокругъ вертикальной оси, могутъ не имѣть большого плеча тренія.

48. **Насосы съ клапанами въ 4-хъ отдѣльныхъ коробкахъ.** Первоначальная идея устройства такихъ насосовъ принадлежитъ *De la Hire*. Въ новѣйшихъ устройствахъ этого рода всѣ клапаны обыкновенно дѣлаются совершенно одинаковыми, и коробки для нихъ отливаются по одной и той же модели. Чтобы уменьшить объемъ вреднаго пространства у насоснаго цилиндра, входныя и выходныя отверстія у цилиндра и коробокъ часто дѣлаются въ этомъ случаѣ съ прямоугольнымъ сѣченіемъ, большая изъ сторонъ котораго перпендикулярна къ оси цилиндра.

А. **Модель завода братьевъ Кёртингъ** *(Gebr. Koerting, Hannover)* изображена на **фиг. 62**: *P* — насосный цилиндръ, *b*, *b* — коробки со всасывающими клапанами, *н*, *н* — съ нагнетательными, *B* — всасывающій колпакъ, *D* — нагнетательная труба, *H* — воздушный колпакъ на ней. Если длина трубы очень значительна, разрѣженіе воздуха въ колпакѣ *B* отъ времени до времени производится паровымъ эжекторомъ *L*; при немъ — паровпускной вентиль *V*; разобщеніе эжектора отъ колпака *B* дѣлается вентилемъ *R*.

Б. **Модель инженеръ-механика Р. К. Пиге** представлена на **фиг. 63** въ примѣненіи къ устройству воздушнаго насоса и была



опубликована мною въ *Техническомъ Сборникѣ* (1892 г., № 4, стр. 157): слѣва данъ продольный вертикальный разрѣзъ насоса, а справа — поперечный по линіи *ABCD*; *N* — холодильникъ; труба *R* приводитъ въ него отработавшій въ машинѣ паръ, а труба *S* — холодную воду; оси этихъ трубъ взаимно перпендикулярны; *H* — каналъ, который ведетъ

воду непосредственно подъ всасывающіе клапаны; K, I — каналы, соединяющіе клапанныя коробки съ цилиндромъ; T — трубы, отводящія воду изъ насоса. Коробки L и M для всасывающихъ клапановъ отлиты по одной модели, а коробки P и Q — для нагнетательныхъ клапановъ могутъ быть отлиты по той же модели, но съ другой формой внутренняго стержня. Конструктивныя формы насоса и обработка ихъ крайне просты и удобны. Размѣры насоса таковы: $D = 140$ мм., $S = 915$, $n = 36$, $c = 1{,}01$ мт. въ сек.

Въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 12 данъ детальный чертежъ вертикальнаго приводнаго насоса ($D = 200$, $S = 450$) съ 4-мя отдѣльными клапанными коробками. Условія работы насоса выписаны на самой таблицѣ.

Относительно насосовъ двойного дѣйствія съ клапанами, размѣщенными въ 4-хъ отдѣльныхъ коробкахъ, нужно сдѣлать нѣкоторыя общія замѣчанія:

а) Размѣры коробокъ здѣсь ничѣмъ не стѣснены, поэтому въ такихъ насосахъ легко осуществляется свободный проходъ жидкости чрезъ коробки съ умѣренной скоростью, и эта система наиболѣе пригодна для различныхъ заводскихъ цѣлей. При качкѣ нечистыхъ и вязкихъ жидкостей діаметръ клапанныхъ коробокъ нерѣдко бываетъ болѣе діаметра насоснаго цилиндра.

б) Доступъ къ клапанамъ въ этихъ насосахъ совершенно свободенъ.

в) Внутренняя поршневая набивка дѣлаетъ насосъ пригоднымъ для работы только при умѣренныхъ давленіяхъ (примѣрно, до 4—5 атм.).

г) Насосъ занимаетъ довольно много мѣста. На фиг. 62 оси всѣхъ трубъ и насоснаго цилиндра показаны въ одной плоскости; на табл. 12 въ *Атл. нас.* имѣемъ другую комбинацію въ расположеніи трубъ: тамъ же показанъ и способъ воспринятія давленій на фундаментъ отъ вѣса вертикальнаго трубопровода и заключенной въ немъ воды, не нагружая ими соединительные болты у фланцевъ.

49. **Насосы съ клапанами, размѣщенными въ одной общей коробкѣ. Общія замѣчанія.** Комбинацій въ устройствѣ коробки, въ расположеніи ея относительно цилиндра и въ способахъ выполненія свободнаго доступа къ клапанамъ, размѣщеннымъ въ ней, можетъ быть осуществлено большое множество, но существуютъ *общіе признаки* устройства коробки и *общія требованія*, которыя должны быть въ немъ выполнены и безъ чего нельзя считать самое устройство раціональнымъ.

Какъ бы своеобразно ни были расположены клапаны въ коробкѣ, *общими признаками* для устройства является слѣдующее:

1) всѣ всасывающіе клапаны (или группы ихъ въ случаѣ большой площади прихода и мелкихъ по своимъ размѣрамъ клапановъ) *нижними* частями находятся въ сообщеніи со всасывающей трубой и ея расширенной частью при соединеніи съ клапанной коробкой; никакихъ перегородокъ въ коробкѣ съ этой стороны (*снизу*) нѣтъ и быть не должно;

2) всѣ нагнетательные клапаны (или группы ихъ) *верхними* своими частями находятся въ сообщеніи съ нагнетательной трубой, и опять никакихъ перегородокъ съ этой стороны (*сверху*) въ коробкѣ быть не должно;

3) всасывающіе клапаны для одной стороны поршня обязательно должны быть отдѣлены *непроницаемою* перегородкой отъ всасывающихъ клапановъ другой стороны.

На основаніи этого общую схему 4-хъ-клапанной коробки можно изобразить въ видѣ **фиг 65**. пространство *A* и *B* должны быть раздѣлены вертикальной непроницаемой перегородкой и порознь сообщены съ концами насоснаго цилиндра *соединительными каналами*; эти каналы могутъ начинаться въ коробкѣ или на задней ея стѣнкѣ, или на крайнихъ боковыхъ; соединительные каналы могутъ итти или въ горизонтальномъ направленіи или въ вертикальномъ, смотря по расположенію оси цилиндра.

Общія требованія, предъявляемыя къ устройству каждой 4-хъ-клапанной коробки, суть:

1) Площади проходныхъ отверстій въ клапанахъ и соединительныхъ каналахъ должны имѣть достаточную величину, чтобы жидкость могла двигаться всюду съ умѣренной скоростью. Весьма часто это требованіе оказывается невыполненнымъ, вслѣдствіе существованія у конструктора естественнаго стремленія сдѣлать все устройство насоса болѣе уютнымъ и легкимъ.

2) Жидкость при слѣдованіи ея чрезъ коробку и соединительные каналы должна встрѣчать возможно меньше крутыхъ поворотовъ, рѣзкихъ суженій и расширеній поперечнаго сѣченія проходного отверстія. Это требованіе въ громадномъ большинствѣ случаевъ оказывается не выполненнымъ и часто совсѣмъ не потому, чтобы нельзя было этого сдѣлать, а просто по небрежности конструктора.

3) Объемъ вреднаго пространства по стольку, по скольку это зависитъ отъ устройства и расположенія коробки, долженъ быть возможно малымъ. Это требованіе находится въ прямомъ противорѣчіи съ 1-мъ, поэтому во всей полнотѣ оно и не можетъ быть выполнено, имъ регулируются только явныя конструктивныя несообразности въ видѣ ненужнаго отнесенія всей клапанной коробки въ сторону отъ цилиндра, въ видѣ ничѣмъ не вызываемаго мѣстнаго расширенія только нѣкоторыхъ проходныхъ сѣченій у каналовъ и т. п.

4) Коробка должна быть выполнена такъ, чтобы изъ пространствъ *A* и *B* (фиг. 65), гдѣ происходитъ разрѣженіе въ періодъ всасыванія, воздухъ свободно удалялся въ нагнетательную трубу и ея воздушный колпакъ.

5) Перегородка между пространствами *A* и *B* должна быть непроницаема ни для жидкости, ни для воздуха, и раціональное устройство коробки должно быть приспособлено къ легкому контролированію этого какъ на заводѣ, который строитъ насосъ, такъ и потребителемъ его. Большинство конструкцій коробокъ этому требованію не удовлетворяетъ,

и въ рыночныхъ дешевыхъ устройствахъ, выпускаемыхъ недобросовѣстными заводами, встрѣчаются очень крупные недочеты въ исполненіи этого требованія, неизбѣжно отражающіеся на производительности насоса. Никакія трещины, задѣланные свищи и раковины и т. п. дефекты въ стѣнкѣ между пространствами *A* и *B* недопустимы. Это требованіе иногда является также невыполненнымъ просто потому, что оба *пространства A и B перекрываются общей крышкой*, которая, плотно закрывая флянцы по внѣшнему периметру отверстій, можетъ оставлять внутри ничѣмъ не контролируемое сообщеніе между пространствами *A* и *B*.

6) Конструкція коробки должна позволять свободную, ничѣмъ не затрудненную обработку рѣзцомъ всѣхъ поверхностей, которыя этого требуютъ по самой сущности дѣла. Въ «уютныхъ» коробкахъ это требованіе обыкновенно не бываетъ удовлетворено, обработку приходится вести длинными, дрожащими, сдающими рѣзцами, и о правильности обработанныхъ поверхностей въ такихъ случаяхъ не можетъ быть и рѣчи.

7) Осмотръ клапановъ долженъ быть легкимъ и доступнымъ. Совсѣмъ не рѣдкость такія конструкціи рыночныхъ дешевыхъ насосовъ, гдѣ удовлетворено бываетъ вполнѣ одно только это условіе, а всѣ остальныя въ большей или меньшей мѣрѣ игнорированы.

8) Устройство коробки не должно требовать разъединенія насоса съ трубами (всасывающей и нагнетательной), чтобы имѣть доступъ къ клапанамъ. Встрѣчается масса дешевыхъ насосовъ, гдѣ это требованіе не выполнено. Непростительное игнорированіе его можно встрѣтить иногда и въ дорогихъ устройствахъ, чертежи которыхъ публикуются въ журналахъ, подаются при заявленіяхъ и смѣтахъ.

Вообще нужно рекомендовать особую осторожность и осмотрительность въ примѣненіи насосовъ съ общей клапанной коробкой.

Познакомившись съ этими общими соображеніями, перейдемъ теперь къ разсмотрѣнію различныхъ конструкцій коробокъ, встрѣчающихся въ практикѣ.

Конструкція насоса съ 4-клапанной коробкой, отлитой съ цилиндромъ въ одномъ цѣломъ была выработана французомъ *Japy* и представлена имъ на Парижскую выставку 1855 г., хотя подобныя же 4-клапанныя коробки, поставленныя отдѣльно отъ цилиндра, употреблялись въ Германіи *Reichenbach'омъ* еще въ 1808 г.

50. **Конструктивные типы 4-клапанныхъ коробокъ**. Такія коробки могутъ располагаться относительно цилиндра — или сверху, или сбоку, но *никогда не подъ цилиндромъ*, иначе требованіе 4-е предыдущаго § не будетъ выполнено.

На **фиг. 64** представлена конструктивная схема 4-клапанной коробки, выполняемой очень многими заводами и располагаемой сверхъ цилиндра; *m* и *p* — всасывающіе клапаны, *n* и *q* — нагнетательные; для осмотра ихъ надо снимать крышку *r* и клапанную доску *s*. При выпол-

неніи и употребленіи этой коробки необходимо обратить вниманіе, чтобы стыкъ *t* между доскою *s* и стѣнкою *f* былъ совершенно непроницаемъ, иначе требованіе 5-е § 49 не будетъ выполнено.

Детальное устройство такихъ коробокъ изображено въ *Атл. нас.* на табл. 54 и 56 (для гуттаперчевыхъ клапановъ) и на табл. 69 въ лѣвомъ нижнемъ углѣ ея (для металлическихъ клапановъ).

Весьма распространенъ въ практикѣ очень простой типъ подобнаго устройства съ кожаными откидными клапанами, которые прикрѣплены къ кускамъ той же самой кожи, которая для герметичности заложена и между флянцами.

Очень часто называютъ такіе насосы «*калифорнскими*» по мѣсту ихъ перваго употребленія. Конструкціи ихъ встрѣчаются и съ вертикальной осью цилиндра и съ горизонтальной. Впослѣдствіи стали заимствовать идею устройства этихъ коробокъ и для металлическихъ клапановъ.

Изобрѣтеніе «калифорнскаго» насоса было сдѣлано американцемъ *Hansbrow* въ 1862 году.

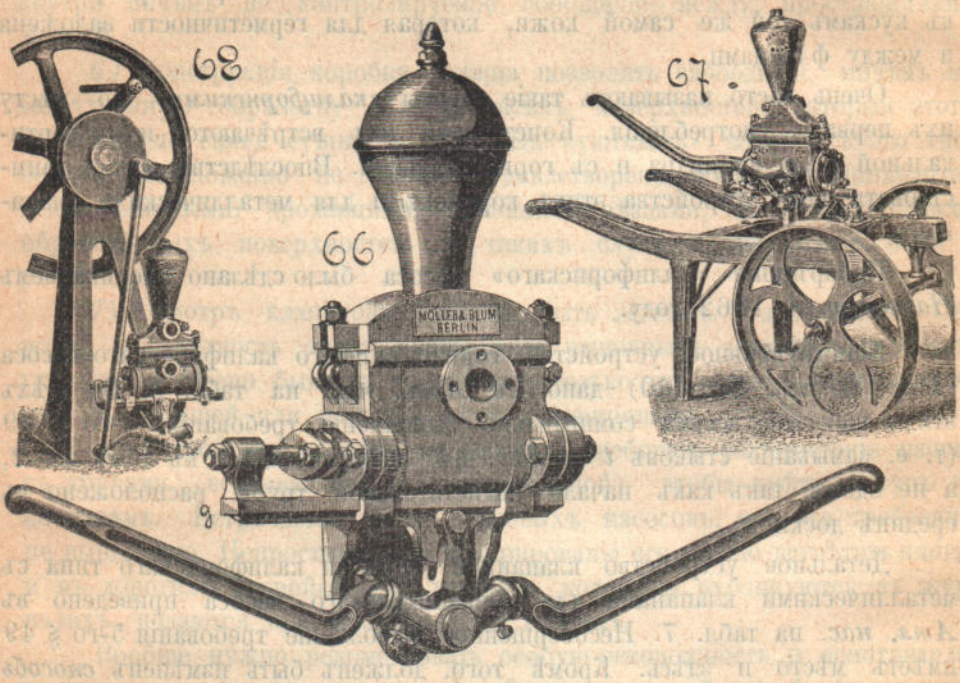
Конструктивное устройство горизонтальнаго калифорнскаго насоса ($D=180$ мм., $S=360$) дано въ *Атл. нас.* на табл. 3. Во всѣхъ этихъ насосахъ весьма сомнительно выполненіе требованія 5-го § 49 (т. е. замыканіе стыковъ *t* на фиг. 64, которыхъ здѣсь къ тому же 2, а не одинъ, такъ какъ начало нагнетательной трубы расположено въ срединѣ доски *s*).

Детальное устройство клапанной коробки калифорнскаго типа съ металлическими клапанами для горизонтальнаго насоса приведено въ *Атл. нас.* на табл. 7. Несовершенное выполненіе требованія 5-го § 49 имѣетъ мѣсто и здѣсь. Кромѣ того, долженъ быть измѣненъ *способъ подвѣса* всасывающихъ клапановъ противъ показаннаго на чертежѣ, иначе они скоро не будутъ плотно закрываться; какого характера измѣненіе въ способѣ подвѣса слѣдуетъ сдѣлать, нетрудно догадаться самому.

Калифорнскіе насосы строятся для ручной работы, приводной и отъ двигателей разнаго рода, кончая паровыми (см. *Атл. нас.*, табл. 7 и 8).

На **фиг. 66** дано изображеніе передачи ручного настѣннаго калифорнскаго насоса, приводимаго въ движеніе отъ 2 отъемныхъ рукоятокъ; вертикальное плечо рычага удобоподвижно соединено съ ползушкой *g*, отъ которой идетъ уже непосредственная передача къ штоку насоснаго поршня. Такіе насосы строятся съ діам. въ $2^1/_2$, 3, 4 и 5 дм. при подачѣ воды на небольшую высоту. Для болѣе тяжелой работы устройство передачи мало пригодно, такъ какъ ползушка *g* нагружается эксцентрично, въ работѣ выгибается сама, гнетъ поршневой штокъ и причиняетъ неровное изнашиваніе сальниковъ и своихъ направляющихъ подъ цилиндромъ.

На **фиг. 67** показано то же самое устройство насоса и передачи къ нему, но только все приспособлено для работы на перевозной телѣжкѣ. На **фиг. 68**—дано изображеніе передачи отъ непрерывно вращающагося маховика. Требованіе 8-е предыдущаго § между прочимъ здѣсь не выполнено, такъ какъ на фиг. 67—68 нагнетательная труба показана присоединенною непосредственно къ воздушному колпаку, который надо будетъ отнимать для осмотра клапановъ.



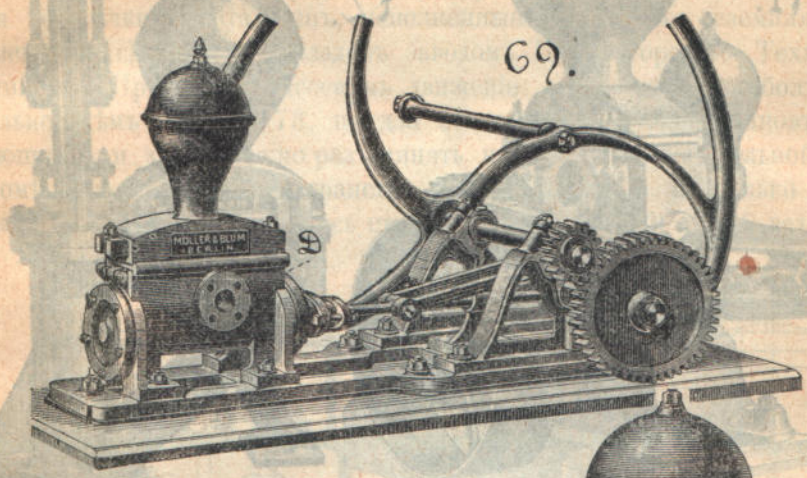
На **фиг. 69** имѣемъ устройство станка съ зубчатой передачей и ручнымъ маховикомъ для приведенія въ движеніе калифорнскихъ насосовъ малыхъ нумеровъ. При работѣ тѣхъ же насосовъ отъ заводскаго приводнаго вала шкивъ сажается или прямо на концѣ колѣнчатаго вала, и тогда насосъ работаетъ безъ зубчатой передачи, или же устраивается еще промежуточный валъ и вводится зубчатая передача (**фиг. 70**). На фиг. 69 и 70 буквою ***D*** отмѣченъ флянецъ нагнетательной трубы, и требованіе ***8-е*** § 49 вполнѣ удовлетворено.

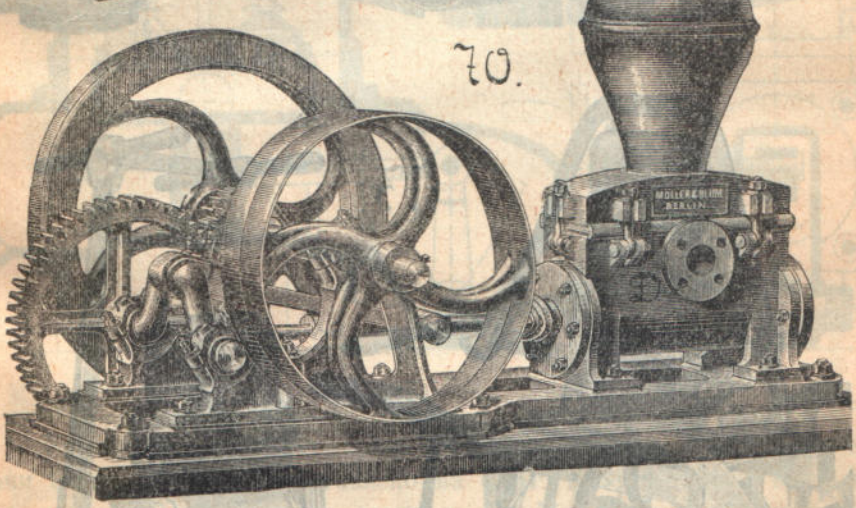
Когда большого мѣста для помѣщенія приводнаго насоса нѣтъ, вмѣсто прямой шатунной передачи употребляется обратная съ двумя шатунами, идущими по обѣ стороны цилиндра (**фиг. 71**).

Типъ калифорнской клапанной коробки находитъ себѣ примѣненіе также и въ насосахъ съ вертикальнымъ цилиндромъ (**фиг. 5, 6 и 72**), но только менѣе удачною выходитъ здѣсь вся комбинація частей, такъ какъ съ нижней частью цилиндра лѣвую часть коробки приходится соединить весьма длиннымъ каналомъ *x*, и объемъ вреднаго пространства въ цилиндрѣ при нижнемъ положеніи поршня выходитъ довольно зна-

чительнымъ. Чтобы нѣсколько сократить его, сѣченіе канала x дѣлается не круглымъ, а прямоугольнымъ.

Детальное устройство калифорнской коробки для металлическихъ клапановъ въ случаѣ вертикальнаго насоса изображено на табл. 4 и 18 въ *Атл. нас.* Конструкція, приведенная на табл. 18, не правильна: въ ней не выполнено требованіе 4-е § 49 относительно свободнаго удаленія воздуха изъ верхней части цилиндра.

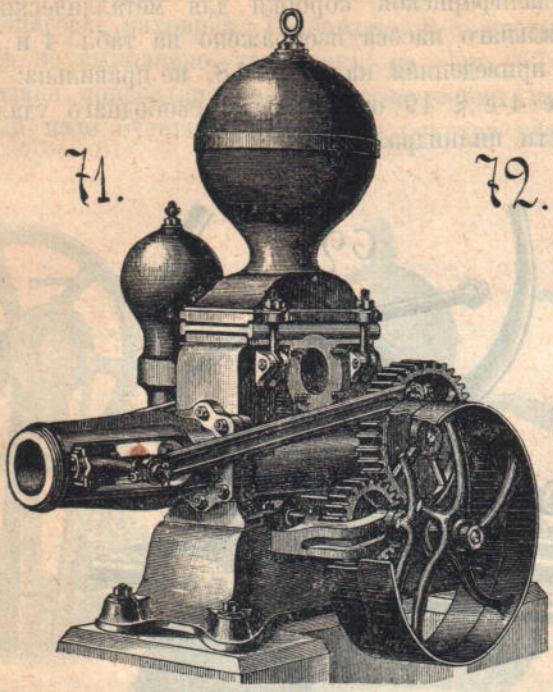


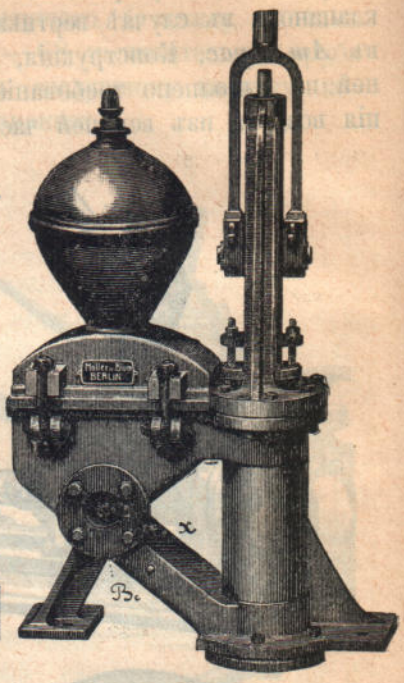


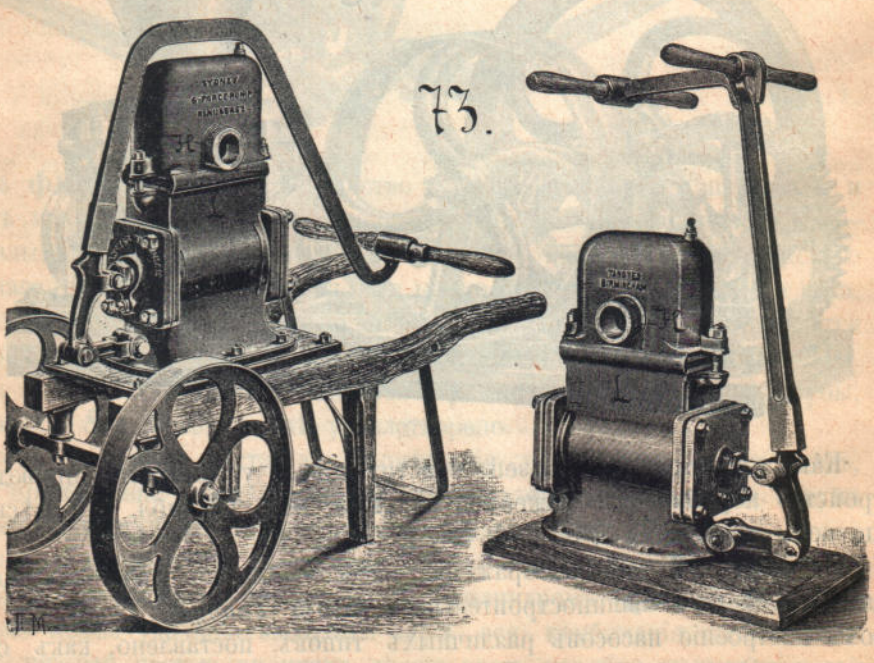
Какъ характерный образецъ конструктивной уродливости, приведено устройство коробки, изображенное въ *Атл. нас.* на табл. 10: здѣсь не выполнены требованія 2-е, 3-е, 4-е и 5-е § 49.

На **фиг. 73** дано изображеніе насосовъ модель «*Sydney*» извѣстнаго англійскаго машиностроительнаго завода *Tangyes L—d*, на которомъ построеніе насосовъ различныхъ типовъ, поставлено, какъ спеціальность. Одинъ насосъ переносный, другой приспособленъ для перевозки, оба—съ ручной передачей и отъемнымъ рычагомъ своеобразной формы.

Такіе насосы строятся съ діаметрами отъ $2^1/_2$ до 6 дм., ходъ поршня бываетъ или 5 дм., или 6 дм. Клапаны расположены въ 2 яруса





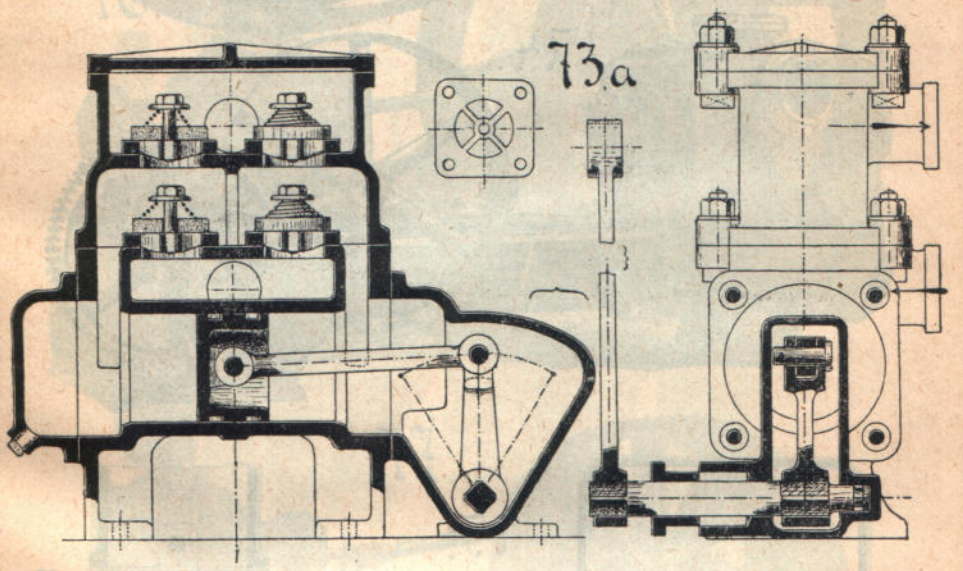


въ коробкѣ *L* надъ цилиндромъ. Въ общей комбинаціи частей нельзя не отмѣтить двухъ крупныхъ ошибокъ:

1) требованіе 8-е § 49 не удовлетворено здѣсь, такъ какъ нагнетательная труба въ H присоединяется къ колпаку, а его приходится отнимать для осмотра клапановъ; до извѣстной степени это можетъ быть терпимо только въ случаѣ навертыванія гайки гибкаго шланга на отростки H;

2) усиліе рабочихъ, прикладываемое къ рукояти, будетъ на штокъ поршня дѣйствовать сгибающимъ образомъ и способствовать неправильному изнашиванію сальника.

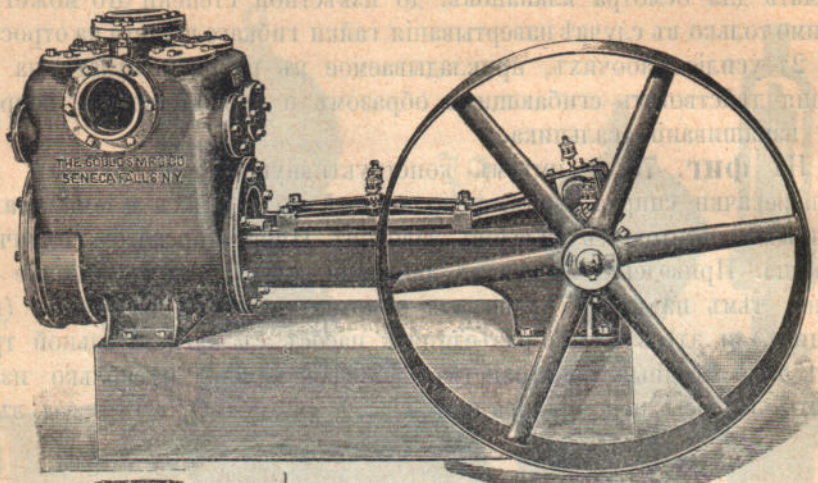
На **фиг. 73, а** имѣемъ конструктивную схему ручного насоса для перекачки спирта, типъ, исполненный во многихъ экземплярахъ для казенныхъ спиртовыхъ складовъ заводомъ Императорскаго Техническаго Училища. Приведеніе насоса въ движеніе здѣсь дѣлается болѣе раціонально, чѣмъ на фиг. 73, но для осмотра нижнихъ клапановъ (всасывающихъ) и здѣсь нужно разъединять насосъ съ нагнетательной трубой; кромѣ того вредныя пространства рабочихъ камеръ нѣсколько излишне развиты. Насосы исполнялись при $D = 4$ дм. для $Q_1 = 600$ вед. въ часъ.



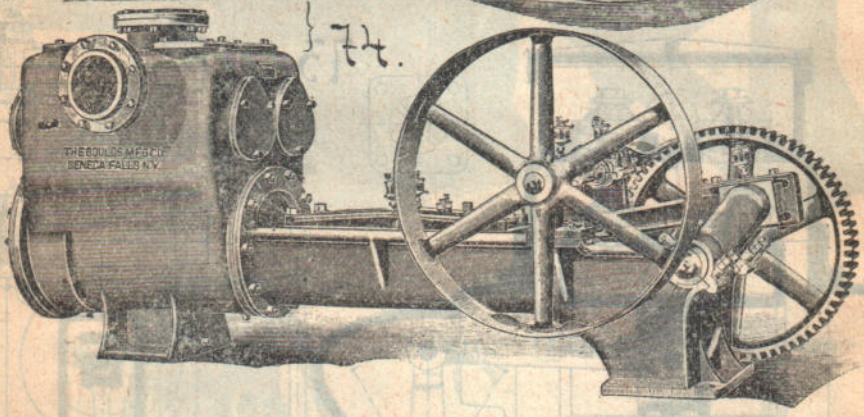
Устройство большихъ приводныхъ насосовъ съ клапанными коробками этого же типа представлено на **фиг. 74**. Въ такомъ видѣ насосы исполняются американскимъ заводомъ *Goulds* для писчебумажныхъ фабрикъ. Цилиндръ снабжается вставной одеждой изъ фосфористой бронзы, быстро смѣняемой въ случаѣ надобности; клапаны, поршень, штокъ и сальники—бронзовые, набивка пеньковая.

Такіе насосы строятся съ діам. цилиндра въ 8, 10, 12, 14 и 16 дм., при ходѣ или въ 10 дм., или въ 14, или въ 16 дм.; число оборотовъ въ мин.—отъ 25 до 60 сообразно скорости поршня—отъ 1 до $1^1/_2$ фут. (0,3—0,45 мт.) въ сек. Передаточное число между зубчатыми колесами принято дѣлать $= 4$. Шкивы ставятся съ діам. 30, 36, 48 и 50 дм. при ширинѣ ремня отъ 4 до 10 дм.

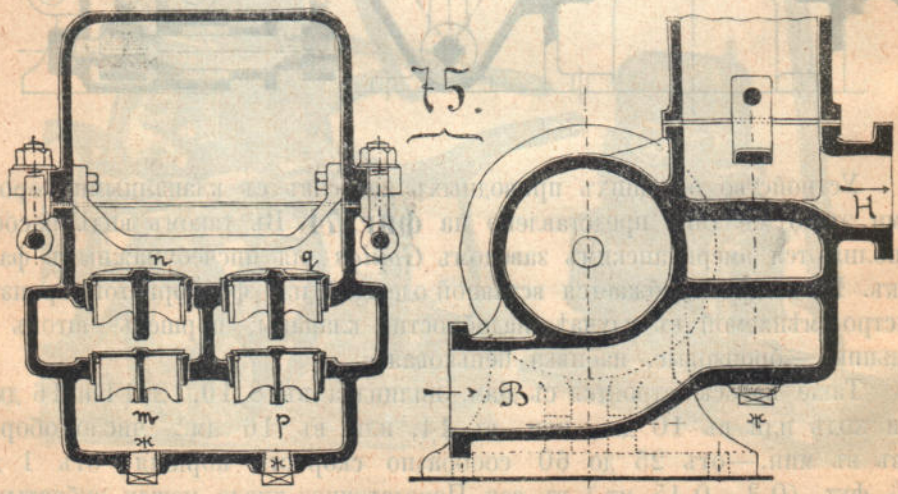
На **фиг. 75** изображено устройство коробки въ такъ называемыхъ насосахъ «*Челенжъ*» (*Challenge*); обозначенія буквами различныхъ



74.



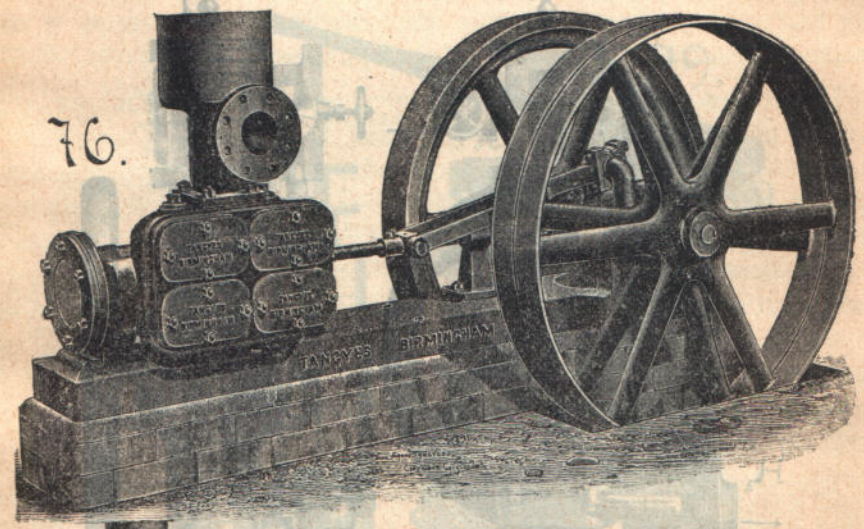
75.

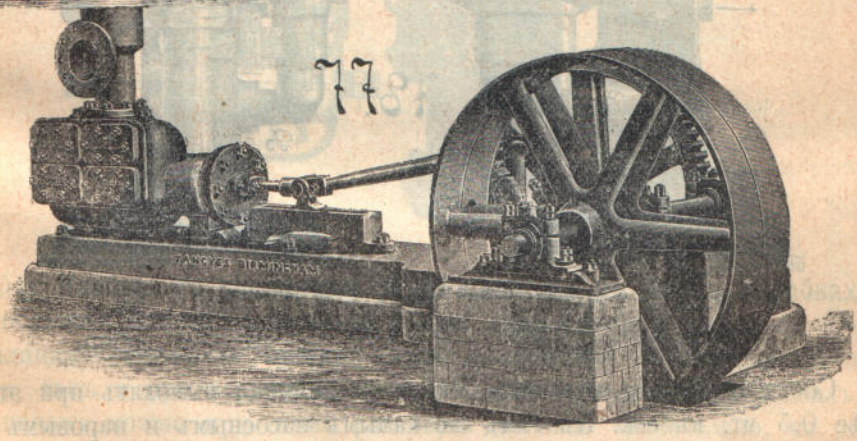


частей сдѣланы согласно со схемою на фиг. 64. Отверстія, завернутыя пробками *жж*, сдѣланы для удобствъ установки глиняного стержня ко-

робки передъ ея отливкою и для удобствъ расточки отверстій для клапанныхъ стакановъ, чего нѣтъ, напр., въ коробкѣ на фиг. 73 и 74. Всѣ 8 требованій § 49 здѣсь удовлетворены.

Фиг. 76 и **77** изображаютъ 2 типа передачи отъ привода къ насосамъ завода *Tangyes L-d*, у которыхъ клапанная коробка расположена сбоку цилиндра. Для осмотра клапановъ нужно отвертывать 4 крышки; двѣ верхнія изъ нихъ могли бы быть замѣнены одною большою, но этого не сдѣлано, чтобы всѣ ихъ можно было отливать по одной модели. Внизу необходимы именно двѣ крышки, иначе не будетъ удовлетворено условіе 5-е § 49.



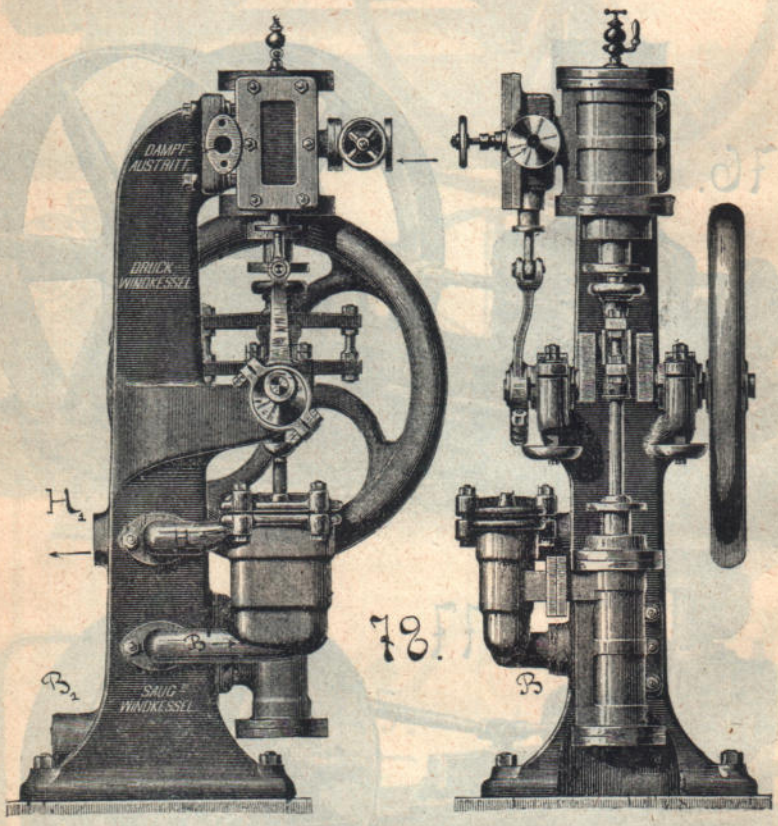


По типу фиг. 76 насосы строятся съ діаметромъ въ 3, 4, 5, 6, 7 и 8 дм., при $S = 12$ дм. и $n = 40$; діаметръ маховика — отъ 30 до 54 дм.

По типу фиг. 77 заводъ строитъ насосы при $D = 8$, 9, 10 и 12 дм., $S = 18$ дм., для насоса число оборотовъ назначается 25 — 30, а для вала шестерни около 120.

Нормы размѣровъ у этихъ насосовъ выработаны для разной величины рабочихъ напоровъ—въ 30 фут., 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140 и 150 фут.

На **фиг. 78** имѣемъ изображеніе вертикальнаго парового питательнаго насоса съ одной общей коробкой для всѣхъ клапановъ (типъ нѣмецкаго зав. *Wegelin & Huebner*, въ *Halle*). Низъ станины занятъ всасывающимъ колпакомъ насоса, а верхъ — нагнетательнымъ, къ фланцамъ B_1 и H_1 подходятъ соотвѣтственныя водяныя трубы. Серіи такихъ насосовъ готовятся съ діаметрами отъ 50 до 130 мм. (чрезъ каждыя 5 мм.) съ тремя различными размахами поршня:



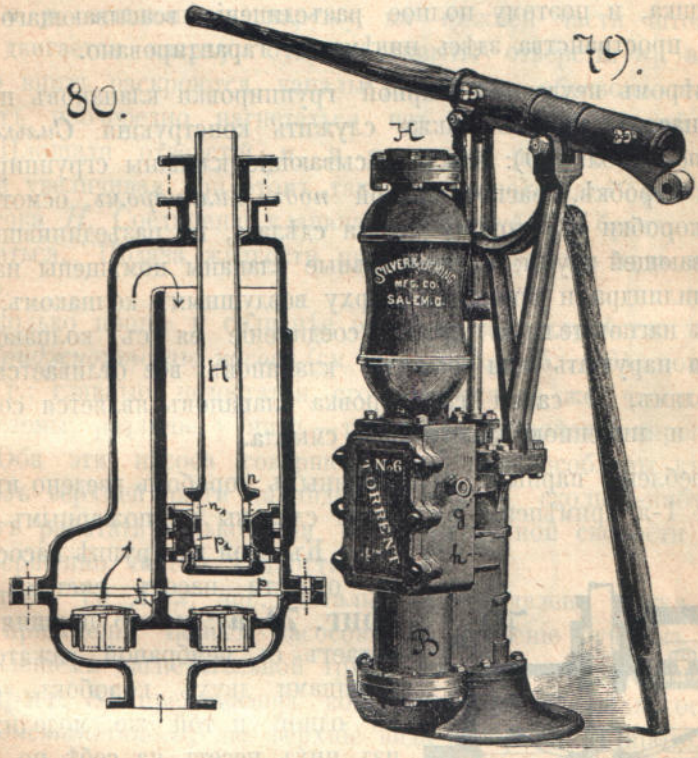
$S =$	120	160	200	мм.
$n =$	100—120	70—100	50—70	обор.

Соотвѣтственныя величины скорости поршня выходятъ при этомъ менѣе 0,5 мт. въ сек. Къ тѣмъ же самымъ насоснымъ и паровымъ частямъ по желанію приспособливается другая станина для укрѣпленія всего насоса къ стѣнѣ.

Въ насосахъ этого типа на каждый 1 *lt* подачи въ часъ приходится вѣсъ всего устройства, равный около 0,3 кг. въ насосахъ малаго калибра (для $Q_1 = 1,2 - 3$ куб. мт. въ часъ), около 0,15 кг. въ насосахъ средняго калибра (для $Q_1 = 3,6$) и около 0,07 кг. въ насосахъ большаго калибра (для $Q_1 = 10 - 20$).

На табл. 13 *Атл. насосовъ* приведено детальное устройство 4-клапанныхъ коробокъ для вертикальныхъ насосовъ въ разработкѣ англійскаго завода *Owens & Co.* и нѣмецкаго *Huelsenberg* (для металлическихъ клапановъ и гуттаперчевыхъ): въ англійскомъ типѣ не выполнены 4-е и 6-е условія § 49, а въ нѣмецкомъ—5-е условіе.

На **фиг. 79** изображена подобная же коробка для ручного вертикальнаго насоса одного изъ американскихъ заводовъ: *g* — каналъ въ верхнюю часть цилиндра, *h* — въ нижнюю; *B* и *H* — водяныя трубы; условіе 5-е § 49 и здѣсь легко можетъ оказаться невыполненнымъ, такъ какъ всѣ отдѣленія коробки закрываются сбоку одной общей крышкой.



51. **Насосы съ клапанами, размѣщенными въ двухъ коробкахъ.** Обѣ послѣднія отливаются по одной модели. Присоединеніе такихъ коробокъ къ цилиндру одинаково удобно дѣлается какъ при горизонтальной оси у него, такъ и при вертикальной. Проходныя сѣченія въ коробкахъ и у клапановъ можно при этомъ развивать довольно значительно, не рискуя особенно сильно увеличить чрезъ это объемы вредныхъ пространствъ у цилиндра.

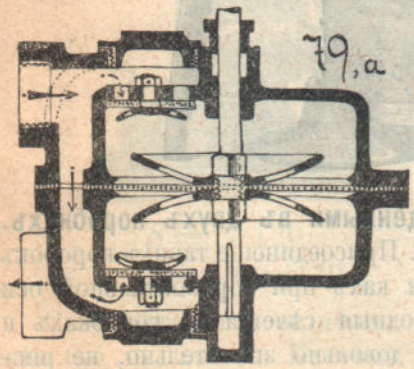
Конструктивная схема одного изъ такихъ устройствъ показана въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 36: насосъ — паровой, вертикальный, для водоснабженія, $D=185$ мм., $S=650$, $n=60$, $c=1{,}3$ мт. въ сек.; одна клапанная коробка расположена подъ цилиндромъ, другая — надъ нимъ; клапаны шарнирные, подшитые кожей.

На табл. 47 и 48 въ *Атл. нас.* дано конструктивное устройство парныхъ двуклапанныхъ коробокъ одного изъ насосовъ на Алексѣевской водокачкѣ Московскаго водопровода: насосъ — паровой, горизонтальный, $D = 190$ мм., $S = 560$, $n = 90$, $c = 1{,}68$ мт. въ сек.; клапаны подшиты кожей, сажаются на мѣсто механически.

Парныя двуклапанныя коробки можно выполнить и весьма нераціонально. Примѣръ такого исполненія приведенъ въ *Атл. нас.* на табл. 8 въ конструкціи зав. *Huelsenberg*: каждая изъ коробокъ у горизонтальнаго цилиндра расположена въ срединѣ его длины, но обѣ сообщены съ разными концами цилиндра; вредныя пространства при этомъ безъ надобности будутъ увеличены; затѣмъ у каждой коробки одна боковая крышка, и поэтому полное разъединеніе всасывающаго и нагнетательнаго пространства здѣсь ничѣмъ не гарантировано.

Примѣромъ неудачной парной группировки клапановъ при вертикальномъ насосѣ можетъ также служить конструкція *Силькокса* (см. *Атл. насос.*, табл. 60): здѣсь всасывающіе клапаны сгруппированы въ отдѣльной коробкѣ, расположенной *подъ цилиндромъ*, осмотръ ихъ и отведеніе коробки въ сторону нельзя сдѣлать, не разъединивши коробку отъ всасывающей трубы; нагнетательные клапаны помѣщены на особомъ отросткѣ цилиндра и прикрыты сверху воздушнымъ колпакомъ, отъ котораго идетъ нагнетательная труба; соединеніе ея съ колпакомъ точно также надо нарушать для осмотра клапановъ; все отливается по разнымъ моделямъ, и самая группировка клапановъ является совершенно случайною и лишенною какого-либо смысла.

Употребленіе парныхъ двуклапанныхъ коробокъ введено въ 1864 г. *Carett'омъ*; 1-я примѣненія ихъ были сдѣланы къ пожарнымъ трубамъ.



Къ этой же группѣ насосовъ нужно отнести насосъ системы *Fosbery* (**фиг. 79, а**): вмѣсто поршня онъ работаетъ съ мембраной, зажатой между флянцами двухъ коробокъ, отлитыхъ по одной и той же модели; каждая изъ нихъ несетъ на себѣ по 1 всасывающему и одному нагнетательному клапану. Устройство этого насоса очень компактное, но выдѣленіе воздуха изъ-подъ діафрагмы не можетъ здѣсь происходить, поэтому одна изъ частей этого насоса (нижняя) не будетъ работать вполнѣ совершенно. На фиг. 79, *а* показанъ разрѣзъ насоса чрезъ оси обоихъ всасывающихъ клапановъ, рядомъ съ ними находятся нагнетательные клапаны. Насосъ этотъ строится съ ручной передачей и употребляется на судахъ. Перспективный видъ его можно найти въ журн. *Revue de mécanique*, 1897, № 3, стр. 249, или въ *The Engineer*, 1882, *oct.* 20.

Для полученія подобнаго же эффекта *Delpeyrou* (Revue de méc., 1897 г., № 3, стр. 257) употребляетъ насосъ съ 2 мембранами въ 2 разныхъ камерахъ.

52. **Насосы съ клапанами въ поршнѣ**. Конструктивная схема одного изъ такихъ насосовъ системы *Hunk* показана выше на **фиг. 80:** цилиндръ вертикальный, поршневой штокъ H — полый, онъ замѣняетъ собою нагнетательную трубу; всасывающіе клапаны сгруппированы въ общей коробкѣ, расположенной подъ цилиндромъ и снабженной вертикальной раздѣляющей ихъ стѣнкой f; стыкъ ея съ цилиндромъ долженъ быть безусловно герметичнымъ, но достигнуть этого довольно трудно; въ роли нагнетательныхъ клапановъ являются кольцевыя расширенія n и p, выдающіяся наружу на нижней части штока. Когда поршень двигается кверху, будутъ открыты отверстія n_1, а при движеніи его внизъ раскроются каналы p_1; такимъ образомъ въ трубу H вода будетъ поочередно нагнетаться изъ верхней и нижней части цилиндра. Площади отверстій n_1 и p_1 трудно развить особенно значительно, не увеличивая при этомъ также и безполезнаго размаха трубчатаго штока H. Соединеніе клапана p_1 съ трубой H будетъ неизбѣжно расшатываться. Подача жидкости происходитъ въ оба хода не совсѣмъ одинаково.

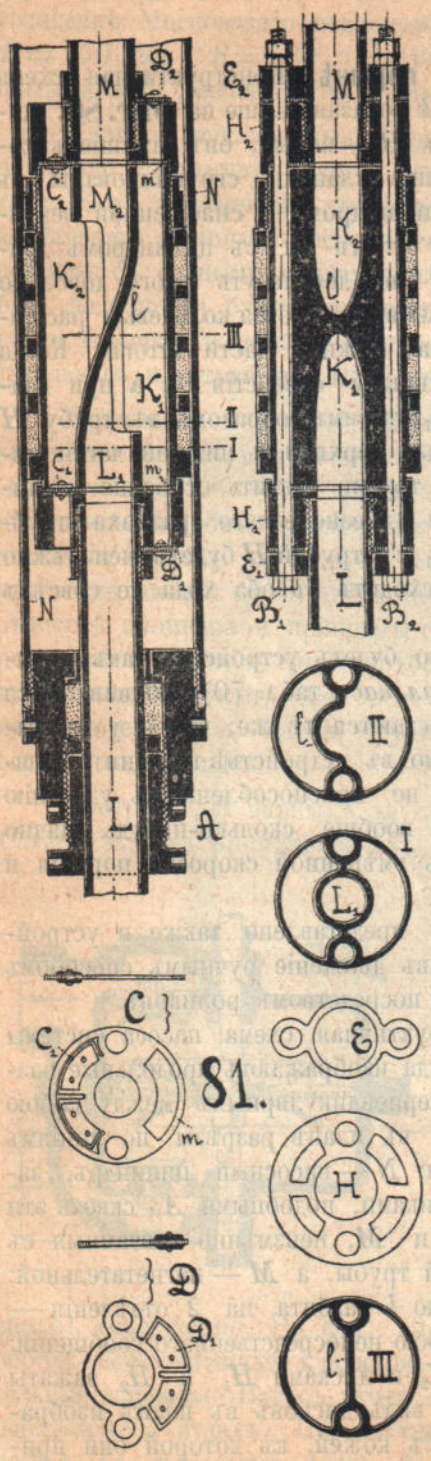
Нѣсколько проще и солиднѣе этого будетъ устройство такъ называемаго *Бриджпортскаго насоса* (см. *Атл. нас.*, табл. 70), появившагося въ 1867 г.; главные недостатки его остаются тѣ же, что и у предыдущей системы; различіе у нихъ—только въ устройствѣ поршня и клапановъ. Оба эти насоса совершенно не приспособлены къ удаленію воздуха изъ верхней части цилиндра, и вообще сколько-нибудь удачно они могутъ работать только при очень умѣренной скорости поршня и качкѣ совершенно чистой жидкости.

На табл. 70 *Атл. нас.* детально представлено также и устройство для приведенія такихъ насосовъ въ движеніе ручнымъ способомъ съ направленіемъ нагнетательной трубы посредствомъ роликовъ.

На **фиг. 81** представлена конструктивная схема насоса системы *Н. Н. Константинова*; два верхніе вида изображаютъ продольные разрѣзы цилиндра и поршня въ двухъ перпендикулярныхъ между собою плоскостяхъ; другіе виды изображаютъ въ планѣ разрѣзы по линіямъ *I*, *II*, *III* и нѣкоторыя детали поршня: N — насосный цилиндръ, заканчивающійся сверху *) и снизу сальниками, подобными A; сквозь эти сальники проходятъ газовыя трубы L и M, неизмѣнно связанныя съ поршнемъ; L играетъ роль всасывающей трубы, а M — нагнетательной; центральная часть поршня K_1K_2 стѣнкою l разбита на 2 отдѣленія — правое и лѣвое, не имѣющія между собою непосредственнаго сообщенія; между центральной частью поршня K_1K_2 и дисками H_1 и H_2 зажаты слѣва нагнетательные клапаны C_1 и C_2; видъ дисковъ въ планѣ изображаетъ H, а нагнетательные клапаны съ кожей, къ которой они при-

*) Верхній сальникъ A на чертежѣ не помѣщенъ.

крѣплены, изображаетъ C; къ дискамъ H_1 и H_2 съ внѣшней стороны прилегаютъ справа непосредственно всасывающіе клапаны D_1 и D_2, прижимаемые къ дискамъ накладками E_1 и E_2; видъ накладокъ въ планѣ изображаетъ E, а всасывающіе клапаны съ кожей, къ которой они прикрѣплены, изображаетъ D; центральная часть поршня, оба диска и обѣ накладки свинчены въ одно цѣлое двумя длинными болтами B_1 и B_2 (см. продольный разрѣзъ вверху фигуры справа). Кожа C и D, на которой набраны клапаны, сама служитъ вмѣстѣ съ тѣмъ прокладками между соотвѣтственными частями K и H, H и E. Благодаря этому, пространства K_1K_2 являются совершенно разобщенными одно отъ другого.



81.

Клапаны C_1 и C_2 открываются внутрь нагнетательной камеры K_2 и могутъ въ него только *впускать* воду изъ пространства надъ поршнемъ или подъ нимъ.

Клапаны D_1 и D_2 открываются наружу и могутъ только *выпускать* воду изъ всасывающей камеры K_1 въ пространство надъ поршнемъ или подъ нимъ.

Цилиндръ N съ сальниками A сверху и снизу навинченъ на нижній конецъ трубы, опущенной въ артезіанскую скважину, и остается неподвижнымъ, а поршню сообщается обычное для него движеніе отъ шатуннаго механизма.

Послѣ того какъ дѣйствіе насоса установится, работа его происходитъ слѣдующимъ образомъ:

Когда поршень будетъ *подниматься*, откроются клапаны D_1 и C_2, а закрыты будутъ клапаны C_1 и D_2, при этомъ вода по трубѣ L чрезъ камеру K_1 и клапанное отверстіе D_1 будетъ всасываться въ пространство подъ поршнемъ, а изъ пространства надъ поршнемъ чрезъ клапан-

ное отверстіе C_2 и камеру K_2 вода будетъ удаляться въ нагнетательную трубу M.

При опусканіи поршня откроются клапаны C_1 и D_2, а клапаны D_1 и C_2 будутъ закрыты, причемъ вода по трубѣ L чрезъ камеру K_1 и клапанное отверстіе D_2 будетъ входить въ пространство надъ поршнемъ, а изъ-подъ поршня чрезъ клапанное отверстіе C_1 и камеру K_2 вода будетъ уходить въ нагнетательную трубу.

Такой насосъ будетъ, слѣдовательно, работать, какъ насосъ двойного дѣйствія II-й группы.

Если назовемъ чрезъ D внутренній діаметръ цилиндра N, а чрезъ d — внѣшній діаметръ трубъ M и N, тогда рабочей площадью поршня будетъ величина $F = \frac{\pi}{4} . (D^2 - d^2)$.

Насосъ былъ изобрѣтенъ г-мъ Константиновымъ въ 1895 г. и привилегированъ въ 1896 г. Право постройки этихъ насосовъ изобрѣтателемъ передано механическому заводу *Т-ва В. Е. Грачева* и *К°* въ Москвѣ. Насосы этого типа строятся обыкновенно съ діаметромъ $D = 4^1/_2$ дм. при ходѣ поршня S или въ 18 дм., или въ 20, или въ 24.

Первый изъ этихъ насосовъ былъ поставленъ на винокуренномъ заводѣ Обезьянинова (Рязанск. губ., Пронскаго у., с. Окулово) на 6-ти дюймовой скважинѣ, работалъ отъ ременной передачи на штангахъ $1^1/_8$ дм. діаметра. Вода стояла въ скважинѣ на глубинѣ 42 фут.; поднимать воду приходилось на высоту 70 фут. Весь періодъ винокуренія 1895-6 г. насосъ проработалъ по 12 час. въ сутки безъ ремонта, поднимая болѣе 750 вед. въ часъ. Ходъ поршня былъ 18 дм., скорость поршня въ сек. была назначена около 11 дм., что соотвѣтствовало 18 оборотамъ поршня въ мин.

Въ началѣ 1897 г. такого же типа насосъ былъ поставленъ на скважинѣ у Натрускина въ Москвѣ: $D = 4^1/_2$ дм., $S = 20$ дм., $n = 20$ обор. въ мин., $c = 13,3$ дм. (0,338 мт.) въ сек.; вода въ скважинѣ стоитъ на 115 фут. отъ поверхности земли, а бакъ для воды поставленъ отъ земли на высотѣ 37 фут. Штанги изъ $1^3/_4$-дюймовыхъ газовыхъ трубъ. Чрезъ каждые 15 — 16 фут. штанги поддерживаются направляющими роликами.

Всѣ части насоса, кромѣ трубъ L и M и болтовъ B_1 и B_2, дѣлаются бронзовыми. Толщина стѣнокъ у цилиндра $^1/_4$ дм. (6,5 мм.).

При $D = 4^1/_2$ дм. (114 мм.) . . .	площадь	= 10207	кв. мм.
Для $1^1/_2$ дм. (38,1 мм.). . .	»	= 1140	» »
Рабочая площадь поршня будетъ . .		= 9067	» »
Для $d = 1^1/_4$ дм. (31,7 мм.) . . .	»	= 789	» »

Отношеніе 9067 : 789 = около 11,5. Это есть отношеніе рабочей площади у поршня и трубы M или N. Величина этого отношенія необычно велика. Благодаря этому, при весьма умѣренной средней скорости поршня $c = 0,338$ мт., средняя скорость движенія воды въ трубахъ будетъ

$$0,338 . 11,5 = 3,89 \text{ мт. (12,9 фут.) въ секунду,}$$

а наибольшая скорость движенія воды въ трубахъ получится

$$3{,}89 \,.\, 1{,}57 = 6{,}14 \text{ мт. } (20{,}1 \text{ фут.}) \text{ въ сек.}$$

При столь высокихъ скоростяхъ будетъ развиваться и весьма большая сила тренія въ трубахъ, которую нужно будетъ преодолѣвать непрерывно.

Въ этомъ заключается 1-й недостатокъ этой системы насосовъ. При стремленіи уменьшить этотъ недостатокъ придется потерять значительную часть рабочей площади поршня.

Второй недостатокъ системы—передача на штанги попеременно то растягивающаго усилія, то сжимающаго.

Третьимъ недостаткомъ системы надо считать то, что нагнетательному клапану C_2 и всасывающему D_1 приходится работать, такъ сказать, въ опрокинутомъ положеніи. Въ случаѣ затвердѣнія клапанной кожи, послѣ продолжительной остановки насоса плотнаго прикрыванія отверстій сказанными клапанами ожидать нельзя.

Къ числу недостатковъ же системы нужно отнести и нѣкоторую сложность формы у кожаныхъ пластинъ C и D, на которыхъ набраны клапаны и которыя сами являются прокладкой между центральной частью поршня K_1, K_2 и дисками H_1 и H_2. При замѣнѣ этихъ кожаныхъ пластинъ новыми возможны будутъ при спѣшной и не совсѣмъ аккуратной работѣ разныя случайности и неисправности, такъ какъ давленіе при зажимѣ этихъ прокладокъ естественнымъ образомъ по поверхности ихъ распредѣляется далеко неравномѣрно и строго опредѣленной оси вращенія у всѣхъ клапановъ не имѣется. Особенно серьезныя послѣдствія можетъ имѣть неаккуратная заправка кожаныхъ пластинъ у клапановъ C_1 и C_2: если тонкія части m этихъ пластинъ будутъ выдавлены внутрь, этимъ стѣснены будутъ проходныя отверстія каналовъ при подходѣ къ клапанамъ D_1 и D_2, а главное — при этомъ не будетъ существовать герметичнаго замыканія всасывающей камеры K_1, и часть воды изъ того или другого нагнетательнаго пространства будетъ возвращаться въ камеру K_1 обратно.

53. **Насосы съ клапанными коробками, отлитыми съ цилиндромъ въ одномъ цѣломъ.** На табл. 15 *Атл. нас.* представлено такое устройство насоса, гдѣ всѣ 4 клапанныя коробки отлиты вмѣстѣ съ цилиндромъ и расположены въ двухъ различныхъ уровняхъ, такъ что удаленіе воздуха изъ рабочаго пространства насоса дѣлается свободно. Доступъ ко всѣмъ клапанамъ также совершенно свободенъ. Подъ нагнетательными коробками и цилиндромъ расположенъ всасывающій колпакъ.

Внѣшній видъ подобнаго же типа насосовъ, но только сдвоенныхъ, представленъ на фиг. 237, *Б* (см. § 161).

Совершенно неудачную конструкцію въ этомъ родѣ даетъ намъ таблица 17 *Атл. нас.*: литье у цилиндра здѣсь крайне сложное, проходъ воздуха чрезъ насосъ затрудненъ; чтобы имѣть доступъ къ нижнимъ клапанамъ, подъ среднюю часть цилиндра подведена особая опора, сквозь которую и подводится присасываемая насосомъ вода.

3. Двухцилиндровые насосы двойного дѣйствія съ 4-мя клапанами.

Особенности конструкціи.
- Цилиндровъ — *два* или одинъ двойной длины.
- Набивокъ — *двѣ* или три (рѣже 4).
- Клапановъ — *четыре*, они размѣщены или въ 4 коробкахъ, или въ двухъ, или въ одной.

Приведеніе такихъ насосовъ въ движеніе можетъ практиковаться самыми разнообразными способами. Наиболѣе характернымъ признакомъ системы насоса является здѣсь употребленіе того или другого поршня, т. е. проходного поршня или плунжера.

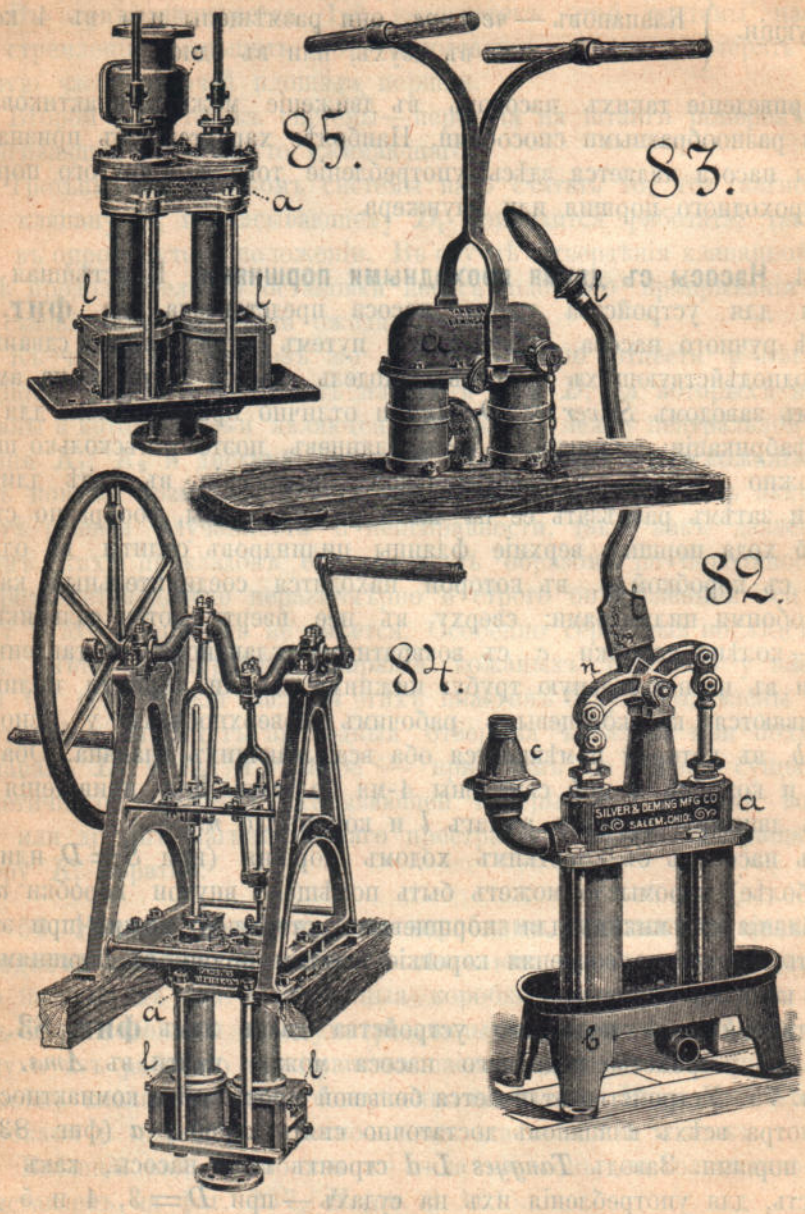
54. **Насосы съ двумя проходными поршнями.** Простѣйшая комбинація для устройства такого насоса представлена на **фиг. 82** въ видѣ ручного насоса, полученнаго путемъ естественнаго сдваиванія пары однодѣйствующихъ насосовъ. Модель насоса выработана американскимъ заводомъ *Silver & Deming* и отлично приспособлена для массовой фабрикаціи: цилиндры — безъ флянцевъ, поэтому нѣсколько штукъ ихъ можно отливать въ вертикальномъ положеніи въ видѣ длинной трубы и затѣмъ разрѣзать ее на части разной длины, сообразно съ величиной хода поршня; верхніе флянцы цилиндровъ отлиты въ одномъ цѣломъ съ коробкой *a*, въ которой находится соединительный каналъ между обоими цилиндрами; сверху въ нее ввертываются сальники, а сбоку — колѣно коробки *c* съ возвратнымъ клапаномъ, поставленнымъ на пути въ нагнетательную трубу; нижними своими торцами цилиндры притачиваются къ кольцевымъ рабочимъ поверхностямъ у основной плиты *b*, въ которой помѣщаются оба всасывающихъ клапана. Оба цилиндра и коробки *a* и *b* свинчены 4-мя болтами. Для приведенія насоса въ движеніе служитъ рычагъ *l* и коромысло *n*.

Въ насосахъ съ короткимъ ходомъ поршня (при $S = D$ или немного болѣе) коромысло можетъ быть помѣщено внутри коробки *a*, и употребленія сальниковъ для поршневыхъ стержней можно при этомъ избѣжать, шарнирно сочленяя короткіе шатуны прямо съ поршнями и обоими концами коромысла.

Внѣшній видъ подобнаго устройства даетъ намъ **фиг. 83**. Детальное же устройство подобнаго насоса можно найти въ *Атл. нас.* на табл. 75. Устройство отличается большой простотой и компактностью; для осмотра всѣхъ клапановъ достаточно снять коробку *a* (фиг. 83) и вынуть поршни. Заводъ *Tangyes L-d* строитъ такіе насосы, какъ спеціальность, для употребленія ихъ на судахъ — при $D = 3$, 4 и 5 дм.

На **фиг. 84** данъ видъ подобныхъ же насосовъ, приспособленныхъ къ станку съ двухколѣнчатымъ валомъ для ручной передачи, а на **фиг. 85** — тѣ же насосы для работы отъ фабричнаго приводнаго вала и пары эксцентриковъ, посаженныхъ на немъ. Для осмотра клапановъ у поршней, а также и всасывающихъ клапановъ, здѣсь нѣтъ надобности

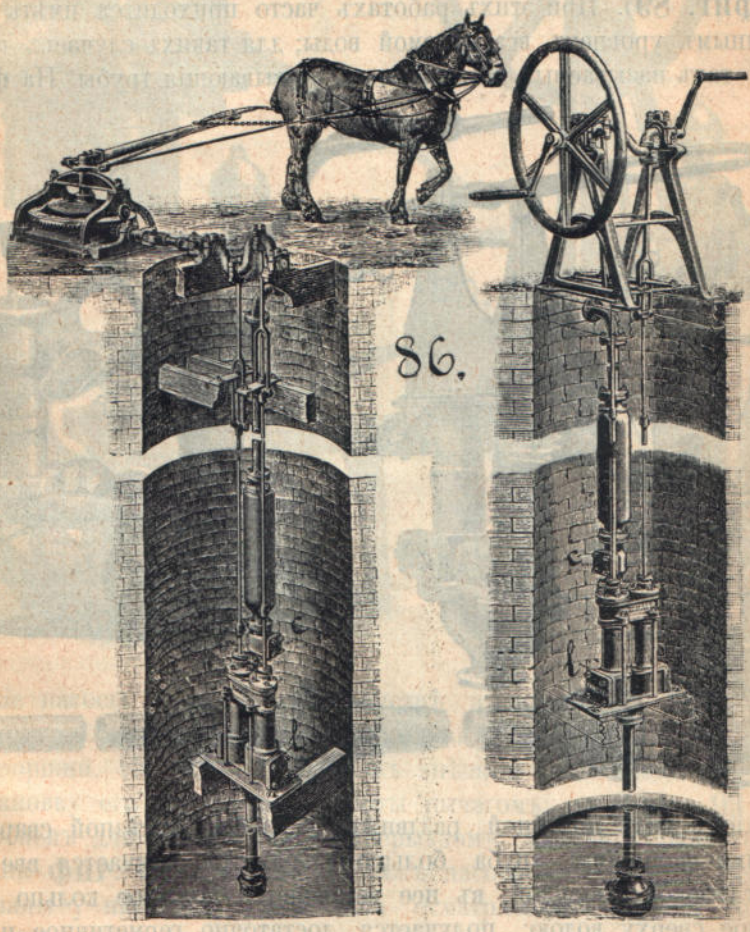
отнимать цилиндры или коробку *a*; для этого достаточно открыть только крышки *l*. Все устройство очень практично и хорошо приспособлено для массовой фабрикаціи и для работы въ тѣхъ случаяхъ, когда цилиндръ довольно быстро изнашивается и требуетъ смѣны. Модель устройства выработана заводомъ *Tangyes L-d*.



При различной величинѣ діаметровъ цилиндра (отъ 2 до 5 дм.) заводъ оставляетъ обыкновенно ходъ поршня одинъ и тотъ же — $S=$ 9 дюйм. Примѣненіе такихъ насосовъ къ качкѣ воды изъ колодцевъ ручнымъ приводомъ и коннымъ хорошо объясняетъ **фиг. 86**. Чтобы удобно было осматривать клапаны по снятіи крышекъ *l*, при насосѣ

всегда ставится обыкновенно возвратный клапанъ *c* (фиг. 85 и 86), доступъ къ которому можно имѣть, отнявши боковую крышку клапанной коробки *c*.

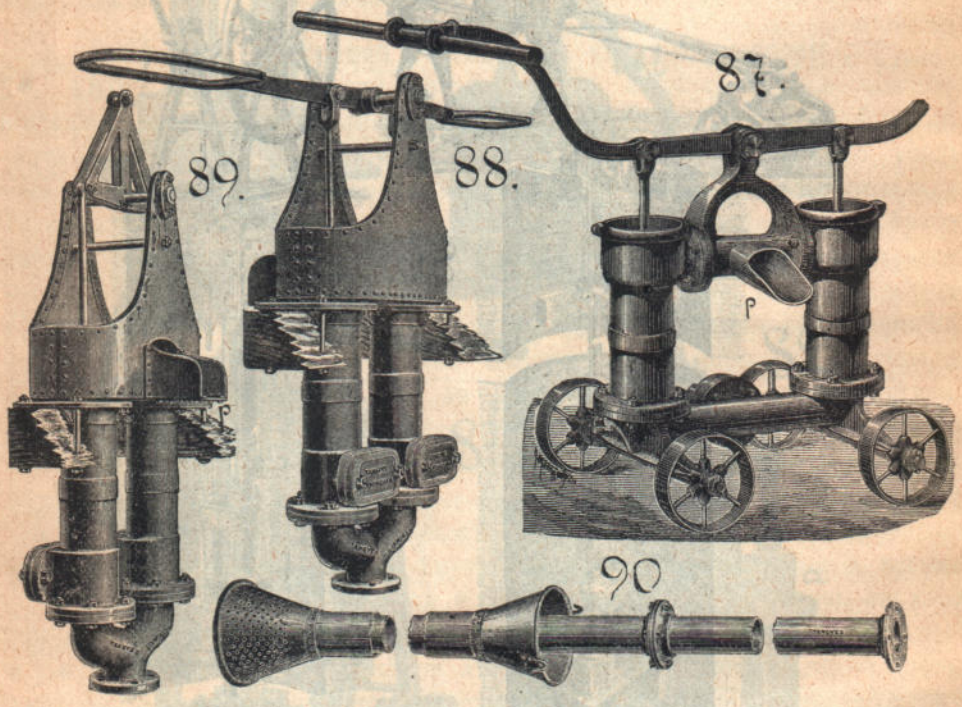
Сюда же относятся ручные насосы, употребляемые для откачки воды (большею частію съ иломъ или пескомъ) при работахъ канализаціонныхъ и строительныхъ. Внѣшній видъ такого насоса, приспособленнаго для перевозки съ одного мѣста на другое, даетъ намъ **фиг. 87**, а детальный чертежъ насоса можно найти въ *Атл. насосовъ* на табл. 59



($D = S = 10$ дм.). Поршень здѣсь такъ называемой системы *Letestu*, изобрѣтенной еще въ 1844 г.; своей набивки этотъ поршень не имѣетъ, а дѣлается герметичнымъ, благодаря длиннымъ отворотамъ у краевъ поршневого клапана, которые прижимаются къ стѣнкамъ цилиндра при восходящемъ движеніи поршня; а при опусканіи поршня вода свободно можетъ проходить чрезъ зазоръ между стѣнками цилиндра и поршня. Сальники здѣсь вовсе отсутствуютъ, такъ какъ цилиндры сверху открыты, и поднятая насосомъ вода свободно изливается чрезъ водосливъ *p* въ

подставленный къ насосу открытый желобъ для одвода ея въ сторону самотекомъ.

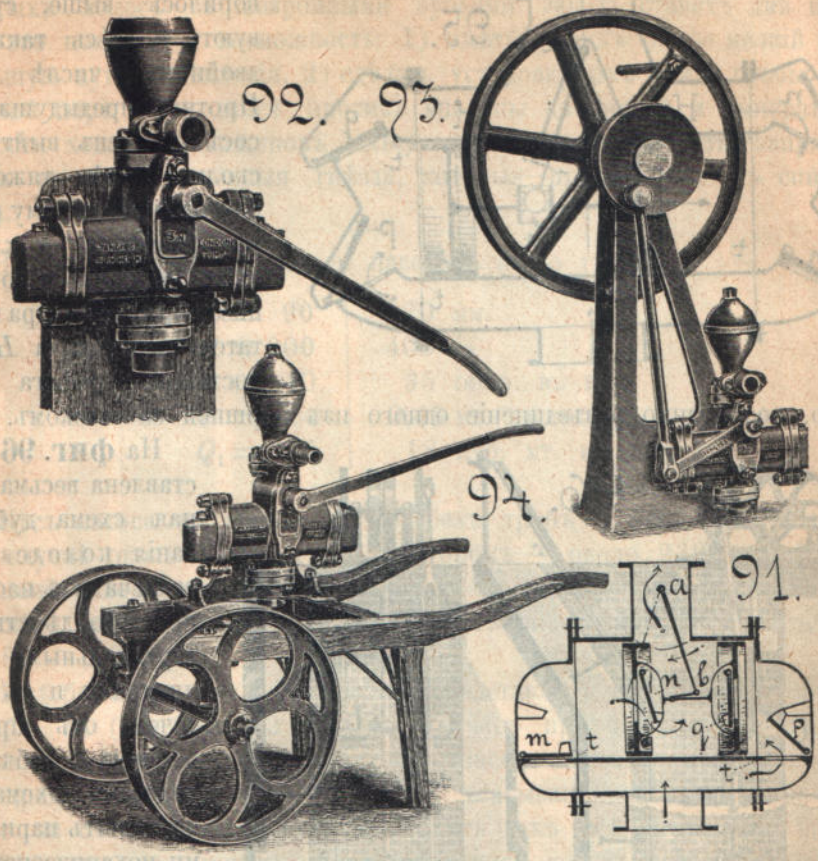
Для употребленія на строительныхъ работахъ (при постройкѣ зданій, плотинъ, желѣзныхъ дорогъ, мостовъ и т. п.), большіе насосы этой системы часто строятся съ желѣзными цилиндрами, имѣющими заварной продольный шовъ, воизбѣжаніе раскалыванія ихъ при перевозкѣ и неосторожномъ обращеніи. Въ нѣкоторыхъ же случаяхъ желѣзною клепаною дѣлается только верхняя часть насоса, играющая роль станка для ручной работы (**фиг. 88**) или же приводной, напр., отъ локомобиля (**фиг. 89**). При этихъ работахъ часто приходится имѣть дѣло съ перемѣннымъ уровнемъ всасываемой воды; для такихъ случаевъ готовятся особыя, такъ называемыя *телескопныя*, всасывающія трубы. На **фиг. 90**



представленъ видъ подобной раздвижной трубы, желѣзной сварной, съ желѣзными флянцами; труба большого діаметра кончается вверху довольно глубокой воронкой; въ нее вставляется кожаное кольцо *Брама*, заливаемое сверху водою; получается достаточно герметичное и удобоподвижное соединеніе; воронка подвѣшивается на цѣпяхъ къ насоснымъ цилиндрамъ; по мѣрѣ надобности, положеніе трубы относительно свободнаго уровня воды измѣняется. Діаметръ цилиндровъ у такихъ насосовъ встрѣчается = 5, 6, 8, 10, 14 и 16 дм., а ходъ поршней = 12, 10 и рѣже 8 дм.

На **фиг. 91** имѣемъ схему насоса типа «*London*», выпущеннаго извѣстнымъ англійскимъ заводомъ *Tangyes L-d* и копируемаго во множествѣ также и другими заводами: всасывающіе клапаны *m* и *p* расположены въ отъемныхъ коробкахъ, прилегающихъ къ цилиндру съ концовъ; на-

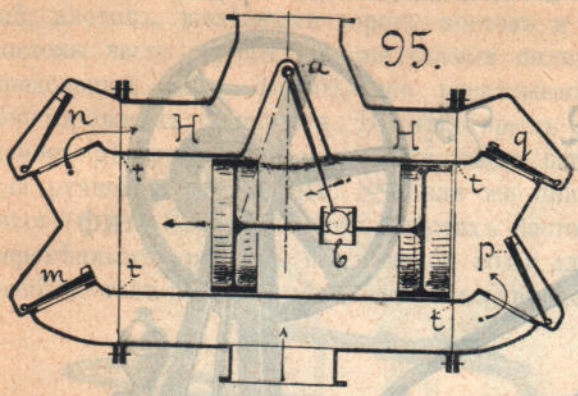
гнетательные клапаны *n* и *q* прикрываютъ отверстія у проходныхъ поршней, связанныхъ въ одну общую систему, которая приводится въ движеніе рычагомъ *ab*. Способъ дѣйствія насоса ясно передаетъ сама схема.



Такіе насосы строятся при діаметрѣ цилиндра отъ 2 до 6 дм. и могутъ употребляться во всѣхъ тѣхъ случаяхъ, гдѣ вообще терпимы проходные поршни. На **фиг. 92** имѣемъ внѣшній видъ насоса и настѣнную установку его для ручной работы рычагомъ; на **фиг. 93** насосъ приспособленъ для работы при непрерывномъ вращеніи ручного маховика, а на **фиг. 94** показанъ монтажъ насоса на телѣжкѣ. Всасающіе клапаны у насосовъ этого типа осматриваются весьма легко, но нельзя сказать того же о клапанахъ нагнетательныхъ; для всесторонняго осмотра послѣднихъ необходимо вынимать поршни изъ цилиндра; затѣмъ неаккуратное замыканіе стыковъ *t* можетъ быть причиною утечки воды изъ нагнетательной камеры во всасывающую.

55. **Насосы съ двумя непроходными поршнями.** *Дювалонъ* и *Лойдъ* измѣнили предыдущую конструкцію (фиг. 91) въ томъ смыслѣ, что вмѣсто проходныхъ поршней у нихъ—глухіе, а нагнетательные клапаны помѣщены въ тѣхъ же отъемныхъ коробкахъ, гдѣ и всасывающіе (см. **фиг. 95**), черезъ это всѣ клапаны сдѣлались одинаково доступны для

осмотра и ремонта, затѣмъ для оси *a* здѣсь нѣтъ надобности имѣть сальниковъ, такъ какъ весь рычагъ *ab* работаетъ внѣ воды, болѣе свободно. Стыки *t*, о которыхъ говорилось выше, существуютъ и здѣсь также, въ двойномъ числѣ даже. Противъ предыдущаго насосъ долженъ выйти нѣсколько болѣе тяжелымъ, благодаря большому развитію размѣровъ у клапанныхъ коробокъ и добавленію сверхъ цилиндра нагнетательнаго канала *H*. Для постановки рычага *ab* на мѣсто, необходимо разъединеніе одного изъ поршней со штокомъ.



На **фиг. 96** представлена весьма удачная схема дублированія колодезныхъ скальчатыхъ насосовъ простого дѣйствія съ вертикальными цилиндрами и съ передачей отъ привода ремнемъ и зубчатыми колесами. Схема принадлежитъ парижскому механическому заводу *Olry & Granddemange*. Сальниковыхъ набивокъ у каждаго цилиндра двѣ,— сверху для штока, а снизу для плунжера. Этимъ достигается то, что насосныя штанги въ нагнетательный періодъ будутъ работать на растяженіе, а не на сжатіе; послѣднее же будетъ имѣть мѣсто только въ періодъ всасыванія, когда передаваемое штангами усиліе сравнительно не велико; тѣмъ не менѣе штанги ходятъ въ нѣсколь-

кихъ направляющихъ l. Затѣмъ при такой схемѣ выдѣленіе воздуха изъ насоса совершается вполнѣ легко и удобно, величина вреднаго пространства можетъ быть доведена до *min*, размѣры и вѣсъ цилиндровъ—также. Зубчатыхъ колесъ съ шевронными зубьями заводъ ставитъ двѣ пары, чрезъ это получается возможность: 1) имѣть у нихъ болѣе мелкій шагъ и большую дугу зацѣпленія, 2) сдѣлать установку ихъ такъ, чтобы зубъ въ одной парѣ приходился противъ впадины въ другой и выиграть въ плавности хода. Кривошиповъ здѣсь можно не употреблять, заправляя пальцы въ соотвѣтственныя гнѣзда, которыя приливаются къ спицамъ колеса.

Заводъ строитъ двѣ модели насосовъ этого типа:

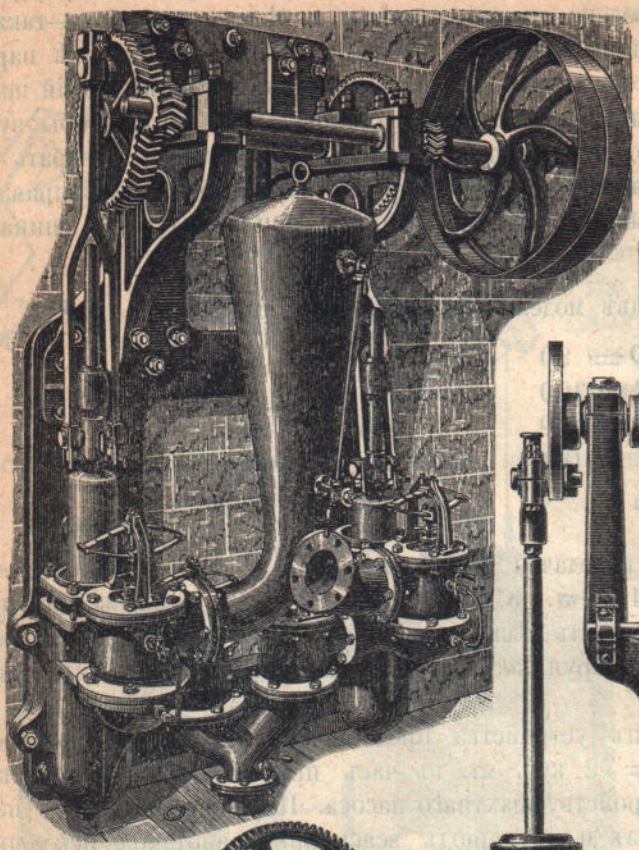
$D = 90$	120 мм.
$S = 300$	400 »
$n = 40$	35 обор. въ мин.
$c = 0,4$	0,46 мт. въ сек.
$Q_1 = 9$	18 куб. мт. въ часъ.

Вѣсъ насоса съ передачей (но безъ трубъ и безъ лѣстницъ) въ 1-мъ случаѣ около 1400 *кг.*, а во второмъ — около 2300 *кг.* По такой схемѣ заводъ выстроилъ нѣсколько насосовъ при напорахъ до 100 мт. и немного болѣе, гарантируя коэффиціентъ полезнаго дѣйствія установки до 0,80 — 0,85.

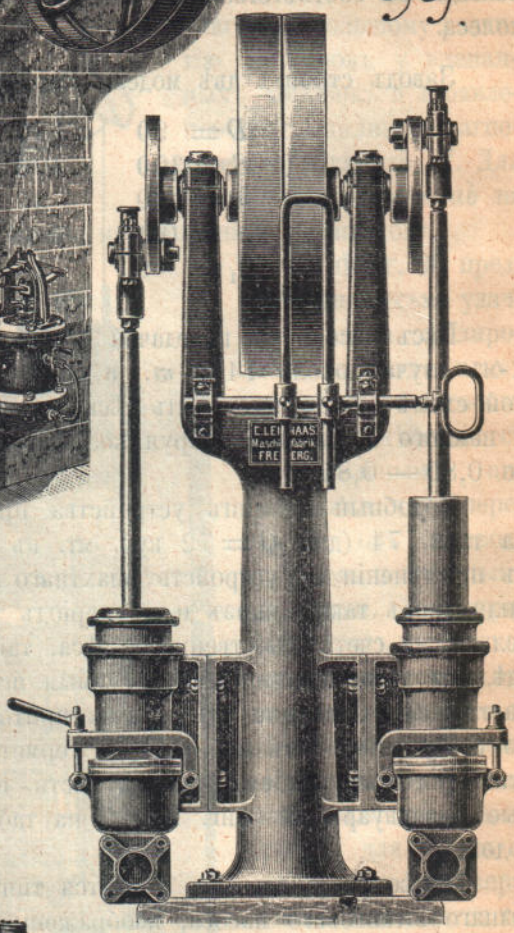
Подобный же типъ устройства представленъ въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 74 (для $Q = 72$ куб. мт. въ часъ при $c = 0,3$ мт. въ сек.) въ примѣненіи къ устройству шахтнаго насоса. Плунжеры выходятъ изъ цилиндровъ также внизъ и въ періодъ всасыванія работаютъ исключительно за счетъ собственнаго вѣса, такъ какъ всѣ сочлененія штангъ сдѣланы даже шарнирными, и самыя штанги могутъ работать только на растяженіе. Сальники сдѣланы съ приточенными бронзовыми стаканами, но совершенно безъ набивокъ, и герметичность замыканія цилиндра достигается погруженіемъ нижней части цилиндровъ въ желѣзные клепаные резервуары B (фиг. 2 и 5 на табл. 74), до верху заполненные водой.

Менѣе раціональнымъ является типъ устройства приводнаго колодезнаго штанговаго насоса, изображеннаго въ *Атласѣ нас.* на табл. 61 и 62 и представляющаго собою еще недавно довольно распространенный примѣръ устройства водоснабженія на французскихъ желѣзныхъ дорогахъ. На табл. 61 показано общее расположеніе частей всего устройства, а на табл. 62 — детали цилиндра и передачи. Насосъ приводится въ движеніе ременной передачей отъ локомобиля или другого двигателя при помощи двухъ зубчатыхъ передачъ. Штанги деревянныя 150×150 мм. и работаютъ на сжатіе въ періодъ нагнетанія; $D = 210$ мм., $n = 24$ обор. въ мин. Кривошиповъ нѣтъ; пальцы кривошиповъ можно устанавливать въ любомъ изъ двухъ гнѣздъ, которыя прилиты къ спицамъ зубчатыхъ колесъ. Сообразно съ этимъ можно имѣть и два раз-

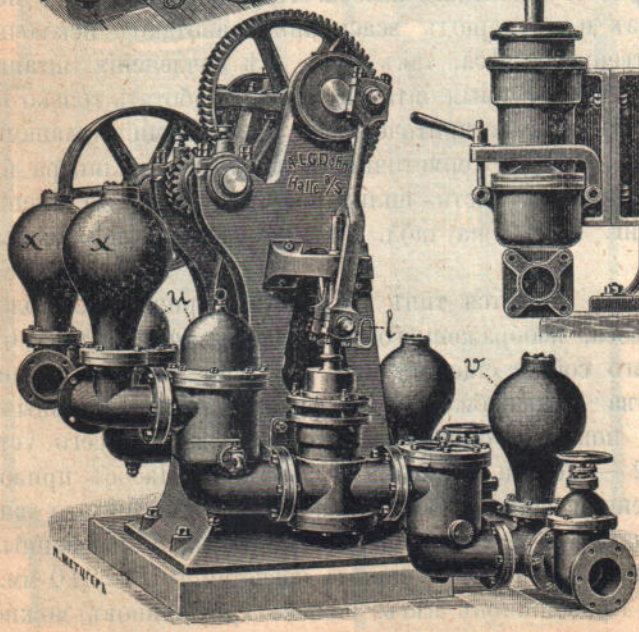
маха плунжера,—въ 260 и 350 *мм.* для подачи отъ 26 до 35 куб. мт.



97.



99.



98.

въ часъ; средняя скорость движенія плунжера при $n = 24$ и $S = 350$ мм.

будетъ $c = 0{,}28$ мт. въ сек. Детали всего этого устройства далеко не отличаются обдуманностью.

На **фиг. 97, 98** и **99** имѣемъ рядъ типовъ заводскихъ вертикальныхъ приводныхъ насосовъ двойного дѣйствія, полученныхъ путемъ сдваиванія простыхъ однодѣйствующихъ насосовъ.

На **фиг. 97** — модель настѣннаго приводнаго насоса парижскаго завода *Olry & Granddemange* съ ременной и шевронной зубчатой передачей, съ клапанами, посадка которыхъ на мѣсто дѣлается сильными рессорными пружинами, что позволяетъ, не стѣсняясь, давать въ клапанныхъ коробкахъ большія площади прохода. Насосы снабжаются нагнетательнымъ колпакомъ весьма большихъ размѣровъ и успѣшно работаютъ при высотахъ напора до 150 мт.

Заводъ *Olry & Gr.* выработалъ 3 размѣра этихъ насосовъ:

$D = 110$	140	180 мм.
$S = 200$	275	350 »
$n = 48$	45	42 обор. въ мин.
$c = 0{,}32$	0,41	0,49 мт. въ сек.
$Q_1 = 3$	6	12 *lt* въ сек.

Заводъ гарантируетъ для такихъ насосовъ коэф. полезнаго дѣйствія до 0,8 — 0,85.

На **фиг. 98** — хорошая модель насосовъ нѣмецкаго завода *Dehne* (въ Галле). Коробки для всасывающихъ и нагнетательныхъ клапановъ льются по одной модели, и размѣры ихъ приспособлены для свободной качки даже и густыхъ жидкостей. На всасывающей вѣтви поставлены свои особые колпаки *v* передъ каждой коробкой; на нагнетательной вѣтви — то же самое; кромѣ того, непосредственно надъ каждымъ нагнетательнымъ клапаномъ, расположенъ еще свой небольшой воздушный колпачекъ *u*, хорошо смягчающій ударное дѣйствіе струи даже и при небольшихъ размѣрахъ послѣдующихъ колпаковъ *x*.

Модель насоса отлично приспособлена для массовой фабрикаціи. Каждая сторона насоса можетъ работать независимо отъ другой, а въ случаѣ надобности однимъ и тѣмъ же насосомъ возможно качать и двѣ разныя жидкости; для этого нужно только произвести небольшую передѣлку въ расположеніи пріемныхъ и напорныхъ трубъ. Дѣйствіе любой стороны насоса можетъ быть прекращено моментально, вынимая чеку *l* изъ соединенія штока съ плунжеромъ. Кривошипы замѣнены чугунными дисками съ пальцами, такъ что размахъ плунжера дѣлается одинаковымъ во всѣхъ насосахъ этого типа, а именно $S = 250$ мм. Діаметръ шкива въ 750 мм. и ширина обода его въ 120 мм. остаются также постоянными въ разныхъ устройствахъ. Измѣняя число оборотовъ насоснаго вала въ предѣлахъ отъ 25 до 50, при двухъ различныхъ размѣрахъ насосовъ заводъ получаетъ 5 разныхъ нормъ производительности при

весьма разнообразныхъ величинахъ наибольшей высоты напора h. Нормы эти таковы:

$D = 125$	125	200	200	200 мм.
$n = 30$	50	25	30	35 обор. въ мин.
$Q_1 = 10$	16,5	20	25	30 куб. мт. въ часъ.
$h = 100$	60	50	40	35 мт.

Скорость плунжера въ такихъ насосахъ допускается заводомъ отъ 0,2 до 0,4 мт. въ сек.

На **фиг. 99** представленъ примѣръ сдваиванія насосовъ простого дѣйствія — того самого типа, изображеніе котораго имѣли на фиг. 31, только здѣсь насосъ не паровой, а приводный, съ одной ременной передачей. Это — модель саксонскаго завода *Leinhaas* (въ Фрейбергѣ), отлично приспособленная къ качкѣ жидкостей, часто засоряющихъ клапаны.

Горизонтальные сдвоенные насосы очень часто отливаются прямо въ одномъ цѣломъ съ клапанными коробками, и тогда получается весьма компактное устройство, обладающее тѣмъ достоинствомъ, что здѣсь путь жидкости отъ всасывающихъ клапановъ къ нагнетательнымъ будетъ кратчайшій, безъ всякихъ заворотовъ, что имѣетъ особую цѣнность при перекачкѣ жидкостей густыхъ и вязкихъ.

Смотря по расположенію набивокъ, различаютъ здѣсь 4 конструктивныхъ типа:

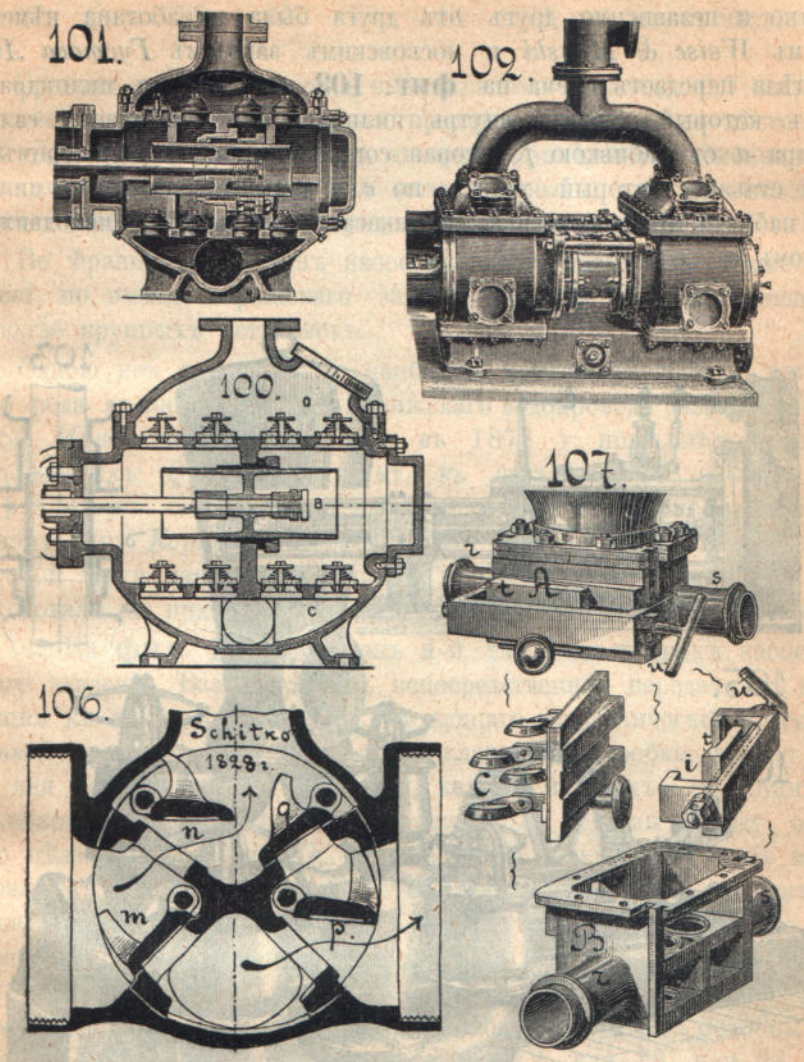
1. На **фиг. 100** изображена схема 1-го типа: вмѣсто стѣнокъ цилиндра, направляющихъ плунжеръ, здѣсь имѣется аккуратно приточенная къ плунжеру вставная, смѣнная бронзовая втулка или стаканъ. Чтобы сдѣлать родъ лабиринтоваго сальника въ этой втулкѣ, въ большихъ насосахъ она получаетъ рядъ кольцевыхъ выточекъ, задерживающихъ воду въ ея стремленіи проникнуть изъ одной рабочей камеры въ другую. На табл. 5 *Атл. нас.* изображенъ такой стаканъ отъ насосовъ *Блека*, поставленныхъ на водопроводѣ въ СПБ. въ періодъ 1881—2 г.: діаметръ плунжера 20 дм. (510 мм.), ходъ его $24^1/_2$ дм. (620 мм.), длина стакана 15 дм. (384 мм.), на немъ изнутри сдѣлано 8 кольцевыхъ выточекъ шириною 12 мм. ($^1/_2$ дм.). Насосъ работаетъ при $n = 30$ обор. въ мин. со скоростью плунжера $c = 0,62$ мт. въ сек.

Подобное конструктивное устройство пригодно для качки чистой жидкости при умѣренныхъ давленіяхъ (до 6—8 атм.); а для перекачки жидкостей мутныхъ (съ иломъ, пескомъ и пр.) и грязныхъ обязательно для плунжера имѣть устройство сальника.

2. Такое именно устройство и представлено на **фиг. 101**. Здѣсь насосъ работаетъ уже съ 2 набивками. Подобное устройство съ успѣхомъ выполняетъ свое назначеніе при давленіяхъ до 10 атм. Въ *Атл. насос.* на табл. 33 имѣемъ детальный чертежъ насоса подобнаго типа завода *Листа*, въ Москвѣ.

3. Для работы при высокихъ давленіяхъ употребляются насосы съ внѣшними сальниками, системы *Jirard'a*, изобрѣтенной въ 1854 г.

На **фиг. 102** имѣемъ изображеніе подобнаго насоса съ двумя раздѣльно стоящими цилиндрами, отлитыми по одной модели и поставленными вдоль общей оси. Всѣхъ сальниковъ здѣсь 3, изъ нихъ два — для плунжера и одинъ—для штока.

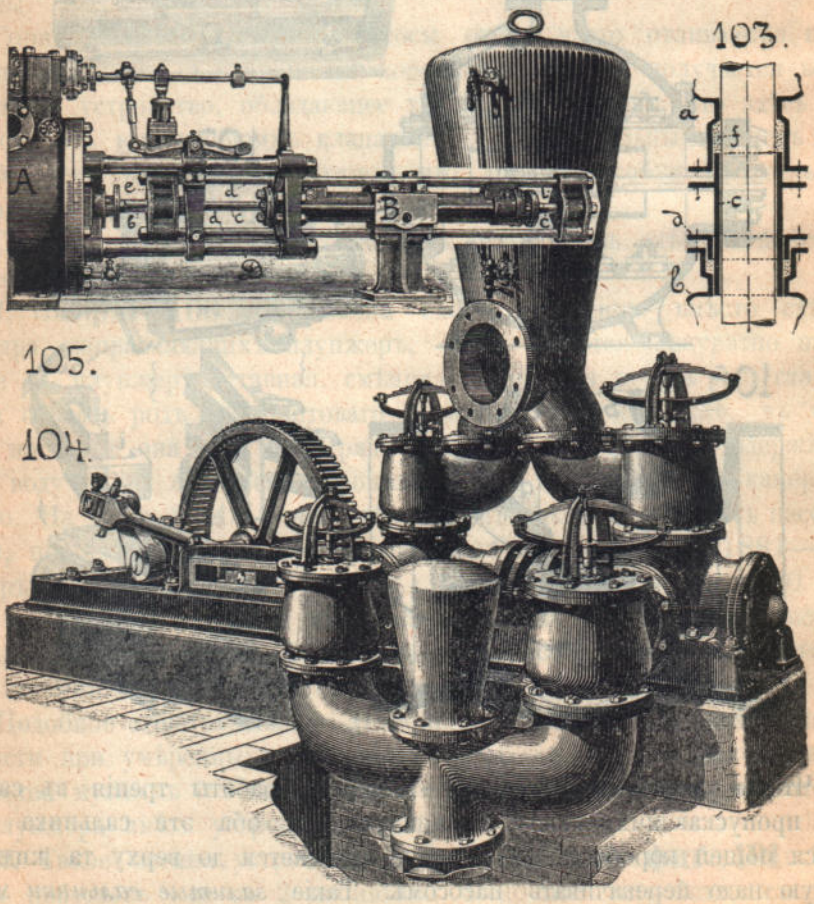


Чтобы уменьшить нѣсколько величину работы тренія въ сальникахъ, пропускающихъ сквозь себя плунжеръ, оба эти сальника окружаются общей коробкой, въ которую заливается до верху та жидкость, которую надо перекачивать насосомъ. Такіе *залитые сальники* можно держать болѣе слабо подтянутыми безъ боязни повліять на успѣшность разрѣженія воздуха въ рабочей камерѣ въ періодъ всасыванія.

Детальное устройство залитыхъ сальниковъ изображено въ *Атл. насос.* на табл, 65. Тамъ же въ разрѣзѣ ясно видна и форма насоснаго «цилиндра» въ видѣ своеобразнаго тѣла вращенія, приспособленнаго для

наилучшаго удаленія воздуха изъ рабочей камеры насоса въ нагнетательную трубу.

Оба сальника для плунжера возможно переконструировать такимъ образомъ, чтобы набивка только одного изъ нихъ соприкасалась непосредственно съ плунжеромъ. Такая конструкція сальника почти одновременно и независимо другъ отъ друга была выработана нѣмецкимъ заводомъ *Weise & Monski* и московскимъ заводомъ *Густава Листа*. Суть дѣла передаетъ схема на **фиг. 103**; *a* и *b*—два цилиндра; *c*—стаканъ, который входитъ внутрь цилиндра *b* и замыкаетъ сальникъ цилиндра *a* съ набивкою *f*, которая соприкасается съ плунжеромъ; *d*—другой стаканъ, который ходитъ по *c* и замыкаетъ сальникъ цилиндра *b*; но набивка этого сальника соприкасается только съ неподвижнымъ стаканомъ *c*.



На **фиг. 104** изображено подобное же устройство насоса *Jirard*'а, выполняемое парижскимъ заводомъ *Olry & Granddemange* для большихъ расходовъ воды (отъ 18 до 250 куб. мт. въ часъ) и при высо-

тахъ напора до 150—200 мт. Заводъ выработалъ 5 нумеровъ такихъ насосовъ;

D =	120	165	215	280	360	мм.
S =	300	350	400	500	600	»
n =	45	42	40	38	35	обор. въ мин.
Q_1 =	18	36	72	144	252	куб. мт. въ часъ.

Средняя скорость поршня выходитъ отъ 0,45 до 0,7 мт. въ сек. Клапаны—съ большой площадью прохода, сажаются на мѣсто пружинами. Для приведенія насоса въ движеніе примѣняются ременная и зубчатая передачи (обѣ вмѣстѣ или каждая порознь), или же штокъ насоса является непосредственнымъ продолженіемъ парового штока.

Во Франціи этотъ типъ насосовъ часто называютъ также типомъ *Farcot*, по имени парижскаго завода, впервые его выпустившаго для наиболѣе крупныхъ установокъ.

Одною изъ крупныхъ и наиболѣе производительныхъ установокъ этого рода являются машины парижскаго водопровода (*usine hydraulique de St.-Maur*), поставленныя еще въ 1871 г. при слѣдующихъ главныхъ данныхъ: $Q_1 = 650$ куб. мт. въ часъ; $n = 30$ обор. въ мин.; $c = 1,8$ мт. въ сек. Паровая часть установки была выполнена по измѣненному типу *Корлисса*. Коэффиціентъ полезнаго дѣйствія паровой и насосной части машины получился при опытахъ около 0,8. Машина расходовала на индикаторную силу въ часъ: пару—5,5 кг., а угля 0,7 кг.

4. На **фиг. 105** приведенъ 4-й типъ скальчатыхъ насосовъ высокаго давленія. Взятъ примѣръ непосредственной передачи отъ парового поршня къ плунжерамъ насоса, питающаго гидравлическій прессъ: ***A***—паровой цилиндръ, ***B***—центральная клапанная коробка; вправо и влѣво отъ нея идутъ насосные цилиндры, каждый изъ нихъ—съ однимъ только сальникомъ; цилиндры паровой и насосные связаны между собою въ одно цѣлое 4-мя тягами ***D***; ***c,c***—насосные плунжеры; одинъ изъ нихъ связанъ съ траверсой ***e***, другой—съ траверсой ***i***; обѣ траверсы между собою соединены въ одно цѣлое двумя тягами ***d***, а вся эта система заимствуетъ свое движеніе непосредственно отъ парового штока ***b***. Остальныя части на рисункѣ изображаютъ внѣшнія части къ парораспредѣлительному прибору завода *Knowles*. Ходовые размѣры подобныхъ установокъ: ***D*** = отъ $1^1/_4$ до 5 дм., ***S*** = или 12, или 18, или 24 дм., при діаметрѣ парового цилиндра въ 14, 16, 18, 20 и 24 дм.

Детальное устройство насосовъ этого послѣдняго типа, построенныхъ для заводскихъ цѣлей, показано въ *Атл. насос.* на табл. 24, 25, 26 и 76.

Сдвоенные насосы простого дѣйствія весьма часто примѣняются также и къ устройству пожарныхъ трубъ и питательныхъ насосовъ.

Къ весьма цѣннымъ качествамъ пожарныхъ насосовъ относится возможность быстраго осмотра у нихъ клапановъ. Съ этою цѣлію выполняются различныя спеціальныя устройства клапанныхъ коробокъ.

Заводъ *Листа* въ Москвѣ помѣщаетъ, напр., всасывающій и нагнетательный клапанъ каждаго цилиндра въ одной общей конической пробкѣ, аккуратно приточенной къ своему гнѣзду и быстро выколачиваемой для осмотра. Детальное устройство такой пробки показано въ натуральную величину въ *Атл. насос.* на табл. 6. Пробки и гнѣзда для нихъ обтачиваются на заводѣ на спеціальныхъ станкахъ, и самая деталь является отлично приспособленною къ массовой фабрикаціи.

Съ тою же цѣлію *Schitko* (1828 г.) выработалъ конструкцію пробки для расположенія въ ней сразу всѣхъ 4 клапановъ (см. **фиг. 106**): *m* и *p*—всасывающіе клапаны, *n* и *q*—нагнетательные; ось пробки горизонтальна.

На Всероссійскую выставку 1882 г. *Коломенское ремесленное училище бр. Шаниныхъ* представило пожарный насосъ двойного дѣйствія съ вертикальнымъ цилиндромъ и съ подобной же 4-клапанной пробкой, ось которой была вертикальна, а шарнирные клапаны вращались на горизонтальныхъ осяхъ. Схема устройства пробки не представитъ никакихъ затрудненій для вычерчиванія и можетъ быть исполнена каждымъ, какъ упражненіе.

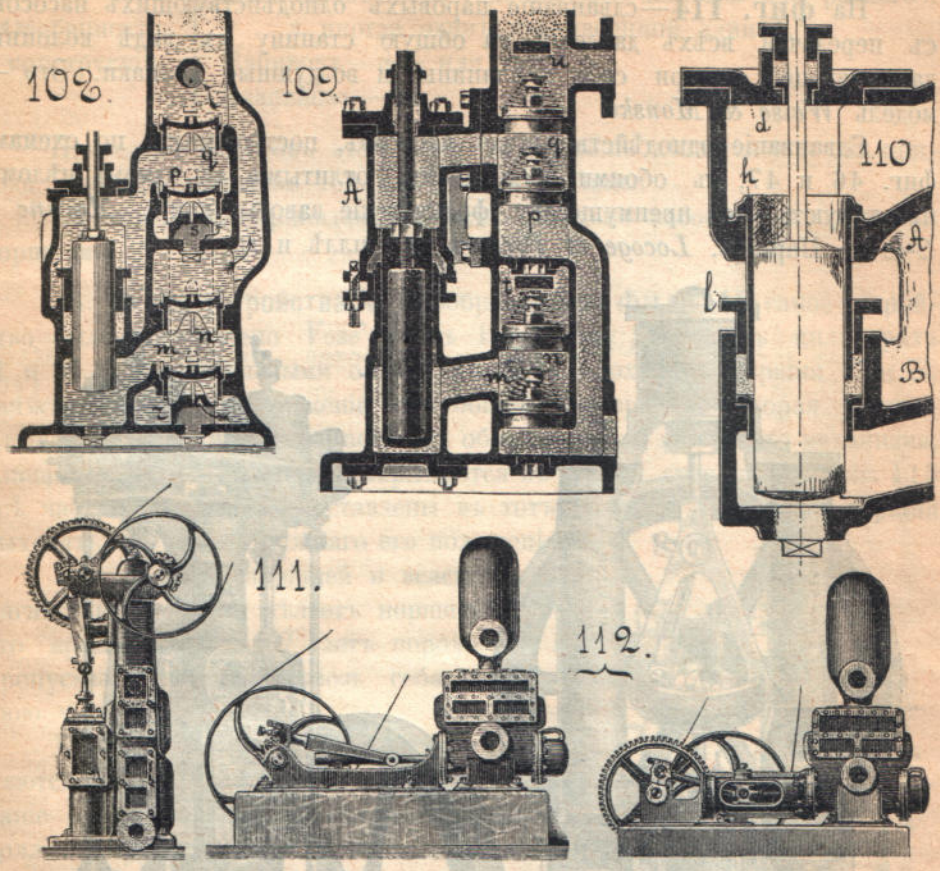
На **фиг. 107** представлено изображеніе устройства 4-клапанной коробки у пожарныхъ трубъ завода *Bedinge* въ *Ахенѣ*: *A*—общій видъ коробки сбоку, *r* и *s*—насосы цилиндра; *B*—видъ коробки, когда у нея отнята крышка; *C*—комбинація крышки и клапановъ, подвѣшенныхъ къ 4 ушкамъ у нея; *i*—скоба и клинъ для крѣпленія крышки на мѣстѣ; полутора-двухъ оборотовъ рукоятки *u*, передвигающей установительный клинъ *t*, достаточно, чтобы разнять всѣ части устройства или опять ихъ свернуть.

Изъ серіи питательныхъ насосовъ, принадлежащихъ къ этой группѣ, оригинальностью своего устройства обращаютъ на себя вниманіе насосы нѣмецкаго завода *Klein, Schanzlin & Becker* (*in Frankenthal*). Схемы устройства этихъ насосовъ въ послѣдовательномъ развитіи и совершенствованіи конструкціи представлены на фиг. 108—110.

На **фиг. 108**—изображеніе вертикальнаго насоса съ 2 набивками, изъ коихъ одна внутренняя и не можетъ быть контролируема въ своей работѣ: *m* и *p*—всасывающіе клапаны, *n* и *q*—нагнетательные; отверстія *r* и *s* соединены боковой всасывающей трубой; оси всѣхъ клапановъ расположены по одной прямой, свободный доступъ къ нимъ — чрезъ боковыя отверстія въ станинѣ, прикрываемыя крышками; расточка гнѣздъ для клапановъ вполнѣ доступна и удобна; свободное отведеніе воздуха изъ рабочихъ камеръ насоса предусмотрѣно.

На **фиг. 109** — подобное же устройство насоса, но только съ сальникомъ для плунжера, выведеннымъ наружу; для этого понадобилось сдѣлать верхнюю часть цилиндра отъемною отъ станины и надѣвною на нижнюю часть цилиндра. Особенность примѣненнаго здѣсь сальника заключается въ томъ, что высота набивки, соприкасающейся съ плунжеромъ, остается всегда одной и той же, будетъ-ли сальникъ только что набитъ, или его уже подтягивали нѣсколько разъ; затѣмъ,

если бы болты сальника были подтянуты несовсѣмъ одинаково, и стаканъ перекосился, на работѣ плунжера это не можетъ отразиться вреднымъ образомъ.



На **фиг. 110**—дальнѣйшее совершенствованіе той же схемы: верхняя часть цилиндра *A* отливается въ одномъ цѣломъ съ нижней частью его *B* и со станиной, въ которой расположены клапаны и воздушный колпакъ; плунжеръ направляется бронзовымъ стаканомъ *h*, приточеннымъ къ нему аккуратно и вставленнымъ чрезъ отверстіе, прикрытое крышкой *d*; соединеніе длиннаго стакана *h* и плунжера само по себѣ представляется достаточно герметичнымъ, но для окончательнаго замыканія цилиндра устроенъ въ части *B* сальникъ, прикрываемый стаканомъ *l*. Сальникъ съ тѣми же особенностями, какъ и на фиг. 109.

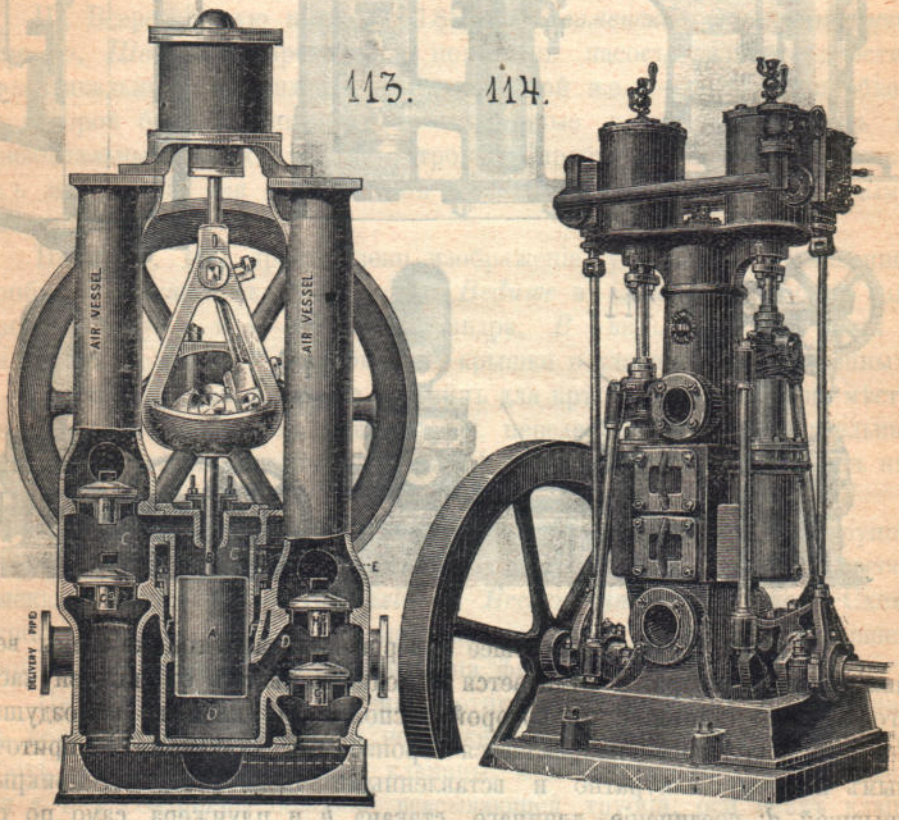
Такіе насосы строятся и паровыми, и приводными (фиг. 111 и 112) при $D =$ отъ 65 до 200 мм., $S =$ отъ 100 до 200, $n = 100 -$ 55 обор., $c =$ около 0,35 мт. въ сек.

На **фиг. 113**—изображеніе устройства парового питательнаго насоса двойного дѣйствія англійскаго завода *Frank Pearn & C°* въ Манчестерѣ съ устройствомъ сальника, совершенно подобнымъ предыдущему; насосъ снабженъ всасывающимъ колпакомъ и двумя нагнетательными;

послѣдніе сообщаются между собою и отлиты въ видѣ колоннъ, поддерживающихъ паровой цилиндръ.

На **фиг. 114**—сдваиваніе паровыхъ однодѣйствующихъ насосовъ съ передачей всѣхъ давленій на общую станину въ видѣ колонны, заключающей внутри себя и клапаны, и воздушные колпаки. Это — модель *Weise & Monski.*

Сдваиваніе однодѣйствующихъ насосовъ, построенныхъ по схемамъ фиг. 46 и 47, съ обоими цилиндрами, отлитыми въ одномъ цѣломъ, практикуютъ по преимуществу французскіе заводы, напр., *Marane et C-ie* въ Парижѣ, *Locoge et Pochart* въ Лиллѣ и др.



Расположеніе клапановъ по системѣ *Klein* (фиг. 108—109) эксплуатируется въ послѣднее время англійскимъ заводомъ *Lee, Howl & Co,* который строитъ по этому типу свои ручные насосы и называетъ ихъ насосами системы *Ward* (см. *The Engineer*, 1888, *march* 16; *Revue de mécanique*, 1897, № 3, стр. 254). По существу дѣла это — та же система *Klein*, только испорченная *Ward*'омъ: удаленіе воздуха изъ верхней части цилиндра въ насосахъ *Ward* невозможно; затѣмъ осмотръ всѣхъ клапановъ дѣлается, отпирая одну общую крышку, перекрывающую поверхности раздѣла между 5-ю различными рабочими камерами, при этомъ вполнѣ возможно будетъ просачиваніе жидкости изъ нагнетательныхъ камеръ во всасывающія.

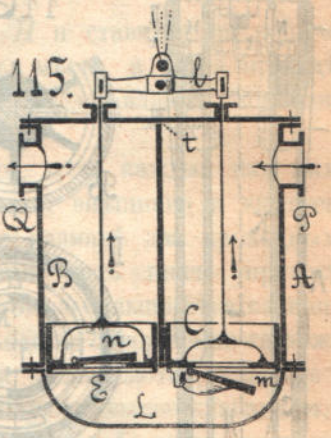
4. Насосы двойного дѣйствія съ двумя клапанами.

Особенности конструкціи:
- Цилиндровъ—*два* (одинаковаго діаметра или разнаго), а иногда одинъ съ удвоенной длиной.
- Набивокъ—*двѣ* или три.
- Клапановъ—два.

Приведеніе насосовъ этой серіи въ движеніе дѣлается или отъ привода, или отъ двигателя той или другой системы.

Къ этой серіи принадлежатъ исключительно насосы съ проходными поршнями.

56. **Схема устройства № 1** изображена на **фиг. 115**; самое устройство было изобрѣтено *Vose'омъ* въ 1855 году: въ двухъ цилиндрахъ *A* и *B* съ параллельными осями находятся проходные поршни *C* и *E*, заимствующіе свое движеніе отъ общей траверсы *l*, которая направляется параллелями и работаетъ отъ обыкновеннаго шатуннаго механизма; клапаны *m* и *n* у поршней открываются въ разныя стороны. На фиг. 115 всѣ части механизма представлены въ тотъ моментъ, когда оба поршня выходятъ изъ самаго нижняго его положенія.

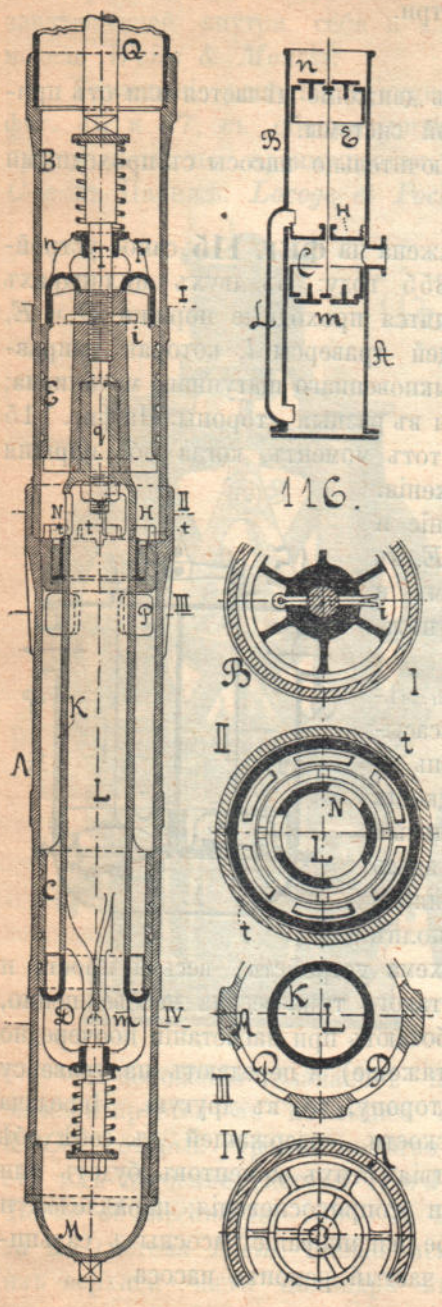


При подъемѣ поршней и всасываніе и нагнетаніе жидкости дѣлаетъ поршень *E*, въ это время поршень *C* идетъ порожнемъ и пропускаетъ жидкость сквозь себя въ нижнюю часть цилиндра *B*.

При опусканіи поршней роли ихъ мѣняются: поршень *C* будетъ дѣлать и всасываніе и нагнетаніе жидкости, а поршень *E* долженъ будетъ только пропускать жидкость въ нагнетательную трубу *Q*. Соединительный каналъ *L* между обоими цилиндрами здѣсь расположенъ въ нижней крышкѣ. Верхняя же крышка должна, наоборотъ, давать вполнѣ герметичное соединеніе на стыкѣ *t*. Схема устройства весьма проста и давно извѣстна, но работаютъ насосы такого типа весьма несовершенно, такъ какъ здѣсь поршневые штоки работаютъ при нагнетаніи поочередно (правый — на сжатіе, лѣвый — на растяженіе) и передаютъ на траверсу моменты, вращающіе ее то въ одну сторону, то въ другую. Передача этихъ моментовъ совершается въ плоскости, содержащей въ себѣ обѣ оси цилиндровъ; результатомъ воздѣйствія этихъ моментовъ будетъ или неравномѣрное нагруженіе поверхности соприкосновенія параллелей и башмаковъ траверсы, или же усиленное изнашиваніе насосныхъ сальниковъ; и то, и другое будетъ вызывать частый ремонтъ насоса.

57. **Схема устройства № 2**, изображенная на **фиг. 16**, отличается отъ предыдущей только тѣмъ, что оба цилиндра *A* и *B* расположены вдоль общей оси, штоки обоихъ поршней *C* и *E* слиты въ

одно цѣлое, а каналъ L расположенъ сбоку и соединяетъ нижнія части обоихъ цилиндровъ. Между ними необходимо здѣсь имѣть промежуточное дно H и въ немъ—сальникъ. Перестроивши такимъ образомъ предыдущую схему, получаемъ новую, которая была изобрѣтена и патентована въ 1896 г. *Винкелемъ*. Конструктивная разработка этой схемы имѣетъ нѣкоторое значеніе въ примѣненіи къ устройству артезіанскихъ насосовъ: здѣсь, какъ и въ насосѣ *Константинова*, штангъ одна, хотя оба эти насоса двойного дѣйствія.



Первая конструкція насоса Винкеля приведена на **фиг. 116**: слѣва—продольный разрѣзъ насоса, а справа—рядъ поперечныхъ разрѣзовъ по линіямъ I, II, III, IV. Главныя части насоса *Винкеля* обозначены тѣми же самыми буквами, какъ и на схемахъ 115 и 116: цилиндровъ здѣсь два (верхній B и нижній A) съ общей геометрической осью; чтобы имѣть возможность вставить между ними промежуточное дно H, оба цилиндра свинчены между собою; дно H ввернуто въ нижній цилиндръ на конической рѣзьбѣ; поршни C и E соединены между собою полой трубкой L, у которой сверху (выше дна H) имѣется 3 боковыхъ отверстія N; эта центральная трубка L играетъ здѣсь роль соединительнаго канала между обоими цилиндрами; верхняя часть ея ввинчивается во втулку верхняго поршня E; нижній конецъ штанги Q соединяется съ верхнимъ поршнемъ на рѣзьбѣ и шплинтомъ i, затѣмъ проходитъ сквозь верхній конецъ трубки L въ ея внутреннюю полость, и здѣсь соединеніе замыкается гайкой и 2-мъ шплинтомъ.

Дно H выполнено такимъ образомъ, чтобы его можно было отвертывать и вынимать, воздѣйствуя на штангу Q; безъ этого, разумѣется, нельзя вынуть и поршней изъ цилиндровъ для осмотра клапановъ. Дно H на верхнемъ своемъ торцѣ снабжено выступами t; совершенно такіе

же выступы находятся и на нижнемъ торцѣ верхняго поршня E. Когда нужно вынимать поршни и дно H, дѣлаютъ слѣдующее: расцѣпляютъ штангу Q съ шатуннымъ механизмомъ, опускаютъ систему поршней и штангу до тѣхъ поръ, пока нижній торецъ у обода верхняго поршня не дойдетъ до соприкосновенія съ выступами t у дна H; послѣ этого, нащупывая выступы t, нужно сцѣпить ихъ съ такими же выступами у поршня; когда это произошло, объ этомъ узнаютъ, повертывая штангу Q около ея оси и встрѣчая большое сопротивленіе этому повертыванію. Вращеніе штанги Q при этихъ пробахъ можетъ быть допущено только въ сторону отвертыванія дна H, т. е. противъ движенія стрѣлки часовъ. Моментъ внѣшней силы, при помоми котораго преодолѣвается треніе въ конической рѣзьбѣ у дна H, передается при помощи штанги Q и шплинта (или чеки) i. При неосторожной спѣшной работѣ, когда рѣзьба заѣла, передача вращательнаго момента можетъ быть сдѣлана недостаточно плавно, т. е. съ ударнымъ дѣйствіемъ силы, а это легко можетъ повести къ срѣзыванію шплинта i, а послѣ этого и къ обрыву самаго нижняго конца q у штанги Q. Послѣ этого ничего другого не останется дѣлать, какъ тащить вонъ оба цилиндра A и B и разбирать ихъ наружу.

Чтобы предотвратить такой случай, дно H и ставится на конической рѣзьбѣ: трудно только ее стронуть съ мѣста, а когда это сдѣлано, дальнѣйшій разъемъ и выниманіе не представляютъ никакого затрудненія.

Клапаны m и n сдѣланы двухъ-опорными, т. е. каждый изъ нихъ опирается разомъ на двѣ кольцевыя поверхности, внѣшнюю и внутреннюю, и прикрываетъ при одномъ и томъ же размахѣ два проходныхъ отверстія. Оба клапана нагружены пружинами, изъ нихъ упругость нижней регулирована такимъ образомъ, что она была больше вѣса клапана.

Дѣйствіе насоса этой конструкціи происходитъ совершенно такъ же, какъ и въ схемѣ на фиг. 116. Когда поршни поднимаются, клапанъ n закрытъ, поршень E поднимаетъ воду, находящуюся выше клапана n, и присасываетъ воду чрезъ отверстія N, чрезъ каналъ L, чрезъ отверстіе, раскрытое клапаномъ m, чрезъ кольцевой каналъ между стѣнками цилиндра A и трубчатаго штока K и наконецъ чрезъ окна P изъ артезіанской скважины. При опусканіи поршней клапанъ n раскрытъ, m— закрытъ, забираетъ воду для слѣдующаго размаха поршень C въ свое кольцевое пространство между A и K, но тотъ же поршень C своею нижнею поверхностью проталкиваетъ воду изъ нижней части цилиндра A въ подъемную трубу опять чрезъ каналъ L, чрезъ окна N и сквозь поршень E.

Количество воды, подаваемой насосомъ Винкеля 1-й конструкціи. Пусть обозначаютъ:

D_1 и F_1 — внутренній діаметръ и площадь сѣченія верхняго цилиндра B,

D_2 и F_2 — внутренній діаметръ и площадь сѣченія нижняго цилиндра A,

D_3 и F_3 — внутренній діаметръ и площадь прохода у соединительнаго канала L,

D_4 и F_4 — внѣшній діаметръ и площадь сѣченія штанги Q выше всего устройства, относящагося къ системѣ поршней (слѣдов. не въ тонкомъ мѣстѣ T, діаметръ котораго вообще не оказываетъ никакого вліянія на подачу жидкости насосомъ),

S — общій ходъ поршней.

При подъемѣ системы поршней, когда клапанъ n закрытъ, рабочею площадью будетъ $F_1 - F_4$, а теоретическій объемъ воды, поднятой насосомъ въ этотъ 1-й періодъ нагнетанія, будетъ:

$$V_1 = S.\,(F_1 - F_4).$$

При опусканіи системы поршней, когда клапанъ m будетъ закрытъ, а n—открытъ, нагнетаніе воды насосомъ будетъ происходить не только вслѣдствіе опусканія нижняго поршня, но также и вслѣдствіе вдвиганія штанги Q въ массу воды, такъ что рабочею площадью въ этотъ 2-й періодъ нагнетанія будетъ $F_2 - F_3 + F_4$; теоретическій объемъ воды, нагнетаемой насосомъ въ этотъ періодъ, получится равнымъ

$$V_2 = S.\,(F_2 - F_3 + F_4).$$

Полный теоретическій объемъ воды, подаваемой насосомъ *Винкеля* 1-й конструкціи за 1 оборотъ вала, будетъ

$$V = V_1 + V_2 = S.\,(F_1 + F_2 - F_3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 21$$

Эта ф-ла показываетъ намъ, что *производительность насоса Винкеля 1-й его конструкціи зависитъ только отъ трехъ діаметровъ всего устройства, а именно: отъ діаметровъ у обоихъ цилиндровъ и у соединительнаго канала между ними*, и вовсе не зависитъ отъ діаметра насосныхъ штангъ Q, поэтому утолщенія или утоненія ихъ въ какомъ-либо мѣстѣ, вызываемыя конструктивными соображеніями, вовсе не вліяютъ на измѣненіе подачи жидкости насосомъ. Діаметръ штангъ обусловливаетъ собою только ту или другую величину отношенія между объемами V_1 и V_2, которые подаются при 1-мъ и 2-мъ размахахъ поршня:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{F_2 - F_3 + F_4}{F_1 - F_4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 22$$

Величины этихъ объемовъ съ другой стороны прямо пропорціональны отношенію усилія, сжимающаго штанги Q, къ усилію, ихъ растягивающему.

Ф-ла **22** обнаруживаетъ, слѣдовательно, что *увеличеніе сопротивленія сжатія штангъ за счетъ увеличенія площади сѣченія ихъ F_4 въ насосѣ* **Винкеля** *отражается особенно невыгодно*. Съ этой точки зрѣнія полезна была бы замѣна системы штангъ Q въ этомъ насосѣ системою газовыхъ трубъ, полости которыхъ сообщаются между собою

непрерывно, самое нижнее сѣченіе трубъ открыто, а самое верхнее закрыто.

Въ одной изъ первыхъ установокъ этого насоса (при баняхъ Бирюкова въ Москвѣ, на Самотекѣ) имѣлись слѣдующія условія работы:

$D_1 = 4^7/_{16}$ дм., $F_1 = 15{,}466$ кв. дм.
$D_2 = 4^1/_4$ дм., $F_2 = 14{,}186$ » »
$D_3 = 2^1/_4$ дм., $F_3 = 3{,}976$ » »
$D_4 = 1^1/_8$ дм., $F_4 = 0{,}994$ » »

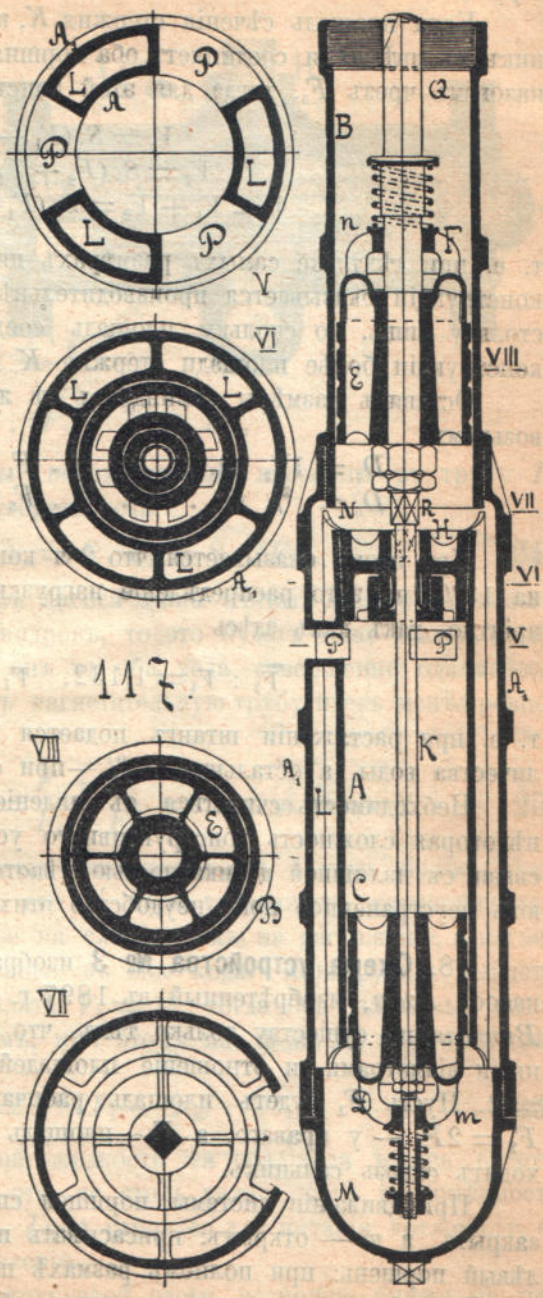
При этихъ числовыхъ данныхъ по ф-лѣ **22** получимъ:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{11{,}2}{14{,}5} = 0{,}77,$$

т. е. 11 : 26 или около 43% всего количества воды, нагнетаемой за 1 оборотъ насоснаго вала, будетъ подано при опусканіи поршней и работѣ штанги на сжатіе, а остальные 57% всего количества воды будутъ переданы при подъемѣ поршней и работѣ штанги на растяженіе.

Ходъ поршня у этого насоса былъ 29 дм., число оборотовъ вала въ мин. 30, что соотвѣтствуетъ средней скорости поршня 0,736 мт. въ сек.

Вторая конструкція насоса Винкеля дана на **фиг. 117**: главное и существенное отличіе этой системы отъ предыдущей заключается въ томъ, что здѣсь соединительный каналъ L между обоими цилиндрами вынесенъ изъ нижняго цилиндра и облегаетъ его снаружи въ видѣ кольцевого хода; затѣмъ отвертываніе дна H дѣлается квадратной призмой R, запиленной на штангѣ ниже верхняго поршня. Эта призма должна входить въ соотвѣтственное углубленіе сверху во втулкѣ дна H. Попадать въ это углубленіе призмъ R было бы легко, если бы только существовала увѣренность, что это углубленіе



не будетъ затянуто пескомъ и т. п. Всѣ соотвѣтственныя части этого устройства названы тѣми же буквами, какъ и на фиг. 116.

Чередованіе періодовъ нагнетанія во 2-й конструкціи насоса *Винкеля* по существу ничѣмъ не отличается отъ таковаго же въ 1-й конструкціи.

Если площадь сѣченія стержня K, который проходитъ сквозь сальникъ въ днѣ H и соединяетъ оба поршня между собою въ одно цѣлое, назовемъ чрезъ F_5, тогда для этой конструкціи насоса будемъ имѣть:

$$V_1 = S.(F_1 - F_4)$$
$$V_2 = S.(F_2 + F_4 - F_5)$$
$$V = V_1 + V_2 = S.(F_1 + F_2 - F_5). \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{23},$$

т. е. при тѣхъ же самыхъ размѣрахъ цилиндровъ насосъ *Винкеля* 2-й конструкціи оказывается производительнѣе насоса 1-й конструкціи по стольку лишь, по скольку площадь соединительнаго канала L въ 1-й конструкціи болѣе площади стержня K во 2-й.

Оставивъ размѣры цилиндровъ тѣ же, что и для 1-й конструкціи, возьмемъ:

$D_4 = 1^1/_2$ дм. . . . . $F_4 = 1{,}767$ квадр. дм.
$D_5 = {}^3/_4$ дм. . . . . $F_5 = 0{,}442$ » »

При этомъ оказывается, что 2-я конструкція даетъ воды болѣе 1-й на 13%, но зато распредѣленіе нагрузки на штанги здѣсь менѣе благопріятно, такъ какъ здѣсь

$$V_2 : V_1 = 1{,}132; \quad V_1 : V = 0{,}47,$$

т. е. при растяженіи штангъ подается здѣсь только 47% полнаго количества воды, а остальные 53%—при сжатіи штангъ.

Небходимость считаться съ явленіемъ сжатія штангъ, а также и нѣкоторая сложность конструктивнаго устройства насосовъ *Винкеля*, въ связи съ излишней деликатностью нѣкоторыхъ частей у нихъ, составляютъ неустраненное пока неудобство этихъ насосовъ.

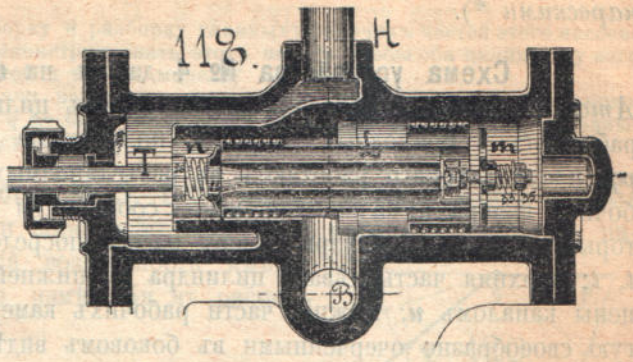
58. **Схема устройства № 3** изображена на **фиг. 118.** Это — насосъ *Гана*, изобрѣтенный въ 1897 г. Эта схема отличается отъ схемы *Винкеля* по существу только тѣмъ, что здѣсь оба цилиндра съ различными діаметрами, и отношеніе площадей обоихъ поршней выполняется $= 2$. Пусть F_1 будетъ площадь рабочаго сѣченія у лѣваго цилиндра, $F_2 = 2F_1$ — у праваго, а F_3—площадь той части штока, которая проходитъ сквозь сальникъ.

При движеніи системы поршней справа налѣво клапанъ n будетъ закрытъ, а m — открытъ; присасывать и нагнетать будетъ только одинъ лѣвый поршень: при полномъ размахѣ поршней изъ всасывающей трубы B пройдетъ въ правый цилиндръ объемъ $F_1 . S$, а изъ лѣваго цилиндра въ нагнетательную трубу будетъ поданъ объемъ:

$$V_1 = S.(F_1 - F_3).$$

При движеніи системы поршней слѣва направо клапанъ n открывается, а клапанъ m будетъ закрытъ, но тѣмъ не менѣе изъ правой части цилиндра вода будетъ переходить въ лѣвую, благодаря отверстіямъ, которыя сдѣланы въ тарелкѣ клапана m противъ соединительнаго канала L.

Въ этотъ періодъ и присасывать и нагнетать будетъ только одинъ правый поршень: при полномъ размахѣ поршней изъ трубы B войдетъ въ правый цилиндръ объемъ $(F_2 - F_1) . S$, а въ нагнетательную трубу перемѣстится объемъ:



$$V_2 = S . (F_2 - F_1 + F_3),$$

такъ что полный объемъ воды, перемѣщаемый насосомъ въ трубу H за 1 оборотъ будетъ равенъ теоретически:

$$V = V_1 + V_2 = S . F_2 = S . 2F_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{24},$$

т. е. если за основной размѣръ насоса *Гана* считать діаметръ меньшаго изъ двухъ его насосныхъ цилиндровъ, то это будетъ тоже насосъ двойного дѣйствія. Присасываетъ онъ въ оба хода совершенно одинаковое количество воды, но подача въ нагнетательную трубу идетъ менѣе ровно, такъ какъ отношеніе

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{F_2 - F_1 + F_3}{F_1 - F_3} = \frac{F_1 + F_3}{F_1 - F_3}, \text{ что всегда болѣе } 1 \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{25}.$$

Величина этого отношенія будетъ отличаться отъ *1* тѣмъ болѣе, чѣмъ толще будетъ штокъ въ части его T. При указанныхъ соотношеніяхъ штокъ поршня работаетъ болѣе на сжатіе чѣмъ на растяженіе, и нагнетаніе жидкости идетъ неодинаково въ оба хода. Конструкція выйдетъ болѣе раціональною, если сдѣлать $V_1 = V_2$, тогда оба указанные недостатка будутъ устранены разомъ, при этомъ изъ ф-лы **25** получимъ слѣдующее соотношеніе:

$$F_2 = 2 . (F_1 - F_3) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{26}.$$

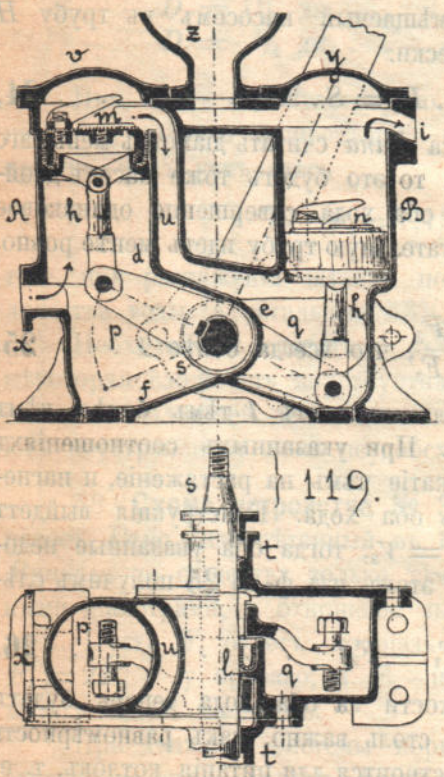
Количество присасываемой жидкости за оба хода теперь будетъ уже несовсѣмъ одинаково, но это не столь важно, какъ равномѣрность нагнетанія, потому что насосъ *Гана* строится для питанія котловъ, т. е. для работы при высокомъ давленіи.

Дѣлая внѣшній діаметръ трубчатой части возможно ближе къ діаметру лѣваго цилиндра и придавая правой крышкѣ цилиндра форму, облегающую возможно болѣе близко очертаніе клапана m и его пружины, можно имѣть въ этой конструкціи насоса вредныя пространства

очень небольшими, но удаленіе воздуха изъ рабочей камеры цилиндра въ нагнетательную трубу здѣсь совершенно невозможно.

Насосы этого типа, съ приведеніемъ ихъ въ движеніе непосредственно отъ системы сдвоенныхъ паровыхъ поршней съ отношеніемъ площадей у нихъ = тоже 2, строятся механическимъ заводомъ *Зиновьева* и *К°* въ Нарвѣ, почему и самые насосы названы изобрѣтателемъ *нарвскими* *).

59. **Схема устройства № 4** дается на **фиг. 119**. Это насосъ *Amos & Smith:* у него—2 вертикальныхъ цилиндра *A* и *B*, въ нихъ работаютъ 2 проходныхъ поршня, получающіе движеніе отъ коромысла *pq*, плечи котораго работаютъ въ разъединенныхъ одна отъ другой рабочихъ камерахъ; качаніе коромыслу сообщается отъ рабочаго вала *s*, который проникаетъ внутрь камеръ насоса посредствомъ двухъ сальниковъ *t*, *t*; верхняя часть лѣваго цилиндра съ нижней частью праваго соединены каналомъ *u;* нижнія части рабочихъ камеръ вдаются одна въ другую своеобразно очерченными въ боковомъ видѣ карманами *def*, которые въ планѣ имѣютъ одинаковую ширину, вполнѣ достаточную для помѣщенія на валу *s* втулокъ рычаговъ *p* и *q;* между обоими карманами находится вертикальная стѣнка *l*, въ ней имѣется отверстіе для пропуска вала *s*, замыкаемое кольцомъ *Брама; x* — всасывающая труба, *i* — нагнетательная, *z* — воздушный колпакъ. Дѣйствіе насоса понятно безъ описанія. Устройство его очень компактно, осмотръ клапановъ простъ и доступенъ, но у насоса—большое вредное пространство въ камерѣ *A*, и переходъ воздуха изъ праваго цилиндра въ лѣвый затрудненъ совершенно такъ же, какъ и въ насосѣ *Гина* (фиг. 118). Кромѣ того, воздушный колпакъ *z*, помѣщенный въ сторонѣ отъ нагнетательный трубы *i*, будетъ мало помогать дѣлу. Колпакъ работалъ бы гораздо энергичнѣе, если бы онъ былъ поставленъ на мѣсто крышки *y* надъ правымъ цилиндромъ. Короткіе шатуны *hh* слѣдуетъ соединять съ поршнями на шарнирахъ, хотя при небольшомъ размахѣ поршней и при выполненіи пе-



119.

*) Съ устройствомъ паровой части насоса, по существу менѣе интересной, желающіе могутъ ознакомиться по рисунку и краткому описанію, помѣщеннымъ въ „Бюллетеняхъ Политехническаго Общ.“ за 1898 г., № 4.

редачи къ нимъ по схемѣ фиг. 7 возможно обходиться и безъ этого, но тогда поршневыя тарелки должны ходить въ цилиндрахъ съ зазоромъ, и герметичность замыканія соединенія будетъ дѣлаться только поршневыми кожаными кольцами.

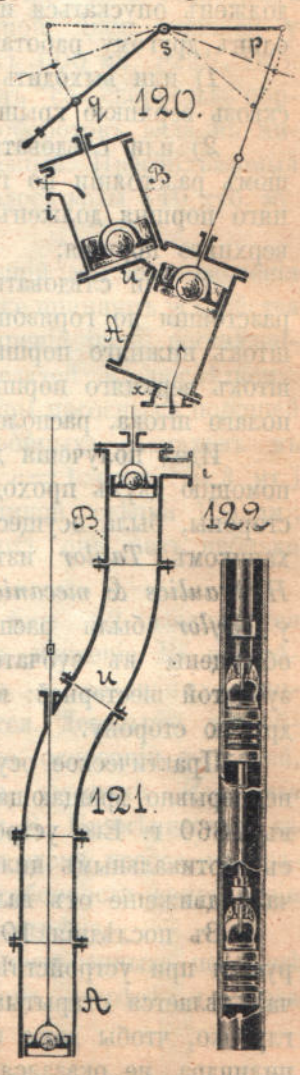
Вопросы. 1. Можно ли на мѣсто крышки *v* надъ лѣвымъ цилиндромъ ставить воздушный колпакъ?

2. Какъ произвести сборку и разборку главныхъ рабочихъ частей этого насоса?

3. Какъ слѣдуетъ переконструировать этотъ насосъ, чтобы оба цилиндра у него можно было отливать по одной и той же модели?

4. Какую схему передачи возможно предложить, чтобы при томъ же самомъ расположеніи рычаговъ *p* и *q* не было надобности въ кольцѣ *Брама* (или замѣняющемъ его сальникѣ) возлѣ стѣнки *l*?

60. **Схема устройства № 5.** Если въ предыдущей схемѣ сдѣлать измѣненіе, расположивши коромысло не внутри рабочихъ камеръ, а наружу, тогда представится возможность имѣть нѣкоторыя своеобразныя измѣненія въ расположеніи цилиндровъ.



На **фиг. 120** дана схема насоса, предложеннаго *Audemar et Guyon* для перекачки вязкихъ жидкостей (*Revue ind.*, 1890 г., *sept.* 27). Въ сущности это простая передѣлка предыдущей схемы (фиг. 119): рычаги вынесены наружу, цилиндры поставлены въ различныхъ уровняхъ и наклонены одинъ къ другому такимъ образомъ, что соединительный каналъ *u* имѣетъ здѣсь минимальную длину, и отклоненіе жидкости отъ общаго направленія на всемъ пути ея протеканія чрезъ насосъ тоже наименьшее. Длина шатуновъ здѣсь естественно выходитъ различною для обоихъ цилиндровъ. Соотвѣтственныя главныя части на схемахъ фиг. 119—120 обозначены одними и тѣми же буквами. Всѣ недостатки, отмѣченныя при описаніи схемы фиг. 119, здѣсь устранены.

При устройствѣ колодезныхъ насосовъ схема *Audemar et Guyon* можетъ быть передѣлана такъ, какъ показываетъ **фиг. 121**: въ колодцѣ близъ воды находится одинъ только цилиндръ *A*, тогда какъ цилиндръ *B* находится внѣ воды, и отъ него дѣлается отвѣтвленіе нагнетательной трубы *i*. Поршни могутъ приводиться въ движеніе или общимъ коромысломъ или же двухколѣннымъ валомъ, у котораго колѣна поставлены подъ угломъ въ 180°. Оба поршневые штока работаютъ здѣсь на растяженіе. При установкѣ цилиндра *B* надъ уровнемъ присасываемой жидкости должно быть соблюдено условіе возможности такого

присасыванія; и если это условіе выполнено, тогда при установившемся движеніи насоса жидкость чрезъ всѣ трубы и рабочія камеры насоса будетъ протекать непрерывно.

Изображеніе такого насоса можно найти также въ журн. *Revue de mécanique*, 1897, № 3, стр. 256.

61. **Схема устройства № 6**. Идя далѣе въ развитіи схемы № 5, расположеніе частей на фиг. 121 можно измѣнить такимъ образомъ, чтобы оба цилиндра *A* и *B* и соединительный каналъ между ними имѣли общую вертикальную ось. Тогда получимъ одну общую трубу, въ которой будутъ совмѣщены всѣ рабочія камеры и трубы насоса. Въ этой трубѣ нужно будетъ заставить двигаться оба поршня все время въ разныя стороны, т. е. когда одинъ изъ нихъ будетъ подниматься, другой долженъ опускаться и наоборотъ. Чтобы поршневые штоки не мѣшали одинъ другому работать, они должны:

1) или выходить изъ цилиндровъ въ разныя стороны, т. е. одинъ сквозь верхнюю крышку цилиндра, другой сквозь нижнюю;

2) или слѣдовать по одному и тому же направленію на небольшомъ разстояніи по горизонтали другъ отъ друга, и тогда штокъ нижняго поршня долженъ будетъ проходить сквозь сальникъ на тарелкѣ верхняго поршня;

3) или слѣдовать по одному и тому же направленію безъ всякаго разстоянія по горизонтали между ихъ геометрическими осями, и тогда штокъ нижняго поршня долженъ будетъ проходить сквозь пустотѣлый штокъ верхняго поршня (см. **фиг. 122**) и сквозь сальникъ у этого полаго штока, расположенный, напр., въ самомъ верху его, наружу.

Идея полученія двойного дѣйствія въ одномъ и томъ же цилиндрѣ помощію двухъ проходныхъ поршней, всегда двигающихся въ разныя стороны, была осуществлена въ 1-й разъ въ Англіи въ 1780 г. механикомъ *Taylor* изъ *Southhampton* (см. сочиненіе *Th. Ewbank — Hydraulics & mecanics*, *New-Iork*, 1876, *pg.* 226). Штанги поршней у *Taylor* были расположены эксцентрично; верхнія части ихъ были обращены въ зубчатыя рейки, которыя находились въ зацѣпленіи съ зубчатой шестерней; валу ея сообщалось качательное движеніе въ ту и другую сторону.

Практическое осуществленіе этой идеи, съ примѣненіемъ къ насосу непрерывно вращающагося трехколѣнчатаго вала, принадлежитъ *Hubert*'у въ 1860 г. Его устройство было выполнено въ видѣ заводскаго насоса съ вертикальнымъ цилиндромъ. Проходные поршни этого насоса получали движеніе отъ вала по схемѣ фиг. 56.

Въ послѣднія 10—15 лѣтъ идея *Тайлора* весьма часто эксплуатируется при устройствѣ артезіанскихъ насосовъ. Цилиндръ въ этомъ случаѣ дѣлается открытымъ снизу и погружается въ скважину настолько глубоко, чтобы даже и при наиболѣе сильной откачкѣ нижній конецъ цилиндра не оказался внѣ воды. Оба поршневые штока идутъ вверхъ или рядомъ, или одинъ внутри другого. Первая изъ этихъ комбинацій

менѣе удачна, такъ какъ она требуетъ имѣть сальникъ, расположенный на тарелкѣ верхняго поршня, т. е. внѣ контроля, а главное — передача давленій отъ поршней на ихъ штоки дѣлается эксцентрично, и самые поршни при этомъ легко защемляются въ цилиндрѣ неправильно изнашиваются сами, неправильно вынашиваютъ и цилиндръ. Поэтому въ послѣднее время получила исключительное распространеніе и въ Америкѣ, и въ Россіи система пропусканія штоковъ одного сквозь другой (см. схему на фиг. **122**).

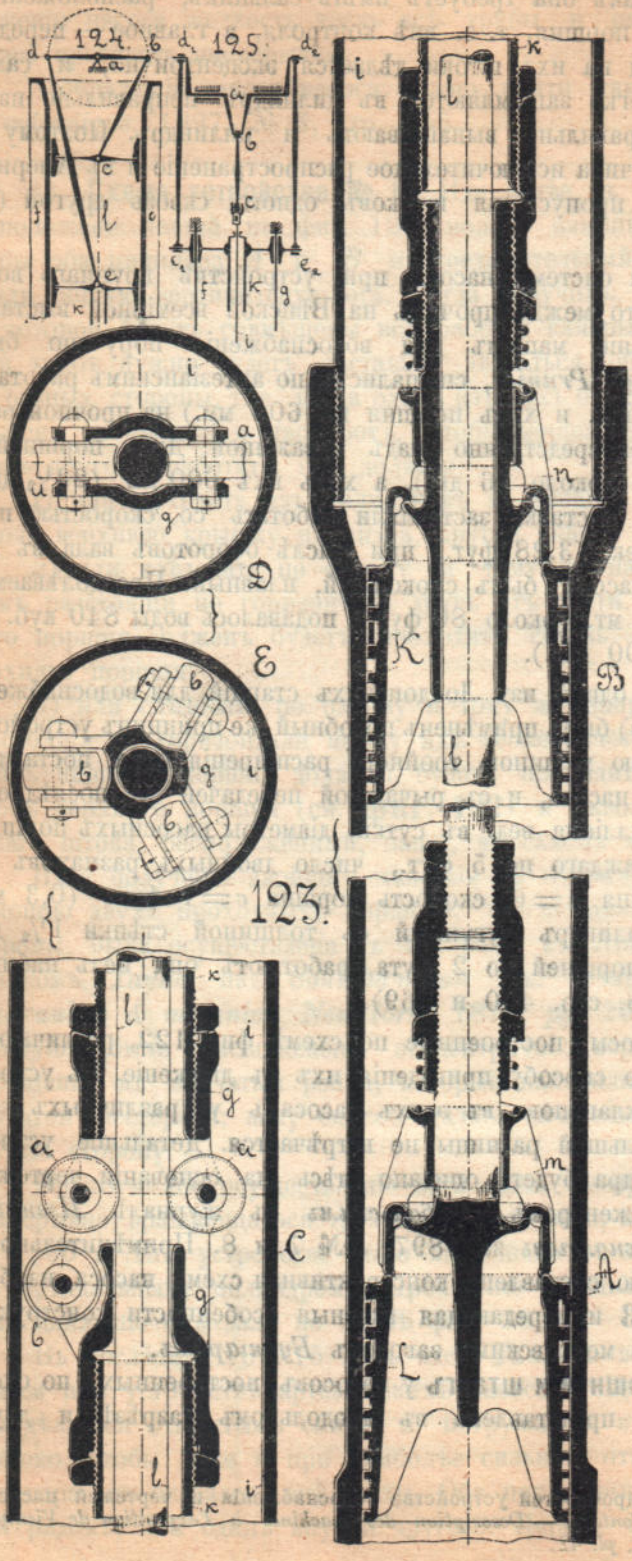
Примѣненіе этой системы насоса при устройствѣ крупнаго водоснабженія имѣло мѣсто между прочимъ на Вѣнской всемірной выставкѣ 1873 г. *). Исполненіе машинъ для водоснабженія поручено было французскому инженеру *Prunier*, спеціалисту по артезіанскимъ работамъ. Паровой цилиндръ (діам. и ходъ поршня по 600 мм.) на прочной рамѣ былъ расположенъ непосредственно надъ скважиной. Діам. поршней у насоса былъ 400 мм. (около 16 дм.), а ходъ ихъ 600 мм. ($23^1/_2$ дм.). Насосъ во все время выставки заставляли работать со скоростью поршней $c = 1$ мт. въ сек. (3,28 фут.) при числѣ оборотовъ вала въ минуту $n = 50$. Ходъ насоса былъ спокойный, плавный. Преодолѣваемый напоръ достигалъ 24 мт. (около 80 фут.), подавалось воды 840 куб. мт. въ часъ (болѣе 68.000 вед.).

Въ 1898 г. на одной изъ Лондонскихъ станцій для водоснабженія города (въ *Streatham*) былъ примѣненъ подобный же принципъ устройства насоса, но съ паровою машиною тройного расширенія пара, поставленною въ сторонѣ отъ насоса, и съ рычажной передачей къ послѣднему: подача — около 1 милліона вед. въ сутки, діаметры насосныхъ поршней по 15 дм., ходъ у каждаго по 5 фут., число двойныхъ размаховъ въ мин. у каждаго поршня $n = 6$, скорость поршня $c = 1$ футъ (0,3 мт.) въ сек.; насосный цилиндръ чугунный съ толщиной стѣнки $1^1/_2$ дм.; высота каждаго изъ поршней по 2 фута, работаютъ они безъ набивки (*The Engineer*, 1898, стр. 400 и 569).

Артезіанскіе насосы, построенные по схемѣ фиг. 122, различаются главнымъ образомъ по способу приведенія ихъ въ движеніе. Въ устройствѣ же поршней и клапановъ въ этихъ насосахъ у различныхъ конструкторовъ очень большой разницы не встрѣчается. Детальное устройство насоснаго цилиндра будетъ описано здѣсь на основаніи чертежей, опубликованныхъ инженеромъ *Рафальскимъ* въ журналѣ *Извѣстія Ю.-Русск. Общ. технологовъ* за 1897, №№ 7 и 8. Примѣнительно къ этимъ чертежамъ мною составлена конструктивная схема насоса, изображенная на **фиг. 123** и передающая главныя особенности конструкціи насоса, выработанныя московскимъ заводомъ *Буркгардтъ*.

Конструкція поршней и штангъ у насосовъ, построенныхъ по схемѣ № 6 (см. фиг. 122), представлена въ продольномъ разрѣзѣ и двухъ

*) См. описаніе подробностей устройства водоснабженія и чертежей насосовъ для него въ сочиненіи *Fontaine — Description des machines à l'exposition de Vienne en* 1873. *Paris*, 1874, *pg.* 357, *pl.* 42.



поперечныхъ на **фиг. 123**: *A* — нижняя часть цилиндра изъ фосфористой бронзы съ поршнемъ *L* въ ней; *B* — верхняя часть цилиндра съ поршнемъ *K* въ ней; *k* и *l* — поршневые штоки или штанги, имѣющіе общую геометрическую ось; изъ нихъ стальная штанга *l* имѣетъ сплошное круглое сѣченіе, а желѣзная штанга *k* сдѣлана трубчатою полою; при соединеніи концовъ трубчатой штанги между собою (примѣрно, чрезъ каждые 7—8 фут.) ставится муфта *g* изъ фосфористой бронзы (см. фиг. 123, *C*, *D*, *E*) съ двумя системами направляющихъ роликовъ въ ней; два ролика *a* съ вогнутымъ ободомъ у нихъ направляютъ трубчатую штангу *k* относительно сплошной *l*; три ролика *b* съ выпуклымъ ободомъ у нихъ направляютъ всю систему штоковъ относительно водоподъемной трубы *i*. Двухъопорные клапаны *m* и *n* у поршней *K* и *L* сажаются на мѣсто спиральными пружинами. Поршневая набивка состоитъ или изъ металлическихъ,

или изъ кожаныхъ колецъ, обусловливающихъ собою герметичное замыканіе поступательной пары между цилиндромъ и поршнемъ. Штанга l выходитъ наружу изъ штанги k при помощи сальника, расположеннаго наружу, на самомъ верху штанги k.

Изъ двухъ названныхъ штангъ сплошная l работаетъ только на одно растяженіе, тогда какъ трубчатая штанга k при опусканіи верхняго поршня K принуждена вдвигаться въ поднимаемый нижнимъ поршнемъ L столбъ воды и вытѣснять собою также нѣкоторый объемъ воды, величина котораго выяснится изъ дальнѣйшаго разсмотрѣнія.

Объемъ воды, подаваемой насосомъ, построеннымъ по схемѣ **фиг. 122** и **123**, будетъ вычисляться слѣдующимъ образомъ:

Пусть обозначаютъ:

D_1 и F_1 — діаметръ и площадь сѣченія цилиндра AB (фиг. 123),

D_2 и F_2 — діаметръ и площадь сѣченія сплошной штанги l,

D_3 и F_3 — внѣшній діаметръ полой штанги k и величина площади круга съ этимъ діаметромъ,

S — размахъ поршней K и L.

Когда штанга l опускается, а штанга k поднимается, въ этотъ періодъ насосъ забираетъ *сразу* все то количество воды, которое подается въ теченіе времени, соотвѣтствующаго двумъ полнымъ размахамъ поршней (или одному обороту насоснаго вала).

Подача воды въ нагнетательную трубу производится въ два періода. Когда верхній поршень K поднимается, онъ перемѣщаетъ въ нагнетательную трубу объемъ:

$$V_1 = S.(F_1 - F_3) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 27.$$

Передаваемое на разность площадей $F_1 - F_3$ давленіе находящагося надъ ней столба воды является главною силою, растягивающею полую штангу k.

При подъемѣ нижняго поршня L онъ нагнетаетъ объемъ

$$V_2 = S.(F_1 - F_2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 28.$$

Передаваемое на разность площадей $F_1 - F_2$ давленіе находящагося надъ ней столба воды является главною силою, растягивающею штангу l. Эта сила, какъ видно, всегда будетъ нѣсколько болѣе предыдущей.

Когда нижній поршень L поднимается, въ это время верхній поршень K съ раскрытымъ у него клапаномъ опускается, и штанга k съ находящимся у нея вверху сальникомъ также опускается, вытѣсняя въ подъемную трубу объемъ:

$$V_3 = S.(F_3 - F_2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 29.$$

Передающееся на разность площадей $F_3 - F_2$ давленіе поднимаемаго столба воды является главною силою, сжимающею трубчатую штангу k. Слѣдовательно, во 2-й періодъ, при опусканіи верхняго поршня будетъ нагнетаться объемъ

$$V_2 + V_3 = S.(F_1 - 2F_2 + F_3) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{30},$$

а полное количество жидкости, доставляемое насосомъ за *1* оборотъ его вала, будетъ:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 = 2S.(F_1 - F_2) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{31},$$

т. е. это будетъ насосъ двойного дѣйствія съ рабочей площадью у поршня въ видѣ разности площадей сѣченія у цилиндра и сплошной штанги нижняго поршня.

Выведенный рядъ ф-лъ **27 — 31** позволяетъ сдѣлать относительно насосовъ, которые строятся по схемѣ фиг. **122** и **123**, слѣдующія заключенія:

1. *Количество воды, которое подаютъ артезіанскіе насосы съ двумя проходными поршнями, совсѣмъ не зависитъ отъ размѣровъ трубчатой штанги, на которой подвѣшенъ верхній поршень.*

2. *Отношеніе внѣшняго діаметра трубчатой штанги къ діаметру сплошной штанги оказываетъ существенное вліяніе на распредѣленіе подаваемыхъ насосомъ объемовъ воды по періодамъ, соотвѣтствующимъ каждому полуобороту насоснаго вала, и чѣмъ болѣе будетъ выбранъ діаметръ полой штанги, тѣмъ большая часть работы нагнетанія будетъ передана сплошной насосной штангѣ.*

3. *Съ увеличеніемъ внѣшняго діаметра трубчатой штанги возрастаетъ и величина силы, сжимающей ее при опусканіи верхняго поршня.*

4. *Внутренній діаметръ трубчатой штанги вліяетъ только на крѣпость ея, но отъ него нисколько не зависитъ ни распредѣленіе количества нагнетаемой жидкости по періодамъ, ни величина усилія, сжимающаго трубчатую штангу.*

Распредѣленіе нагрузки между штангами насоса. Въ примѣрѣ, опубликованномъ инж. *Рафальскимъ* (см. *Изв. Ю.-Рус. Общ. технол.*, 1897, № 7), имѣемъ слѣдующія данныя для одной изъ установокъ, сдѣланныхъ зав. *Буркгардтъ*:

Діаметръ скважины 6 дм., діаметръ насоснаго цилиндра $D_1 = 3^7/_8$ дм., діаметръ сплошной стальной штанги $D_2 = 1$ дм., внѣшній діаметръ трубчатой штанги $D_3 = 1^7/_8$ дм. Число оборотовъ насоснаго вала давалось отъ 45 до 55, соотвѣтственно этому насосъ подавалъ отъ 1150 до 1500 вед. въ часъ при размахѣ поршней $S = 15$ дм. и скорости движенія ихъ $c = 0{,}7$ мт. въ сек. (27,5 дм.). Примѣнительно къ этимъ даннымъ выяснимъ, какимъ образомъ распредѣляется подаваемый насосомъ объемъ воды по періодамъ:

Для	$D_1 = 3^7/_8$ дм.	. . . . .	$F_1 = 11{,}793$	квадр. дм.
»	$D_2 = 1$ »	. . . . .	$F_2 = 0{,}785$	» »
»	$D_3 = 1^7/_8$ »	. . . . .	$F_3 = 2{,}761$	» »

Сравненіе ф-лъ **27** и **30** даетъ намъ:

$$\frac{V_1}{V_2 + V_3} = \frac{9{,}032}{12{,}984} = 0{,}695,$$

т. е. при подъемѣ верхняго поршня насосъ подаетъ 9:22 или 41% всего количества воды, нагнетаемаго за 1 оборотъ вала, а при подъемѣ нижняго поршня остальные 12 : 22 или 59%, т. е. распредѣленіе всего количества нагнетаемой воды по періодамъ въ этомъ насосѣ было почти совершенно такое же, какъ и въ разсмотрѣнномъ выше насосѣ *Винкеля* (см. § 57) первой конструкціи.

Затѣмъ отношеніе между нагрузками, растягивающими обѣ штанги, и нагрузкою, сжимающею трубчатую штангу, можно выразить приближенно *) отношеніемъ:

$$V_1 : V_2 : V_3 = 9{,}03 : 11 : 1{,}97,$$

т. е. около *50% всей подъемной силы въ разсмотрѣнномъ примѣрѣ воспринимаетъ на себѣ сплошная штанга нижняго поршня, работающая всегда на растяженіе, трубчатая же штанга, работая тоже на растяженіе, передаетъ 9:22 или 41%, а остальные 9% передаются ею при работѣ на сжатіе.* При другихъ соотношеніяхъ въ размѣрахъ будутъ, разумѣется, и другія числовыя соотношенія, но сущность способа ихъ вычисленія не измѣнится. Если же при распредѣленіи нагрузокъ на штанги принять во вниманіе также и силы инерціи отъ ихъ вѣса и отъ тяжести столба воды, приводимыхъ въ движеніе, то процентное отношеніе для сжимаемой трубчатой штанги будетъ еще болѣе неблагопріятнымъ, хотя, конечно, и не въ такой высокой степени, какъ это всегда будетъ въ насосѣ *Винкеля* (см. конецъ § 57).

62. **Способы приведенія въ движеніе артезіанскихъ насосовъ съ двумя проходными поршнями,** построенныхъ по схемѣ фиг. 122 и 123, могутъ быть весьма разнообразны. Опишемъ здѣсь нѣсколько способовъ, наиболѣе употребительныхъ въ русской и американской практикѣ, замѣтивъ предварительно, что въ шахтномъ дѣлѣ насосы съ такимъ движеніемъ поршней употребляются съ 60-хъ годовъ. Въ сочиненіи *Tecklenburg* можно найти чертежи и описаніе двухъ конструкцій станковъ того времени, исполненныхъ англійскимъ заводомъ *Mather & Platt* (томъ IV, стр. 50, табл. VII — $D = 300$, $S = 1200$ мм.).

Станокъ «Бюро изслѣдованій почвы проф. Войслава» въ схемѣ изображенъ на **фиг. 124** **): *a* — валъ, расположенный надъ шахтою

*) *Приближенно*—потому, что въ составъ этихъ нагрузокъ не войдутъ еще силы инерціи твердыхъ тѣлъ и колонны воды, приводимыхъ въ этомъ насосѣ въ движеніе.

**) Чертежъ подобнаго станка помѣщенъ въ *Изв. Ю.-Рус. Общ. технол.* за 1897 г., № 8. Полезно составить самому этотъ чертежъ въ двухъ проекціяхъ по сдѣланному здѣсь описанію.

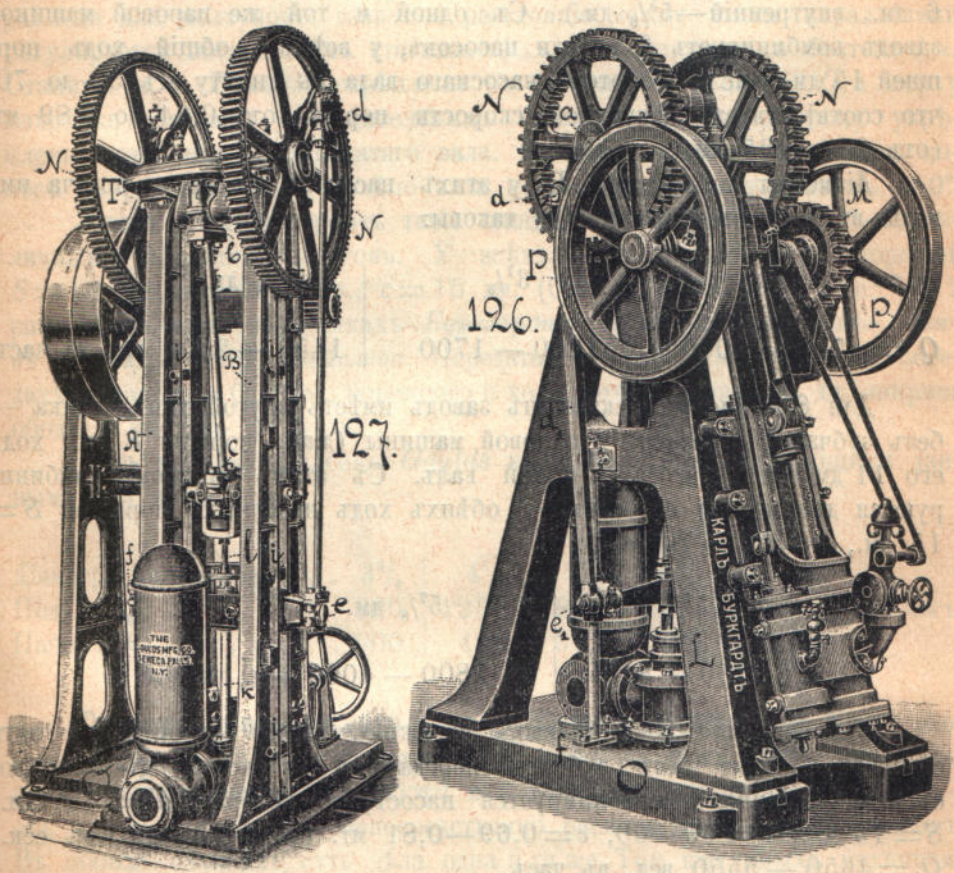
насоса на нѣсколькихъ опорахъ и приводимый въ движеніе посредствомъ ременной передачи отъ какого-либо двигателя; та часть вала *a*, которая находится непосредственно надъ насосомъ, выполнена въ видѣ трехколѣнчатаго вала; среднее колѣно его *b* короткимъ шатуномъ *bc* передаетъ движеніе ползуну *c* и центральной сплошной штангѣ насоса *l*; два крайнія колѣна вала *d* поставлены подъ угломъ въ 180° къ среднему и двумя одинаковой длины шатунами *de* передаютъ движеніе ползуну *e* и трубчатой штангѣ *k*, неизмѣнно съ нимъ связанной; по обѣ стороны трехколѣнчатаго вала поставлены для него опоры, связанныя между собою общей фундаментной плитой; къ ней же укрѣплены верхними своими частями и параллели *f* и *g*, направляющія движеніе ползуновъ; нижнія части параллелей скрѣпляются съ чугунной литой коробкой въ видѣ тройника; къ нижнему отверстію тройника присоединяется водоподъемная труба, по которой поршни гонятъ воду наружу; сбоку тройника пойдетъ наружная часть нагнетательной трубы, а вверху сквозь сальникъ выходитъ наружу трубчатая штанга *k;* ремнемъ отъ двигателя приводится въ движеніе прямолинейная часть вала *a*, которая составляетъ непосредственное продолженіе трехколѣнчатаго вала, соединена съ нимъ фрикціонною муфтою *Ramsbottom* *) и лежитъ на своихъ двухъ опорахъ. Весь описанный станокъ представляетъ собою весьма простое, солидное, устойчивое устройство и позволяетъ насосу безъ большихъ ударовъ и сопряженій работать съ довольно большой скоростью. Въ одномъ примѣрѣ подобнаго станка, описанномъ инж. *Рафальскимъ*, валъ *a* станка получалъ 100 обор. въ мин. при размахѣ поршней въ 18 дм., что соотвѣтствуетъ средней секундной скорости поршня $c = 1{,}52$ мт. (5 фут.). Отношеніе длинъ шатуновъ къ радіусу колѣна въ этомъ станкѣ было выполнено = около 4,5 и 7,5. Когда первое изъ нихъ будетъ выбрано, *min* второго опредѣляется непосредственнымъ вычерчиваніемъ механизма.

Станокъ завода Буркгардтъ въ Москвѣ въ элементарной схемѣ представленъ на **фиг. 125**, а въ перспективномъ видѣ—на **фиг. 126**. Здѣсь представленъ тотъ случай, когда насосъ заимствуетъ свое движеніе непосредственно отъ паровой машины, но оно можетъ быть получено насосомъ и отъ какого-либо другого двигателя. Суть дѣла здѣсь заключается въ употребленіи двухъ валовъ, геометрическія оси которыхъ не составляютъ продолженія одна другой, какъ это было въ предыдущемъ станкѣ, а расположены параллельно одна другой, и между ними введена зубчатая передача, которую заводъ выполняетъ обыкновенно въ видѣ двухъ одинаковыхъ паръ зубчатыхъ колесъ съ шевронными зубьями, изготовленныхъ на формовочныхъ машинахъ.

Въ случаѣ передачи къ станку отъ паровой машины послѣдняя можетъ быть или простого расширенія (фиг. 126) или же системы компаундъ. Паровая машина укрѣпляется къ боковымъ сторонамъ двухъ чугунныхъ станинъ *L* въ видѣ буквы *A*, поставленныхъ на общей фун-

*) См. *Худяковъ—Атласъ деталей машинъ*, изд. 2-е, ч. II, табл. 64, фиг. 7 и 8.

даментной плитѣ *O*. На колѣнчатомъ валу паровой машины двѣ передаточныя шестерни *M* посажены между опорами вала, а два маховика *P* — внѣ опоръ. Валъ *a* насоса одноколѣнчатый, внѣ опоръ его накрѣпко посажены на немъ зубчатыя колеса *N*; въ спицы ихъ, замѣняющія собою кривошипы, вставлены пальцы *d*, отъ которыхъ шатунами d_1 e_1 и d_2 e_2 движеніе передается траверсѣ e_1 e_2, направляемой въ своемъ прямолинейномъ движеніи параллелями *f* и *g* въ видѣ цилиндрическихъ стержней. Траверса e_1 e_2 передаетъ движеніе трубчатой штангѣ *k*, а сплошная штанга *l* заимствуетъ движеніе отъ колѣна *ab*, короткаго шатуна *bc* и ползуна *c*. Тройникъ для соединенія водоподъемной трубы съ наружной нагнетательной вѣтвью и для пропуска штангъ наружу чрезъ сальникъ имѣется также и здѣсь.



Въ статьѣ инж. *Рафальскаго* (см. *Изв. Ю.-Р. Общ. технол.* 1897 г., № 7, стр. 92) данъ довольно неблагопріятный отзывъ относительно работы одного изъ станковъ, съ которымъ пришлось ему имѣть дѣло. «Число оборотовъ парового вала было около $2^1/_2$ разъ болѣе числа оборотнаго водяного (насоснаго) вала», поэтому періоды прохожденія скорости поршней чрезъ значеніе, равное нулю, у паровой машины и насоса никогда не совпадали. Результатомъ этого являлся далеко не плавный ходъ станка, «грохотъ и дрожаніе машины были до того

сильны, что пускать насосъ болѣе чѣмъ на 55 оборотовъ въ минуту было прямо опасно», хотя въ прейсъ-курантѣ завода для насосовъ этого размѣра и дается число оборотовъ въ мин. для насоснаго вала отъ 50 до 70. При размахѣ насосныхъ поршней въ 15 дм., средняя скорость движенія насосныхъ поршней была здѣсь $c = 0{,}7$ мт. (27,5 дм.) въ сек., т. е. она была далеко не высока, и главная причина неудовлетворительной работы станка заключалась именно въ неудачномъ выборѣ передаточнаго числа у зубчатой передачи. Но недостатокъ этотъ, какъ видно, принадлежитъ къ числу случайныхъ и легко устранимыхъ.

Станки этого типа (съ зубчатой передачей и съ паровой машиной—діам. поршня $6^1/_4$ дм., ходъ его 9 дм.) заводъ *Буркгардтъ* ставитъ только на скважины 6 дм. діам. (наружный діам. буровой трубы 6 дм., внутренній—$5^5/_8$ дм.). Съ одной и той же паровой машиной заводъ комбинируетъ 3 модели насосовъ, у всѣхъ — общій ходъ поршней 15 дм., число оборотовъ насоснаго вала въ минуту отъ 50 до 70, что соотвѣтствуетъ секундной скорости поршня отъ 0,64 до 0,89 мт. (отъ 25 до 35 дм.).

Діаметры цилиндровъ D_1 у этихъ насосовъ въ дм. и подача ими воды въ часъ въ ведрахъ (Q_1) таковы:

$D_1 =$	3	$3^7/_8$	$4^1/_4$ дм.
$Q_1 =$	700 — 1000	1200 — 1700	1450 — 2000 вед. въ часъ.

Для 8-дюймовыхъ скважинъ заводъ имѣетъ другой типъ станка — безъ зубчатой передачи; у паровой машины (діам. поршня 8 дм., ходъ его 11 дм.) и у насоса — общій валъ. Съ этимъ станкомъ комбинируются двѣ модели насосовъ, у обѣихъ ходъ насосныхъ поршней $S =$ 15 дм., $n = 50 - 70$ обор.:

$D_1 =$	$5^1/_4$	$5^7/_8$ дм.
$Q_1 =$	2250 — 3100	2800 — 4000 вед. въ час.

Наконецъ для 10-дюймовыхъ скважинъ заводъ строитъ 3-й типъ станковъ — тоже безъ зубчатой передачи и съ компаундъ-машиною; съ этимъ станкомъ комбинируется насосъ, у котораго $D_1 = 7^1/_4$ дм., $S = 16$ дм., $n = 50 - 60$, $c = 0{,}69 - 0{,}81$ мт. (27,3—32 дм.) въ сек., $Q_1 = 4650 - 5550$ вед. въ часъ.

Станокъ американскаго завода Goulds изображенъ на **фиг. 127** и приспособленъ для работы отъ приводнаго вала или какого-угодно двигателя посредствомъ ременной передачи. Валовъ въ этомъ станкѣ 2, одинъ—пріемный съ прямолинейной осью, а другой насосный — одноколѣнчатый, отъ него шатуномъ *bc* движеніе передается центральной штангѣ *l* (1 дм. діам.); за опорами колѣнчатаго вала на концахъ его посажены зубчатыя колеса *N*; пальцы *d* для головокъ шатуновъ *de*

вставлены въ спицы этихъ колесъ; шатуны *de* посредствомъ траверсы *ef* передаютъ движеніе трубчатой штангѣ *k* ($1^1/_2$ дм. діам.). Въ общемъ устройство этого станка весьма близко къ предыдущему, и разница между ними только въ нѣкоторыхъ частностяхъ конструкціи; можно сказать, что станокъ завода *Goulds* представляетъ собою какъ бы комбинацію двухъ первыхъ типовъ станковъ, описанныхъ выше: зубчатыя колеса и передача ко внѣшнимъ шатунамъ здѣсь повторены такъ же, какъ и въ станкѣ *Буркгардта*, а направляющія для всѣхъ 4 ползуновъ общія, какъ и въ первомъ станкѣ *Бюро проф. Войслава*, но деталировка частей своеобразная. Станинъ здѣсь *3*, изъ нихъ главныя двѣ ***A*** и ***B*** составлены каждая изъ двухъ штукъ отлитыхъ по одной и той же модели; обращенныя одна къ другой плоскости ихъ обработаны, какъ параллели для ползуновъ; взаимное разстояніе между этими параллелями регулируется посредствомъ стягивающихъ и распирающихъ болтовъ *i*, *i*. Станины ***A*** и ***B*** внизу скрѣплены съ фундаментной плитой ***O***, а вверху накрѣпко обвязаны соединительнымъ кольцомъ ***T***, къ которому укрѣплены подшипники колѣнчатаго вала. Внѣшніе кривошипы (спицы колесъ съ пальцами *d*) и колѣно вала поставлены подъ угломъ въ 180°.

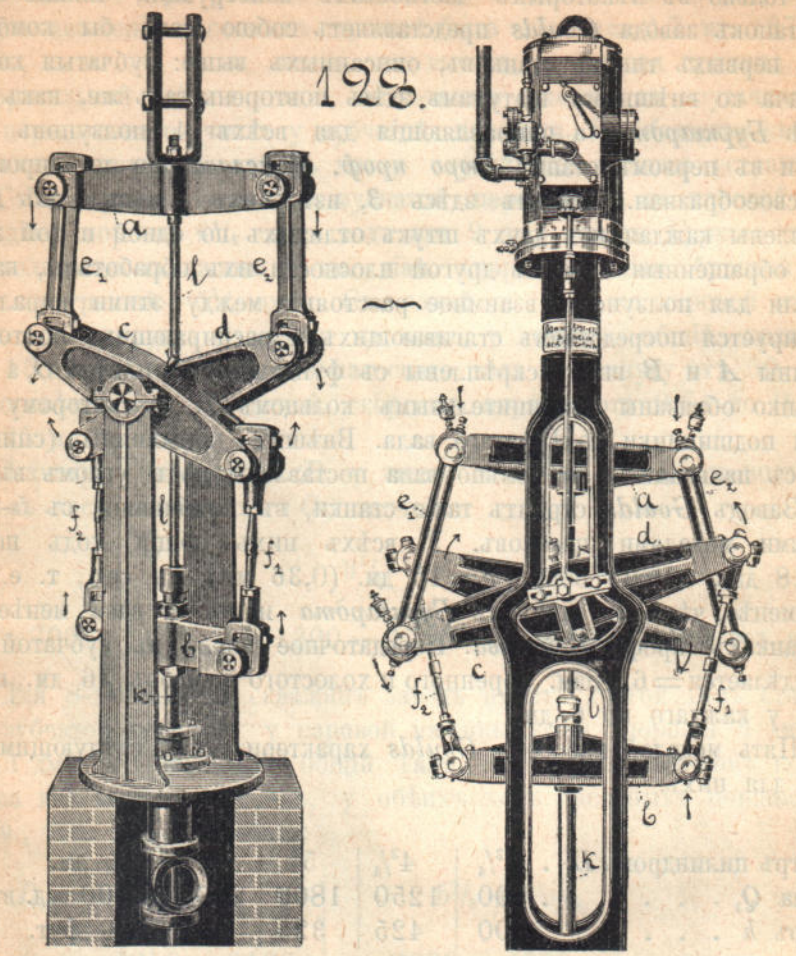
Заводъ *Goulds* строитъ такіе станки въ комбинаціи съ 5-ю различными моделями насосовъ. У всѣхъ нихъ общій ходъ поршней $S = 18$ дм., $n = 25$ обор., $c = 15$ дм. (0,36 мт.) въ сек., т. е. въ 2 раза менѣе, чѣмъ въ станкахъ *Буркгардта* и въ 4 раза менѣе, чѣмъ въ станкахъ проф. *Войслава*. Передаточное число въ зубчатой передачѣ дѣлается $= 6$, діам. коренного и холостого шкивовъ 36 дм., ширина обода у каждаго по 6 дм.

Пять моделей насосовъ *Goulds* характеризуются слѣдующими данными для нихъ:

Діаметръ цилиндровъ D_1 .	$3^3/_4$	$4^3/_4$	$5^3/_4$	$6^3/_4$	$7^3/_4$ дм.
Подача Q_1	800	1250	1800	2500	3300 вед. въ часъ.
Напоръ h	500	425	325	200	150 фут.

Станокъ американскаго завода Downie Brothers & Nevin изображенъ въ двухъ конструктивныхъ схемахъ на **фиг. 128**: лѣвый станокъ предназначается для работы отъ вѣтряного двигателя, а правый— отъ парового цилиндра, непосредственно располагаемаго надъ станкомъ. Въ обоихъ случаяхъ суть дѣла одна и та же. Три шатунныхъ механизма предыдущихъ станковъ со скользящими между параллелей ползунами замѣнены здѣсь такимъ механизмомъ, который состоитъ исключительно изъ однихъ паръ вращенія. Въ трехъ предыдущихъ станкахъ было по 8 паръ вращенія и по 2 (или 3, или 4) поступательныхъ пары въ ползунахъ, а здѣсь ихъ замѣняютъ 10 паръ вращенія, такъ что въ общемъ все устройство, изображенное на фиг. 128, по числу изнашивающихся въ немъ паръ ничуть не сложнѣе всѣхъ предыдущихъ, хотя 1-е впечатлѣніе, которое дѣлаетъ этотъ станокъ, всегда не въ его пользу.

Механизмъ состоитъ изъ двухъ траверсъ *a* и *b*, перемѣщающихся параллельно самимъ себѣ. Когда верхняя траверса опускается, нижняя должна подниматься и наоборотъ. Отъ верхней траверсы *a* заимствуетъ



свое движеніе непосредственно сплошная центральная штанга *l* насоса, а отъ траверсы *b*—трубчатая штанга *k*. Передача движенія отъ одной траверсы къ другой дѣлается двумя коромыслами *c* и *d*, двумя тягами f_1 f_2, работающими на растяженіе при нагнетаніи воды насосомъ и двумя стержнями e_1 e_2, которые при нагнетаніи воды работаютъ на сжатіе. Тяги *f* и стержни *e* дублированы въ механизмѣ съ тою цѣлію, чтобы поперечныя силы въ механизмѣ взаимно уравновѣшивались и чтобы штанги *k* и *l* не воспринимали на себя со стороны передаточнаго механизма никакихъ боковыхъ сгибающихъ силъ. Какимъ образомъ перемѣщаются соотвѣтственныя части механизма въ одно и то же время, ясно отмѣчено на схемѣ стрѣлками и не требуетъ особаго описанія. Замѣтимъ только, что части e_1 *c* f_1 работаютъ въ одной вертикальной плоскости, а части e_2 *d* f_2—въ другой, но оси всѣхъ вращательныхъ

паръ между собою параллельны, и длины стержней $e_1e_2f_1f_2$ снабжены необходимыми приспособленіями для точной вывѣрки ихъ длины.

Детали этого оригинальнаго механизма отлично выработаны и приспособлены для массоваго производства.

Паровые насосы со станками этого типа строятся при діаметрѣ парового цилиндра въ 6, 7, 8, 9, 10 и 12 дм., ходъ поршня дѣлается всегда 24 дм., число двойныхъ размаховъ (оборотовъ) поршня въ мин. дѣлается 50, 45 и 40, что соотвѣтствуетъ скорости поршней $c = 1 - 0,8$ мт. (40—32 дм.) въ сек. Съ этими паровыми цилиндрами комбинируются 11 моделей насосовъ съ діаметрами цилиндровъ:

$2^3/_4$ $3^1/_4$ $3^3/_4$ 4 $4^1/_4$ $4^3/_4$ $5^1/_4$ $5^3/_4$ $6^1/_4$ $6^3/_4$ $7^1/_4$ дм.

Съ каждымъ изъ паровыхъ цилиндровъ вышеуказанныхъ размѣровъ можетъ работать отъ 4 до 8 различныхъ насосныхъ моделей для подачи отъ 500 до 5000 вед. въ часъ. Подобные паровые насосы работаютъ при давленіи пара отъ 35 до 80 фунтовъ, преодолѣвая напоръ до 400 фут.

Чрезъ нуль скорость поршня парового и насоснаго здѣсь проходитъ въ одинъ и тотъ же моментъ, плавное дѣйствіе насоса чрезъ это легче достижимо.

Станокъ инженера Prunier на Вѣнской всемірной выставкѣ 1873 г. (см. *Fontaine*, pl. 42) былъ приспособленъ для работы насоса прямо отъ парового цилиндра. Валъ машины былъ расположенъ надъ паровымъ цилиндромъ. Параллелей было 2 системы, — надъ паровымъ цилиндромъ и подъ нимъ непосредственно надъ буровой трубой: 1-я система служила для направленія ползуна въ передачѣ отъ машины къ валу, а 2-я для направленія траверсы, которая въ срединѣ неизмѣнно связана съ трубчатой насосной штангой, а концевые шипы ея заимствуютъ свое движеніе отъ пары одинаковой длины шатуновъ, работающихъ внѣ рамы парового цилиндра. Отношеніе длины шатуновъ къ радіусу кривошипа осуществлено было здѣсь $= 5$ и $12,6$. Высота центра вала надъ нижней плоскостью основной рамы и началомъ насоснаго цилиндра достигала 4,2 мт. (около 2 саж.).

в. Насосы двойного дѣйствія III-й группы.

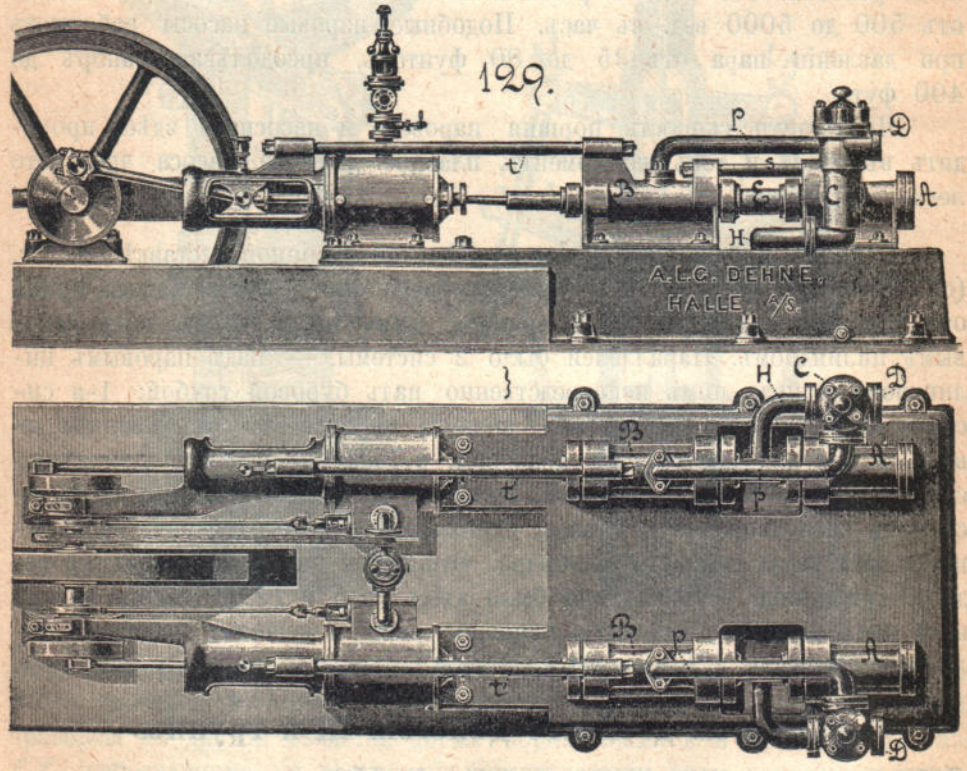
Дублируются насосы простого дѣйствія II-й группы, которые подаютъ воду каждый въ оба хода.

63. **Одинъ изъ примѣровъ правильнаго дублированія** имѣемъ на **фиг. 129**. Дублированы насосы простого дѣйствія, построенные по схемѣ **фиг. 50**. Уголъ между кривошипами у вала выполненъ въ 90°.

A и *B*—насосныя камеры, *E*—видимая часть плунжера, *H*—всасывающая труба, *D*—флянецъ нагнетательной трубы. Оба клапана при каждомъ насосѣ расположены въ общей клапанной коробкѣ *C*; нагнетательное пространство этой коробки (т. е. часть ея, расположенная

выше нагнетательнаго клапана) сообщено съ лѣвымъ цилиндромъ *B* посредствомъ соединительной трубы *p*. Насосные цилиндры и паровые монтированы на общей фундаментной плитѣ и скрѣплены съ нею болтами; кромѣ этого, верхнія части этихъ цилиндровъ между собою связаны посредствомъ стягивающихъ и распирающихъ болтовъ *s* и *t*.

Согласно съ ф-лой *19* (см. § 44), при такой комбинаціи насосовъ въ нагнетательной магистрали максимальная скорость движенія воды будетъ отличаться отъ средней всего только на 11% даже и въ томъ случаѣ, если бы насосъ не былъ снабженъ нагнетательнымъ воздушнымъ колпакомъ. Такимъ образомъ эта комбинація насосовъ является очень подходящей для работы при высокомъ давленіи, а также и для работы съ электромоторами. Съ развитіемъ электрической передачи вообще, въ послѣднее время очень часто стали пользоваться этой комбинаціей насосовъ, дающей довольно постоянное сопротивленіе.

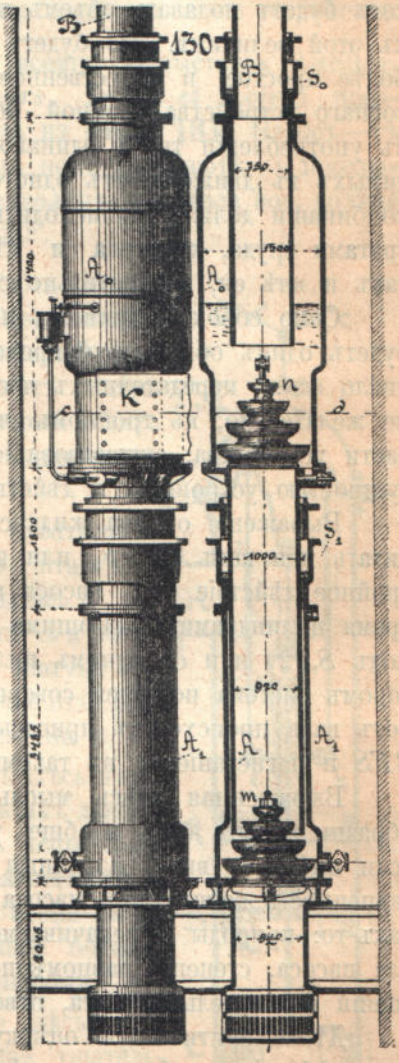


На фиг. 129 изображена комбинація насосовъ съ паровою машиною просто сдвоенною, но она можетъ быть поставлена и типа компаундъ при желаніи работать болѣе экономично по отношенію къ расходу топлива.

Діаметры ступенчатаго плунжера, погружающагося въ рабочія камеры *A* и *B* (фиг. 129), должны быть взяты по ф-лѣ *18* (см. § 37). Особенно простымъ и дешевымъ выходитъ выполненіе такой комбинаціи въ томъ случаѣ, когда симметрія частей ея и повтореніе ихъ будутъ имѣть мѣсто не только въ насосной части, но и въ паровой.

64. **Одинъ изъ примѣровъ неправильнаго дублированія насосовъ простого дѣйствія II-й группы** представленъ въ конструктивной схемѣ на **фиг. 130** въ видѣ колоссальнаго шахтнаго насоса.

Поставлены рядомъ и сдвоены въ одно цѣлое 2 насоса простого дѣйствія типа *Althans* (фиг. 51). Соотвѣтственныя части на фиг. 51 и 130 обозначены однѣми и тѣми же буквами. Воздушные колпаки A_0 двухъ смежныхъ насосовъ скрѣплены между собою посредствомъ двухъ весьма крѣпкихъ накладокъ или траверсъ K изъ листового желѣза, толщиною 15 мм., а высотою въ 1 мт. Къ каждой изъ этихъ траверсъ приклепана штанга изъ 4 уголковъ, получающая движеніе отъ коромысла надземной паровой машины.



При такомъ способѣ сдваиванія насосъ не будетъ работать по раціональному графику, изображенному на фиг. 54 для комбинаціи, показанной на фиг. 129. Работа этого насоса въ сущности ничѣмъ не будетъ отличаться отъ насоса простого дѣйствія II-й группы (графикъ фиг. 18), только здѣсь рабочая площадь будетъ удвоена, такъ какъ имѣется пара насосовъ, у которыхъ всѣ періоды работы совпадаютъ. Такая неправильность въ комбинированіи допущена здѣсь изъ-за особыхъ соображеній, изъ-за желанія имѣть болѣе простую передачу движенія отъ коромысла паровой машины къ насосу.

На фиг. 130 изображенъ шахтный насосъ системы извѣстнаго вестфальскаго завода *Gutehoffnungshütte* (въ Оберхаузенѣ): внѣшній діаметръ трубы B—750 мм., трубы A—1000 мм., ходъ послѣдней 2825 мм., клапаны m и n — многоэтажные (съ 3 тарелками каждый), рабочая средняя скорость насосныхъ штангъ отъ 0,3 до 0,4 мт. въ сек. Обѣ нагнетательныя трубы B заводъ ведетъ обыкновенно раздѣльно до самаго верха, пользуясь ими для укрѣпленія къ нимъ параллелей, направляющихъ чугунные башмаки насосныхъ штангъ. Такіе башмаки разставляются одна пара отъ другой по глубинѣ шахты на разстояніи до 25 мт.

Вопросы. 1. Удовлетворяютъ ли діаметры трубъ A и B формулу **18** (см. § 37).
2. Въ какомъ отношеніи здѣсь находятся величины работы нагнетанія при подъемѣ штангъ и при опусканіи ихъ.

НАСОСЫ ТРОЙНОГО ДѢЙСТВІЯ.

65. **Производительность насосовъ тройного дѣйствія и способы ея полученія.** Насосъ *простого* дѣйствія за время *1* оборота вала (или двухъ полныхъ размаховъ поршня) подаетъ объемъ жидкости $F.S$, если F — площадь поршня, а S — его ходъ. Насосъ *двойного* дѣйствія при *1* оборотѣ вала подаетъ объемъ жидкости, равный $2.F.S$ или же близкій къ этой величинѣ. Можно представить себѣ и такую комбинацію частей насоса, при существованіи которой при *1* оборотѣ вала насосъ будетъ подавать объемъ жидкости, равный $3.F.S$ или же близкій къ этой величинѣ. Это будетъ тогда *насосъ тройного дѣйствія*. Наиболѣе простое и естественное рѣшеніе вопроса о полученіи отъ насоснаго устройства тройной объемной производительности заключается въ употребленіи трехъ одинаковыхъ однодѣйствующихъ насосовъ, приводимыхъ въ движеніе отъ одного и того же вала. Но выполненіе такой комбинаціи должно происходить съ возможно малыми добавочными затратами труда, капитала и мѣста, какъ въ помѣщеніи самой станціи, такъ и внѣ ея, сравнительно съ насосомъ двойного дѣйствія.

Само собою разумѣется поэтому, что у насоса тройного дѣйствія будетъ одинъ общій трубопроводъ, а не 2, и не 3; затѣмъ утроивать число *всѣхъ* передаточныхъ частей между двигателемъ и насосомъ также не желательно; въ тройномъ числѣ должны быть введены только тѣ части устройства, существованіе которыхъ неизбѣжно вызывается самой сущностью устройства и дѣйствія насоса, какъ законченной машины.

Выраженіе объема жидкости, подаваемой за 1 оборотъ вала, можно читать или какъ $S.3F$, или какъ $F.3S$. Это наводитъ на мысль, что тройное дѣйствіе отъ насоса возможно получить, работая: 1) или съ тремя цилиндрами, имѣющими одинаковую площадь F и одинаковый ходъ S, 2) или съ однимъ цилиндромъ, имѣющимъ площадь F, въ которомъ система поршней совершаетъ такія перемѣщенія, что за 1 оборотъ вала происходитъ присасываніе жидкости въ цилиндръ въ объемѣ $3FS$ и нагнетаніе ея въ такомъ же количествѣ.

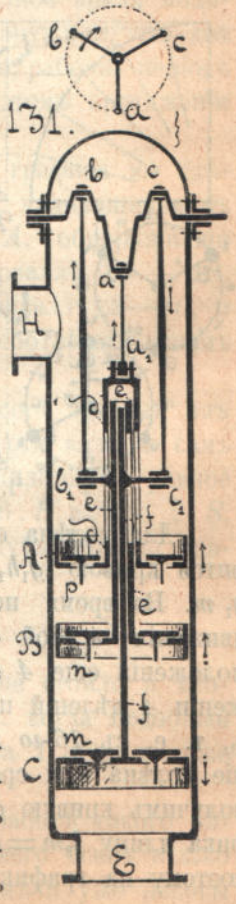
Выраженная здѣсь мысль даетъ намъ понять, насколько разнообразны могутъ быть вообще устройства насосовъ тройного дѣйствія, если имѣть въ виду различныя спеціальныя требованія, устанавливающія зависимость конструкціи насоса отъ различныхъ факторовъ его работы, какъ-то: природы перекачиваемой насосомъ жидкости, рода двигателя дла насоса, степени равномѣрности подачи жидкости, различныхъ стѣсненій относительно мѣста, отводимаго для установки насоса и т. д.

Дѣлая критическую оцѣнку различныхъ конструкцій насосовъ тройного дѣйствія, необходимо имѣть въ виду также и вліяніе ихъ на размѣры трубопровода, на болѣе или менѣе экономичное использованіе его. Вѣрныя руководящія данныя для этого даетъ всегда *графикъ объемовъ и скоростей*. (см. § 12).

A priori можно сказать, что постановка кривошиповъ подъ углами 0°, 90 и 180° одинъ къ другому не будетъ достаточно выгодною ни по отношенію къ затратѣ работы на преодолѣніе тренія въ трубопроводѣ, ни по отношенію къ достиженію равномѣрности подачи. Болѣе естественнымъ представляется здѣсь имѣть кривошипы, поставленными одинъ къ другому подъ угломъ въ 120°. При дальнѣйшемъ знакомствѣ съ насосами тройного дѣйствія мы увидимъ, что такое именно расположеніе кривошиповъ является единственнымъ, которое въ этомъ случаѣ примѣняется въ практикѣ, и что оно вполнѣ раціонально.

Прежде чѣмъ перейти къ разсмотрѣнію доказательства этого положенія, остановимъ наше вниманіе на болѣе близкомъ изученіи работы одного изъ насосовъ тройного дѣйствія наименѣе раціональнаго устройства.

66. **Насосъ Leroux.** На Парижскую всемірную выставку 1889 г. французскій заводъ *Leroux Frères (à Tours, Indre et Loire)* представилъ насосъ, схема котораго изображена на **фиг. 131**. Насосъ—съ однимъ цилиндромъ, замкнутымъ сверху; въ немъ работаютъ 3 проходныхъ поршня *A*, *B* и *C* отъ общаго трехколѣнчатаго вала *bac*, колѣна у котораго поставлены подъ угломъ въ 120°.



Всѣ три поршневыя штанги здѣсь имѣютъ общую геометрическую ось. Центральной штангѣ *f* дано сплошное круглое сѣченіе; къ ней подвѣшенъ нижній поршень *C*, а сама она заимствуетъ движеніе отъ колѣна *c* при помощи шатуна cc_1 и пальца c_1, который ходитъ въ боковыхъ прорѣзахъ у двухъ другихъ поршневыхъ штангъ *d* и *e*, сдѣланныхъ трубчатыми.

Штанга *e* средняго поршня плотно охватываетъ штангу *f*, а сама вточена въ трубчатую штангу *d* верхняго поршня; штанга *e* снабжена пальцемъ b_1, который ходитъ въ долевомъ прорѣзѣ штанги *d* и получаетъ движеніе отъ колѣна *b* при помощи шатуна bb_1. Наконецъ штанга *d* заимствуетъ свое движеніе отъ средняго колѣна *a* посредствомъ короткаго шатуна a_1.

Никакихъ направляющихъ для штангъ здѣсь нѣтъ, онѣ взаимно направляютъ одна другую въ ихъ движеніи, причемъ двѣ изъ нихъ *e* и *f* будутъ испытывать эксцентричное растяженіе въ періодъ нагнетанія, а моменты, перекашивающіе эти штанги во время работы, будутъ неизбѣжно вызывать добавочное боковое давленіе между поршнями *B* и *C* и цилиндромъ.

Легко понять, какою дорогою цѣною здѣсь покупается компактность всего устройства, какая тщательность пригонки всѣхъ главныхъ частей механизма здѣсь требуется, какія неудобныя условія здѣсь созданы конструкторомъ для изнашиванія всѣхъ трехъ штангъ, ихъ

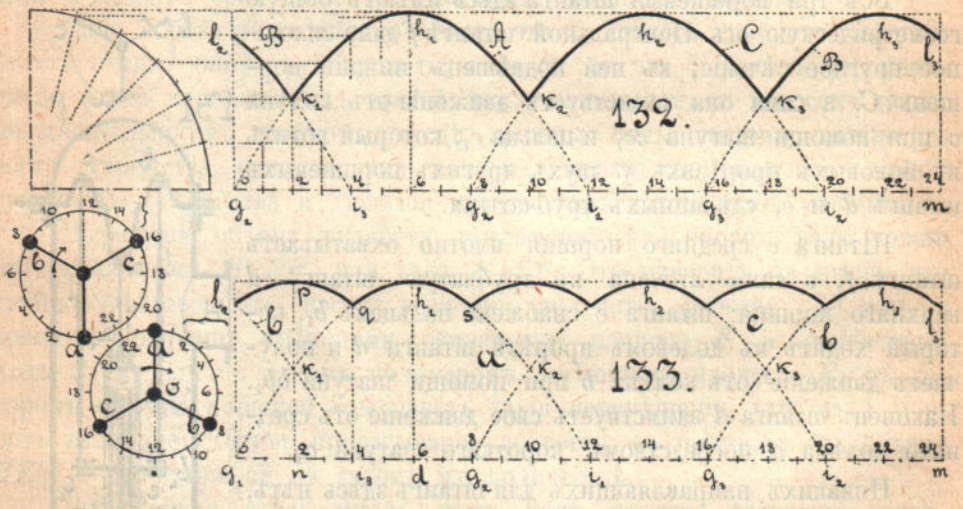
поршней и цилиндра. Должны бы, слѣдовательно, существовать какія-нибудь особыя достоинства всего этого сложнаго устройства, чтобы оно могло имѣть право на существованіе и распространеніе.

Если бы эти особыя достоинства существовали на самомъ дѣлѣ, мы непремѣнно обнаружили бы ихъ при разсмотрѣніи графика скоростей для этого насоса.

Такой графикъ строимъ на общихъ основаніяхъ, указанныхъ въ § 12 (см. фиг. 16). Колѣна *a*, *b* и *c* — подъ угломъ въ 120° одно къ другому. Чтобы удобнѣе было изучать и строить графикъ (**фиг. 132**), будемъ предполагать и здѣсь, что колѣно *a* и поршень *A* находятся въ своихъ крайнихъ нижнихъ положеніяхъ.

Длину g_1m основанія графика беремъ пропорціональной длинѣ окружности, описываемой каждымъ изъ колѣнъ вала, и дѣлимъ ту и другую длину на 24 равныя части, отмѣченныя на чертежѣ соотвѣтственными цифрами.

На графикѣ фиг. 132 строимъ обычнымъ путемъ кривыя измѣненія скоростей во время *восходящаго* движенія каждаго изъ поршней, такъ какъ только при такомъ именно движеніи и можетъ совершать работу каждый изъ проходныхъ поршней.



Для колѣна *a* и верхняго поршня *A* графикъ скоростей представится кривою $g_1h_1i_1$, которая занимаетъ первыя *12* дѣленій основанія $g_1\,m$. Во время подъема колѣна *a* при вращеніи вала по направленію движенія часовой стрѣлки, колѣну *b* остается дойти до его мертваго положенія еще *4* дѣленія: соотвѣтственно этому на графикѣ на протяженіи *4* дѣленій получимъ кривую $l_2k_1i_3$. Чрезъ *12* дѣленій отъ точки i_3, т. е. съ *16-го* дѣленія на линіи g_1m, начнется восходящее движеніе колѣна *b* и средняго поршня *B*; соотвѣтственно этому на графикѣ получимъ кривую $g_3k_3h_3l_3$, которая засѣчетъ на послѣдней ординатѣ графика длину $l_3m = g_1l_2$. Колѣно *c* отстаетъ отъ колѣна *a* на *8* дѣленій, поэтому на графикѣ его кривая начнется съ дѣленія *8-го* и кончится

20-мъ, т. е. это будетъ кривая $g_2k_2h_2i_2$, показывающая законъ измѣненія скоростей нижняго поршня *C* при его восходящемъ движеніи.

Разсматривая кривыя графика фиг. 132, обнаруживаемъ слѣдующее:

Интервалъ 0 — 2 на линіи g_1m: поршни *A* и *B* перемѣщаются оба снизу вверхъ, но скорость у поршня *B* болѣе, чѣмъ у поршня *A*, стало быть въ это время поршень *B* нагнетаетъ воду сквозь поршень *A*, который въ это время не работаетъ вовсе, идетъ кверху порожнемъ.

Интервалъ 2—4: поршни *A* и *B* продолжаютъ подниматься, но на этотъ разъ *A* поднимается быстрѣе *B*, поэтому въ этотъ періодъ нагнетаетъ только поршень *A*, тогда какъ поршень *B* идетъ кверху порожнемъ.

Интервалъ 4—8: поднимается только поршень *A*, онъ же одинъ и нагнетаетъ.

Интервалъ 8 — 10: кверху идутъ поршни *A* и *C*, 1-й быстрѣе второго; слѣдовательно, въ этотъ періодъ нагнетаетъ только поршень *A*, поршень же *C* идетъ кверху поко еще порожнемъ.

Интервалъ 10 — 12: поднимаются поршни *A* и *C*, 2-й быстрѣе 1-го; въ этотъ періодъ нагнетаетъ одинъ только поршень *C* сквозь *B* и *A*, послѣдній же доканчиваетъ свой ходъ порожнемъ.

Мы разсмотрѣли 5 періодовъ, составляющихъ полное время подъема одного изъ поршней, а именно поршня *A*, и обнаружили, что два періода, начальный и конечный, онъ не работаетъ вовсе; рабочій періодъ поршня *A* ограничивается интерваллом 2—10; на этомъ протяженіи дугу $k_1h_1k_2$ отмѣчаемъ толстою линіею.

Совершенно подобное же разсмотрѣніе кривыхъ графика мы сдѣлали бы и для каждаго изъ двухъ другихъ поршней, находящихся въ совершенно аналогичныхъ условіяхъ съ поршнемъ *A*, обнаруживши при этомъ, что поршень *C* ведетъ нагнетаніе въ интерваллѣ *10 — 18*, совершенно равнымъ по своей продолжительности интерваллу *2—10*, и что поршень *B* нагнетаетъ въ интерваллѣ *18—24—2*, соотвѣтствующемъ также *8* дѣленіямъ по окружности.

Оказывается, слѣдовательно, что въ этомъ насосѣ каждый изъ поршней нагнетаетъ только одну треть полнаго оборота вала, а самъ поршень въ это время дѣлаетъ перемѣщеніе въ цилиндрѣ, равное проекціи дуги 2 — 10, т. е. $S.Cos\ 30^0$, или $0{,}866.S$ вмѣсто $2\ S$, такъ что всѣ 3 поршня за цѣлый оборотъ вала подадутъ объемъ, равный только

$$3.\ 0{,}866.S.F, \text{ или } 2{,}598.S.F.$$

Полученный результатъ показываетъ, что почти не стоило и хлопотать съ присоединеніемъ къ насосу третьяго поршня, когда подобный же насосъ съ 2 проходными поршнями подавалъ за *1* оборотъ уже $2\ F.S.$

Далѣе графикъ фиг. 132 показываетъ, что при работѣ такого насоса *max* скорости въ подъемной трубѣ будетъ у него всего только 3 раза за 1 оборотъ вала, тогда какъ ранѣе мы имѣли уже насосы

двойного дѣйствія, работающіе гораздо равномѣрнѣе этого, а именно съ *max* скорости, повторяющимся 4 раза за время *1* оборота вала (см. §§ 44 и 63 и графикъ фиг. 54).

Все вышесказанное приводитъ къ заключенію, что насосъ системы *Leroux* практическаго значенія имѣть не можетъ. Я бы сказалъ болѣе: ему даже не мѣсто быть на виду въ собраніи школьныхъ кинематическихъ моделей, чтобы не давать повода запечатлѣваться въ памяти студентовъ подобнымъ нелѣпымъ конструктивнымъ комбинаціямъ, допущеннымъ въ частяхъ его шатуннаго механизма.

Единственная принципіально цѣнная особенность подобнаго устройства заключается въ томъ, что при дѣйствіи насоса чрезъ его длинный цилиндръ совершается непрерывный протокъ жидкости, и такимъ образомъ значеніе инерціоннаго дѣйствія массы жидкости, приводимой въ движеніе, можетъ быть понижено.

Но пріоритетъ въ удачномъ практическомъ примѣненіи этой идеи слѣдуетъ отдать англійскому заводу *Hathorn, Davey & C°* въ Лидсѣ. Въ 1885 г. на водопроводѣ въ *Bradford* былъ поставленъ этой фирмою насосъ съ тремя одинаковыми вертикальными цилиндрами; 3 проходные поршня, работавшіе въ нихъ, получали движеніе отъ общаго трехколѣнчатаго вала; вода, прошедшая 1-й цилиндръ, поступала подъ поршень 2-го цилиндра, а оттуда — подъ поршень 3-го цилиндра; при этомъ также получался непрерывный потокъ воды чрезъ всѣ 3 цилиндра, поддерживаемый послѣдовательными воздѣйствіями на движущуюся массу воды со стороны то одного поршня, то другого, то третьяго. Очевидно, что насосъ *Leroux* представляетъ собою не болѣе, какъ неудачное конструктивное видоизмѣненіе этой системы. Діаметръ цилиндровъ у Брадфордскаго насоса былъ въ 10 дм., общій ходъ поршней 12 дм. (см. *Engineering*, 1886, *july* 2, *pg.* 9).

67. **Раціональный графикъ насосовъ тройного дѣйствія.** Всѣ неудачныя свойства только что описаннаго здѣсь насоса *Leroux* явились у него, какъ необходимое и естественное послѣдствіе желанія конструктора заставить всѣ 3 поршня работать *въ одномъ и томъ же цилиндрѣ* и сообщать имъ движеніе отъ обыкновеннаго шатуннаго механизма. Стоитъ только исключить 1-е изъ этихъ условій, т. е. заставить каждый изъ поршней работать въ своемъ, отдѣльномъ отъ другихъ, цилиндрѣ, какъ мы переходимъ къ наиболѣе простой и естественной комбинаціи трехъ однодѣйствующихъ насосовъ, получающихъ воду изъ общей всасывающей магистрали и питающихъ общую нагнетательную магистраль. Располагая и въ этомъ случаѣ кривошипы у вала подъ угломъ 120° одинъ къ другому, получимъ для такой комбинаціи вполнѣ *раціональный графикъ скоростей*.

Видъ раціональнаго графика не зависитъ отъ того, комбинируются-ли въ одно цѣлое 3 скальчатыхъ насоса, или же 3 насоса съ проходными поршнями.

На **фиг. 133** графикъ построенъ для комбинаціи трехъ скальчатыхъ насосовъ: колѣно *a* занимаетъ самое высшее свое положеніе, и при вращеніи вала по направленію часовой стрѣлки плунжеръ, получающій движеніе отъ этого колѣна, начнетъ совершать работу нагнетанія; графикъ скоростей для него будетъ кривая $g_1h_1i_1$, занимающая собою *12* первыхъ дѣленій на основаніи g_1m общаго графика; колѣно *b*, идущее передъ *a* на 8 дѣленій впереди, дастъ на графикѣ кривыя l_2i_3 и g_3l_3; наконецъ колѣно *c*, отстающее отъ *a* на *8* дѣленій, дастъ на графикѣ кривую $g_2h_2i_2$. Вода изъ рабочихъ камеръ всѣхъ 3 насосовъ будетъ поступать въ общую магистраль, и на интерваллахъ *0—4*, *8—12*, *16—20* скорости, выражаемыя ординатами отдѣльныхъ кривыхъ графика, надо будетъ суммировать. При этомъ *max* суммы ординатъ будетъ, очевидно, полученъ надъ дѣленіями графика 2-мъ, 10-мъ и 18-мъ. Сумма ординатъ будетъ:

$$np = 2 \,.\, nk_1 = 2 \,.\, ao \,.\, Sin\ 30^0 = ao = h_1d,$$

т. е. *въ раціональномъ насосѣ тройного дѣйствія* **max** *скорости въ магистрали имѣетъ мѣсто* **шесть** *разъ за время* **1** *оборота вала, всѣ шесть максимальныхъ скоростей* **равны** *между собою и одинаковы съ тою максимальной скоростью, которую мы имѣли у насоса двойного дѣйствія*, работающаго по обыкновенному графику (фиг. 18).

Слѣдовательно, *у раціональнаго насоса тройного дѣйствія величину діаметра магистрали возможно имѣть не больше той, которая назначается для насоса двойного дѣйствія и простого*, хотя объемное количество перекачиваемой жидкости во всѣхъ этихъ трехъ случаяхъ различно, и величины его относятся какъ *3 : 2 : 1*.

Площадь, ограниченная кривою графика на фиг. 133, очевидно, равна $3F \,.\, S$, такъ какъ ординаты ея получены суммированіемъ ординатъ трехъ графиковъ для однодѣйствующихъ насосовъ съ площадью $F.S$ у каждаго. Если на линіи g_1m (фиг. 133) будетъ построена площадь прямоугольника съ высотою y, равновеликаго съ площадью графика, тогда будемъ имѣть:

$$y \,.\, 2\pi \,.\, r = 3F.S = 3\,F.2r, \text{ откуда } y = \frac{3\,F}{\pi},$$

$$\text{поэтому } \frac{np}{y} = F : \frac{3F}{\pi} = \frac{\pi}{3} = 1{,}047 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{32},$$

т. е. *въ насосѣ тройного дѣйствія, раціонально построенномъ, разница между максимальной скоростью движенія воды въ магистрали и между средней скоростью достигаетъ только 4,7%*.

Сравнивая этотъ результатъ съ ф-лою **19** (см. § 44), видимъ, что раціональные насосы тройного дѣйствія, въ смыслѣ равномѣрности подачи жидкости, превосходятъ лучшіе изъ насосовъ двойного дѣйствія (III-й группы). Это свойство дѣлаетъ ихъ особенно пригодными для комбинированія ихъ съ новѣйшими типами быстроходныхъ двигателей— электрическихъ, паровыхъ, керосиновыхъ и др. Насосамъ двойного дѣй-

ствія III-й группы оказывается насосами тройного дѣйствія настолько сильная конкуренція, что въ большинствѣ новѣйшихъ болѣе или менѣе крупныхъ насосныхъ установокъ встрѣчаемъ всюду именно насосы тройного дѣйствія, построенные по графику фиг. 133.

На основаніи ф-лы **32** можно сказать, что раціональные насосы тройного дѣйствія являются наиболѣе приспособленными къ работѣ съ повышенными скоростями изъ всѣхъ до сихъ поръ разсмотрѣнныхъ, не требуя для этого воздушныхъ колпаковъ большого размѣра. Американскіе заводы иногда строятъ такіе насосы даже вовсе безъ воздушныхъ колпаковъ на магистрали, довольствуясь таковыми очень небольшихъ размѣровъ только надъ каждымъ изъ нагнетательныхъ клапановъ.

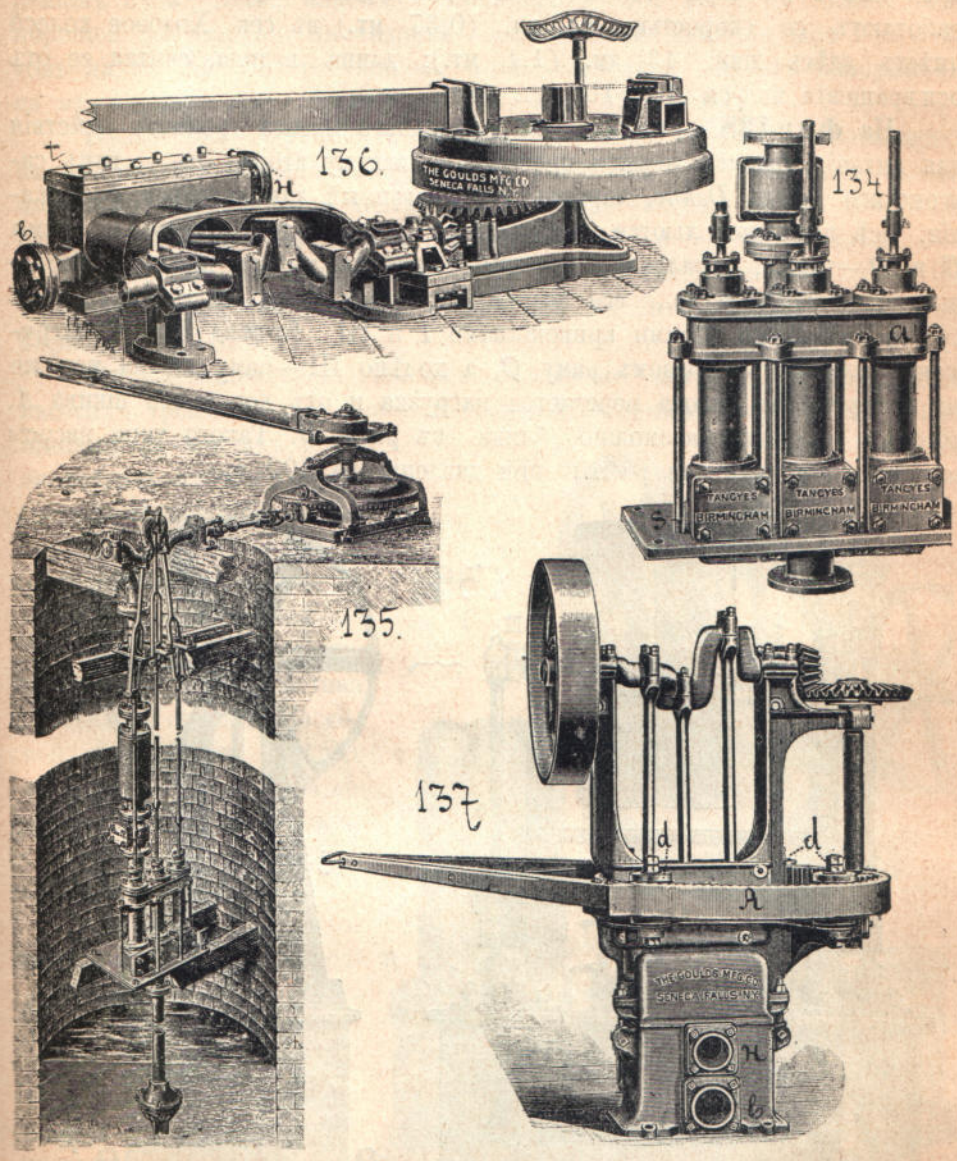
68. **Конструкція насосовъ тройного дѣйствія, работающихъ по раціональному графику,** можетъ быть весьма разнообразной. Какъ было упомянуто выше, такіе насосы могутъ строиться и съ проходными поршнями (для низкихъ и умѣренныхъ напоровъ), и съ плунжерами (для высокихъ напоровъ). Дальнѣйшее разнообразіе вносится въ конструкцію въ зависимости отъ постановки фабрикаціи ихъ массовымъ способомъ и отъ способа приведенія ихъ въ движеніе—отъ руки, отъ коннаго привода, отъ фабричнаго приводнаго вала, отъ парового двигателя, керосиноваго, электромотора и т. д. Постройка насосовъ тройного дѣйствія въ Англіи началась еще въ 60-хъ годахъ (см. *The Engineer, june* 11, pg. 599).

На табл. 64 въ моемъ *Атл. насос.* данъ конструктивный чертежъ насоса тройного дѣйствія безъ клапановъ, исполняемый зав. *бр. Бромлей* въ Москвѣ. Насосъ полученъ комбинированіемъ 3 насосовъ простого дѣйствія, построенныхъ по схемѣ фиг. 19 (см. § 30). Объ условіяхъ работы подобнаго насоса и о неудобствахъ, возникающихъ при изнашиваніи его частей, подробно говорено было выше, въ § 30.

На **фиг. 134** и **135** дано изображеніе колодезнаго насоса тройного дѣйствія и расположеніе передачи къ нему отъ коннаго привода. Это —типъ насоса, выработанный англійскимъ зав. *Tangyes L-d*, отлично приспособленный къ массовой фабрикаціи. Сравнивая фиг. 134—135 съ фиг. 85—86, видимъ, что въ насосахъ двойного и тройного дѣйствія заводъ комбинируетъ одни и тѣ же цилиндры и поршни, однѣ и тѣ же клапанныя коробки и клапаны, мѣняются же каждый разъ головки *a* и основныя плиты *s*. Діаметръ насосовъ выполняется равнымъ 2, $2^1/_2$, 3, $3^1/_2$ и 4 дм. при размахѣ поршней въ 12 дм.

На **фиг. 136** имѣемъ изображеніе насоса тройного дѣйствія съ горизонтальными цилиндрами, и на **фиг. 137** — съ вертикальными цилиндрами. Это — типы американскаго завода *Goulds*. Цилиндры насоса отлиты всѣ 3 въ одномъ цѣломъ между собою и съ рамой, дающей опору трехколѣнчатому валу; плунжеры полые, хорошо направляемые длинными сальниками; головки шатуновъ хватаются прямо за шарнирные болты, продѣтые сквозь ушки на днѣ плунжеровъ. Въ конструкціи на фиг. 136 клапанныя коробки и цилиндры отлиты въ одномъ цѣ-

ломъ, а на фиг. 137 они свинчены; въ 1-мъ случаѣ для осмотра клапановъ достаточно отнять крышку *t*, а во 2 мъ случаѣ приходится снимать всѣ цилиндры и передачу; *b* — всасывающая труба, *н* — нагнетательная. Зубчатое колесо *A* въ насосѣ фиг. 137 все состоитъ лишь изъ одного зубчатаго вѣнца съ внутренними зубьями; этотъ вѣнецъ направляется въ своемъ движеніи 4-мя роликами *d,d* съ 2 закраинами

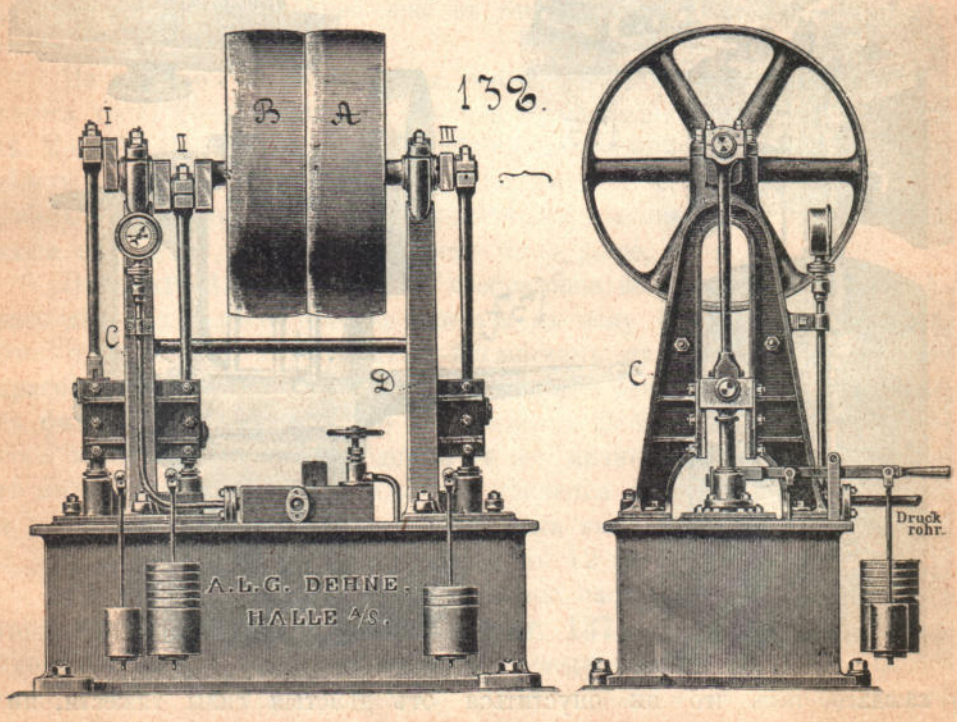


у каждаго, такъ что ни опуститься отъ дѣйствія силы тяжести, ни приподняться отъ дѣйствія лошади на водило этотъ вѣнецъ не можетъ; этими же роликами регулируется и правильность зацѣпленія у вѣнца съ шестерней. Передаточное число въ обѣихъ зубчатыхъ передачахъ этого привода достигаетъ *14*.

Насосы по фиг. 136 строятся съ діам. плунжеровъ *6* дм. Въ случаѣ одноконнаго привода размахъ плунжеровъ дѣлается = 4 дм., а при двухконномъ приводѣ $S = 6$ дм. Число оборотовъ колѣнчатаго вала въ мин. назначается отъ 35 до 50, такъ что наибольшая средняя скорость поршня здѣсь будетъ 10 дм. (0,25 мт.) въ сек.

Насосы по фиг. 137 строятся съ діам. плунжеровъ 4 дм. и ходомъ ихъ 8 дм. При 56 оборотахъ колѣнчатаго вала въ мин. насосы работаютъ со скоростью 15 дм. (0,37 мт.) въ сек. Ходовое колесо имѣетъ здѣсь діам. 43 дм. (1,1 мт.); длина водила, считая ее отъ оси вращенія колеса A, = 10 фут. (3,05 мт.).

На **фиг. 138** — изображеніе приводнаго насоса тройного дѣйствія для питанія гидравлическаго пресса или аккумулятора. Это — типъ саксонскаго завода *Dehne*, хорошо разработанный для массовой фабрикаціи. Всѣ цилиндры льются отдѣльно по одной и той же модели, рамы *C* и *D*—также; параллели, ползуны, шатуны, рычаги предохранительныхъ клапановъ и др., все это — повторныя части. Колѣнчатый валъ куется вмѣстѣ съ обоими кривошипами I и III. Колѣна I и II нагружаютъ главнымъ образомъ раму *C*, а колѣно III—раму *D*; на нее же во время работы насоса передается нагрузка и отъ коренного шкива *A*, который ставится возможно ближе къ рамѣ *D*. Такого типа насосы заводъ исполняетъ для работы при давленіи до 300 атм.



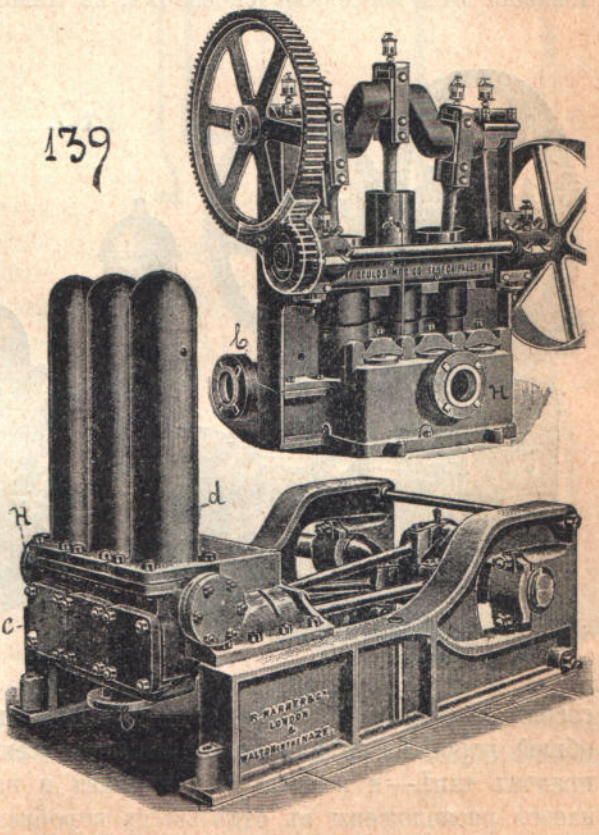
Въ Англіи подобнаго типа насосы тройного дѣйствія строились еще въ началѣ 70-хъ годовъ. Въ журн. *Engineering*, 1875, *apr.* 23, на стр. 338 можно найти изображеніе такого насоса, построеннаго извѣстнымъ заводомъ *Fielding & Platt* въ *Gloucester* для питанія клепальной

машины *Tweddell*, работающей при давленіи отъ 90 до 135 атм.; діам. насосныхъ плунжеровъ $1^1/_2$ дм., ходъ ихъ 4 дм.; діаметръ шкива 3 ф. 6 д., ширина обода у него 6 дм.

Въ 1898 г. извѣстный англійскій заводъ *Easton, Anderson & Goulden L-d* (въ *Erith*) исполнилъ для *Tasmania Gold Mining Co* колоссальную установку насосовъ тройного дѣйствія съ непосредственной передачей къ насосамъ отъ паровой шашины съ тройнымъ расширеніемъ пара. Діам. паровыхъ цилиндровъ 25, 40 и 69 дюйм., ходъ поршней 42 дм. Оси цилиндровъ—вертикальны. Давленіе пара 170 фунтовъ на кв. дм. Интересующіеся этой установкой найдутъ изображеніе ея въ журналѣ *The Engineer*, 1898, стр. 399 и 641.

Цѣлый рядъ установокъ насосовъ тройного дѣйствія, работающихъ на различныхъ нѣмецкихъ городскихъ водокачкахъ съ газовыми, бензиновыми и керосиновыми двигателями, интересующіеся этимъ вопросомъ найдутъ въ *Журн. общ. нѣм. инж.* за 1895 и 96 гг. Ходовыя скорости поршня въ нихъ 0,75 — 1,0 мт. въ сек., при $n = 75 - 100$. Примѣненіе насосовъ тройного дѣйствія въ этой области началось въ Германіи съ 1892 г.

Въ послѣднее время явилось стремленіе замѣнять въ приводныхъ насосахъ тройного дѣйствія колѣнчатый валъ прямымъ—съ двумя кривошипами на концахъ и съ эксцентрикомъ вмѣсто средняго колѣна. Рабочія поверхности у хомута и эксцентрика снабжаются смѣнными закаленными полукольцами, между которыми заправляется система стальныхъ шаровъ. Массовой фабрикаціей такихъ эксцентриковъ на шарикахъ занимается вестфальскій зав. *Hanner & Co.* (въ *Duisburg*).

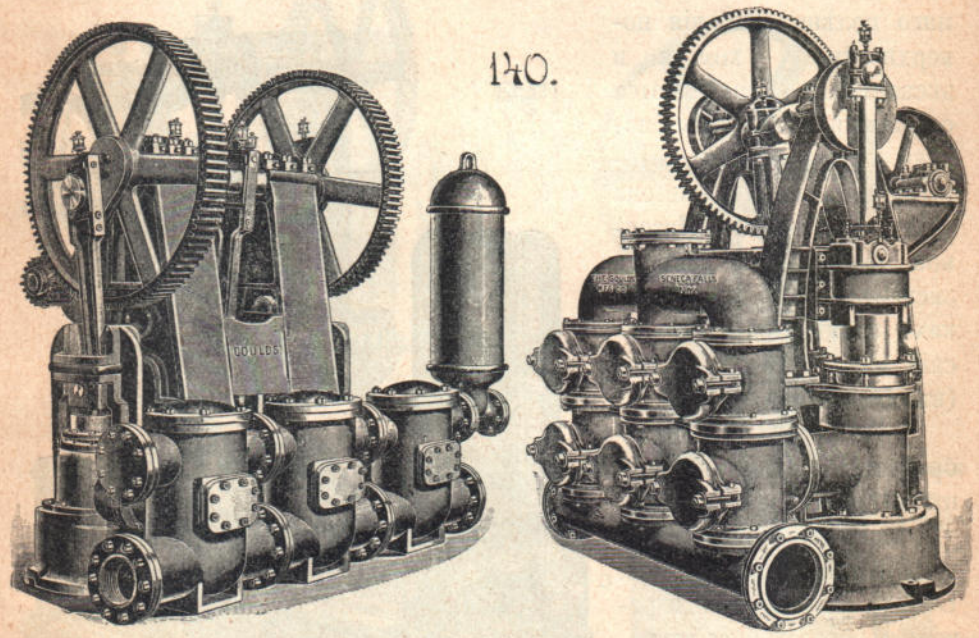


На **фиг. 139** изображены 2 типа приводныхъ насосовъ тройного дѣйствія. Верхній изъ нихъ—американскаго зав. *Goulds*, съ зубчатой и ременной передачей, съ вертикальными цилиндрами; *b*—всасывающая труба, *н*—нагнетательная; осмотръ клапановъ, какъ видно по эскизу, можетъ быть сдѣланъ здѣсь чрезвычайно быстро. Нижнее изоб-

раженіе даетъ понятіе объ устройствѣ насосовъ англійскаго зав. *Warner & Co.;* для осмотра всасывающихъ клапановъ здѣсь отнимаются *3* заднія крышки *c*, а для осмотра нагнетательныхъ клапановъ — 3 колпака *d*, объемъ которыхъ, кстати сказать, здѣсь излишне развитъ; нагнетательной трубы *н* отнимать при этомъ не приходится.

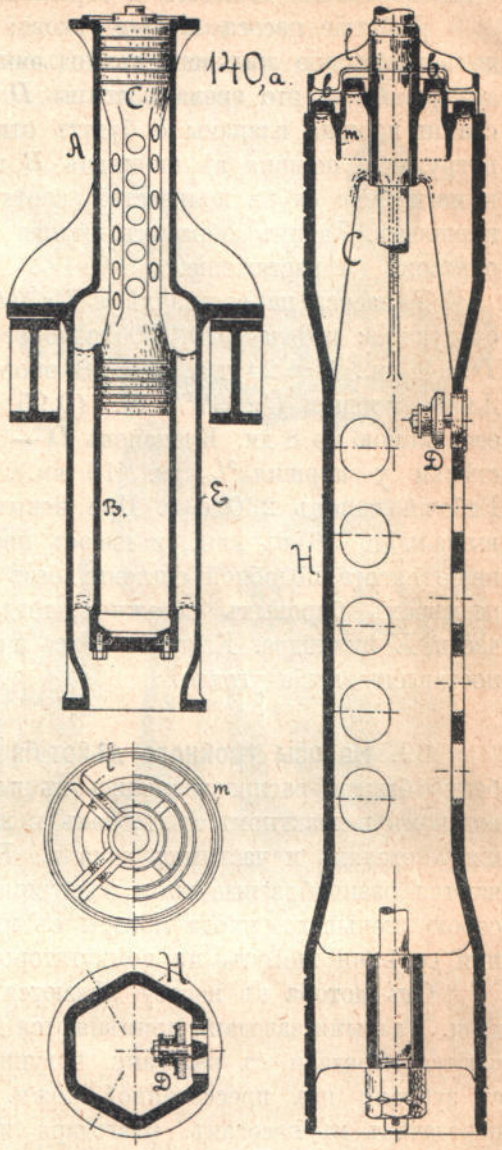
Приводные насосы типа фиг. 139 строятся съ діам. плунжера $1^1/_4$, $1^3/_4$, 2, $2^1/_2$, 3, 4, 5, $6^1/_2$, 8 и 9 дм., размахъ его бываетъ = 2, 3, 4, 6, 8 и 10 дм. при отношеніи $S : D =$ отъ 1 до $1^1/_2$. Передаточное число у зубчатыхъ колесъ дѣлается 5 : 1 или 6 : 1, смотря по высотѣ напора, которая при этихъ насосахъ можетъ достигать 1150 фут. (350 мт.). Нормальная подача воды насосомъ разсчитывается этими заводами при очень умѣренной скорости плунжера отъ 7 до 13 дм. (0,18 — 0,33 мт.) въ сек. при $n = 40 - 50$, хотя ничто не мѣшаетъ увеличить скорость работы насосовъ этой системы раза въ $1^1/_2$ и даже 2 противъ вышеуказанной; чрезъ это получается весьма долговѣчное устройство съ большой растяжимостью относительно количества подаваемой имъ воды.

На **фиг. 140** показаны 2 типа насосовъ тройного дѣйствія для городскихъ и заводскихъ водокачекъ съ большими площадями прохода въ клапанныхъ коробкахъ. Оба типа хорошо приспособлены для изготовленія ихъ массовымъ способомъ; въ лѣвомъ типѣ у каждаго изъ на-



сосовъ всасывающій и нагнетательный клапаны помѣщены въ одной общей коробкѣ, но она повторяется во всемъ устройствѣ 3 раза, а въ правомъ типѣ—и всасывающій клапанъ и нагнетательный при каждомъ насосѣ расположены въ отдѣльныхъ коробкахъ, свинченныхъ между собою; доступъ ко всѣмъ клапанамъ совершенно свободный, для осмотра

ихъ не нужно разнимать соединеній у трубъ. Въ такихъ крупныхъ установкахъ между шатуномъ и его плунжеромъ всегда вводится также и ползунъ; конструкція послѣдняго и параллелей таковы, что при вынимaніи плунжера изъ цилиндра нѣтъ надобности отнимать параллели отъ рамы; для этого достаточно разобрать только одну верхнюю головку шатуна. Трехколѣнчатаго вала въ такихъ насосахъ не ставится, а употребляется валъ одноколѣнчатый, на концахъ котораго за опорами вмѣсто кривошиповъ ставятся или диски чугунные съ пальцами, или же зубчатыя колеса; одна изъ спицъ у каждаго изъ нихъ играетъ въ такомъ случаѣ роль кривошипа.



Такіе насосы строятся съ діам. плунжера въ $8^1/_2$, 10, 11 и 12 дм. при общемъ во всѣхъ случаяхъ размахѣ въ 12 дм. Насосы разсчитываются для работы при напорахъ до 350 фут. (болѣе 100 мт.); при n = отъ 25 до 50 средняя скорость работы плунжеровъ получается отъ 10 до 20 дм. (0,25—0,5 мт.) въ сек.

Въ 1898 г. на водокачкѣ гор. ***Brighton*** были поставлены насосы тройного дѣйствія системы ***Ashley*** *), которой нельзя отказать въ своего рода оригинальности. Конструктивная схема одного изъ цилиндровъ этого насоса съ его поршнемъ и друг. деталями показана на **фиг. 140,а.** Конструкторъ задался мыслію скомбинировать проходной поршень и всасывающіе клапаны на одной общей детали такой формы, при которой извлеченіе этой детали изъ насоснаго цилиндра и скважины не представляло бы никакихъ затрудненій. Задача эта разрѣшена весьма просто и остроумно: ***A*** и ***B***—двѣ части одного и того же цилиндра;

*) *Engineering*, 1899, *febr.* 3, *pg.* 140. Насосы этого типа строитъ зав. *Glenfield Co., at Kilmarnock.*

нижняя изъ нихъ снабжена привертнымъ дномъ, а къ верхней части присоединяется на флянцѣ нагнетательная труба; поршень *C* снабженъ двумя цилиндрическими наконечниками, между которыми расположена шестигранная часть *H*, несущая на себѣ ввертные всасывающіе клапаны; надъ поршнемъ поставлены 2 кольцевыхъ клапана *b*, которые направляются въ своемъ движеніи и ограничиваются въ размахѣ рѣшеткою *l*.

Дѣйствіе насоса ***Ashley*** таково: при подъемѣ поршня *C* происходитъ нагнетаніе жидкости въ подъемной трубѣ и забираніе ея въ цилиндръ *B*; въ это время клапаны *D* открыты, а *b* закрыты; при опусканіи поршня клапаны *b* будутъ открыты, а *D* закрыты, произойдетъ погруженіе поршня въ цилиндръ *B*, прохожденіе воды чрезъ клапаны *b* и нагнетаніе ея въ количествѣ, соотвѣтствующемъ діаметру штанги надъ поршнемъ. Такимъ образомъ штанги будутъ работать здѣсь главнымъ образомъ на растяженіе.

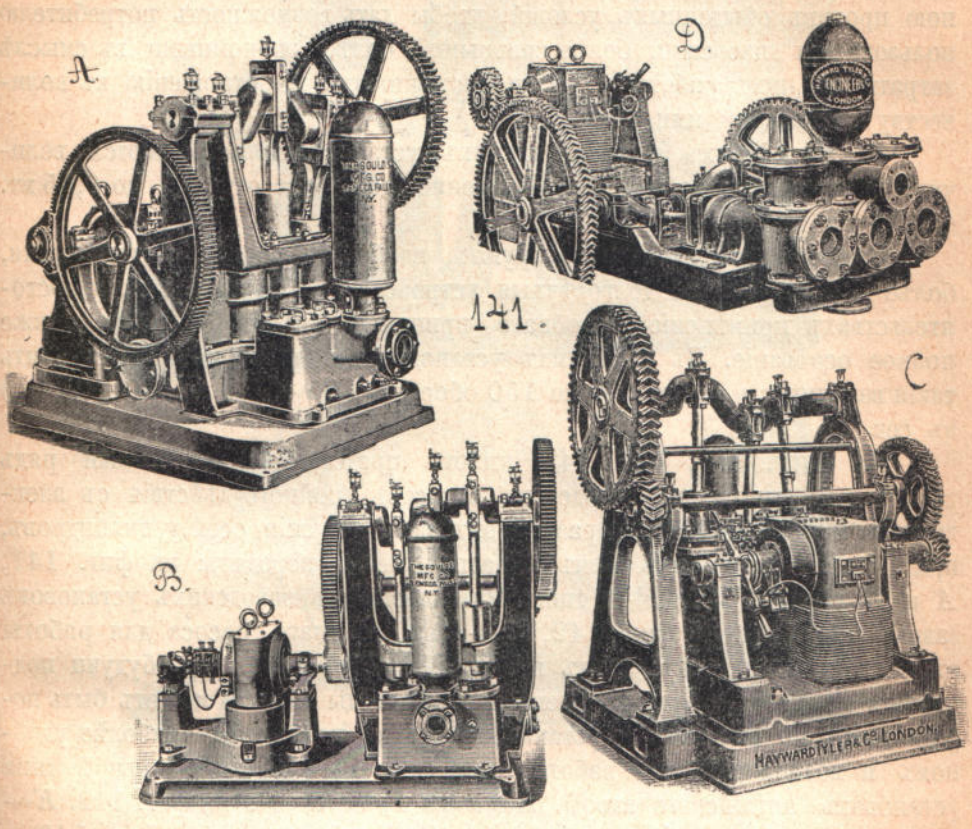
У насоса на водокачкѣ въ ***Brighton*** размѣры и условія работы были слѣдующія: подача 500,000 галлоновъ (около 185,000 вед.) въ 24 часа, $D = 8$ дм., $S = 24$ дм., $n = 28$ обор., $c = 1{,}87$ фут. (0,57 мт.) въ сек. Длина поршня $C = 37^1/_2$ дм. (0,95 мт.), цилиндрическіе наконечники его длиною по 8 дм. Клапановъ *D* — 15 штукъ, діам. ихъ 2 дм. Толщина стѣнки у поршня $^9/_{16}$ дм. (15 мм.), а у цилиндра $^7/_8$ дм. (22 мм.). Рабочій напоръ 230 фут. При испытаніи насоса число оборотовъ повышали до 36 въ мин., и насосъ продолжалъ работать плавно. Примѣненіе насоса подобной системы, безъ сомнѣнія, возможно и при малыхъ размѣрахъ буровыхъ скважинъ, тогда только не слѣдуетъ выполнять части *E* цилиндра. Клапаны *D* съ пружинами по желанію могутъ быть поставлены какіе угодно.

69. **Насосы тройного дѣйствія съ электрической передачей** особенно быстро распространились въ послѣднія 5 — 6 лѣтъ, какъ въ заводскомъ и шахтномъ дѣлѣ, такъ и внѣ фабрикъ и заводовъ—при большихъ отеляхъ и частныхъ домахъ. Въ различныхъ установкахъ встрѣчаются разнообразные типы электромоторовъ, но изъ нихъ требуютъ за собою меньшаго ухода моторы съ многофазнымъ токомъ, не имѣющіе при себѣ ни щетокъ, ни коммутаторовъ.

Отъ мотора къ насосу дѣлаются обыкновенно двѣ зубчатыя передачи. Разными заводами примѣняются для этого различныя колеса: встрѣчаются передачи съ колесами чугунными, изъ фосфористой бронзы, и съ зубцами изъ прессованной кожи. Но употребленіе послѣднихъ въ передачахъ къ насосамъ, благодаря изобилію влаги, хорошихъ результатовъ не даетъ. Первая отъ электромотора пара зубчатыхъ колесъ дѣлается всегда съ небольшимъ передаточнымъ числомъ (отъ 2 : 1 до 3,5 : 1) и выполняется нерѣдко изъ бронзы, а большее изъ передаточныхъ чиселъ (отъ 4 : 1 до 6 : 1) назначается во 2-й отъ мотора передачѣ, и колеса ея дѣлаются обыкновенно чугунными. Число зубцовъ у шестерень дѣлается здѣсь обыкновенно не менѣе 20 и не болѣе 24. При выборѣ циклическихъ профилей у зубцовъ заботятся о томъ, чтобы въ зацѣпле-

ніи всегда было не менѣе 2 паръ зубцовъ въ каждой передачѣ. Это достигается отчасти также и употребленіемъ колесъ съ болѣе тонкими и длинными зубцами; отношеніе длины зуба къ его толщинѣ встрѣчается въ такихъ передачахъ до 15.

Колеса съ шевронными зубцами формуются непремѣнно на машинахъ, и *двойная* передача изъ такихъ колесъ можетъ дать коэффиціентъ полезнаго дѣйствія отъ 0,7 до 0,75, а *одинарная* передача — отъ 0,85 до 0,9. Колеса съ прямыми зубцами ставятся въ передачу обязательно съ обработанными на машинѣ зубцами, строгаными или фрезованными.



Въ *двойной* передачѣ возможно въ такомъ случаѣ полученіе коэффиціента полезнаго дѣйствія до 0,9, а въ *одинарной* — до 0,97. Въ недалекомъ будущемъ, вѣроятно, перейдутъ въ этомъ случаѣ къ замѣнѣ двойныхъ зубчатыхъ передачъ одной червячной, которая, при раціональномъ пользованіи ею, обладаетъ довольно высокимъ коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія, мало отличающимся отъ таковаго же въ одинарной цилиндрической передачѣ *).

---

*) Примѣръ примѣненія въ такихъ случаяхъ червячной передачи можно видѣть въ одной изъ установокъ ньюкэстльскаго завода *Scott* & *Mountain*, описанной въ *Engineering*, 1892, *aug.* 12, *pg* 195: насосы тройного дѣйствія, діам. 9 дм., ходъ 15 дм., число оборотовъ у насоснаго вала въ мин. 30, у вала мотора — 700, число силъ у послѣдняго = 20, средняя скорость работы насосныхъ поршней — 15 дм. (0,38 мт.) въ сек.

Что касается до числа оборотовъ въ мин. у насоснаго вала съ электрической передачей, то здѣсь существуетъ нѣкоторая разница во взглядахъ.

Американскіе и англійскіе заводы назначаютъ и въ этомъ случаѣ то же самое число оборотовъ насоснаго вала, какъ и всегда, т. е. ставятъ насосъ совершенно въ тѣ же условія, въ какихъ онъ работалъ бы, заимствуя силу отъ приводнаго вала, отъ парового двигателя и т. д., а нѣкоторые изъ указанныхъ заводовъ идутъ еще далѣе и заставляютъ «электрическіе насосы» работать со скоростью поршня, даже пониженною противъ обыденныхъ условій, чтобы дать возможность потребителю пользоваться насосами, болѣе сильными, болѣе экономными въ смыслѣ затраты на нихъ работы и болѣе растяжимыми по отношенію къ количеству подаваемой ими воды.

Въ англійскихъ и американскихъ установкахъ встрѣчаются величины $n =$ отъ 20 до 50, соотвѣтственно этому $c =$ отъ 0,1 до 0,35 мт. (отъ 4 до 14 дм.) въ сек.

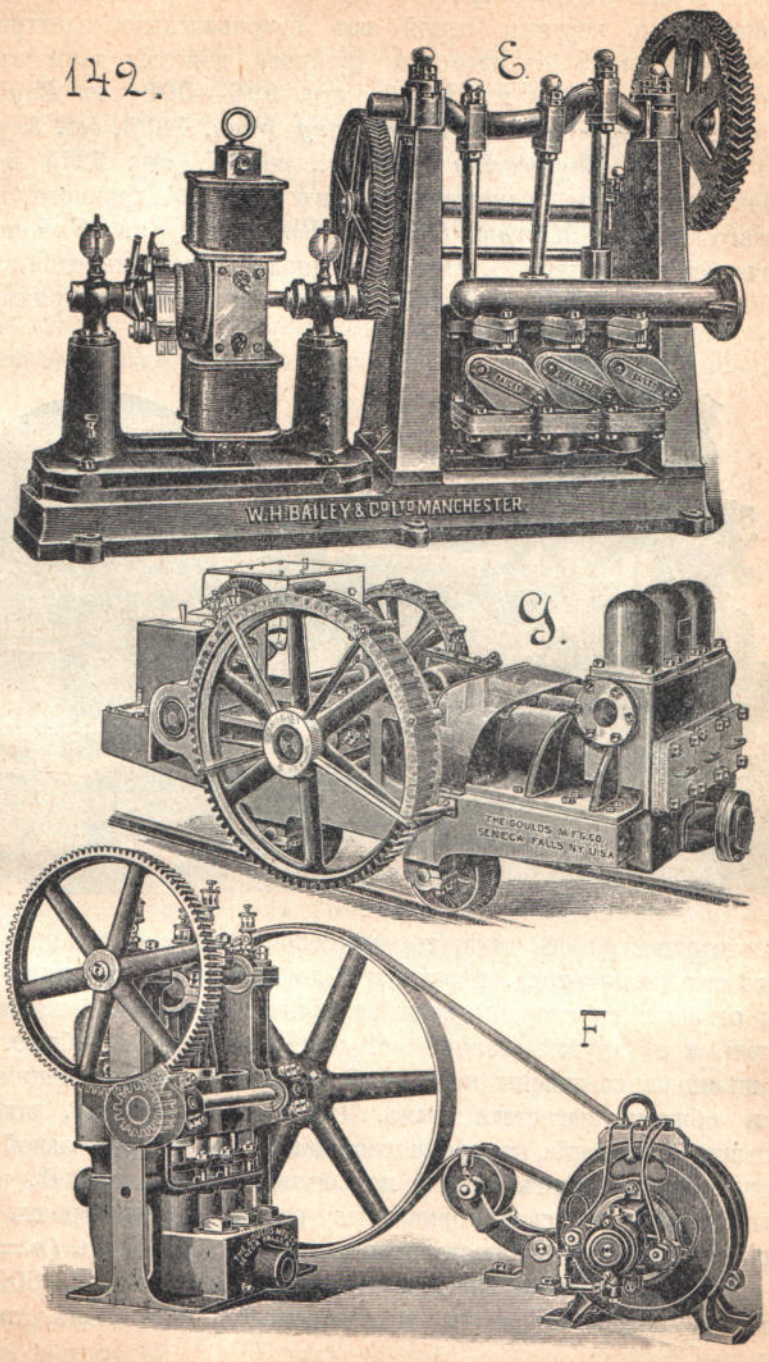
Нѣмецкіе заводы эксплуатируютъ, наоборотъ, болѣе быстроходныя, болѣе легкія и менѣе долговѣчныя устройства. При извѣстныхъ обстоятельствахъ примѣненіе подобнаго принципа имѣетъ за собою также полное основаніе. Въ нѣмецкихъ установкахъ не рѣдко можно встрѣтить такія величины: $n =$ отъ 100 до 150 обор., $c = 05 - 0,6$ мт. (20—24 дм.) въ сек.

На **фиг. 141, 142, 143** имѣемъ представленными цѣлый рядъ типовъ для выполненія заводскихъ насосовъ тройного дѣйствія съ электрической передачей—при различномъ расположеніи осей у цилиндровъ, при разномъ устройствѣ рамъ и расположеніи передачъ: на фиг. 141, *A* и *B* и фиг. 142, *F* — типы обыкновенныхъ заводскихъ установокъ завода *Goulds*, а на фиг. 142, *G*—типъ шахтнаго насоса для работы въ наклонномъ штрекѣ; этотъ послѣдній насосъ работаетъ, будучи подвѣшенъ на канатѣ; при измѣненіи уровня воды насосъ можетъ быть передвигаемъ по рельсамъ и устанавливаемъ въ положеніи, наиболѣе удобномъ и возможномъ для работы; на фиг. 141, *C* и *D* даны 2 типа установокъ англійскаго завода *Hayward Tyler & C°*, на фиг. 142, *E*—типъ установки англійскаго завода *Bailey & C°*, а на фиг. 143—берлинскаго завода *Carl Hoppe*.

Діаметры заводскихъ насосовъ съ электрической передачей встрѣчаются отъ $1^1/_4$ до 9 дм. при ходѣ поршня отъ 2 до 10 дм.; шахтные же насосы строятся съ ходомъ въ 8 дм. и діаметрами 5, $6^1/_2$ и 8 дм. при $n = 40$.

Примѣненіе насосовъ съ электрической передачей имѣетъ особенно важное значеніе въ шахтномъ дѣлѣ: вся подземная установка при этомъ значительно сокращается въ своихъ размѣрахъ (длина машиннаго помѣщенія уменьшается почти вдвое), проводка свѣжаго пара внутрь шахты отпадаетъ, всѣ затрудненія, связанныя съ охлажденіемъ мятаго пара внутри шахты также отпадаютъ, условія для работы машинистовъ при насосахъ дѣлаются болѣе легкими и гигіеничными. Англій-

скіе, нѣмецкіе и американскіе заводы въ подобныхъ случаяхъ ставятъ чаще всего насосы тройного дѣйствія, или сдвоенные насосы двойного дѣйствія (см. § 74). Въ послѣднихъ нѣмецкихъ шахтныхъ установкахъ

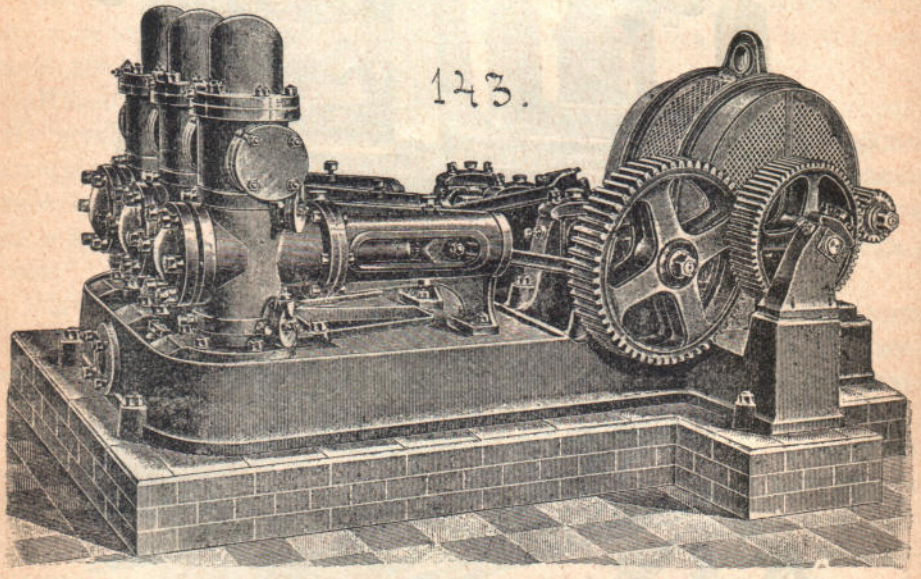


насосовъ съ электрической передачей промежуточныя зубчатыя передачи вовсе выброшены, у насоса и электромотора—общій валъ, который за-

ставляютъ дѣлать въ работѣ на мѣстѣ до 200 обор. въ мин. Передъ этимъ такіе насосы и электромоторы на нѣсколько недѣль ставятся на испытаніе въ механическую лабораторію въ Шарлоттенбургѣ, гдѣ ихъ испытываютъ при числѣ оборотовъ отъ 300 до 340 въ мин. *).

Описаніе и чертежи одной изъ американскихъ электрическихъ шахтныхъ установокъ съ насосами тройного дѣйствія даны въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1893 г., № 33, стр. 996—998; въ *Engineering*, 1887, *nov.* 18, *pg.* 534; въ *Engineering News*, 1895, *oct.* 3, *pg.* 227.

Въ журналѣ *Engineering* (1897 г., *may* 7, стр. 621) помѣщено описаніе оригинально конструированнаго насоса тройного дѣйствія англійскаго завода *Merryweather & Sons L-d* (въ *Greenwich*) съ электрической передачей **). Оси цилиндровъ поставлены одна къ другой подъ угломъ въ 120°; чрезъ точку взаимнаго пересѣченія ихъ прохо-



дитъ геометрическая ось вала, составляющаго непосредственное продолженіе вала электромотора, дѣлающаго до 700 обор. въ мин. Всѣ цилиндры открыты со стороны вала; шатуны шарнирно сочленяются съ поршнями, а съ другой стороны всѣ они хватаются за общее колѣно; всѣ 3 цилиндра соединены между собою общимъ всасывающимъ каналомъ и общимъ нагнетательнымъ. Чтобы начать работу, камеру, гдѣ происходитъ всасываніе, на время сообщаютъ съ нагнетательной, затѣмъ постепенно прикрываютъ кранъ на соединительномъ каналѣ, и работа машины входитъ въ свои нормальныя рамки. Заводъ строитъ эти насосы двухъ серій: *A)* съ постояннымъ числомъ оборотовъ ($n = 200$) и *B)* съ двумя различными числами оборотовъ ($n = 200$ и 600) — для обыкновенныхъ условій работы и экстренныхъ, напримѣръ, на случай пожара.

---

*) *Z. d. Ver. deutsch. Ing.*, 1898, № 49, стр. 1347.
**) Изображеніе этого насоса помѣщено на обложкѣ книги.

Коэф. полезнаго дѣйствія электрическихъ насосовъ получается тѣмъ значительнѣе, чѣмъ болѣе величина насоса и чѣмъ больше высота напора, т. е. чѣмъ ближе величина затрачиваемой работы къ таковой же у двигателя.

Въ 1891 г. американскій заводъ *Thomson-Houston Co. (въ Lynn, Mass.)* произвелъ систематическій рядъ опытовъ съ электрическими насосами одного изъ американскихъ заводовъ при перемѣнной высотѣ напора. Ее можно было дѣлать равной около 40 фут., 60, 100, 120, 150, 175, 235, 290 и 350. Для опытовъ брались электромоторы *Alone*, заставляли ихъ работать съ напряженіемъ отъ 217 до 246 вольтъ при числѣ амперовъ отъ 4 до 76.

Для насоса $D=4$ дм., $S=4$ дм. (или короче 4×4 дм.) брался двигатель $N=3$ силы, полный коэффиц. полезнаго дѣйствія насоса и двигателя получался равнымъ $ж=0{,}33-0{,}6$, смотря по напору.

Для насоса	4	$\times5$	дм.,	$N=$	5	силъ,	$ж=0{,}3-0{,}6$
»	»	5	$\times6$	»	$N=7^1/_2$	»	$ж=0{,}38-0{,}67$
»	»	$6^1/_2$	$\times8$	»	$N=15$	»	$ж=0{,}33-0{,}71$
»	»	8	$\times8$	»	$N=20$	»	$ж=0{,}43-0{,}72$

Въ *Engineering*, 1887, *nov.* 18, описаны опыты съ электрическими насосами, работающими въ шахтѣ *St. John* въ *Normanton* и расходующими каждый около 6,5 эффективныхъ силъ. Коэф. полезнаго дѣйствія всей установки приведенъ $=0{,}444$. Высота напора 530 фут.

Въ журналѣ *Engineering News*, 1895, *oct.* 3, № 14, стр. 227, описано устройство городской водокачки съ электрическими насосами въ небольшомъ американскомъ городкѣ *De Kalb*, лежащемъ въ 60 миляхъ на западъ отъ Чикаго и насчитывающемъ около 5000 жителей. Вода въ количествѣ около 30.000 вед. въ день добывается изъ артезіанскихъ колодцевъ. Она вступаетъ въ нихъ съ глубины 890 фут. и останавливается въ скважинахъ на разстояніи 165 фут. отъ поверхности земли. Артезіанскіе насосы построены по типу *Taylor* (§ 61) заводомъ *Downie Br.*, расходуютъ работу около 25 силъ, которую они получаютъ ремнемъ отъ многофазнаго двигателя, дѣлающаго 565 обор., при напряженіи 220 вольтъ. Вода подается въ запасный резервуаръ на 150.000 ведеръ, а оттуда двумя электрическими насосами вода поднимается уже въ городскую сѣть подъ напоромъ въ 80 фут. Діам. насосныхъ плунжеровъ 10 дм., ходъ ихъ 12 дм. Каждый изъ этихъ насосовъ работаетъ со своимъ электромоторомъ на 50 силъ, дѣлающимъ около 500 обор.; напряженіе 200 вольтъ.

Съ электрическими насосами этой водокачки были сдѣланы довольно продолжительные и разнообразные опыты. Ихъ велъ инженеръ *Mead*, измѣняя и число силъ мотора, и рабочую высоту напора.

Для двигателей въ 50 силъ на *max* работы гарантировался коэф. полезнаго дѣйствія мотора около *0,9*; на опытѣ онъ оказался слѣдующимъ: 0,911 при $N=55$; 0,923 при $N=60$. При работѣ моторовъ не на полную силу (до половинной) коэф. полезнаго дѣйствія мотора

гарантируется отъ 0,82 и выше; при опытахъ онъ оказался слѣдующимъ:

$N=25$ . . . к. п. д.	$=0,835$	$N=40$ . . . к. п. д.	$=0,874$
30 . . . »	0,848	45 . . . »	0,887
35 . . . »	0,862	50 . . . »	0,898

Для насоса 10×12 дм. при нормальной его работѣ *коэф. п. д.* гарантируется $=0,75$, при половинной подачѣ — 0,68.

При работѣ этихъ насосовъ подъ напоромъ отъ 70 до 133 фут. при числѣ оборотовъ насоснаго вала отъ 42 до 46 получились слѣдующіе результаты:

Напоръ h	70,5	88,5	129,5	130	133,5 фут.	
Коэф.	насоса	0,687	0,726	0,802	0,775	$0,773=ж_1$
пол. д.	всей установки .	0,586	0,649	0,728	0,710	$0,719=ж$

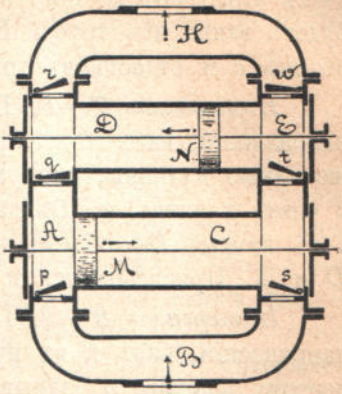
70. **Насосъ тройного дѣйствія системы Jandin**. Ліонскій инженеръ *Henry Jandin* въ 1895 г. предложилъ особую систему устройства насоса тройного дѣйствія, которая раціональный графикъ (фиг. 133) можетъ выполнить, работая съ двухколѣнчатымъ валомъ, съ 2 поршнями и 6-ю клапанами (см. *Génie civil*, 1895, № 672). Схема устройства этого насоса и діаграмма измѣненія объемовъ его рабочихъ камеръ представлены на **фиг. 144**: M и N — поршни насоса, m и n — соотвѣтственные имъ кривошипы, поставленные подъ угломъ въ 120^0 одинъ къ другому; A, C, D и E — 4 рабочія камеры насоса; B и H — всасывающая и нагнетательная трубы; p,s — всасывающіе клапаны, r,w — нагнетательные; клапаны q,t по отношенію къ нижнему цилиндру являются въ роли нагнетательныхъ, а по отношенію къ верхнему — въ роли всасывающихъ.

Чтобы удобнѣе было слѣдить за измѣненіемъ объемовъ у рабочихъ камеръ насоса, на фиг. 144 окружность, описываемая пальцемъ кривошипа, раздѣлена на 12 равныхъ частей; столько же дѣленій внизъ отложено и по линіи df, начиная отъ которой вправо будутъ отсчитываться размахи поршней.

Пренебрегая вліяніемъ длины шатуновъ, можно считать, что перемѣщенія поршней будутъ равны проекціямъ дугъ, которыя описываетъ палецъ кривошипа на линію lm, параллельную осямъ насосныхъ цилиндровъ.

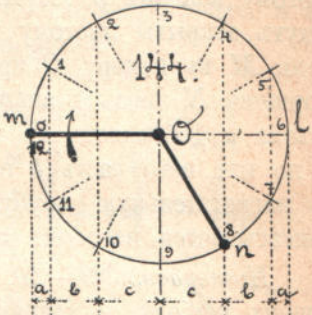
Чтобы понять суть въ дѣйствіи этого насоса, мы разсмотримъ въ дальнѣйшемъ перемѣщенія обоихъ поршней въ теченіе 12 интерваловъ, соотвѣтствующихъ каждый $^1/_{12}$ долѣ оборота вала насоса. Для этого прежде всего обратимъ вниманіе на то, что проекціи длины всѣхъ дугъ окружности lnm въ разныхъ интерваллахъ могутъ быть только *трехъ* разныхъ величинъ, обозначенныхъ на чертежѣ буквами a, b и c, причемъ при углѣ $mOn=120^0$, очевидно, $a+b=c$. Кривошипы пусть перемѣщаются въ томъ же направленіи, какъ и часовая стрѣлка.

Интервалъ 0 — 1. Поршень M подвигается вправо на длину a, поршень N — влѣво на длину c. Нагнетаетъ въ трубу H поршень N чрезъ открытый клапанъ r; объемъ подаваемой имъ жидкости будетъ пропорціоналенъ c, для сокращенія будемъ говорить прямо $= c$. Присасываютъ воду оба поршня, M присасываетъ въ рабочую камеру A объемъ a чрезъ открытый клапанъ p, а N присасываетъ въ рабочую камеру E объемъ b чрезъ открытые клапаны s и t; въ это время поршень N подвигается влѣво на величину c, а поршень M вправо на величину a, поэтому присасываемый въ камеру E объемъ и будетъ $c - a = b$. Такимъ образомъ чрезъ отверстіе B присасывается насосомъ въ камеру A объемъ a, въ камеру Е — объемъ b, а всего $a + b$, или c.



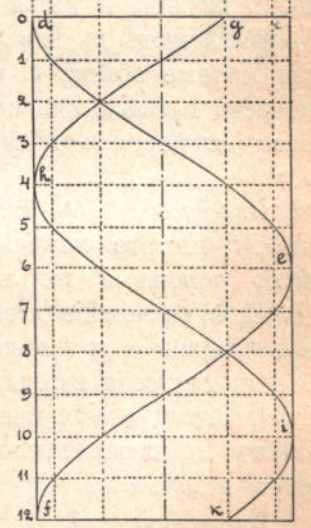
Интервалъ 1 — 2. M подвигается вправо на длину b, N — влѣво опять на c. Въ A присасывается объемъ b, въ E — объемъ $c - b = a$; всего присасывается $a + b$, т. е. опять c. Поршень N нагнетаетъ чрезъ клапанъ r объемъ c.

Интервалъ 2 — 3. Весь объемъ c присасывается въ камеру A; клапаны q и s закрыты, а остальные всѣ открыты; поршень N нагнетаетъ чрезъ клапанъ r объемъ b, а поршень M чрезъ клапаны t и w добавляетъ въ трубу H объемъ $c - b$, т. е. a; вся же подача снова будетъ c.



Интервалъ 3—4. Въ камеру A присасывается опять весь объемъ c; раскрыты и закрыты тѣ же самые клапаны, что и въ предыдущемъ періодѣ: N чрезъ r нагнетаетъ a, M чрезъ t и w добавляетъ $c - a$, т. е. b. Полная подача $= c$.

Интервалъ 4—5. Поршень N идетъ слѣва направо, а поршень M продолжаетъ двигаться вправо. Въ камеру A присасывается b, а въ камеру D — объемъ a. Клапаны r и s въ это время закрыты, а остальные всѣ открыты. M нагнетаетъ чрезъ t и w объемъ b, а N добавляетъ чрезъ w объемъ a. Полная подача $= c$.



Интервалъ 5—6. Раскрыты и закрыты тѣ же самые клапаны, что и въ предыдущемъ періодѣ. Камера A беретъ объемъ a, камера D — объемъ b. Поршень M подаетъ a, поршень N добавляетъ b. Полная подача $= c$.

Интерваллъ 6—7. Поршень *M* уже идетъ справа налѣво, а поршень *N* продолжаетъ двигаться вправо. Клапаны *r* и *t* закрыты, а остальные всѣ открыты. Нагнетаетъ одинъ поршень *N* величину объема *c* чрезъ клапанъ *w*. Всасывающими камерами являются *C* и *D*: камера *C* беретъ объемъ *a*, камера *D* сама по себѣ взяла бы объемъ *c*, но въ счетъ этого объема поступитъ объемъ *a* изъ камеры *A*, остальное же будетъ взято изъ трубы *B*, такъ что насосъ въ это время присосетъ объемъ *c* и отдастъ въ трубу *H* столько же.

Интерваллъ 7—8. Поршни продолжаютъ двигаться въ томъ же направленіи, какъ и въ предыдущемъ періодѣ, раскрыты и закрыты тѣ же самые клапаны, какъ и тамъ. Нагнетаетъ одинъ поршень *N* объемъ *c* чрезъ клапанъ *w*. Въ камеру *C* изъ трубы *B* поступаетъ объемъ *b*, а въ камеру *D*—объемъ *a*, какъ разность измѣненія величины объемовъ *D* и *A*. Присасывается и подается въ этотъ періодъ по объему *c*.

Интерваллъ 8—9. Поршни продолжаютъ двигаться въ томъ же направленіи, какъ и въ предыдущемъ періодѣ, но *M* идетъ быстрѣе *N*, поэтому клапанъ *p* закрывается, а *q* и *r* открываются. Въ этотъ періодъ будутъ закрыты поэтому клапаны *p* и *t*, а остальные всѣ открыты. Поршень *M* въ камеру *C* присасываетъ чрезъ клапанъ *s* полный объемъ *c*. Поршень *N* чрезъ клапанъ *w* нагнетаетъ только объемъ *b*, а величину объема *a* добавляетъ въ трубу *H* поршень *M*; всего онъ гонитъ объемъ *c*, но изъ него часть *b* остается въ камерѣ *D*, а остальное поступаетъ въ нагнетательную трубу. Слѣдовательно, опять и въ этомъ періодѣ присасывается насосомъ объемъ *c* и нагнетается столько же.

Интерваллъ 9—10. Поршни двигаются такъ же, какъ и въ предыдущемъ періодѣ, и клапаны дѣйствуютъ такъ же, какъ и тамъ: поршень *M* присасываетъ въ камеру *C* полный объемъ *c* и выгоняетъ изъ камеры *A* тоже объемъ *c*, но часть его *a* поглощается камерой *D*, такъ что чрезъ клапанъ *r* поступаетъ въ трубу *H* только объемъ *b*; но чрезъ клапанъ *w* поршень *N* добавляетъ объемъ *a*, и полная подача опять будетъ *c*.

Интерваллъ 10—11. Оба поршня идутъ справа налѣво, но поршень *M* быстрѣе нежели *N*. Въ этомъ періодѣ клапаны *p* и *w* закрыты, остальные же всѣ открыты. Всасываютъ совмѣстно камеры *C* и *E*, а нагнетаніе идетъ совмѣстно изъ камеръ *A* и *D*: камера *E* чрезъ клапаны *s* и *t* присасываетъ объемъ *a*, камера *C* чрезъ клапанъ *s* беретъ для себя изъ всасывающей трубы объемъ *b*; изъ камеры *A*, чрезъ клапаны *q* и *r* нагнетается объемъ *b*, а остальной объемъ *a* поступаетъ въ нагнетательную трубу чрезъ клапанъ *r* изъ камеры *D*. Полная подача $= c$.

Интерваллъ 11 — 12 совершается при движеніи поршней въ ту же сторону, какъ и въ предыдущемъ періодѣ; роли клапановъ остаются тѣ же, какъ и тамъ: камера *C* всасываетъ объемъ *a*, камера *E* — объемъ *b*; камера *A* нагнетаетъ объемъ *a*, камера *D* — объемъ *b*. Полная подача $= c$.

Послѣ этого опять наступаетъ интерваллъ *0—1*, и циклъ періодовъ снова повторяется.

Такимъ образомъ разсмотрѣніе діаграммы измѣненія объемовъ въ рабочихъ камерахъ насоса ***Jandin*** показало намъ слѣдующія его свойства:

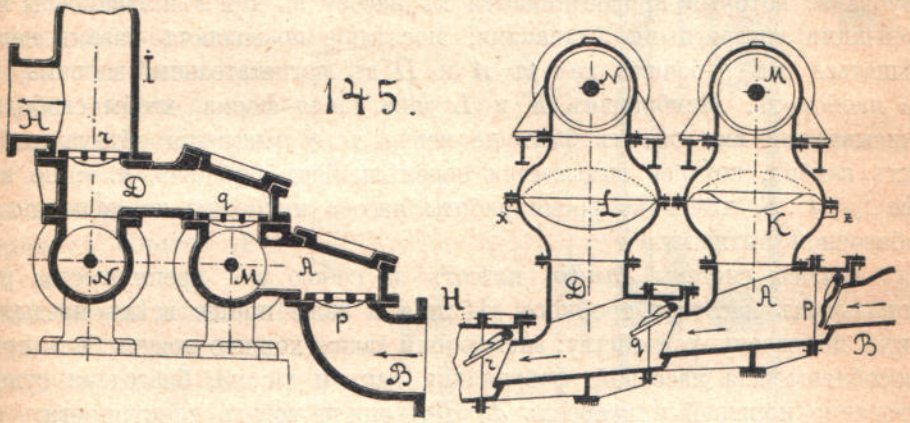
1) Въ теченіе каждой двѣнадцатой доли оборота насосъ присасываетъ и нагнетаетъ одно и то же количество воды, пропорціональное перемѣщенію c, которое есть четверть хода поршня, такъ что за цѣлый оборотъ насосъ подаетъ объемъ

$$12.\ F.c = 12.F.\frac{S}{4} = 3.F.S,$$

т. е. это есть насосъ тройного дѣйствія.

2) Когда оба поршня у этого насоса идутъ въ одну сторону, они оба всасываютъ и оба нагнетаютъ. Это бываетъ въ томъ случаѣ, когда одинъ изъ поршней отъ своей мертвой точки пробѣгаетъ 2 первые интервалла (справа или слѣва), а другой поршень заканчиваетъ свои 2 послѣдніе интервалла (слѣва или справа), и наоборотъ.

3) Если нижній поршень пробѣгаетъ свои 2 средніе интервалла (справа налѣво, или наоборотъ), онъ одинъ присасываетъ воду, а нагнетаніе ея въ это время ведутъ вмѣстѣ оба поршня.



4) Если верхній поршень пробѣгаетъ свои 2 средніе интервалла въ томъ или другомъ направленіи, онъ одинъ нагнетаетъ воду, а присасываніе ея ведутъ въ это время оба поршня.

Если бы послѣ этихъ разъясненій мы начали строить графикъ такого насоса, мы увидали бы, что это будетъ повтореніе графика фиг. 133, только крайнею лѣвою ординатою его была бы qi_3 и часть графика, находящуюся на фиг. 133 лѣвѣе этой ординаты, надо было бы приставить правѣе точки m. Въ видѣ упражненія слѣдуетъ построить самому этотъ измѣненный графикъ, пересматривая опять сначала всѣ 12 интерваллов.

Такимъ образомъ оказывается, что этотъ насосъ будетъ также раціональнымъ насосомъ тройного дѣйствія, но онъ будетъ выполнять свою функцію только съ 2 цилиндрами и двумя поршнями вмѣсто трехъ и съ двухколѣнчатымъ валомъ вмѣсто трехколѣнчатаго.

На **фиг. 145** представлены въ поперечныхъ разрѣзахъ двѣ конструктивныя схемы для выполненія насоса *Jandin*. Обозначенія для частей насоса и рабочихъ камеръ здѣсь удержаны тѣ же самыя, что и на фиг. 144.

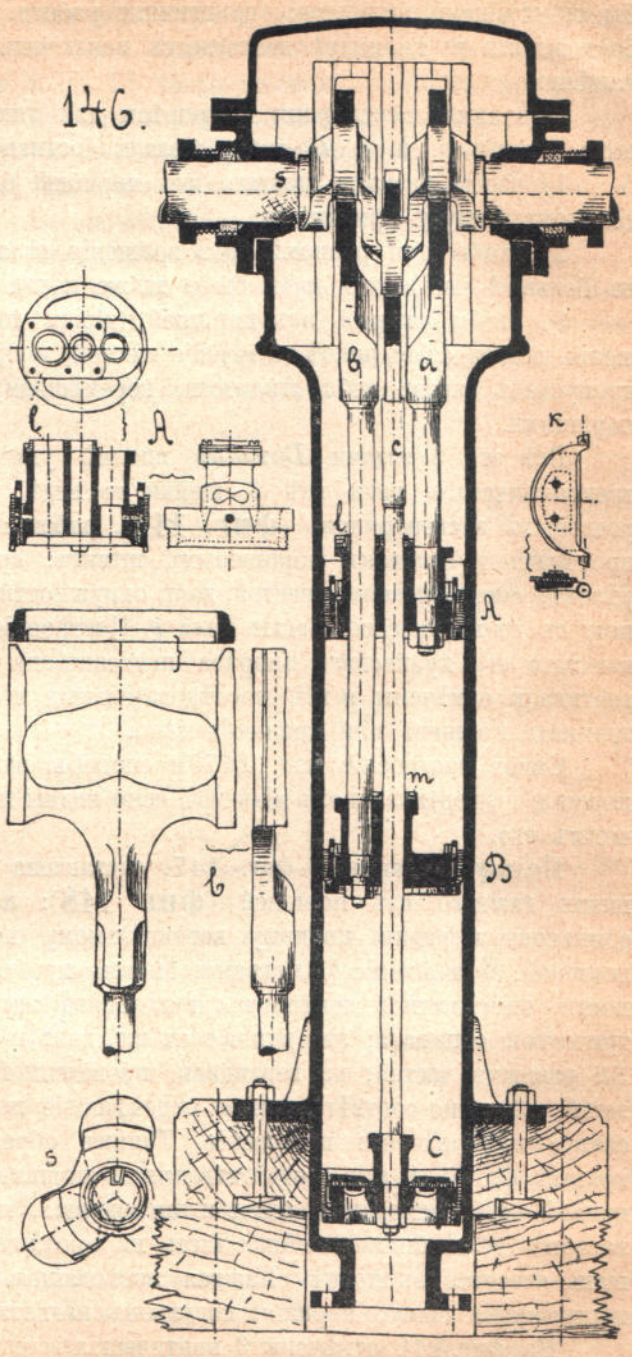
Лѣвая схема на фиг. 145 приспособлена для качки чистыхъ жидкостей безъ ила, песку и т. п. примѣсей; главное вниманіе здѣсь обращено на свободное удаленіе воздуха изъ насоса и на доступность всѣхъ клапановъ для осмотра, но нѣсколько излишне развитъ вредный объемъ всасывающей камеры *A*, и осмотръ клапана *r* требуетъ отнятія воздушнаго колпака *I* не только отъ клапанной коробки, но также и отъ нагнетательной магистрали.

Правая схема на фиг. 145 приспособлена для качки ѣдкихъ и сорныхъ жидкостей (канализаціонные насосы). Между поршнями и рабочими камерами здѣсь введены мембраны *K* и *L*, затѣмъ всѣ трубы и рабочія камеры насоса имѣютъ уклонъ въ одну опредѣленную сторону по направленію движенія жидкости, чтобы обезпечить возможность перемѣщенія твердыхъ тѣлъ по кратчайшему пути изъ всасывающей магистрали *B* въ нагнетательную *N*. Удаленіе воздуха и газовъ изъ-подъ мембрамъ *K* и *L* въ воздушную часть нагнетательнаго колпака дѣлается трубками, которыя присоединяются къ насосу въ *x* и *z* и снабжены небольшими возвратными клапанами; послѣдніе позволяютъ газамъ перемѣщаться изъ рабочихъ камеръ *A* и *D* въ нагнетательный колпакъ, но не наоборотъ. Мембранамъ *K* и *L* дана такая форма, чтобы свободно описываемый ими объемъ былъ не менѣе того измѣненія объема рабочихъ камеръ, которое вызывается перемѣщеніемъ поршней, т. е. не менѣе $^1/_4 . F . S$, чтобы во время работы насоса мембраны не испытывали добавочной вытяжки.

Насосы системы *Jandin* имѣютъ за собою всѣ преимущества раціональныхъ насосовъ тройного дѣйствія и даже проще всѣхъ предыдущихъ по своему устройству; затѣмъ они также хорошо могутъ быть приспособлены для массовой фабрикаціи, какъ и тѣ; но, благодаря существованію поршней у нососовъ *Jandin*, они не могутъ конкурировать со скальчатыми насосами тройного дѣйствія при очень высокихъ давленіяхъ. Примѣры работы такихъ насосовъ при напорѣ, соотвѣтствующемъ давленію 15 атм., имѣются уже въ практикѣ. Увеличенію числа оборотовъ, такихъ насосовъ до 120 — 150 не встрѣчается никакихъ препятствій, при этомъ жидкость имѣетъ возможность слѣдовать чрезъ насосъ по кратчайшему пути между всасывающею трубою и нагнетательною.

71. **Насосъ тройного дѣйствія системы** *Downton*. Идея *Leroux*, работать въ одномъ цилиндрѣ тремя проходными поршнями, столь неудачно осуществленная имъ (см. § 66), вовсе заброшена не была. Имѣть непрерывную струю жидкости въ трехъ рабочихъ камерахъ насоса, комбинирующихся одна съ другою въ такой компактной формѣ, представляется во многихъ случаяхъ все таки очень желательнымъ. Чтобы сохранить эти свойства насоса *Leroux* и устранить его недостатки, *Downton*

видоизмѣнилъ конструкцію насоса, замѣнивши трехколѣнчатый валъ комбинаціею трехъ эксцентриковъ и выполнивши 3 отдѣльныя поршневыя штанги.



Конструктивная схема насоса *Downton* представлена въ продольномъ вертикальномъ разрѣзѣ на **фиг. 146**; тамъ же показано и детальное устройство различныхъ частей этого насоса: *A*, *B*, *C* — три проходныхъ поршня различнаго устройства, каждый съ 2 откидными клапанами *k*; центрально расположенную штангу *c* имѣетъ только нижній поршень *C*, штанги же *a* и *b* двухъ другихъ поршней расположены эксцентрично съ осью цилиндра; штанга *b*, проходящая сквозь поршень *A*, и штанга *c*, которая проходитъ сквозь 2 верхнихъ поршня *A* и *B*, направляются въ нихъ весьма длинными втулками; герметичность этихъ соединеній на ходу насоса достигается кожаными манжетами *l*, *m*; головки штангъ *a*, *b*, *c* имѣютъ форму прямоугольныхъ рамъ; онѣ ходятъ въ направляющихъ, которыя прилиты внутри верхней расширенной части цилиндра; рабочія поверхности этихъ направляющихъ офрезованы параллельно оси цилиндра; благодаря всѣмъ этимъ мѣрамъ, прямолинейное движеніе штангъ достигается довольно совершенно; защемленія поршней *A* и *B* въ цилиндрѣ, нагружаемыхъ давленіемъ воды эксцентрично, не

происходитъ, благодаря весьма длиннымъ втулкамъ, которыми охвачены штанги *b* и *c*, а также и потому, что поршни на внѣшней своей окружности не имѣютъ вовсе металлическихъ частей, которыя соприкасались бы со стѣнками цилиндра; герметичная работа поршней во время ихъ восхожденія въ цилиндрѣ достигается исключительно помощію кожаныхъ манжетъ.

Выполняя эксцентрики и прорѣзы для нихъ въ головкахъ поршневыхъ штангъ *a*, *b*, *c*, ***Downton*** желалъ достигнуть слѣдующаго:

1) чтобы размахъ каждаго изъ поршней былъ возможно ближе къ двойному радіусу кривошипа,

2) чтобы при равномѣрномъ вращеніи вала и перемѣщеніе поршней на большей части ихъ пути было также почти равномѣрно,

3) чтобы каждый изъ поршней, дойдя до своего верхняго положенія, оставался въ покоѣ въ теченіе шестой доли оборота вала и свободно пропускалъ сквозь себя жидкость, перемѣщаемую въ это время другими поршнями.

Всѣ эти 3 задачи ***Downton*** вполнѣ удачно разрѣшилъ, дѣлая у трехколѣнчатаго вала всѣ 3 шейки въ видѣ распространенныхъ треугольныхъ эксцентриковъ (**фиг. 147**), работающихъ въ особой формы прорѣзахъ у головокъ поршневыхъ штангъ: средняя часть этихъ прорѣзовъ, соотвѣтственно шестой доли окружности, выполнена концентричною съ геометрическою осью вала *s*. Построеніе эксцентрика и охватывающаго его кулисснаго прорѣза показано на фиг. 147. Тамъ же на вертикали отмѣчены и всѣ послѣдовательныя положенія, которыя будетъ занимать поршень при вращеніи вала.

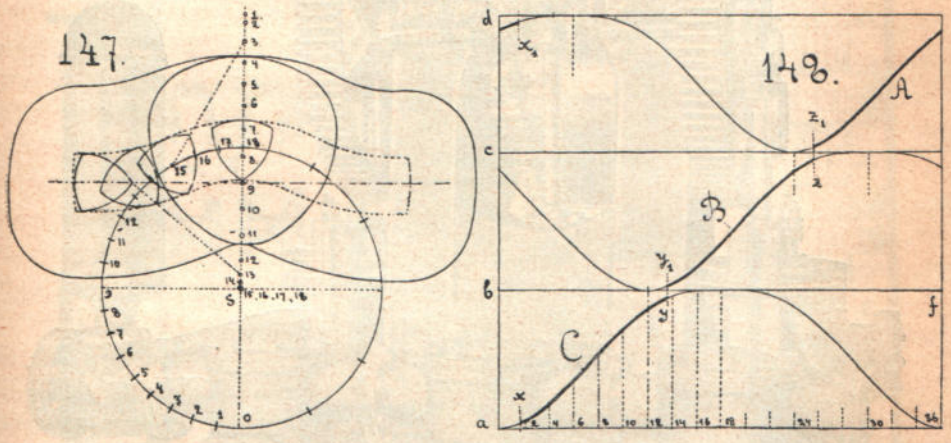
Самое построеніе фиг. 147 и способъ размѣтки всѣхъ положеній поршня на вертикальномъ діаметрѣ ясно видны на чертежѣ, нужно только читать его.

Пользуясь данными фиг. 147, составлена далѣе діаграмма перемѣщенія каждаго изъ поршней (**фиг. 148**): на ней длины *ab*, *bc*, *cd* одинаковы и равны полному вертикальному перемѣщенію каждаго изъ поршней, а основаніе *bf* діаграммы прямо пропорціонально длинѣ окружности, описываемой центромъ треугольнаго эксцентрика вокругъ геометрической оси вала; эта длина такъ же, какъ и окружность, раздѣлена на *36* равныхъ частей; на вертикали, проведенной черезъ каждое изъ дѣленій, отложено соотвѣтственное перемѣщеніе поршня, отсчитываемое отъ самаго нижняго его положенія. Такимъ образомъ и построены были кривыя ***C***, ***B***, ***A*** для соотвѣтственныхъ поршней на фиг. 146: у каждой кривой есть восходящая вѣтвь и нисходящая, между ними вверху располагается вездѣ прямолинейная часть на протяженіи 6 дѣленій, когда поршень остается въ покоѣ. Каждая восходящая вѣтвь отмѣчаетъ рабочія перемѣщенія своего поршня, когда онъ нагнетаетъ.

На фиг. 148 отмѣчены 3 критическія вертикали xx_1, yy_1 и zz_1; каждая изъ нихъ на смежныхъ кривыхъ отмѣчаетъ такія точки, въ которыхъ касательныя къ этимъ кривымъ параллельны между собою; правѣе каждой изъ этихъ вертикалей начинающій свое восходящее движеніе поршень

будетъ двигаться быстрѣе того, который кончаетъ свое восходящее движеніе; въ этотъ именно моментъ происходитъ закрытіе клапана у того поршня, который только что началъ свое восходящее движеніе, и онъ одинъ дѣлается нагнетающимъ жидкость, а остальные поршни свободно пропускаютъ ее чрезъ себя. Такъ будетъ продолжаться до слѣдующей критической вертикали и т. д. Тѣ части кривыхъ, которыя приходятся на рабочій (нагнетательный) періодъ соотвѣтственнаго поршня, представлены на фиг. 148 толстыми линіями. Такимъ образомъ видно изъ діаграммы, что до вертикали xx_1 нагнетаетъ жидкость верхній поршень A, между вертикалями xx_1—yy_1 нагнетающимъ поршнемъ является самый нижній, потомъ—средній, наконецъ—опять верхній.

Утолщенныя части кривыхъ A, B, C показываютъ, что во время рабочаго періода движеніе каждаго изъ поршней происходитъ довольно близко къ равномѣрному, и всѣ 3 утолщенныя вѣтви кривыхъ очень немного уклоняются отъ общаго прямолинейнаго направленія.



Проекція кривой xy (фиг. 148) на вертикаль представляетъ собою рабочій размахъ одного изъ поршней. Повторяя его 3 раза и умножая эту сумму на площадь сѣченія цилиндра, получимъ полный объемъ жидкости, подаваемый за 1 оборотъ вала. По *Busley* въ насосахъ *Downton* величина этого объема можетъ быть такою:

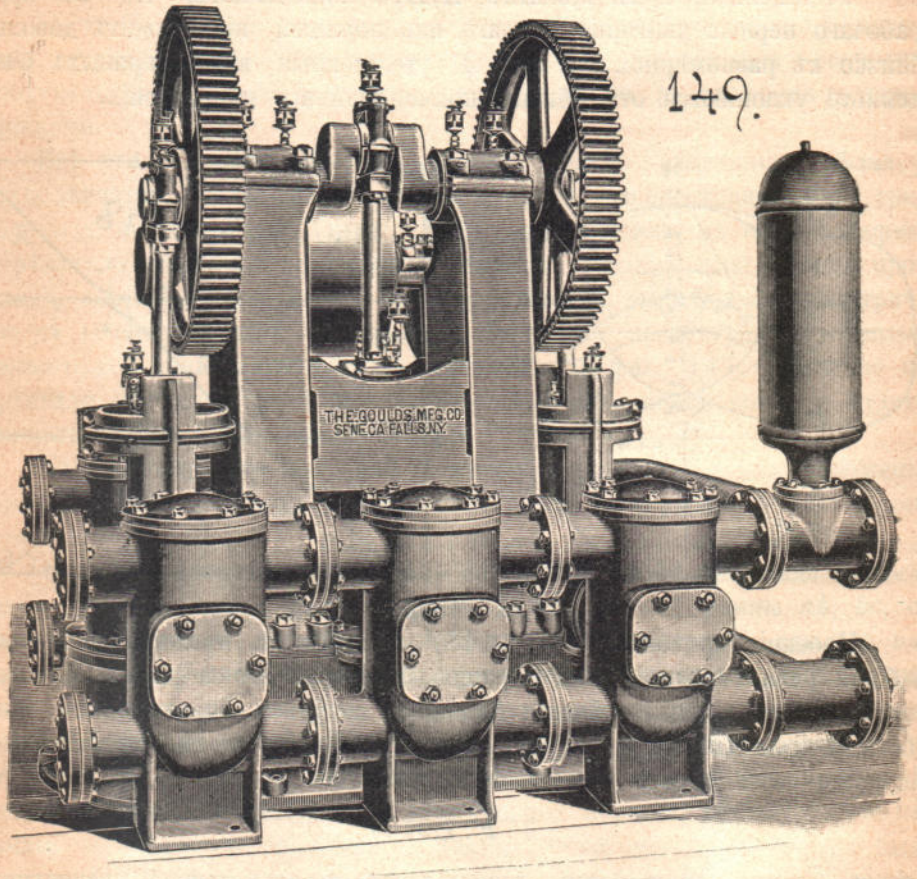
$$3 \,.\, F \,.\, 1{,}97 \,.\, r,$$

гдѣ r—радіусъ окружности, описываемой средней точкой эксцентрика около оси вала, т. е. рабочій размахъ поршня здѣсь можетъ быть доведенъ почти до $2r$.

Насосы системы *Downton* въ большомъ ходу на судахъ вообще и на русскихъ военныхъ судахъ въ частности. Ихъ строятъ съ діаметрами цилиндра въ $4^1/_2$, 7 и 9 дм. при величинѣ рабочаго размаха въ $3^1/_4$, $3^1/_2$ и $4^1/_2$ дм. Для вращенія вала s устраивается передача ручная или отъ спеціальнаго парового двигателя. Число человѣкъ команды, которое ставится на ручную передачу бываетъ здѣсь отъ 10 до 50 (см. *Busley*).

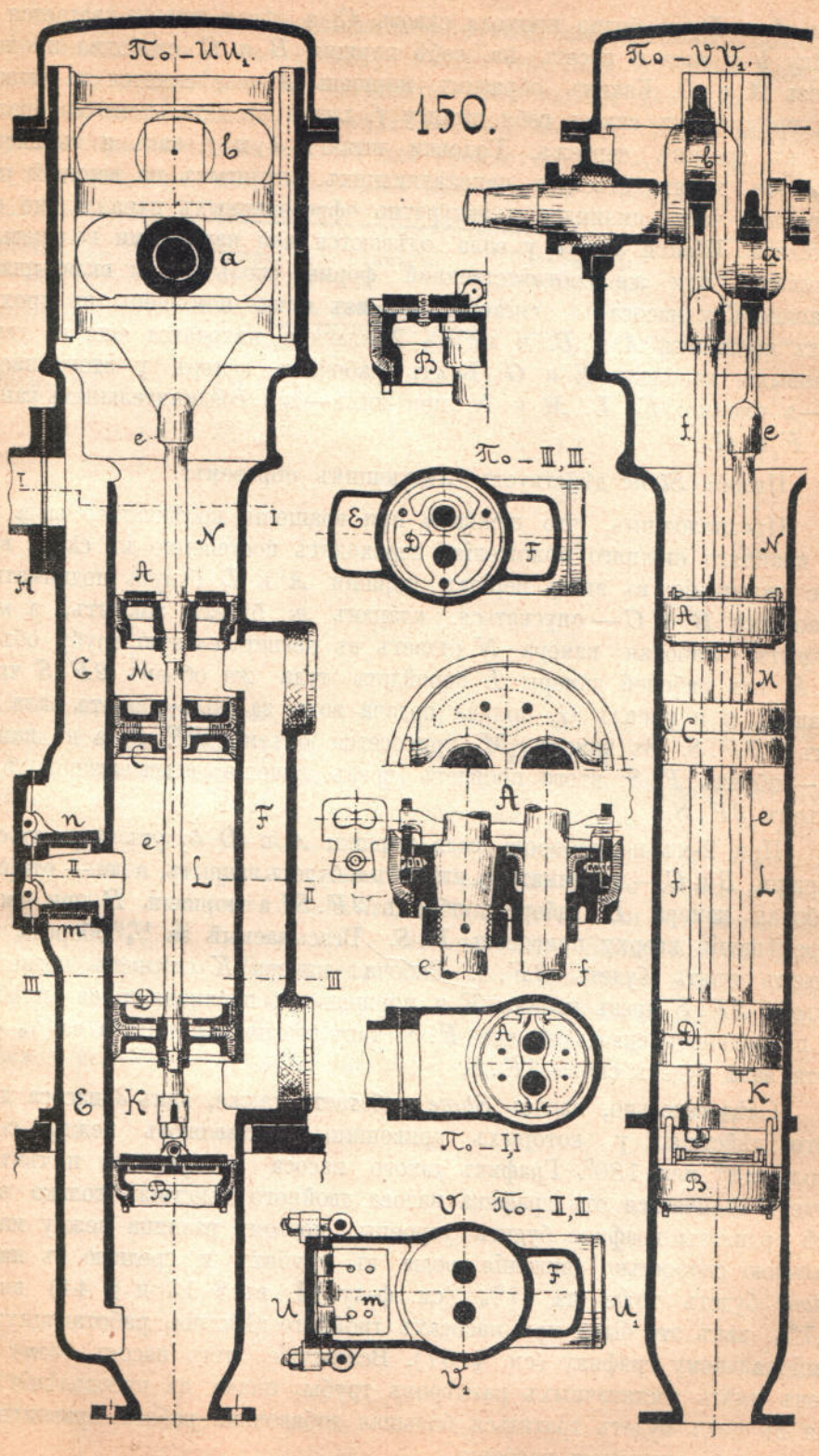
72. **Сдваиваніе насосовъ тройного дѣйствія** для полученія насоса шестерного дѣйствія дѣлается двояко: 1) дублированіемъ двухъ одинаковыхъ устройствъ тройного дѣйствія, работающихъ каждое раціональнымъ графикомъ, 2) употребленіемъ спеціально для этой цѣли построенныхъ насосовъ, къ числу которыхъ относится разсматриваемое нами ниже устройство системы *Stone*.

Обыкновенный примѣръ дублированія насосовъ тройного дѣйствія по 1-му способу представленъ на **фиг. 149** въ извѣстной уже намъ модели завода *Goulds*. Подобные насосы готовятся съ діаметрами цилиндровъ въ 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 и 10 дм., съ размахомъ въ 6, 8, 10, 12 и 14 дм., при $n = 60 - 40$ обор. въ мин.



Насосъ Stone, конструктивная схема котораго изображена въ двухъ вертикальныхъ продольныхъ разрѣзахъ и нѣсколькихъ поперечныхъ на **фиг. 150**, представляетъ собою довольно оригинальное спеціальное устройство, предназначенное для сдваиванія тройного дѣйствія.

Этотъ насосъ работаетъ съ двухколѣнчатымъ валомъ, у котораго колѣна поставлены подъ угломъ въ 180°. Поршней—четыре: два сплошныхъ *C* и *D* и два проходныхъ *A* и *B*. Поршневыхъ штангъ — двѣ; изъ нихъ правая *e* хватается за шейку *a* у вала и несетъ на себѣ пор-


150.
Π₀ – UU₁.
Π₀ – VV₁.
Π₀ – III, III.
Π₀ – I, I
Π₀ – II, II
a
b
e
f
N
A
M
C
L
D
K
B
E
F
G
H
I
II
III
n
m
U
U₁
V
V₁

шни *A* и *D*, свободно проходя сквозь *C*; а лѣвая штанга хватается за шейку *b* у вала и несетъ на себѣ поршни *B* и *C*, свободно проходя сквозь *A* и *D*. Какимъ образомъ поршень *A* закрѣпляется на штангѣ *e* и пропускаетъ сквозь себя штангу *f*, видно въ детальномъ изображеніи въ срединѣ чертежа. Головки штангъ *e* и *f*, какъ и въ насосѣ *Downton*, ходятъ здѣсь въ направляющихъ, отлитыхъ на верхней расширенной части цилиндра и аккуратно офрезованныхъ параллельно оси цилиндра. Шейки *a* и *b* у вала одѣваются или надѣвными кольцевыми роликами, или же соотвѣтственной формы скользящими вкладышами. Клапановъ у насоса 4 системы: двѣ изъ нихъ помѣщены на проходныхъ поршняхъ *A* и *B*, и затѣмъ 2 клапана находятся еще въ двухъ боковыхъ каналахъ *E* и *G*. Всѣхъ рабочихъ камеръ у этого насоса 4,—а именно: *K*, *L*, *M* и *N*, при нихъ—три соединительныхъ канала *E*, *F* и *G*.

Насосъ *Stone* дѣйствуетъ слѣдующимъ образомъ:

Предположимъ, что шейка *a* при вращеніи колѣнчатаго вала изъ ея крайняго нижняго положенія переходитъ постепенно въ самое высшее положеніе: въ этотъ періодъ поршни *A* и *D* будутъ подниматься, а поршни *B* и *C* — опускаться, клапанъ *m* будетъ закрытъ, а *n* — открытъ. Рабочая камера *N* отдаетъ въ нагнетательную трубу объемъ $F.S$, изъ рабочей камеры *L* перейдетъ туда же объемъ $2F.S$ чрезъ клапанъ *n* и каналъ *G*, полная подача воды за полъ-оборота вала будетъ $= 3F.S$. Въ камеру *M* присосется объемъ $2F.S$, а въ камеру *K* — объемъ $F.S$; итого пройдетъ чрезъ сѣченіе всасывающей трубы объемъ $3F.S$.

При 2-мъ полуоборотѣ вала поршни *A* и *D* будутъ опускаться, а поршни *B* и *C* — подниматься, клапанъ *n* будетъ закрытъ, а *m* — открытъ; рабочая камера *L* заберетъ объемъ $2F.S$, а поршень *B* при своемъ перемѣщеніи кверху присосетъ $F.S$. Всасываемый за $^1/_2$ оборота вала объемъ опять будетъ $3F.S$. Рабочая камера *K* сдѣлаетъ нагнетаніе объема $2F.S$ чрезъ каналъ *F* и поршень *A*; поднимающійся поршень *C* протолкнетъ сквозь *A* еще $F.S$, такъ что полная подача за $^1/_2$ оборота вала будетъ снова $3F.S$.

Слѣдовательно, насосъ *Stone* работаетъ также, какъ 3 насоса двойного дѣйствія, у которыхъ кривошипы составляютъ между собою уголъ $= 0^0$ или 180^0. Графикъ такого насоса по существу ничѣмъ не будетъ отличаться отъ графика насоса двойного дѣйствія, только здѣсь всѣ ординаты графика будутъ утроены; поэтому разница между максимальною скоростью движенія воды въ трубахъ и среднею въ насосѣ *Stone* будетъ тоже на 57% (см. ф-лу **11** въ § 13 и § 44) вмѣсто $4{,}7\%$, какъ это было при насосахъ тройного дѣйствія, работающихъ по раціональному графику (см. § 67). Вслѣдствіе этого насосъ *Stone* долженъ имѣть достаточныхъ размѣровъ трубы, иначе на преодолѣніе тренія въ нихъ будетъ тратиться большая добавочная работа сравнительно съ другими системами насосовъ.

Не взирая на эти недостатки конструкціи, насосъ *Stone*, благодаря своей компактности и малому вѣсу, быстро получилъ большое распространеніе на судахъ и сталъ вытѣснять собою насосы *Downton*.

Въ сочиненіи *Busley* (*Schiffsmaschine*, *Bd.* II, 1886) находимъ слѣдующія сравнительныя данныя для упомянутыхъ двухъ системъ судовыхъ насосовъ, при числѣ оборотовъ вала $n = 40$ у обоихъ:

Система насоса.	Діаметръ.	Размахъ.	Подача воды въ часъ въ англ. тоннахъ.	Вѣсъ насоса въ кг.
	поршней въ дюймахъ.			
Downton	$4^1/_2$	$3^1/_4$	5	165
»	7	$3^1/_2$	13	304
»	9	$4^1/_2$	27	744
Stone	$4^1/_2$	4	12	257
»	$5^1/_2$	$4^3/_8$	20	417
»	7	$4^1/_2$	33	787

Эти данныя показываютъ, что, при одной и той же производительности, насосъ *Stone* будетъ легче насоса *Downton*.

Rycke видоизмѣнилъ верхнюю часть насоса *Stone*, присоединивши къ ней еще зубчатую передачу съ отношеніемъ радіусовъ 2 : 1; ее вводятъ въ зацѣпленіе, когда желаютъ повысить число оборотовъ насоснаго вала вдвое, напр., во время пожара. Изображеніе такого насоса можно найти въ журн. *American Machinist*, 1890, *fevr.*, или въ *Revue de mécanique*, *1897*, *№ 3*, *стр. 251*. Въ насосахъ *Stone* $n = 40$ считается нормальнымъ, а *Rycke* даетъ для своихъ насосовъ $n = 20$ безъ передачи и 40 съ передачей, такъ что введеніе зубчатой передачи въ насосѣ, конструируемомъ *Rycke*, нужно разсматривать, какъ ничѣмъ не вызываемое усложненіе всего насоснаго устройства.

НАСОСЫ ЧЕТВЕРНОГО ДѢЙСТВІЯ.

73. **Производительность насосовъ четверного дѣйствія и способы ея полученія.** Насосъ четверного дѣйствія долженъ подавать за время одного оборота вала объемъ жидкости, равный $4F.S$ или же близкій къ этой величинѣ. Наиболѣе простое и естественное рѣшеніе вопроса о полученіи отъ насоснаго устройства четверной производительности заключается въ употребленіи 4 насосовъ простого дѣйствія или 2 насосовъ двойного дѣйствія, приводимыхъ въ движеніе отъ одного и того же вала. Но выполненіе такой комбинаціи должно происходить съ возможно малыми добавочными затратами труда, капитала и мѣста, какъ въ помѣщеніи самой насосной станціи, такъ и внѣ ея. Это предполагаетъ, слѣдовательно, что при насосѣ будетъ одинъ общій трубопроводъ, а не 4, не 3 и не 2; затѣмъ излишнее повтореніе передаточныхъ частей между двигателемъ и насосомъ также не желательно, и введены должны быть тѣ лишь части, устраненіе которыхъ не допускается самой сущностью устройства и дѣйствія насоса, какъ законченной машины.

Разнообразіе въ конструкціи этихъ насосовъ обусловливается, какъ и всегда, различными спеціальными требованіями, которыя къ нимъ предъявляютъ. Природа качаемой жидкости, величина рабочаго напора, родъ двигателя, желаемая степень равномѣрности подачи, размѣры помѣщенія для насоса и т. п., все это оказываетъ свое вліяніе на конструктивное выполненіе насоснаго устройства.

Производя критическую оцѣнку различныхъ конструкцій насосовъ четверного дѣйствія, необходимо имѣть въ виду также и вліяніе ихъ на размѣры трубопровода, на болѣе или менѣе экономичное использованіе его. Вѣрныя руководящія данныя для этого даетъ всегда *графикъ объемовъ и скоростей* (см. § 12).

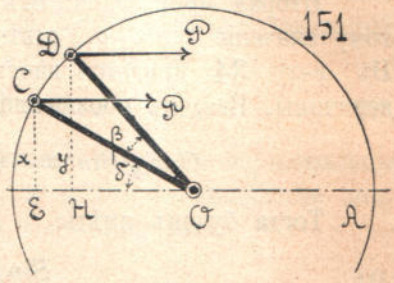
Расположеніе кривошиповъ или колѣнъ у вала требуетъ здѣсь весьма большого вниманія, если не желаютъ затрачивать на преодолѣніе тренія въ трубахъ излишней работы.

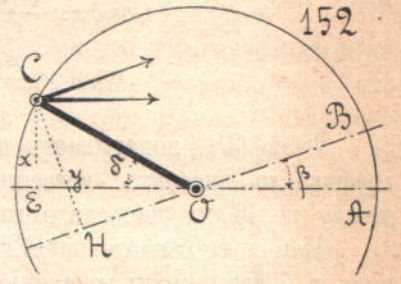
Выполненіе четверного дѣйствія можетъ быть достигнуто также и насосами спеціальнаго устройства, часто весьма компактно выполненнаго. Нужно быть особенно осторожнымъ съ пріобрѣтеніемъ такихъ устройствъ, работающихъ обыкновенно по нераціональному графику и требующихъ трубопровода съ повышеннымъ противъ нормы діаметромъ.

74. **Раціональный графикъ объемовъ въ насосахъ четверного дѣйствія.** Оси сдваиваемыхъ между собою насосовъ двойного дѣйствія могутъ быть или параллельны одна другой, или же наклонны; та и другая

комбинація встрѣчается въ практикѣ. Въ первомъ случаѣ у вала должно быть 2 колѣна, поставленныхъ одно къ другому подъ нѣкоторымъ угломъ β, а во 2-мъ случаѣ можно имѣть валъ одноколѣнчатый, но между осями насосныхъ цилиндровъ будетъ выполненъ тотъ же уголъ β. Возможно отыскать аналитически наивыгоднѣйшее значеніе угла β подъ тѣмъ условіемъ, чтобы наибольшая сумма ординатъ на графикѣ объемовъ и скоростей у насоса четверного дѣйствія была min.

На **фиг. 151** изображаютъ: O — центръ насоснаго вала, OA — слѣдъ плоскости, содержащей въ себѣ геометрическія оси обоихъ сдваиваемыхъ насосовъ; OC и OD — направленія осей двухъ кривошиповъ (или колѣнъ у вала), поставленныхъ взаимно подъ угломъ β. Когда приходится строить графикъ измѣненіяобъемовъ (см. § 12), радіусъ окружности CDA берутъ пропорціональнымъ F, площади поршня, а при построеніи графика скоростей ту же длину можно считать равною или пропорціональною r, радіусу кривошипа. Пусть $OC = OD = r$. Если кривошипъ OC составляетъ съ осью цилиндровъ уголъ δ, тогда соотвѣтственная этому углу ордината графика 1-го насоса будетъ $x = CE$, а для 2-го насоса ордината графика въ тотъ моментъ будетъ, очевидно, $DH = y$. При полученіи составного графика для насоса четверного дѣйствія эти ординаты надо суммировать. Пусть сумма ихъ будетъ z, тогда:





$$z = x + y = r.\,[Sin\,\delta + Sin\,(\beta + \delta)] \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{33}.$$

На **фиг. 152** изображена другая комбинація сдваиванья насосовъ двойного дѣйствія: колѣно OC у вала одно, а оси цилиндровъ расположены вдоль линій OA и OB, дѣлающихъ одна съ другою уголъ β. Ординаты отдѣльныхъ графиковъ будутъ:

$$x = CE = r\,.\,Sin\,\delta;\;\; y = CH = r\,.\,Sin\,(\beta + \delta).$$

Сумма ихъ z представится тою же ф-лою **33**, какъ и ранѣе, такъ что дальнѣйшее изслѣдованіе можно вести сразу для обоихъ случаевъ.

Ф-ла **33** показываетъ намъ, что, если величина угла β временно принята будетъ за постоянную, сумма z ординатъ составного графика будетъ функціею угла δ. При измѣненіи величины его, найдемъ, когда z будетъ max. Для этого прежде всего сдѣлаемъ преобразованія въ ф-лѣ **33**:

$$z = r\,.\,[Sin\,\delta.\;(1 + Cos\,\beta) + Cos\,\delta.\;Sin\,\beta] \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{34}.$$

Послѣ этого беремъ 1-ю производную отъ z по перемѣнному δ:

$$\frac{dz}{d\delta} = r.\left[(1 + Cos\,\beta).Cos\,\delta - Sin\,\beta.Sin\,\delta\right] \ldots\ldots\ldots \mathbf{35}.$$

Для нахожденія *max* или *min* величины z вторую часть равенства **35** надо приравнять нулю; тогда получаемъ:

$$tg\,\delta = \frac{1 + Cos\,\beta}{Sin\,\beta} \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{36}.$$

Вторая производная отъ z по δ, очевидно, будетъ менѣе нуля, а потому значеніе угла δ, отвѣчающее ф-лѣ **36**, будетъ *max*, а не *min*. Въ ф-лу **34** придется вносить $Sin\,\delta$ и $Cos\,\delta$; найдемъ поэтому ихъ величины. Введемъ обозначеніе:

$$C = \sqrt{Sin^2\beta + (1 + Cos\,\beta)^2} = \sqrt{2 + 2\,.\,Cos\,\beta} \ldots\ldots \mathbf{37}$$

Тогда будемъ имѣть:

$$Cos\,\delta = \frac{Sin\,\beta}{C}; \qquad Sin\,\delta = \frac{1 + Cos\,\beta}{C}$$

$$Max\,z = r\,.\,C = r\,.\sqrt{2}\,.\sqrt{1 + Cos\,\beta}. \ldots\ldots \mathbf{38}$$

Ф-ла **38** показываетъ намъ, что наибольшая ордината составного графика въ насосахъ четверного дѣйствія зависитъ отъ величины угла между колѣнами насоснаго вала или между осями цилиндровъ.

Наиболѣе желательную комбинацію получимъ въ томъ случаѣ, когда *max z* будетъ имѣть значеніе, наименьшее изъ всѣхъ возможныхъ, а это будетъ имѣть мѣсто въ томъ случаѣ, если $Cos\,\beta = 0$, т. е. $\beta = 90^0$. Слѣдовательно, *раціональнымъ сдваиваніемъ насосовъ двойного дѣйствія будетъ такое, когда колѣна (или кривошипы) у насоснаго вала будутъ поставлены подъ прямымъ угломъ, а если оба шатуна хватаются за одно и то же колѣно (или за общій палецъ кривошипа), тогда между осями цилиндровъ долженъ быть прямой уголъ.* Въ обоихъ случаяхъ составной графикъ будетъ имѣть видъ фиг. 54, гдѣ $OB = aa_1 = r\,.\,\omega$ на графикѣ скоростей, или $= F$ на графикѣ объемовъ, т. е. раціональный графикъ насосовъ четверного дѣйствія по существу ничѣмъ не отличается отъ такового же въ насосахъ двойного дѣйствія III-й группы: *max* перемѣщаемаго объема будетъ повторяться въ теченіе *1* оборота вала *4* раза, наибольшая ордината графика будетъ $= F.\sqrt{2}$ и *max* скорости будетъ отличаться отъ средней на 11% (см. ф-лу **19** въ § 44, III-я группа насосовъ двойного дѣйствія).

Оказывается, что раціональный графикъ насосовъ четверного дѣйствія уступаетъ таковому же въ насосахъ тройного дѣйствія, гдѣ *max* перемѣщаемаго объема повторялся въ теченіе *1* оборота вала **6** разъ, наибольшая ордината графика была $= F$ и *max* скорости отличался отъ средней только на 4,7% (см. § 67, ф-лу **32**).

Въ условіяхъ, еще менѣе удовлетворительныхъ для сравненія съ насосами тройного дѣйствія, находятся такіе насосы четверного дѣйствія, которые работаютъ по нераціональному графику, съ угломъ $\beta = 0^0$ или 180^0. Графикъ такихъ насосовъ по существу будетъ одинаковъ съ фиг. 18, только на ней надо считать $c_1 d_1 = 2F$ и всѣ ординаты увеличенными вдвое сравнительно съ тѣмъ насосомъ двойного дѣйствія, который дублируется.

Не трудно обнаружить также, что *max* вращательнаго момента у вала при раціональныхъ насосахъ четверного дѣйствія будетъ наименьшій изъ всѣхъ. Для этого допустимъ, что величина силы P, передаваемой къ насосному поршню, остается постоянной по величинѣ и направленной параллельно оси цилиндра (см. фиг. 151 и 152), тогда:

$$M = P.\overline{CE} + P.\overline{DH} = P.z \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{39},$$

т.-е. ординаты кривой вращательныхъ моментовъ будутъ пропорціональны ординатамъ графика скоростей и объемовъ, а потому и наименьшее значеніе *max* M будетъ тоже при $\beta = 90^0$ и выразится такъ:

$$max\, M = P.r.\sqrt{2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{40}.$$

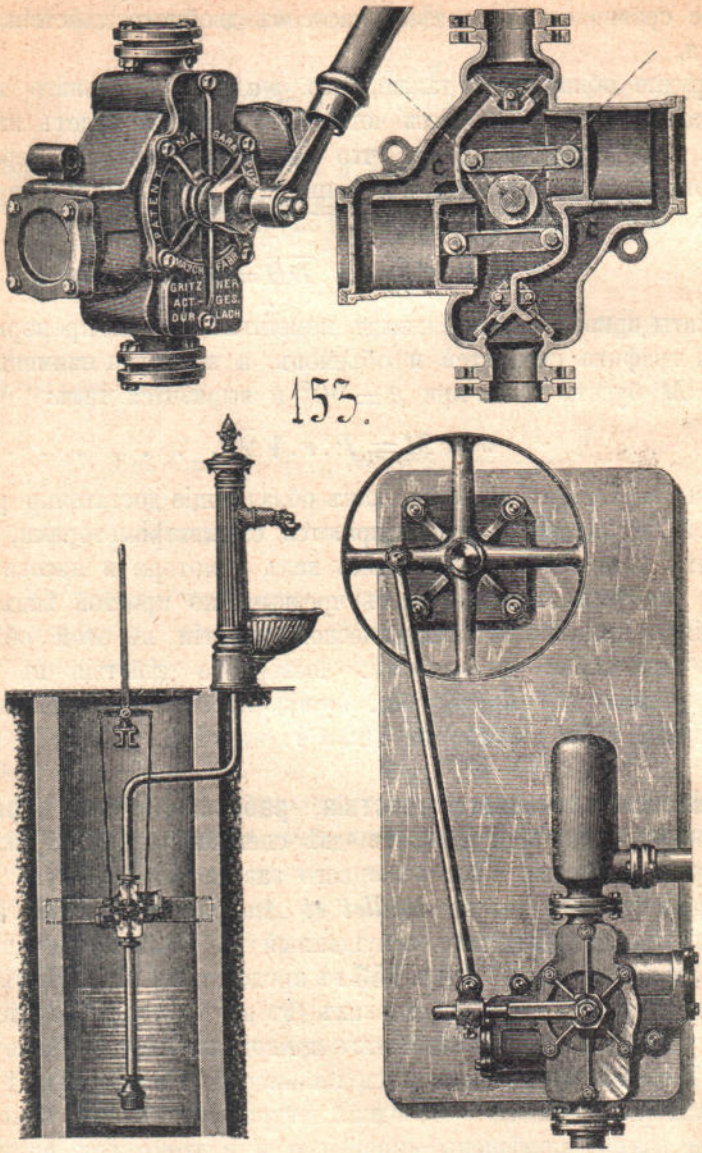
Насосы четверного дѣйствія, какъ обладающіе достаточно равномѣрной подачей, весьма часто комбинируются съ электромоторами, особенно въ шахтныхъ установкахъ; при этомъ валъ у мотора и насоса дѣлается общимъ, и вся установка получаетъ чрезвычайно простой видъ. Послѣднія свѣдѣнія о примѣненіи электрической энергіи въ этой области вообще и по отношенію къ насосамъ четверного дѣйствія въ частности можно почерпнуть въ *Журн. общ. нѣм. инж.* за 1897 г. въ №№ 20 и 12, за 1898 г. въ № 49, за 1899 г. въ № 3.

75. **Насосы четверного дѣйствія, работающіе по нераціональному графику**. Сюда принадлежатъ двѣ спеціальныя конструкціи насосовъ четверного дѣйствія, одна нѣмецкаго завода *Gritzner* (въ *Durlach*), а другая французскаго завода *Baillet et Audemar* (въ *Dole, Jura*).

Насосъ завода Gritzner, выпущенный въ 1893 г. подъ названіемъ „*Niagara*", представленъ на **фиг. 153** въ продольномъ разрѣзѣ, въ боковомъ видѣ и въ двухъ различныхъ установкахъ (въ видѣ ручного колодезнаго насоса—внизу слѣва и въ видѣ заводскаго приводнаго насоса—внизу справа). Насосъ имѣетъ два горизонтальныхъ цилиндра, 2 поршня и 4 клапана; рабочихъ камеръ у насоса — 3, одна центральная и двѣ боковыхъ; въ центральной камерѣ помѣщены коромысло и 2 короткихъ шатуна, шарнирно сочлененныхъ съ поршнями; обѣ боковыхъ камеры соединены между собою каналомъ c; благодаря этому, такой насосъ работаетъ, какъ пара насосовъ двойного дѣйствія 1-й группы, у которыхъ оси не совпадаютъ одна съ другой, а отодвинуты на нѣкоторое разстояніе. Это раздвиганіе осей послужило здѣсь къ упрощенію передаточнаго механизма.

Для качки чистой воды и спирта клапаны дѣлаются металлическими, а поршни могутъ быть выполнены и безъ набивки, только съ аккурат-

ной приточкой къ цилиндру и съ кольцевыми каналами на поверхности; для качки сорныхъ и грязныхъ жидкостей такой насосъ ставится съ клапанами, подшитыми кожей, и съ поршнями, которые одѣты кожаными манжетами.



155.

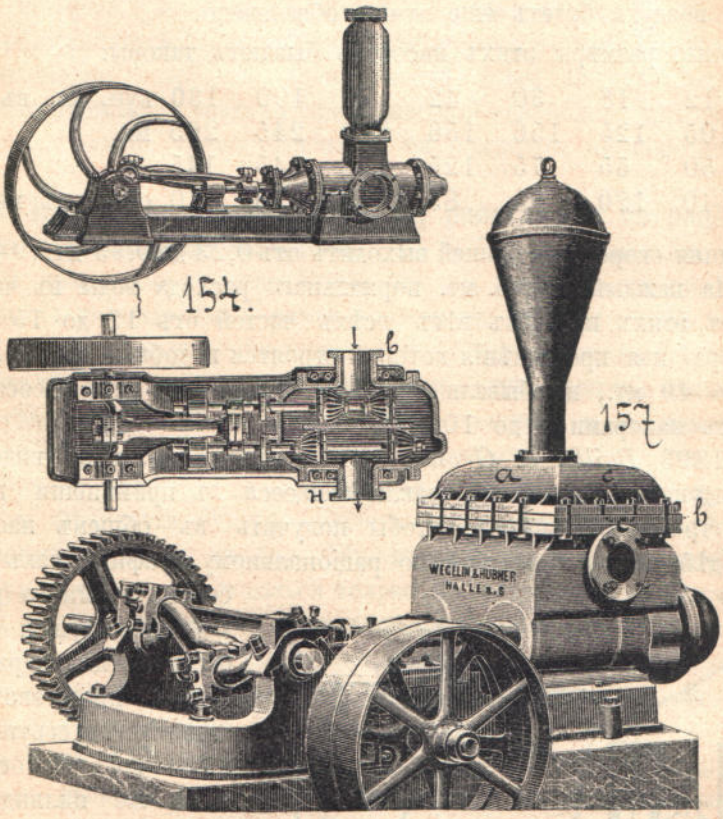
Отношеніе хода къ діаметру въ такихъ насосахъ выполняется отъ 2 : 3 до 3 : 4. Величины діаметровъ бываютъ отъ 30 до 150 мм. (чрезъ каждые 10 мм.) при соотвѣтственной подачѣ отъ 1 ведра до 30 въ минуту. Число двойныхъ размаховъ въ минуту назначается отъ 50 до 20.

Чтобы воздухъ изъ правой рабочей камеры свободнѣе удалялся въ нагнетательную трубу, каналъ *c* слѣдовало бы располагать не на высотѣ рабочаго вала, а возможно выше; самое лучшее было бы располо-

жить этотъ каналъ выше праваго цилиндра и обойти имъ правый нагнетательный клапанъ съ двухъ сторонъ, чтобы попасть въ лѣвую рабочую камеру подъ лѣвый нагнетательный клапанъ.

Установка колодезнаго насоса показана съ передачей двумя проволочными канатами, поочередно работающими на растяженіе.

Насосъ завода Baillet et Audemar въ боковомъ видѣ и горизонтальномъ разрѣзѣ представленъ на **фиг. 154**. Конструктивное изображеніе насоса этой системы дано въ моемъ *Атласѣ нас.* на табл. 13. У этого насоса имѣются 2 цилиндра съ параллельными осями, отлитые въ одномъ цѣломъ; въ нихъ—4 проходныхъ поршня; штоки этихъ



поршней связаны между собою внѣ цилиндра общей траверсой, которая получаетъ движеніе отъ шатуна и кривошипа; всѣ 4 поршня здѣсь имѣютъ, слѣдовательно, однообразное движеніе; *b*—всасывающая труба (фиг. 154), *н*—нагнетательная; клапаны двухъ поршней, прилегающихъ ко всасывающей трубѣ, открываются по направленію движенія воды изъ всасывающей трубы; клапаны двухъ другихъ поршней, прилегающихъ къ нагнетательной трубѣ, должны открываться по направленію движенія воды къ нагнетательной трубѣ. Дѣйствіе насоса происходитъ слѣдующимъ образомъ: при движеніи системы поршней справа налѣво работаютъ лѣвый верхній поршень и правый нижній, а другіе 2 идутъ по-

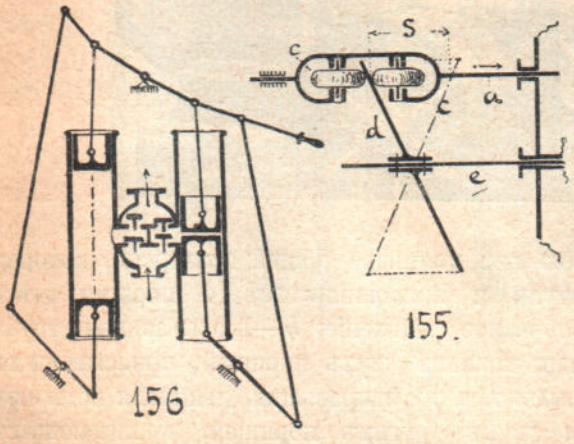
рожнемъ, только пропускаютъ сквозь себя жидкость,—нагнетаніе за 1 размахъ поршней происходитъ въ объемѣ $2F.S$, всасываніе—также; при движеніи системы поршней слѣва направо, происходитъ обратное, работаютъ правый верхній поршень и лѣвый нижній, а другіе два идутъ порожнемъ, нагнетается опять $2F.S$ и всасывается тоже. При качкѣ сорной и грязной воды всѣ 4 поршня снабжаются клапанами *Летестю*, при чистой водѣ клапаны могутъ быть гуттаперчевыми. Надъ срединой того цилиндра, который прилегаетъ къ нагнетательной трубѣ, ставится воздушный колпакъ. Прохожденіе воздуха чрезъ цилиндры насоса дѣлается совершенно свободно. Чтобы насосъ занималъ меньше мѣста въ ширину, цилиндры располагаются одинъ надъ другимъ, тогда свободное выдѣленіе воздуха будетъ еще лучше обезпечено.

Главные размѣры этихъ насосовъ бываютъ таковы:

$Q_1 =$	12	18	30	42	72	100	130	куб. мт. въ часъ.
$D =$	105	125	156	156	210	245	265	мм.
$S =$	50	55	75	125	125	145	145	»
$n =$	140	120	95	85	75	70	70	обор. въ мин.

Средняя скорость поршней выходитъ отъ 0,23 до 0,33 мт. (9—13 дм.) въ сек. На каждый 1 куб. мт. нормальнаго расхода воды въ часъ приходится въ этихъ насосахъ вѣсъ всѣхъ частей отъ 12 до 15 кг. Высота напора, для преодолѣнія которой строятся подобные насосы, бываетъ отъ 20 до 40 мт., но бывали примѣры установокъ съ насосами этой системы съ напорами и до 100 мт.

Въ 1893 *Baillet et Gronier* патентовали остроумное видоизмѣненіе предыдущаго устройства, заключающееся въ примѣненіи къ нему принципа тройного дѣйствія, чтобы получить въ общемъ насосъ 12-кратнаго дѣйствія, работающій по раціональному графику, какъ и у насосовъ тройного дѣйствія. Въ предыдущей системѣ было два цилиндра; нужно теперь представить себѣ симметрично сгруппированными вокругъ оси 6 такихъ же цилиндровъ съ общей центральной всасывающей трубой и общей нагнетательной. Поршневые штоки парныхъ насосовъ нужно представить себѣ внутри камеръ соединенными общей траверсой и выпускающими наружу общій стержень *a* (**фиг. 155**); сквозь тѣло насоса безъ сальниковъ проводится валъ *e*; на одномъ концѣ его располагаются коренной и холостой шкивы, а на другомъ наклонный къ оси вала дискъ *d*; отъ этого диска каждому изъ поршневыхъ штоковъ *a*



движеніе сообщается парою роликовъ *c,c*, связанныхъ общей обоймицей; оси штоковъ *a* дѣлятъ на 3 равныя части окружность, описанную вокругъ оси вала *e*; благодаря этому, страиваніе насосовъ четверного дѣйствія происходитъ вполнѣ раціонально, три шатунные механизма исчезаютъ и замѣняются однимъ непрерывно вращающимся дискомъ *d* съ 6-ю роликами *c*. Все устройство насоса выходитъ чрезвычайно компактнымъ и хорошо приспособленнымъ для работы съ весьма большими скоростями. Валу *e* даютъ въ этихъ насосахъ отъ 150 до 200 обор. въ минуту (*Revue industrielle*, 1893, *novembre*).

Насосъ завода Lippold, представленный въ схемѣ на **фиг. 156**, является сдвоеннымъ по отношенію къ насосу двойного дѣйствія 1-й группы, который уже былъ разсмотрѣнъ нами выше (§ 46, фиг. 57). Схема представляется удобною для разработки ея въ видѣ пожарнаго насоса высокаго давленія: вредныя пространства здѣсь могутъ быть доведены до *min*, прохожденіе воздуха чрезъ насосъ—свободно, давленія на парные поршни всегда уравновѣшены и на цилиндры не передаются.

76. **Насосы четверного дѣйствія, работающіе по раціональному графику.** На основаніи изложеннаго въ § 74, сюда должны быть отнесены всѣ правильно дублированные насосы двойного дѣйствія; при параллельныхъ цилиндровыхъ осяхъ кривошипы должны стоять подъ угломъ въ 90°; при осяхъ пересѣкающихся и общемъ кривошипѣ или колѣнчатомъ валѣ, уголъ между цилиндровыми осями долженъ быть прямымъ. Та же самая группировка можетъ быть получена и съ помощію 4 насосовъ простого дѣйствія, если парные насосы, образующіе вмѣстѣ насосъ двойного дѣйствія, работающій по графику фиг. 18, при дальнѣйшемъ ихъ сдваиваніи будутъ удовлетворять выше высказанному условію.

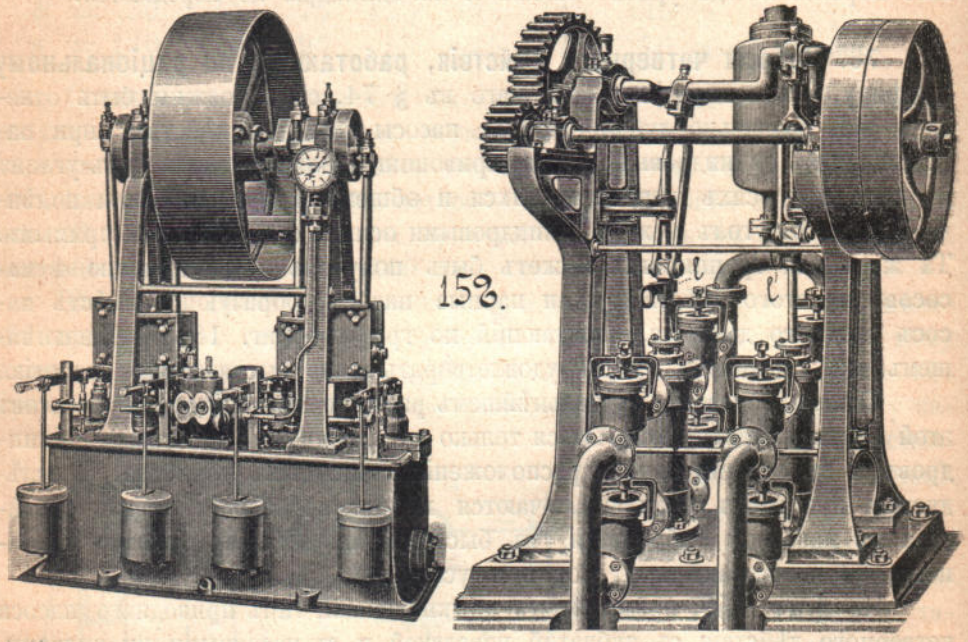
Такимъ образомъ въ дальнѣйшемъ различіе въ конструкціи насосовъ этой группы будетъ заключаться только въ устройствѣ насосныхъ цилиндровъ и въ относительномъ расположеніи клапанныхъ коробокъ. Преслѣдуемыя при этомъ цѣли заключаются въ приспособленіи всего устройства къ массовой фабрикаціи, къ быстрому и удобному осмотру клапановъ, къ удобствамъ при сборкѣ и установкѣ.

На **фиг. 157**. представленъ обыкновенный типъ приводнаго насоса четверного дѣйствія съ зубчатой передачей и съ насосными цилиндрами, отлитыми въ одномъ цѣломъ. Клапанныя коробки при обоихъ цилиндрахъ выполнены по калифорнскому типу. Осмотръ всѣхъ клапановъ дѣлается отнимая крышку *a* съ колпакомъ и доску *b*, разъединяющую всасывающія камеры отъ нагнетательныхъ. Разъема флянцевъ у трубъ дѣлать не приходится. При отъемѣ крышки *a* гайки свинчиваются вполнѣ только съ 4 шпилекъ *c*, которыя находятся возлѣ трубъ; на остальныхъ же болтахъ гайки отвертываются только до ослабленія, а затѣмъ болты вынимаются изъ своихъ гнѣздъ прямо въ сторону вмѣстѣ и съ гайками.

Саксонскій заводъ *Wegblin & Huebner* строитъ по этому типу насосы 11-ти №-овъ съ 4-мя различными размахами поршней — въ 150, 250, 300 и 350 мм. при діаметрахъ цилиндровъ отъ 125 до 350 мм.

чрезъ каждые 25 мм. для подачи отъ 25 до 300 куб. мт. въ часъ при $n =$ отъ 40 до 70. Скорости поршней назначаются отъ 0,35 до 0,55 мт. въ сек. Вѣсъ насоса, который приходится на 1 куб. мт. подачи въ часъ, въ малыхъ насосахъ=около 40 кг., въ среднихъ—около 25—20 кг., а въ большихъ—около 20—15 кг. Діаметры шкивовъ—отъ 400 до 1400 мм. чрезъ каждые 100 мм. при ширинѣ обода отъ 100 до 200 мм.

На **фиг. 158** представлены 2 типа приводныхъ насосовъ четверного дѣйствія: слѣва—изъ 4-хъ насосовъ простого дѣйствія для питанія гидравлическаго пресса, а справа — изъ 2 насосовъ двойного дѣйствія для заводскихъ цѣлей; въ 1-мъ случаѣ насосъ работаетъ съ двухколѣнчатымъ валомъ и двумя дисками вмѣсто кривошиповъ, а во 2-мъ только съ двухколѣнчатымъ валомъ. Отсутствіе зубчатыхъ колесъ въ передачѣ къ лѣвому насосу и посадка шкива въ срединѣ между опорами даютъ намекъ на возможность примѣненія этого насоса только при умѣренныхъ напорахъ.

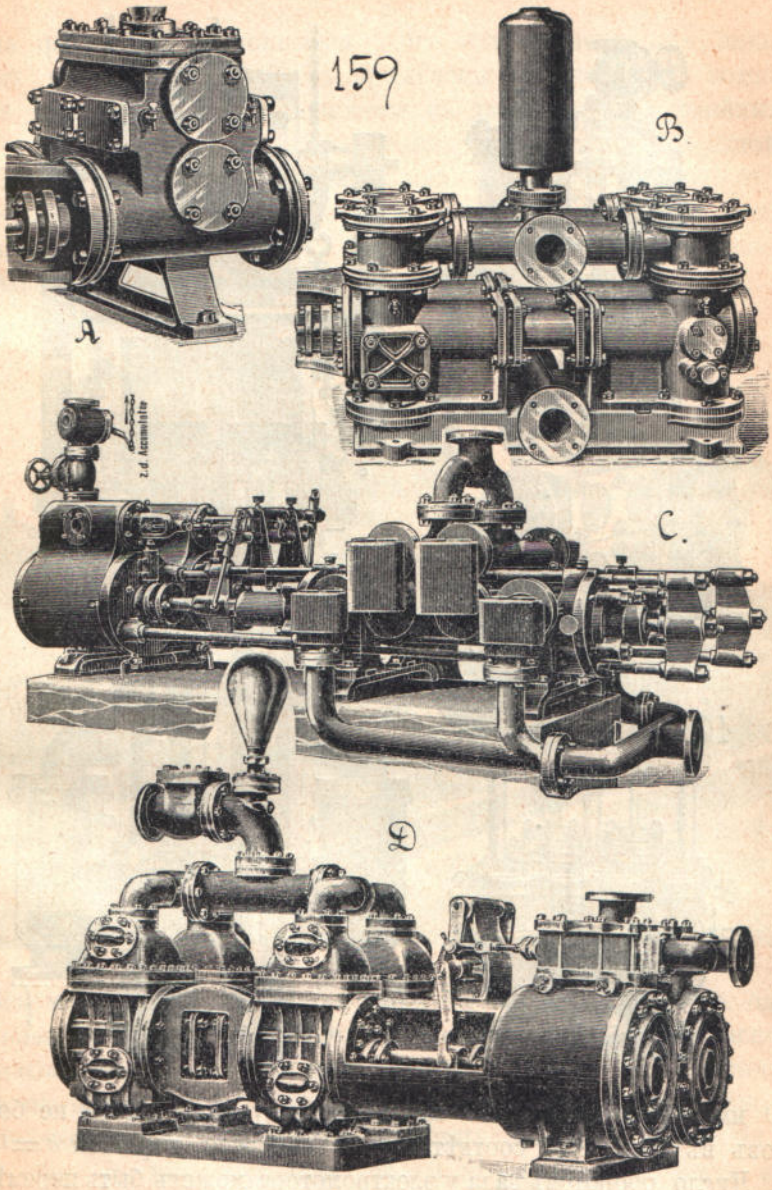


Правый изъ насосовъ на фиг. 158 можетъ быть приспособленъ для работы съ перемѣннымъ расходомъ воды: выбивая изъ соединенія штока съ шатуномъ чеку l, по желанію можно заставить насосъ работать съ подачей $2F.S$ вмѣсто $4F.S$.

На **фиг. 159** изображены 4 характерныхъ типа въ устройствѣ насосной части въ случаѣ паровыхъ насосовъ четверного дѣйствія: A—для поршневаго насоса (съ 2 сальниками и 2 набивками у поршней), B и D—для скальчатыхъ насосовъ умѣреннаго давленія (съ 6-ю сальниками), C—для скальчатаго насоса высокаго давленія (съ 4-мя сальниками). На фиг. 159, B, C, D можно видѣть также 3 разныхъ способа присоединенія трубопровода къ насосу.

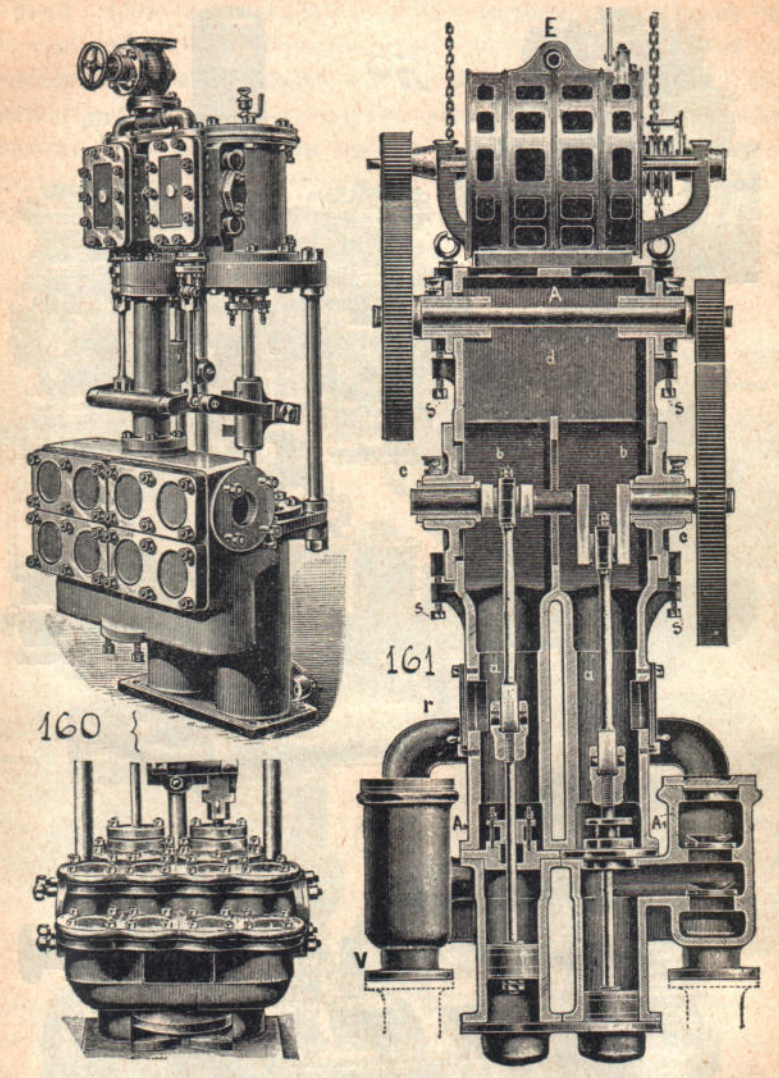
На **фиг. 160**. иллюстрированы 2 разныхъ способа выполненія клапанныхъ коробокъ при вертикальныхъ паровыхъ насосахъ четверного дѣйствія; суть дѣла здѣсь понятна безъ описанія.

На **фиг. 161** имѣемъ примѣръ устройства вертикальнаго шахтнаго насоса четверного дѣйствія съ электрической передачей къ нему. Рама



насоса состоитъ изъ двухъ трубчатыхъ колоннъ *a,a* въ расточенной части которыхъ ходятъ ползуны. Каждый изъ цилиндровъ отлитъ въ въ одномъ цѣломъ съ двумя клапанными коробками $A_0 A_1$. Подшипники для валовъ *b* и *A* привернуты къ рамѣ и снабжены установительными болтами *ss* для быстрой вывѣрки ихъ при установкѣ. Электромоторъ ста-

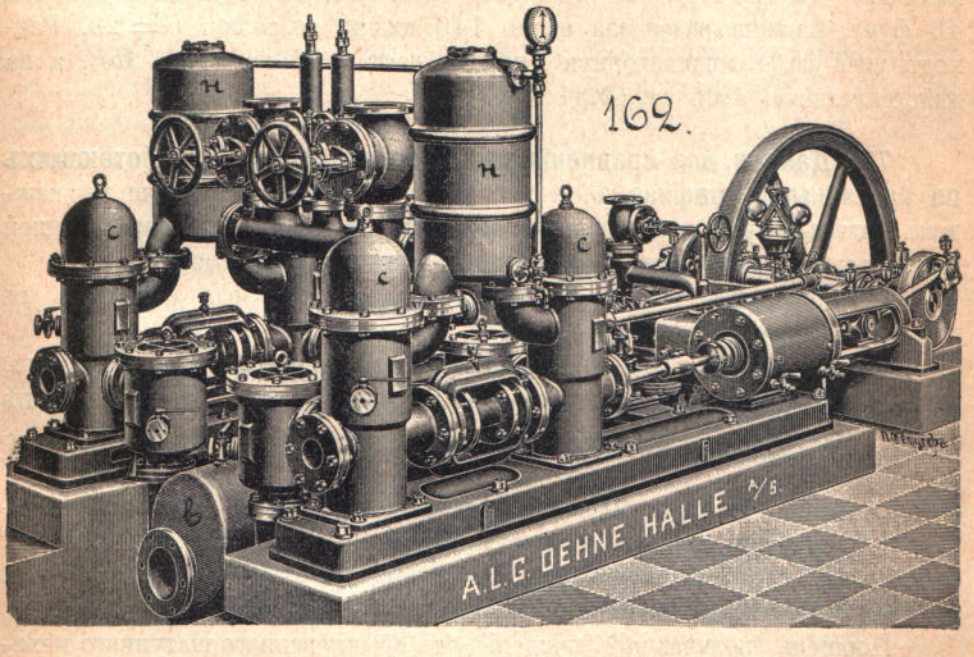
вится непосредственно на раму насоса сверхъ ея. При разработкѣ шахты такой насосъ можетъ работать въ подвѣшенномъ на цѣпяхъ положеніи. Коструккція этого насоса выработана саксонскимъ заводомъ *Huelsenberg* (во Фрейбергѣ). Заводъ строитъ такіе насосы *семи* различныхъ №-овъ съ общимъ размахомъ поршней въ 300 мм., при діаметрѣ ихъ отъ 100



до 250 мм. чрезъ каждые 25 мм. Насосному валу дается не болѣе 50 оборотовъ въ мин., что соотвѣтствуетъ скорости поршней $c = 0,5$ мт. въ сек. Число оборотовъ вала у электромотора можетъ быть перемѣннымъ, напр., въ предѣлахъ отъ 320 до 960 въ мин. Шатунный механизмъ, скрытый внутри рамы, заставляютъ работать въ масляной ваннѣ. Зубчатыя колеса также снабжаются огражденіями надлежащей формы, такъ что въ общемъ получается очень простое и компактное устройство, у котораго всѣ движущіяся части скрыты и сдѣланы безопасными.

Примѣръ устройства горизонтальнаго шахтнаго насоса четверного дѣйствія съ электрической передачей описанъ въ *Engineering*, 1892, *oct.* 7: діам. цилиндр. 120 мм., ходъ плунжеровъ — 300 мм., число оборотовъ въ мин., по желанію, можно имѣть равнымъ 34 или 17, измѣняя при этомъ напоръ отъ 40 до 80 мт. или подачу отъ 3 до 6 *lt* въ сек. *Max* рабочей скорости плунжеровъ очень умѣренный — до 0,34 мт. въ сек.

На **фиг. 162** представлена одна изъ современныхъ конструкцій насосовъ четверного дѣйствія въ примѣненіи на городскихъ водокачкахъ: паровая часть установки выполняется съ двойнымъ или тройнымъ расширеніемъ пара; всѣ 4 насосные цилиндра отливаются по одной и той же модели; верхняя часть каждаго цилиндра является коробкою для нагнетательнаго клапана, надъ каждою изъ нихъ помѣщенъ небольшой воздушный колпакъ *c* на мѣстѣ крышки у коробки; *н,н* — главные нагнетательные колпаки; *b*—общій всасывающій колпакъ.



Въ моемъ *Атл. насос.* на табл. 77 — 80 изображенъ одинъ изъ примѣровъ выполненія насосовъ четверного дѣйствія при расположеніи осей насосныхъ цилиндровъ подъ прямымъ угломъ. Это—установка насосовъ на водокачкѣ въ Женевѣ, исполненная въ періодъ 1885—88 гг. Двигателями насосовъ являются турбины Жонваля, дѣлающія отъ 26 до 40 обор. въ мин. Передача работы къ насосамъ дѣлается непосредственно отъ пальца кривошипа, посаженнаго на верхнемъ концѣ турбиннаго вала. Нѣкоторые изъ насосовъ этой станціи работаютъ подъ напоромъ въ 50 мт., а другіе — 150 мт.; вода изъ трубопровода высокаго давленія предназначается для утилизаціи ея въ водостолбовыхъ и др. машинахъ. Средняя скорость работы насосныхъ поршней отъ 0,95

до 1,46 мт. Другія подробности относительно условій работы различныхъ частей насоса выписаны на таблицахъ 77—80 при соотвѣтственныхъ деталяхъ всего устройства. Желающихъ болѣе подробно ознакомиться съ этой интересной и оригинальной установкою отсылаемъ къ спеціальному сочиненію инженера *Th. Turrettini — Utilisation des forces motrices du Rhône. Ville de Genève*, 1890, текстъ и атласъ въ 40 таблицъ.

Другой примѣръ подобнаго же устройства, но съ двигателемъ въ видѣ паровой машины имѣемъ на старой водокачкѣ въ *Buffalo* (см. *Engineering*, 1879, *nov.* 7, стр. 365). Машины были исполнены извѣстнымъ заводомъ *Holly Mnfc. C°*. На концѣ главнаго вала съ маховикомъ посажено 2 кривошипа; съ каждымъ изъ нихъ спарены двѣ одинаковыя паровыя машины съ наклонными цилиндрами (діам. 25 дм., ходъ 33 дм.). Оси насосныхъ цилиндровъ составляютъ непосредственное продолженіе осей паровыхъ цилиндровъ. Насосные цилиндры (діам. $15^1/_2$ дм., ходъ 33 дм.) помѣщены на рамахъ ниже паровыхъ. Діаметръ маховика 12 ф. 4 д., его вѣсъ 440 пуд. (16000 *lbs*). При давленіи 46 фунт. машина развивала около 140 индик. силъ при $n = 23$. Расходъ угля на 1 индикаторную силу въ часъ 0,88 кг. (1,94 *lbs*), а на дѣйствительную 1,05 кг. (2,31 *lbs*).

77. **Данныя, для сравненія между собою насосовъ, работающихъ по различнымъ графикамъ,** могутъ быть получены, вычисляя въ каждомъ отдѣльномъ случаѣ величину потеряннаго напора на опредѣленной длинѣ трубопровода, непосредственно связаннаго съ насосомъ.

Предположимъ сначала, что діаметръ трубопровода одинаковъ съ діаметромъ присасывающаго органа у насоса и $= D$.

Если v будетъ скорость движенія жидкости въ трубѣ, l—ея длина, тогда напоръ, потерянный отъ тренія жидкости о стѣнки трубы на длинѣ l, какъ извѣстно, можетъ быть представленъ выраженіемъ $e \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$, гдѣ g — ускореніе тяжести, а e — коэффиціентъ, зависящій главнымъ образомъ отъ природы перекачиваемой жидкости и въ сравнительно меньшей степени отъ скорости перекачки. Для упрощенія рѣшенія вопроса будемъ считать e постояннымъ, не зависящимъ отъ v.

Поршень, получающій движеніе отъ обыкновеннаго шатуннаго механизма, имѣетъ перемѣнную скорость (см. ф-лу **6** въ § 11 и ф-лу **10** въ § 13):

$$v = r \cdot \omega \cdot Sin\ \beta = v_0 \cdot Sin\ \beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{6.}$$

гдѣ β — уголъ между послѣдующимъ положеніемъ кривошипа и начальнымъ въ мертвой точкѣ, а v_0 — *max* скорости поршня.

Предполагая число оборотовъ вала постояннымъ, будетъ имѣть $v_0 =$ *const*, а v — перемѣнною; въ зависимости отъ этого все время будетъ измѣняться и величина потеряннаго напора; при безконечно маломъ перемѣщеніи поршня на длину, равную dx, эту величину обозначимъ чрезъ dy, тогда:

$$dy = e \cdot \frac{dx}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Изъ ф-лы **6** (въ § 11) имѣемъ:

$$dx = r \,.\, Sin\ \beta \,.\, d\beta, \text{ поэтому}$$

$$dy = \frac{e}{2g} \cdot \frac{r}{D} \cdot v_0^2 \,.\, Sin^3\ \beta \,.\, d\beta$$

Введемъ обозначеніе: $\frac{e}{2g} \cdot \frac{r}{D} = A$. . . . . **41.**

Кромѣ того, замѣтимъ, что зависимость между среднею скоростью поршня c и наибольшею v_0 выражена въ § 13 ф-лою **11**:

$$v_0 = 1{,}57 \,.\, c; \quad v_0^2 = 2{,}46 \,.\, c^2 \text{ . . . . . } \mathbf{11.}$$

Тогда суммарный напоръ при перемѣщеніи кривошипа на нѣкоторый уголъ будетъ

$$y = A \,.\, v_0^2 \,.\, \int Sin^3\ \beta \,.\, d\beta = -\frac{A \,.\, v_0^2 \,.\, Cos\ \beta}{3}(2 + Sin^2\ \beta) + C \text{ . . . . } \mathbf{42.}$$

Здѣсь C — произвольное постоянное, полученное при интегрированіи. Примѣнимъ эту ф-лу къ вычисленію напора, теряющагося отъ тренія жидкости, за время рабочаго періода поршня въ каждой группѣ насосовъ.

78. *Насосы простого дѣйствія.*

a. **Насосы простого дѣйствія I-й группы** (§§ 30—36), нагнетающіе воду при одномъ размахѣ поршня, работаютъ по графику фиг. 17, на которомъ $OA = F$ въ случаѣ графика объемовъ, или $= v_0$ въ случаѣ графика скоростей. Примѣняя ф-лу **42** къ опредѣленію напора y_1, который теряется вслѣдствіе тренія жидкости въ періодъ рабочаго хода поршня, надо дѣлать интегрированіе въ предѣлахъ отъ $\beta = o$ до $\beta = 180^0$:

$$y_1 = \frac{4}{3} \cdot A \,.\, v_0^2 = 3{,}28 \,.\, A \,.\, c^2 \text{ . . . . . } \mathbf{43.}$$

b. **Насосы простого дѣйствія II-й группы** (§§ 37 — 41), нагнетающіе воду въ оба хода, работаютъ по *раціональному* графику фиг. 18, на которомъ $O_1A_1 = 0{,}5 \,.\, F$ въ случаѣ графика объемовъ и $= 0{,}5 \,.\, v_0$ въ случаѣ графика скоростей. Если діаметръ трубы будетъ здѣсь тотъ же самый, что и ранѣе, тогда скорость нагнетанія здѣсь будетъ сравнительно съ предыдущимъ случаемъ вдвое менѣе при соотвѣтственныхъ положеніяхъ поршней, а напоръ y_2, потерянный за время одного размаха поршня, будетъ менѣе y_1 въ 4 раза:

$$y_2 = \frac{1}{3} \,.\, A \,.\, v_0^2 = 0{,}82 \,.\, A \,.\, c^2 \text{ . . . . . } \mathbf{44.}$$

Эта величина потери за время цѣлаго оборота вала повторится однако 2 раза, такъ что въ общемъ потерянный напоръ у насосовъ II-й группы будетъ менѣе, чѣмъ у нососовъ I-й группы въ *два* раза.

c. **Насосы простого дѣйствія съ постоянной скоростью поршня**, если бы таковые были построены, можно представить себѣ въ работѣ, какъ въ видѣ насосовъ I-й группы, такъ и второй.

Работая въ видѣ насосовъ I-й группы, они имѣли бы:

$$v = c = const; \quad dy = e \cdot \frac{dx}{D} \cdot \frac{c^2}{2g}$$

Напоръ, потерянный въ теченіе рабочаго періода поршня былъ бы:

$$y_3 = e \cdot \frac{2r}{D} \cdot \frac{c^2}{2g} = 2 \,.\, A \,.\, c^2 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{45}.$$

А для насосовъ II-й группы при постоянной скорости поршня имѣли бы:

$$y_4 = \frac{y_3}{4} = 0{,}5 \,.\, A \,.\, c^2 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{46}.$$

Отношеніе $$\frac{y_1}{y_3} = \frac{y_2}{y_4} = 1{,}64 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{47},$$

т. е. *замѣняя шатунный механизмъ другимъ, дающимъ постоянную рабочую скорость поршня, въ насосахъ простого дѣйствія возможно понизить на 64% высоту напора, потерянного на преодолѣніе тренія въ тѣхъ частяхъ трубъ, которыя лежатъ внѣ воздѣйствія воздушныхъ колпаковъ.* При качкѣ артезіанской воды, напр., эти части трубъ достигаютъ длины, выражаемой десятками и сотнями футовъ.

79. *Насосы двойного дѣйствія.*

d. **Насосы двойного дѣйствія I-й группы** (§ 46) нагнетаютъ объемъ $2F.S$ при одномъ размахѣ поршня, работая по *нераціональному* графику фиг. 17, на которомъ нужно сдѣлать $OA = 2F$ въ случаѣ графика объемовъ, или $2v_0$ въ случаѣ графика скоростей.

Напоръ y_5, потерянный въ теченіе рабочаго періода поршней, будетъ болѣе y_1 въ 4 раза при той же величинѣ діаметра D:

$$y_5 = 4 \,.\, y_1 = \frac{16}{3} \cdot A \,.\, v_0^2 = 13{,}12 \,.\, A \,.\, c^2 \;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{48}.$$

e. **Насосы двойного дѣйствія II-й группы** (§§ 47—62) нагнетаютъ объемъ $2F.S$ въ оба хода поршня и работаютъ по обыкновенному графику фиг. 18, на которомъ надо считать $c_1 d_1 = F$ въ случаѣ графика скоростей и $= v_0$ въ случаѣ графика объемовъ. Всѣ ординаты этихъ графиковъ будутъ одинаковы съ таковыми же въ случаѣ насосовъ простого дѣйствія I-й группы и удвоены сравнительно съ ординатами графиковъ у насосовъ простого дѣйствія II-й группы.

Высота напора y_6, потеряннаго вслѣдствіе тренія жидкости въ трубахъ въ теченіе одного размаха поршня, будетъ:

$$y_6 = y_1 = 4 \,.\, y_2 = \frac{4}{3} \cdot A \,.\, v_0^2 = 3{,}28 \,.\, A \,.\, c^2 \;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{49}.$$

Въ случаѣ постоянной скорости поршня имѣли бы потеряннымъ напоръ, одинаковый съ y_3 (см. ф-лу 45), въ $1^1/_2$ раза меньшій y_6.

f. **Насосы двойного дѣйствія III-й группы** (§§ 44, 63, 64) при углѣ между кривошипами въ 90^0 работаютъ по *раціональному* графику фиг. 54, на которомъ слѣдуетъ имѣть $OA = 0,5 . F$ въ случаѣ графика объемовъ и $= 0,5 . v_0$ въ случаѣ графика скоростей.

Вмѣсто ф-лы **6** получимъ въ этомъ случаѣ слѣдующую:

$$v = v_0 . \frac{Sin\,\beta + Sin\,(90 + \beta)}{2} = v_0 . \frac{Sin\,\beta + Cos\,\beta}{2}$$

$$v^2 = v_0^2 . \frac{1 + 2\,Sin\,\beta . Cos\,\beta}{4} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{50.}$$

$$dy = A . v_0^2 . \frac{1 + 2\,Sin\,\beta . Cos\,\beta}{4} . Sin\,\beta . d\beta \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{51.}$$

Интеграція этого ур-ія дастъ:

$$y = \frac{A . v_0^2}{4} . \left(\frac{2}{3}\,Sin^3\,\beta - Cos\,\beta\right) + C \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{52.}$$

Сдѣлавши интегрированіе въ предѣлахъ отъ $\beta = 0$ до $\beta = 90^0$, получимъ величину напора y_7, потеряннаго въ теченіе времени, соотвѣтствующаго четверти оборота вала, или въ теченіе рабочаго періода одного изъ поршней:

$$y_7 = \frac{A . v_0^2}{4} . \left(\frac{2}{3} + 1\right) = \frac{5}{12} . A . v_0^2 = \frac{5}{16} . y_1 = 1,025 . A . c^2 \quad . \; . \; \mathbf{53.}$$

Въ случаѣ постоянной скорости у обоихъ поршней имѣли бы потеряннымъ напоръ, одинаковый съ y_4 (см. ф-лу **46**), въ $1^1/_2$ раза меньшій y_7.

Отношеніе величины потерянныхъ напоровъ за время одного оборота вала во всѣхъ трехъ группахъ насосовъ двойного дѣйствія будетъ такимъ:

$$y_5 : 2\,y_6 : 4\,y_7 = 4 : 2 : \frac{5}{4} = 3,2 : 1,6 : 1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{54.}$$

Этимъ подтверждается выгодность употребленія насосовъ двойного дѣйствія III-й группы и нераціональность насосовъ двойного дѣйствія I-й группы.

Ф-ла **54** показываетъ намъ въ то же время, въ какомъ отношеніи между собою должны быть діаметры нагнетательныхъ магистралей у насосовъ двойного дѣйствія разныхъ группъ, если желаютъ имѣть у нихъ одну и ту же величину потеряннаго напора на единицѣ длины трубопровода при одинаковой во всѣхъ случаяхъ скорости поршня.

80. *Насосы тройного дѣйствія.*

g. **Насосы тройного дѣйствія, работающіе по раціональному графику** фиг. 133 (§§ 67—70), имѣютъ на немъ $np = F$ въ случаѣ

графика объемовъ, или $= v_0$ въ случаѣ графика скоростей. Непосредственнымъ сложеніемъ ординатъ у кривыхъ $l_2k_1i_3$ и g_1k_1q, т. е. сложеніемъ величинъ синусовъ угловъ β и $120+\beta$, легко обнаружить, что всѣ кривыя, ограничивающія очертаніе графика сверху, совершенно тождественны. А если это такъ, достаточно будетъ вычислить величину потеряннаго напора только на длинѣ i_3d; повторивши его 4 раза, получимъ напоръ y_8, теряющійся въ теченіе рабочаго періода каждаго изъ поршней. Въ ф-лѣ **42** дѣлаемъ интегрированіе въ предѣлахъ отъ $\beta = 60^0$ до $\beta = 90^0$:

$$\frac{1}{4}\cdot y_8 = \frac{A\,.\,v_0^2}{3\,.\,2}\cdot\left(2+\frac{3}{4}\right) = \frac{11\,.\,A\,.\,v_0^2}{6\,.\,4}, \text{ откуда:}$$

$$y_8 = \frac{11}{6}\cdot A\,.\,v_0^2 = 4{,}51\,.\,A\,.\,c^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{55.}$$

Если бы скорость поршня оставалась постоянною, какъ это приблизительно осуществляется въ насосѣ *Downton*, тогда вмѣсто y_8 имѣли бы потерянный напоръ, равный y_3 (см. ф-лу **45**) и въ $2^1/_4$ раза меньшій y_8.

Сравнивая между собою раціональные насосы двойного и тройного дѣйствія (см. ф-лы **53** и **55**) по отношенію къ высотѣ напора, теряющейся у нихъ за время 1 оборота вала при одинаковомъ діаметрѣ трубъ, получаемъ отношеніе:

$$4\,.\,y_7 : 3\,.\,y_8 = \frac{4\,.\,5}{12} : \frac{3\,.\,11}{6} = 1 : 3{,}3 \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{56.}$$

При одинаковой скорости поршней насосъ тройного дѣйствія подастъ воды въ $1^1/_2$ раза болѣе противъ насоса двойного дѣйствія, если діаметры поршней у нихъ будутъ одинаковы. Слѣдовательно, если желательно въ обоихъ случаяхъ имѣть одинаковую величину потеряннаго напора, отнесенную къ единицѣ объема подаваемой жидкости, *насосъ тройного дѣйствія долженъ имѣть діаметръ нагнетательной магистрали* въ 3,3 : 1,5, т. е. *въ 2,2 раза болѣе чѣмъ раціональный насосъ двойного дѣйствія.*

81. *Насосы четверного дѣйствія.*

h. **Насосы четверного дѣйствія, работающіе по раціональному графику** (§§ 74, 76), изображенному на фиг. 54, имѣютъ на немъ $OA = F$ въ случаѣ графика объемовъ и $= v_0$ въ случаѣ графика скоростей. Всѣ ординаты этого графика будутъ вдвое болѣе таковыхъ же у насоса двойного дѣйствія III-й группы, а потому напоръ y_9, потерянный при одномъ размахѣ поршня здѣсь будетъ въ 4 раза болѣе y_7:

$$y_9 = 4\,.\,y_7 = \frac{5}{3}\cdot A\,.\,v_0^2 = 4{,}1\,.\,A\,.\,c^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{57.}$$

Сравнивая между собою ф-лы **55** и **57**, мы можемъ найти отношеніе величинъ потерянныхъ напоровъ за время одного оборота вала у насосовъ четверного дѣйствія и тройного; оно будетъ

$$4 . y_9 : 3 . y_8 = \frac{4.5}{3} : \frac{3.11}{6} = 40 : 33 = 1,21 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{58},$$

т. е. *при переходѣ отъ насоса тройного дѣйствія къ раціональному насосу четверного дѣйствія подачу жидкости мы увеличиваемъ на 33%, а потерянный напоръ при этомъ повышается только на 21%, если діаметръ трубопровода оставимъ тотъ же, который имѣли у насоса тройного дѣйствія.*

Оказывается, слѣдовательно, что раціональные насосы четверного дѣйствія являются болѣе выгодною комбинаціею, чѣмъ насосы тройного дѣйствія, и особенно тамъ, гдѣ на содѣйствіе воздушныхъ колпаковъ и правильное функціонированіе ихъ особенно разсчитывать нельзя. Но тѣ и другіе во всякомъ случаѣ уступаютъ раціональнымъ насосамъ двойного дѣйствія (III-й группы).

j. **Насосы четверного дѣйствія, работающіе по нераціональному графику,** изображенному на фиг. 18, имѣютъ на немъ $c_1 d_1 = 2F$ въ случаѣ графика объемовъ и $= 2v_0$ въ случаѣ графика скоростей. Такимъ образомъ графикъ этихъ насосовъ является тождественнымъ съ таковымъ же у насосовъ двойного дѣйствія I-й группы, только здѣсь онъ будетъ повторенъ при обоихъ размахахъ поршня. Потерянный при каждомъ размахѣ поршней напоръ будетъ здѣсь $= y_5$. Сравнивая потерю напора у этихъ насосовъ и обыкновенныхъ насосовъ двойного дѣйствія II-й группы, найдемъ отношеніе ихъ при одинаковомъ діаметрѣ трубъ равнымъ:

$$y_5 : y_6 = 4.$$

Въ такомъ же отношеніи должны быть у нихъ и діаметры нагнетательныхъ трубъ, если не желаютъ дѣлать большой непроизводительной затраты работы на преодолѣніе тренія жидкости въ трубопроводѣ или же соотвѣтственно понижать рабочую скорость поршня.

Резюмируя все вышесказанное въ §§ 78—81, мы можемъ сдѣлать слѣдующее заключеніе: *въ тѣхъ случаяхъ, гдѣ длина трубопровода между насосомъ и воздушнымъ колпакомъ по необходимости должна быть велика, или гдѣ на исправную работу воздушныхъ колпаковъ полагаться нельзя, насосы двойного дѣйствія III-й группы являются наиболѣе раціональною комбинаціею изъ всѣхъ, а за ними слѣдуютъ насосы четверного дѣйствія, которые стоятъ впереди насосовъ тройного дѣйствія.* Слѣдовательно, въ указанныхъ случаяхъ при небольшихъ подачахъ воды предпочтительнѣе всего употреблять насосы двойного дѣйствія III-й группы, а при очень значительныхъ подачахъ—насосы четверного дѣйствія.

НАСОСЫ МНОГОКРАТНАГО ДѢЙСТВІЯ.

82. **Производительность насосовъ многократнаго дѣйствія и способы ея полученія.** По существу дѣла не представляется никакихъ затрудненій для постройки насоса съ произвольно большимъ числомъ однодѣйствующихъ и двудѣйствующихъ цилиндровъ, чтобы получить его производительность въ какое угодно число разъ болѣе таковой же у насоса простого дѣйствія, но данныя §§ 78—81 убѣждаютъ насъ въ томъ, что такое стремленіе съ практической точки зрѣнія рѣшительно ничѣмъ не можетъ быть оправдано: съ увеличеніемъ числа однодѣйствующихъ или двудѣйствующихъ насосовъ, входящихъ въ составъ одного общаго насоснаго устройства, размѣры трубопровода при данномъ расходѣ воды все равно не могутъ быть понижены, а между тѣмъ при этомъ быстро возрастаетъ сложность всего устройства и число отвѣтственныхъ частей у него, подверженныхъ изнашиванію, усложняется уходъ за ними и въ общемъ уменьшается коэф. полезнаго дѣйствія всей установки. Въ прежнее время необходимость устройства насосовъ многократнаго дѣйствія при высокихъ напорахъ оправдывали тѣмъ, что примѣненіе воздушныхъ колпаковъ на такихъ трубопроводахъ не надежно, что происходитъ быстрое поглощеніе изъ нихъ воздуха водою, и что необходимо поэтому имѣть такую комбинацію насосныхъ поршней, при которой бы достигалась возможно большая равномѣрность движенія воды въ нагнетательной магистрали. Но въ настоящее время оба эти соображенія падаютъ сами собою.

Во 1-хъ, теперь уже научились работать съ воздушными колпаками при весьма высокихъ давленіяхъ, достигающихъ на нѣкоторыхъ водопроводахъ до 500 мт.: *въ Biel-Magglingen*, напр., высота напора, не принимая во вниманіе тренія воды въ трубахъ, = 460 мт. (см. § 40), въ *Chaux de Fonds* — 490 мт. (см. § 21). Въ шахтномъ дѣлѣ и подавно нерѣдкость такіе напоры (напр., въ установкѣ, описанной въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1889, №№ 48—49, давленіе въ воздушномъ колпакѣ достигаетъ 60 атм.).

Во-2-хъ, степень равномѣрности подачи воды въ магистраль уже достаточно близка къ *1* и въ насосахъ двойного, тройного и четверного дѣйствія, работающихъ по раціональнымъ графикамъ: *max* скорости движенія воды отличается отъ средней скорости на 11% въ насосахъ, работающихъ по графику фиг. 54, и только на 4,7% въ насосахъ съ графикомъ фиг. 133.

Но если даже и такую малую неравномѣрность подачи воды признать еще недостаточною, въ такомъ случаѣ проще всего этотъ вопросъ

можетъ быть разрѣшенъ переходомъ къ употребленію механизмовъ, дающихъ почти постоянную рабочую скорость поршня, чѣмъ къ насосамъ многократнаго дѣйствія. Такіе механизмы въ примѣненіи къ насосамъ уже появились (см. § 84).

Съ другой стороны и насосы тройного дѣйствія еще очень недавно не возбуждали къ себѣ особаго вниманія, а лѣтъ 20 тому назадъ о нихъ не упоминалось даже въ учебныхъ курсахъ, и вообще въ недалекомъ еще прошломъ въ этой области машиностроенія вопросъ объ увеличеніи общей производительности насосовъ совсѣмъ не былъ поставленъ съ достаточной ясностью, чѣмъ собственно и объясняется появленіе массы заграничныхъ патентовъ и осуществленныхъ по нимъ нелѣпыхъ конструкцій насосовъ, работающихъ по нераціональнымъ графикамъ и расходующихъ на преодолѣніе тренія въ трубахъ громадный % изъ общей затрачиваемой на нихъ работы.

83. **Осуществленные примѣры насосовъ многократнаго дѣйствія.**

а. **Насосъ пятикратнаго дѣйствія** въ 1873 г. былъ построенъ знаменитымъ *Корлиссомъ* для водокачки въ *Providence* (*Hope Station*) для подачи 5 милліоновъ галлоновъ ($1^1/_2$ милл. ведеръ) воды въ сутки на высоту въ 120 фут. Геометрическія оси 5 паровыхъ горизонтальныхъ цилидровъ и 5 насосныхъ пересѣкались въ одной общей точкѣ, въ центрѣ окружности, концентрично съ которою были расположены всѣ трубопроводы машины. Діаметры паровыхъ цилиндровъ были по 20 дм., а насосныхъ — по 12 дм.; общій ходъ поршней 30 дм,; машина могла развивать, какъ *max*, 25 оборотовъ въ мин., работая со скоростью поршней 25 дм. (0,635 мт.) въ сек. Въ 1896 г. на той же станціи былъ поставленъ, для полученія такой же точно подачи воды, другой паровой насосъ болѣе современнаго типа, но не изъ лучшихъ. При этомъ явилось желаніе произвести пробу того и другого, и оказалось, что продуктивность у этого насоса *Corliss* крайне мала, а именно — вдвое менѣе, чѣмъ у сосѣдняго болѣе новаго насоса и въ $4 - 4^1/_2$ раза менѣе, чѣмъ это можно встрѣтить на лучшихъ водокачкахъ заграницею и въ Россіи: на 100 фунт. угля насосъ *Corliss* не давалъ даже и 26 милліоновъ фунто-футовъ работы (см. *Engineering News*, 1896, № 14).

Задача № 1. Построить графикъ насоса *Corliss* пятикратнаго дѣйствія и найти по нему отношеніе максимальной скорости движенія воды къ средней въ нагнетательной магистрали.

Отв. За каждый оборотъ вала *max* скорости повторяется 10 разъ (при $\beta = 18^0$, 54, 90, 126 . . . . .) и отличается отъ средней скорости на 1,6%.

б. **Насосы шестикратнаго дѣйствія** мы разсмотрѣли уже ранѣе въ § 72, говоря о возможности дублированія насосовъ тройного дѣйствія, и видѣли, что такое дублированіе можетъ быть сдѣлано, какъ по графику раціональному, такъ и по нераціональному. Въ видѣ примѣра нераціональнаго дублированія мы имѣли тамъ насосъ системы *Stone*. Всѣ ординаты его графика, какъ это было объяснено тамъ (см. § 72), *втрое*

болѣе, чѣмъ у обыкновеннаго насоса двойного дѣйствія (II-й группы), а потерянный напоръ въ 9 разъ болѣе чѣмъ у послѣдняго, если бы діаметръ магистралей и рабочая скорость поршней у нихъ были одинаковы.

Задача № 2. Построить графикъ насоса шестикратнаго дѣйствія, который получится при работѣ *трехъ* насосовъ *двойного* дѣйствія, у которыхъ углы между колѣнами вала — 120°, и найти отношеніе *max* скорости къ средней при движеніи воды въ нагнетательной магистрали.

Отв. Это отношеніе такое же, какъ и у насосовъ тройного дѣйствія, повторяется *max* въ теченіе 1 оборота вала также *6* разъ, какъ и тамъ; *max* скорости въ магистрали соотвѣтствуетъ скорости $2v_0$ у поршней.

Задача № 3. Построить графикъ насоса шестикратнаго дѣйствія, который получится при работѣ *двухъ* насосовъ *тройного* дѣйствія, у которыхъ соотвѣтственныя колѣна будутъ расположены въ одной плоскости. Въ чемъ будетъ разница этой комбинаціи отъ предыдущей?

в. **Насосъ семикратнаго дѣйствія** находится въ работѣ на водокачкѣ въ Ниццѣ (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1889, № 49).

Ему приходится работать при напорѣ въ 513 мт. при длинѣ нагнетательной магистрали около 700 саж. Сущность устройства та же самая, что и въ насосѣ *Corliss*, только тамъ было 5 насосныхъ цилиндровъ, а здѣсь ихъ 7, и для нихъ — общая паровая машина; вертикальный валъ ея, дѣлающій до 120 обор. въ мин., на верхнемъ своемъ концѣ несетъ кривошипъ; за палецъ его хватается головка одного изъ шатуновъ, обращенная въ розетку, съ которою на своихъ шарнирахъ сочленены и всѣ другіе *6* шатуновъ. Діаметры плунжеровъ 50 мм., размахъ у нихъ 100 мм.; средняя скорость работы плунжеровъ будетъ 0,4 мт. (1,3 фут.) въ сек. Діаметръ нагнетательной магистрали 40 мм.; это—желѣзная труба съ толщиною стѣнокъ отъ 6 до 4 мм. Установка сдѣлана заводомъ *Dumontant.*

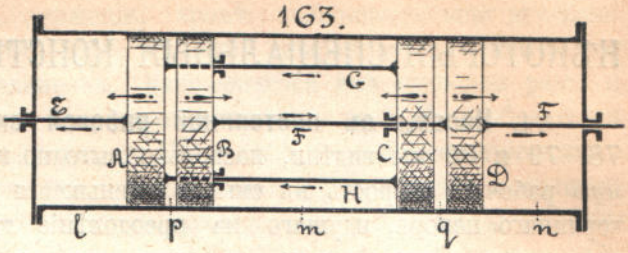
Задача № 4. Построить графикъ скоростей насоса *Dumontant*, найти величину *max* ординаты графика и отношеніе ея къ средней скорости.

Отв. Въ теченіе 1 оборота вала *max* скорости будетъ имѣть мѣсто 14 разъ. Величина *max* ординаты будетъ $= 2,2446 \cdot v_0$; она отличается отъ средней скорости движенія воды въ трубѣ на 0,73%.

г. **Насосы восьмикратнаго дѣйствія** могутъ быть получены сдваиваніемъ насосовъ четверного дѣйствія. Кромѣ этого, извѣстна еще одна спеціальная конструкція подобнаго насоса, которая была экспонирована въ 1882 г. на одной изъ англійскихъ промышленныхъ выставокъ лондонскимъ заводомъ *Blundell Brothers* *). Схема цилиндра этого насоса представлена на **фиг. 163**: четыре поршня этого насоса по парно связаны между собою—*A* съ *C*, *B* съ *D*; штоки ихъ *E* и *F* получаютъ отъ трехколѣнчатаго вала движеніе всегда въ разныя стороны; между

*) *Engineering*, 1882, *june* 30, *pg.* 651.

поршнями и крышками цилиндра образуется 5 рабочихъ камеръ; изъ нихъ *l*, *m* и *n* работаютъ совершенно согласно между собою, какъ одна, *p* и *q* — также; благодаря этому всѣ 5 рабочихъ камеръ насоса могутъ обойтись только съ 2 всасывающими клапанами и съ 2 нагнетательными; сальниковъ у насоса 5,— изъ нихъ 2 наружныхъ для штоковъ *E* и *F* и 3 внутреннихъ для штоковъ *F*, *G* и *H* при проходѣ ихъ чрезъ поршни *B* и *C*, такъ что общее число внутреннихъ набивокъ, недоступныхъ наблюденію, у этого насоса = 7. Кромѣ этого весьма серьезнаго недостатка конструкціи, насосъ работаетъ по нераціональному графику и будетъ развивать громадное треніе въ трубахъ, совсѣмъ необладая столь желательной равномѣрностью подачи.



Задача № 5. Изобразить графикъ скоростей для насоса *Blundell*; сравнить величину напора, которая будетъ теряться при употребленіи этого насоса, съ тою, которую имѣли въ насосахъ двойного дѣйствія разныхъ группъ и четверного дѣйствія. Выяснить величины нагрузокъ, воспринимаемыхъ на себя цилиндровыми крышками и штоками *E*, *F*, *G* и *H*.

d. **Насосы двѣнадцатикратнаго дѣйствія** имѣютъ своимъ представителемъ насосъ системы *Baillet et Gronier*, о которомъ упомянуто въ § 75. Въ видѣ задачи слѣдуетъ изобразить также и его графикъ объемовъ и скоростей, а затѣмъ вычислить для него величину потеряннаго напора.

e. **Насосы шестнадцатикратнаго дѣйствія** имѣютъ своимъ представителемъ замѣчательную въ своемъ родѣ установку, сдѣланную въ *Bombay* лондонскимъ заводомъ *James Simpson & Co.* для подачи 60 милліоновъ галлоновъ воды въ сутки (около 22 милліоновъ ведеръ). На площади пола $26^1/_2$ фут. длины и 12 фут. ширины установлены въ 4 линіи 4 пары насосовъ системы *Вортингтона*, безъ маховиковъ, съ тройнымъ расширеніемъ пара кранами *Корлисса*. Діаметры паровыхъ цилиндровъ 11 дм., 17 дм. и 29 дм., у бронзовыхъ насосныхъ плунжеровъ— 39 дм., общій ходъ поршней—39 дм.; паровые штоки—стальные (діам. 4 дм.), насосные штоки—изъ дэльта-металла (діам. 4 дм.). Высота напора до 28 фут., рабочее давленіе пара 120 фнт.; нормальное число двойныхъ качаній поршня въ мин. отъ 22 до 26. При испытаніяхъ, длившихся въ теченіе 37 часовъ, насосы расходывали угля отъ 1,29 до 1,33 кг. (2,86—2,94 lbs) на 1 эффективную силу въ часъ (см. *Engineering*, 1894, may 4, стран. 578).

НѢКОТОРЫЯ СПЕЦІАЛЬНЫЯ КОНСТРУКЦІИ НАСОСОВЪ.

84. **Насосы съ постоянной рабочей скоростью поршня.** Въ §§ 78, 79 и 80 мы видѣли, насколько выгодно имѣть у поршня *постоянную* рабочую скорость въ смыслѣ уменьшенія чрезъ это величины потеряннаго напора, идущаго на преодолѣніе тренія въ нагнетательной магистрали. Одновременно съ этимъ достигается еще и уменьшеніе инерціоннаго дѣйствія столба воды, поднимаемаго насосомъ. Это послѣднее обстоятельство пріобрѣтаетъ первенствующее значеніе при большой величинѣ рабочей скорости и при такихъ обстоятельствахъ, когда нельзя полагаться на дѣйствіе воздушныхъ колпаковъ, или когда они могутъ быть поставлены только вдали отъ рабочаго поршня.

Въ насосахъ примѣняются для движенія поршня такіе механизмы, которые сообщаютъ ему въ періодъ нагнетанія *почти постоянную скорость.* Если подобный механизмъ будетъ примѣняться для движенія *проходного* поршня, то, комбинируя ихъ въ числѣ двухъ или трехъ, можно достигнуть такого движенія поднимаемаго столба жидкости, которое довольно близко будетъ подходить къ равномѣрному.

Механизмъ этого рода мы имѣли между прочимъ въ насосѣ *Downton*, у котораго поршни заимствуютъ движеніе отъ треугольныхъ эксцентриковъ (§ 71).

Тотъ же самый законъ движенія поршней возможно однако осуществить и безъ помощи эксцентриковъ, комбинируя между собою кривошипъ, шатунъ и ломаный рычагъ. Въ настоящее время примѣнено къ насосамъ уже нѣсколько такихъ механизмовъ, но зависимость между главными линейными размѣрами ихъ въ курсахъ кинематики еще не обоснована. Насколько удачно будутъ выбраны конструкторомъ главные линейные размѣры подобныхъ механизмовъ, объ этомъ судятъ по виду графика скоростей, или же по виду діаграммы перемѣщенія поршней одного относительно другого.

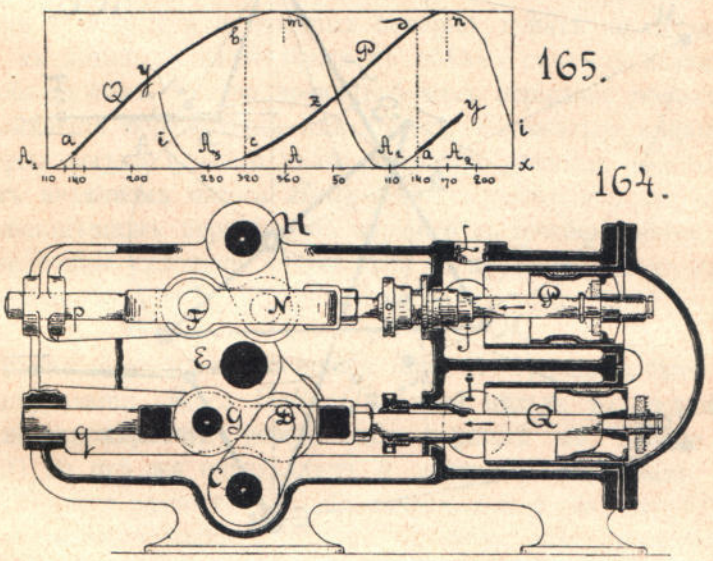
Если бы удалось достигнуть постоянства скорости поршня въ теченіе рабочаго періода его, тогда для *каждаго* изъ поршней величина потеряннаго напора могла бы быть вычислена по ф-ламъ **46** и **41** (см. §§ 77 и 78).

a. **Насосъ системы Hall** *), появившійся въ 1893 г. на всемірной выставкѣ въ Чикаго, можетъ быть отнесенъ къ этой именно группѣ насосовъ съ постоянной почти рабочей скоростью у поршней его. На **фиг. 164** изображенъ продольный разрѣзъ этого насоса, на **фиг. 165**

*) *Exposition intern. de Chicago en* 1893. *Rapport de M. Richard, pg.* 287.

дана діаграмма относительнаго перемѣщенія поршней его; **фиг. 166** даетъ понятіе объ относительномъ расположеніи главныхъ частей механизма, который сообщаетъ поршнямъ насоса требуемое отъ нихъ движеніе.

P и *Q*—два проходныхъ поршня, *I*—всасывающая труба, *J*—нагнетательная, *L* — каналъ къ воздушному колпаку; поршневые штоки направляются въ своемъ движеніи, кромѣ сальниковъ, еще втулками *p* и *q* рамы; *E* — насосный валъ, имѣющій непрерывное вращательное движеніе; посредствомъ механизма, находящагося внѣ насосной рамы и непоказаннаго на фиг. 164, непрерывное вращеніе вала *E* преобразуется въ качательное движеніе рычаговъ *CD* и *HN* около геометрическихъ осей валиковъ *C* и *H*; движеніе этихъ рычаговъ передается поводками *DG* и *NF* къ соотвѣтственнымъ штокамъ *p* и *q*. Поршень *Q* на фиг. 164 показанъ въ тотъ моментъ, когда онъ выходитъ изъ своего крайняго праваго положенія и начинаетъ двигаться справа налѣво; поршень *P* движется въ это время тоже справа налѣво, но онъ вышелъ нѣсколько

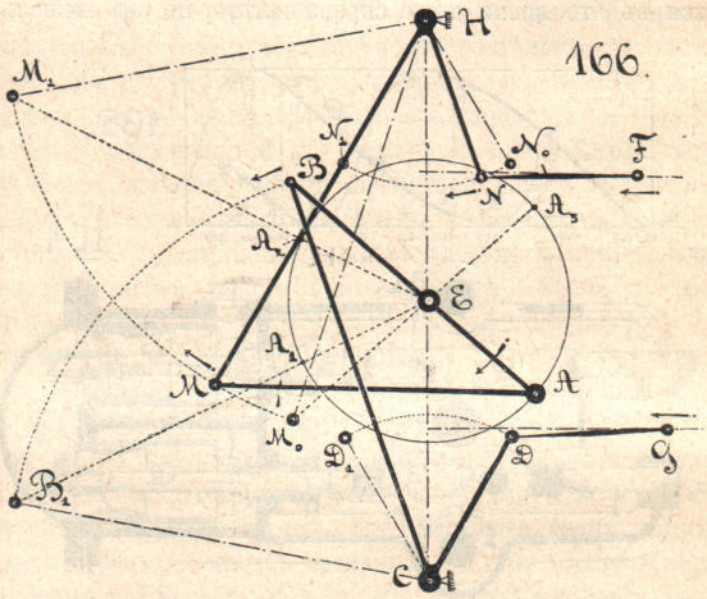


раньше изъ своего крайняго праваго положенія и оживленъ въ данный моментъ большей скоростью, чѣмъ поршень *Q*, поэтому и присасываетъ и нагнетаетъ жидкость въ данный моментъ только поршень *P*, а *Q* свободно пропускаетъ ее чрезъ себя.

На **фиг. 166** всѣ части передаточнаго механизма показаны въ положеніи, которое соотвѣтствуетъ фигурѣ 164. Одинаковыя части на этихъ фигурахъ обозначены одними и тѣми же буквами. Поводки *DG* и *NF* на фиг. 166 нарочно показаны откинутыми вправо, чтобы схема была яснѣе.

Геометрическія оси валовъ *C*, *E* и *H* находятся въ одной вертикальной плоскости. Поводки *DG* и *NF* получаютъ свое движеніе отъ разноплечихъ ломаныхъ рычаговъ *BCD* и *MHN* совершенно одинаковыхъ между собою. Шарниры ихъ *B* и *M* соединены шатунами *AB* и

AM одинаковой длины съ пальцемъ A кривошипа AE. Всѣ части механизма представлены въ тотъ моментъ, когда оси кривошипа AE и шатуна AB совпадаютъ, что соотвѣтствуетъ крайнему правому положенію плечъ рычага BCD, а стало быть и поршня Q. Въ механизмѣ *Hall* кривошипъ стоитъ въ это время подъ угломъ въ 50^0 къ вертикали, а ось шатуна MH касается къ окружности, описываемой центромъ пальца A кривошипа. Если по другую сторону отъ вертикали CH провести къ ней подъ угломъ въ 50^0 наклонную линію M_0A_3, тогда это будетъ положеніе шатуна AM въ его мертвой точкѣ, соотвѣтствующей крайнему правому положенію рычага MHN и поршня P. Такимъ образомъ, при вращеніи кривошипа AE по направленію часовой стрѣлки, крайнее правое положеніе поршня P предшествуетъ таковому же у поршня Q соотвѣтственно повороту кривошипа на уголъ 80^0.



Когда кривошипъ займетъ положеніе A_1E (при углѣ $AEA_1 = 110^0$), оси у шатуна AB и кривошипа AE будутъ составлять продолженіе одна другой. Въ это время плечи рычага BDC занимаютъ свое крайнее лѣвое положеніе B_1CD_1, причемъ $A_1B_1 = AB$. Слѣд., когда кривошипъ описываетъ уголъ AEA_1, поршень Q быстро свершаетъ свой нерабочій ходъ, затѣмъ начинается перемѣщеніе поршня Q слѣва направо.

На **фиг. 165** величины перемѣщеній поршней отложены, какъ ординаты, отъ линіи A_1x; вдоль нея откладываются длины, пропорціональныя дугамъ, которыя описываетъ центръ A пальца кривошипа. Пока кривошипъ описываетъ дугу $A_1A_2A_3A$, законъ перемѣщеній поршня Q выражается кривою A_1abm, которая въ срединѣ обращена къ оси абсциссъ своею вогнутостію, но на части ay подходитъ довольно близко къ одной прямой, а на части by — къ другой прямой, весьма немного

отклоняющейся отъ 1-й въ своемъ направленіи. Дугѣ AA_1 на фиг. 166 соотвѣтствуетъ на діаграммѣ (фиг. 165) весьма быстро ниспадающая кривая mA_1.

Крайнее лѣвое положеніе плечъ рычага MHN будетъ M_1HN_1; оно имѣетъ мѣсто при положеніи кривошипа A_2E, дѣлающемъ съ начальнымъ AE уголъ въ 170^0.

Пока кривошипъ описываетъ дугу $A_3AA_1A_2$, поршень P движется справа налѣво, и перемѣщенія его на діаграммѣ (фиг. 165) выразятся кривою A_3cdn, которая въ срединѣ обращена къ оси абсциссъ выпуклостію, но на длинѣ cz близко подходитъ къ одной прямой, а на длинѣ dz—къ другой прямой, направленіе которой весьма немного уклоняется отъ направленія предыдущей.

Когда кривошипъ описываетъ дугу A_2A_3 на фиг. 166, поршень P быстро двигается слѣва направо, и перемѣщенія его на діаграммѣ (фиг. 165) выражаются быстро ниспадающей кривою niA_3.

Отыскивая на діаграммѣ перемѣщеній обоихъ поршней (фиг. 165) такія точки b и c, d и a, которыя попарно лежатъ на общихъ вертикаляхъ и въ которыхъ касательныя къ обѣимъ кривымъ взаимно параллельны, обнаружимъ, что во время рабочихъ періодовъ обоихъ поршней законъ измѣненія перемѣщеній ихъ будетъ выражаться кривыми ayb и czd, которыя весьма немного уклоняются отъ прямыхъ ab и cd, такъ что въ общемъ механизмъ насоса *Hall* удовлетворительно разрѣшаетъ вопросъ о равномѣрномъ перемѣщеніи поршней въ теченіе рабочаго періода. Точныя величины уклоненій могутъ быть обнаружены только при вычерчиваніи механизма (фиг. 166) и его діаграммы (фиг. 165) въ крупномъ масштабѣ.

Діаграмма перемѣщенія поршней (фиг. 165) должна быть построена при проектированіи насоса *Hall* съ двоякой цѣлью: 1) по ней судятъ о степени неравномѣрности перемѣщенія поршней въ теченіе рабочаго періода; 2) по ней же опредѣляютъ и величины *полезныхъ* размаховъ поршней. Взявши разность уровней точекъ a и b на фиг. 165 получимъ S_1 — полезный размахъ поршня Q, когда онъ совершаетъ работу нагнетанія; такимъ же образомъ разность уровней точекъ c и d даетъ намъ S_2 — полезный размахъ поршня P. Получается S_1 не $= S_2$. Производительность такого насоса за 1 оборотъ вала по объему будетъ $= F.(S_1 + S_2)$. Величины S_1 и S_2 зависятъ не только отъ радіуса кривошипа AE (фиг. 166), но также и отъ всѣхъ остальныхъ линейныхъ размѣровъ главныхъ частей механизма и отъ взаимнаго расположенія ихъ въ пространствѣ при начальномъ положеніи и послѣдующихъ.

Въ насосѣ *Hall*—два поршня, 2 клапана, 2 сальника, осмотръ всѣхъ частей доступенъ и удобенъ; но въ немъ—довольно большое число паръ вращенія, подверженныхъ изнашиванію, а именно 10: у валовъ H, E и C по двѣ пары, у валиковъ N, F, D и G — по одной.

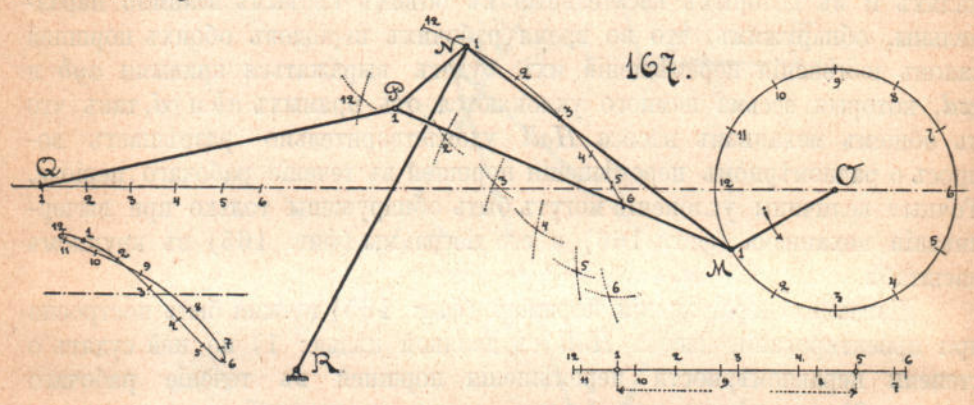
Слѣдуетъ замѣтить, что комбинація ломанаго рычага MHN и шатуннаго механизма MAE, въ концѣ 80-хъ годовъ въ насосахъ была употребляема въ Англіи заводомъ *Brush Electric Engineering C°*. Паро-

вой насосъ (системы компаундъ) этого завода описанъ въ журн. *Engineering*, 1891, *june* 5.

Насосы *Hall* приводятся въ дѣйствіе ременной передачей и весьма удобно могутъ быть спариваемы съ электромоторомъ.

б. **Насосъ системы Holst** *). Голландскій инженеръ *Holst* достигаетъ перемѣщеній поршня, довольно близко подходящихъ въ срединѣ размаха къ равномѣрнымъ, посредствомъ механизма, схема котораго изображена на **фиг. 167**.

O—центръ вала, *OM*—кривошипъ, *MNP*—трехшарнирный шатунъ; центръ шарнира *N* перемѣщается по дугѣ круга относительно оси вращенія *R*; въ это время центръ шарнира *P* описываетъ въ пространствѣ кривую, которая напоминаетъ собою цифру *8*, поставленную весьма наклонно къ оси *OQ* машины; эта кривая изображена на фиг. 167 отдѣльно въ лѣвомъ нижнемъ углѣ. Шарниръ *P* соединяется поводкомъ *PQ* съ ползуномъ *Q*, который ведетъ насосный поршень и перемѣщается въ срединѣ размаха поршня почти равномѣрно при равномѣрномъ вращеніи вала *Q*.



На фиг. 167 сдѣлано $PQ = PM$ и произведено построеніе нѣсколькихъ положеній ползуна въ то время, когда кривошипъ, вращаясь по направленію, которое отмѣчено стрѣлкой, совершаетъ нижнюю половину оборота. Самое построеніе понятно безъ описанія. Соотвѣтственныя точки для 2-го полуоборота вала не построены на чертежѣ, чтобы не затемнять сущности дѣла. Въ теченіе этого 2-го полуоборота вала перемѣщенія ползуна *Q* отличаются значительно большей неравномѣрностью.

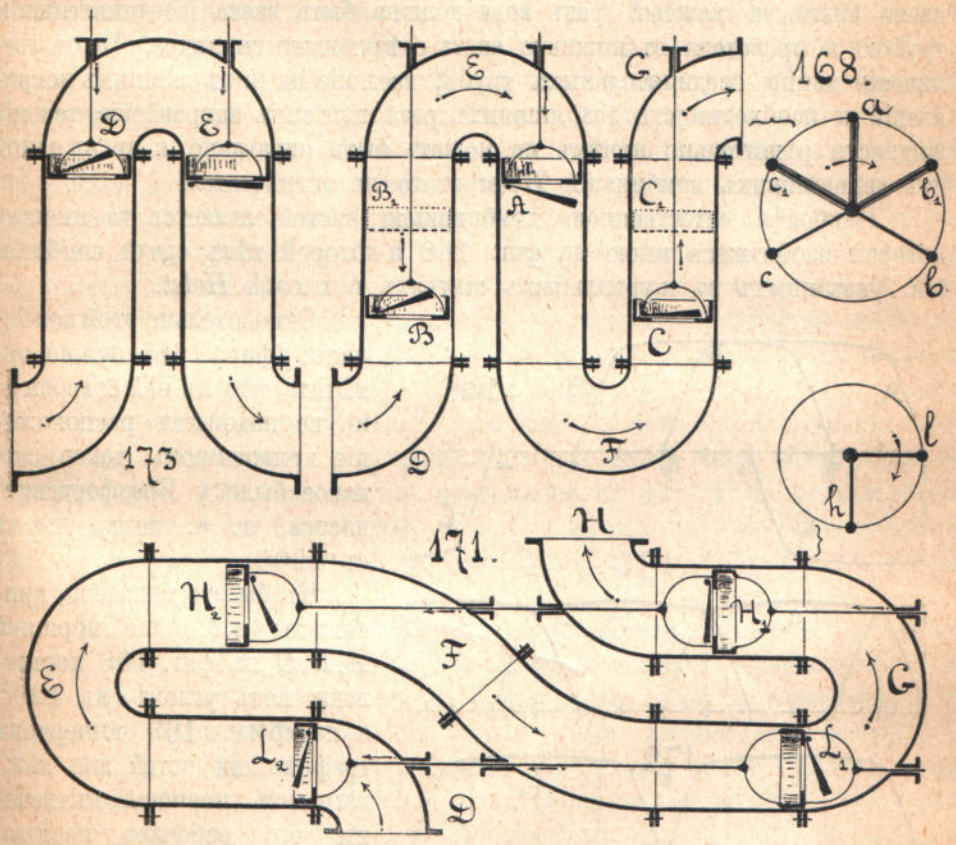
На фиг. 167 внизу справа размѣчены всѣ положенія ползуна *Q* въ теченіе полнаго оборота вала, но только для механизма съ иными линейными размѣрами и съ иными соотношеніями между ними. По этой размѣткѣ, какъ и по построенію, сдѣланному на фиг. 167, видно, что наибольшая равномѣрность перемѣщеній ползуна имѣетъ мѣсто въ то время, когда кривошипъ перемѣщается между положеніями 1 — 5, дѣлающими

*) *Revue industrielle*, 1897, № 14, *pg*. 133.
Uhland's pract. Masch.—Constr., 1897, № 10, *S*. 74, *Tf* 25.
The Engineer, 1897, *janv*. 8, *pg*. 29.

между собою уголъ въ 120°. Въ этомъ мы имѣемъ указаніе на то, что механизмъ *Holst* съ удобствомъ можетъ быть примѣняемъ къ насосамъ съ двумя и тремя проходными поршнями, и что примѣненіе его для работы въ теченіе времени, когда кривошипъ проходитъ нижнюю полуокружность, будетъ наиболѣе удачно. При прохожденіи кривошипомъ верхней полуокружности наиболѣе равномѣрный ходъ ползуна имѣемъ въ интерваллѣ 7—11 на фиг. 167.

Въ журнальныхъ описаніяхъ насоса *Holst* указывается длинный рядъ примѣненій этого механизма къ устройству насосовъ съ тремя поршнями, четырьмя, шестью и т. д. Всѣ ихъ разсматривать нѣтъ надобности. Остановимся только на комбинаціяхъ наиболѣе простыхъ и типичныхъ.

На **фиг. 168** показана комбинація трехъ проходныхъ поршней *B*, *A*, *C*. Вода вступаетъ въ насосъ по трубѣ *D* подъ поршень *B* и

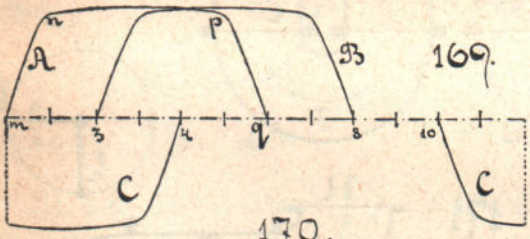


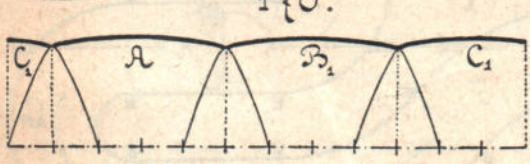
проходитъ лѣвый цилиндръ снизу вверхъ (на чертежѣ); затѣмъ трубою *E* вода переходитъ въ средній цилиндръ и проходитъ его сверху внизъ; далѣе трубою *F* вода направляется въ правый цилиндръ подъ поршень *C*, проходитъ этотъ цилиндръ снизу вверхъ и удаляется по трубѣ *G* въ нагнетательную магистраль. При такой комбинаціи частей путь воды въ насосѣ будетъ наикратчайшій, и вѣсъ соединительныхъ частей *E* и *F* будетъ *min*.

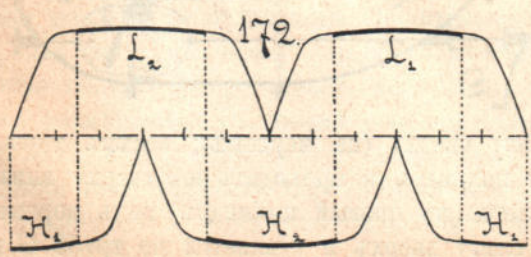
Но при этомъ крайніе поршни будутъ работать, такъ сказать, прямымъ ходомъ механизма, т. е. въ теченіе рабочаго періода будутъ пользоваться интерваллом 1—5 на фиг. 167, тогда какъ средній поршень долженъ будетъ работать при обратномъ ходѣ механизма, т. е. на интерваллѣ 7—11. Это даетъ нѣсколько менѣе равномѣрную работу для средняго поршня, но за-то сокращаетъ путь воды и вѣсъ частей.

Вмѣсто этого Амстердамскій заводъ *Nederlandsche Fabrick van Werktuigen en Spoorweg-materieel* остановился на типѣ Брадфордскаго насоса, построеннаго заводомъ *Hathorn, Davey & C°* (см. конецъ § 66), нигдѣ не упоминая, что эта комбинація имъ заимствована. Въ осуществленномъ такимъ образомъ насосѣ *Holst* каждый изъ поршней работаетъ своимъ прямымъ ходомъ, т. е. ведетъ нагнетаніе въ интерваллѣ 1 — 5 на фиг. 167; но для этого приходится дѣлать трубы *E* и *F* чуть не втрое болѣе длинными и тяжелыми, такъ какъ при этомъ изъ верхней части цилиндра каждый разъ вода должна быть взята соединительною трубою и проведена въ нижнюю часть слѣдующаго цилиндра. Такое увеличеніе длины соединительныхъ трубъ, введеніе на нихъ лишнихъ искривленій и необходимость два лишнихъ раза измѣнять направленіе теченія жидкости рѣшительно ничѣмъ не можетъ быть оправдано, и ни въ одной изъ дальнѣйшихъ комбинацій *Holst* этого не встрѣчается.

Наиболѣе естественною комбинаціею частей является та именно, которая изображена мною на фиг. 168 и которой нѣтъ среди комбинацій, указанныхъ въ журнальныхъ статьяхъ о насосѣ *Holst*.







Относительно этой комбинаціи (фиг. 168) нужно замѣтить, что къ ней совершенно не подойдетъ расположеніе кривошиповъ такое же, какое было у Брадфордскаго насоса, т. е. подъ угломъ въ 120°.

Чтобы это показать, кривошипы *a,b,c* для поршней *A,B,C* на фиг. 168 поставлены подъ угломъ въ 120°, а на **фиг. 169** вычерченъ графикъ скоростей для каждаго изъ поршней въ теченіе его рабочаго періода, причемъ предположено, что вмѣсто синуссоиды на графикѣ скоростей у насоса *Holst* будетъ нѣкоторая кривая *mnpq*, показывающая на длинѣ *np* почти полное постоянство рабочей скорости и быстро ниспадающая отъ *n* къ *m* и отъ *p* къ *q*.

Кривыя A, B, C на фиг. 169, какъ сказано уже, соотвѣтствуютъ положеніямъ поршней A, B, C и кривошиповъ a, b, c на фиг. 168: кривошипъ a начинаетъ свой нагнетательный ходъ, съ 1-го дѣленія графика начнется его кривая A (или $mnpq$); кривошипъ C уже 2 интервалла по окружности велъ нагнетательный ходъ, его кривая C на графикѣ займетъ 4 первыхъ дѣленія; наконецъ кривошипъ b чрезъ 2 дѣленія тоже начнетъ свой нагнетательный ходъ.

Разсматривая графикъ скоростей фиг. 169 видимъ, что примѣненіе разстановки кривошиповъ подъ уголъ въ 120^0 къ комбинаціи расположенія частей насоса, показанной на фиг. 168, не можетъ быть сдѣлано: при этомъ въ теченіе интервалла 3 — 4 всѣ три поршня совершаютъ размахъ въ сторону нагнетанія, а на интерваллѣ 8—10 нѣтъ ни одного поршня, который бы шелъ въ сторону нагнетанія.

Не трудно убѣдиться въ томъ, что для начерченной на фиг. 168 комбинаціи поршней и соединительныхъ трубъ надо имѣть всѣ 3 кривошипа сгруппированными иначе, а именно нужно, чтобы кривошипы b и c были поставлены въ положенія b_1 и c_1 подъ угломъ въ 30^0 къ среднему кривошипу a. Соотвѣтственно этому и поршни должны находиться въ положеніяхъ B_1 и C_1, показанныхъ на чертежѣ пунктиромъ. Графикъ скоростей для комбинаціи кривошиповъ b_1ac_1 представленъ на **фиг. 170**: кривошипъ a по прежнему начинаетъ свой нагнетательный ходъ, и его кривая A на графикѣ фиг. 170 начинается съ 1-го дѣленія; кривошипъ c_1 будетъ заканчивать свой нагнетательный ходъ, и его кривая C_1 займетъ на графикѣ 2 первыхъ дѣленія; кривошипъ b_1 начнетъ свой нагнетательный ходъ только чрезъ 4 дѣленія и его кривою на графикѣ фиг. 170 будетъ кривая B_1.

Получили такимъ образомъ обычный раціональный графикъ насосовъ съ 3 проходными поршнями; но для этого, какъ обнаружено по графику фиг. 170, надо имѣть кривошипы на фиг. 168 поставленными въ положеніе b_1ac_1 вмѣсто bac, которое употреблялось въ Брадфордскомъ насосѣ и безъ измѣненій перенесено было на конструкцію насоса съ механизмомъ *Holst*.

Насосомъ тройного дѣйствія во всякомъ случаѣ не будетъ ни комбинація, исполненная по проекту *Holst*, ни комбинація, изображенная на фиг. 168 съ системой кривошиповъ b_1ac_1. По своей производительности обѣ онѣ будутъ подходить ближе всего къ насосу *Leroux* (см. конецъ § 66).

На **фиг. 171** приведена другая комбинація частей насоса, предложенная *Holst* для полученія насоса двойного дѣйствія съ непрерывнымъ потокомъ жидкости въ работающемъ насосѣ. Здѣсь имѣются 4 проходныхъ поршня $H_1H_2L_1L_2$, попарно связанныхъ между собою и приводимыхъ въ дѣйствіе двумя механизмами *Holst*; при этомъ поршни H_2 и L_1 будутъ работать во время нагнетанія при прямомъ ходѣ механизма, а поршни H_1 и L_2 при обратномъ, или наоборотъ. Вода вступаетъ въ насосъ трубою D, проходитъ сквозь поршни и соединительные каналы E, F, G такъ, какъ все время показываютъ стрѣлки, и выходитъ изъ насоса трубою H.

Графикъ скоростей для такой комбинаціи построенъ мною на **фиг. 172**, гдѣ кривыя скоростей названы тѣми же буквами, какъ и поршни на фиг. 171. У каждой кривой скоростей будетъ утилизироваться при этомъ только та часть ея, гдѣ скорость ближе всего подходитъ къ постоянной.

Нельзя не отмѣтить однако, что, для полученія насоса двойного дѣйствія, устройство, предложенное *Holst*, будетъ слишкомъ сложно и и тяжело.

Его можно съ удобствомъ замѣнить тою комбинаціею, которая предложена мною на фиг. 173 (рядомъ съ фиг. 168): это будетъ не болѣе ни менѣе, какъ схема *Vose* (см. § 56), которая можетъ работать съ однимъ механизмомъ *Holst*, или съ двумя, если избѣгать эксцентричнаго нагруженія частей механизма. Такимъ образомъ вполнѣ возможно будетъ значительно уменьшить вѣсъ частей насоса, укоротить путь слѣдованія чрезъ него жидкости, избѣгая излишнихъ поворотовъ въ направленіи ея движенія.

Нечего и говорить, что, въ смыслѣ наименьшей затраты работы на перемѣщеніе жидкости и упрощеній въ устройствѣ механизма, оси всѣхъ цилиндровъ у насосовъ, построенныхъ по схемамъ фиг. 168, 171, 173, должны лежать въ одной горизонтальной плоскости, тогда какъ для свободнаго прохожденія воздуха чрезъ насосъ это условіе неблагопріятно.

Другихъ комбинацій въ расположеніи цилиндровъ, которыя предложилъ *Holst*, я не привожу здѣсь, ибо они не могутъ имѣть никакого практическаго значенія—и по тѣмъ же самымъ причинамъ, что и ранѣе: они требуютъ большого увеличенія вѣса насоса безъ повышенія его производительности, большого увеличенія пути слѣдованія жидкости чрезъ насосъ, многократнаго измѣненія направленія ея движенія. Но съ другой стороны всѣ эти комбинаціи имѣютъ теоретическій интересъ, развивая у лицъ, начинающихъ заниматься въ этой области, представленіе о стройныхъ пространственныхъ отношеніяхъ, развивая у нихъ стремленіе къ созиданію наиболѣе простыхъ комбинацій въ частяхъ всего устройства, къ созиданію такихъ формъ, которыя облегчаютъ массовую фабрикацію машины и т. д. Въ виду это сущность дальнѣйшихъ предложеній *Holst* я передамъ въ видѣ задачъ.

Задача № 6. Составить конструктивную схему насоса съ *четырьмя* проходными поршнями и *четырьмя* механизмами *Holst*, которые во время нагнетанія всѣ должны работать прямымъ ходомъ. Выяснить расположеніе колѣнъ у вала для такой комбинаціи поршней. Изобразить, подобно фиг. 172, графикъ скоростей для такого насоса и, подобно фиг. 165, діаграмму относительныхъ перемѣщеній поршней.

Задача № 7. Составить конструктивную схему насоса съ *шестью* проходными поршнями и *тремя* механизмами *Holst*, которые во время нагнетанія будутъ работать и прямымъ и обратнымъ ходомъ. Выяснить расположеніе колѣнъ у вала для такой комбинаціи поршней. Изобразить, подобно фиг. 172, графикъ скоростей для такого насоса и, подобно фиг. 165, діаграмму относительныхъ перемѣщеній всѣхъ поршней.

Первый насосъ *Holst* былъ построенъ въ маѣ 1896 г. путемъ примѣненія его механизма къ Брадфордской комбинаціи поршней и соединительныхъ каналовъ между цилиндрами. Діаметръ окружности, описываемой колѣнами вала, былъ исполненъ въ 200 мм.; діаметръ цилиндра 128 мм. Полезная площадь прохода въ цилиндрѣ дана = 5000 кв. мм., между тѣмъ какъ при 128 мм. въ діам. цилиндръ имѣетъ площадь сѣченія въ 12,868 кв. мм., т. е. въ этомъ насосѣ не утилизируется даже и 40% всей площади сѣченія цилиндра. Къ сожалѣнію, въ журнальныхъ статьяхъ нигдѣ не показанъ вѣсъ этого насоса, и нельзя съ точностію сказать, *во сколько разъ* онъ будетъ болѣе вѣса другихъ общеупотребительныхъ системъ насосовъ.

Пробный насосъ испытывали при числѣ оборотовъ въ минуту, равномъ 100, 160 и 240, т. е. отношеніе ихъ было равно 1 : 1,6 : 2,4; соотвѣтственно этому была получена подача воды

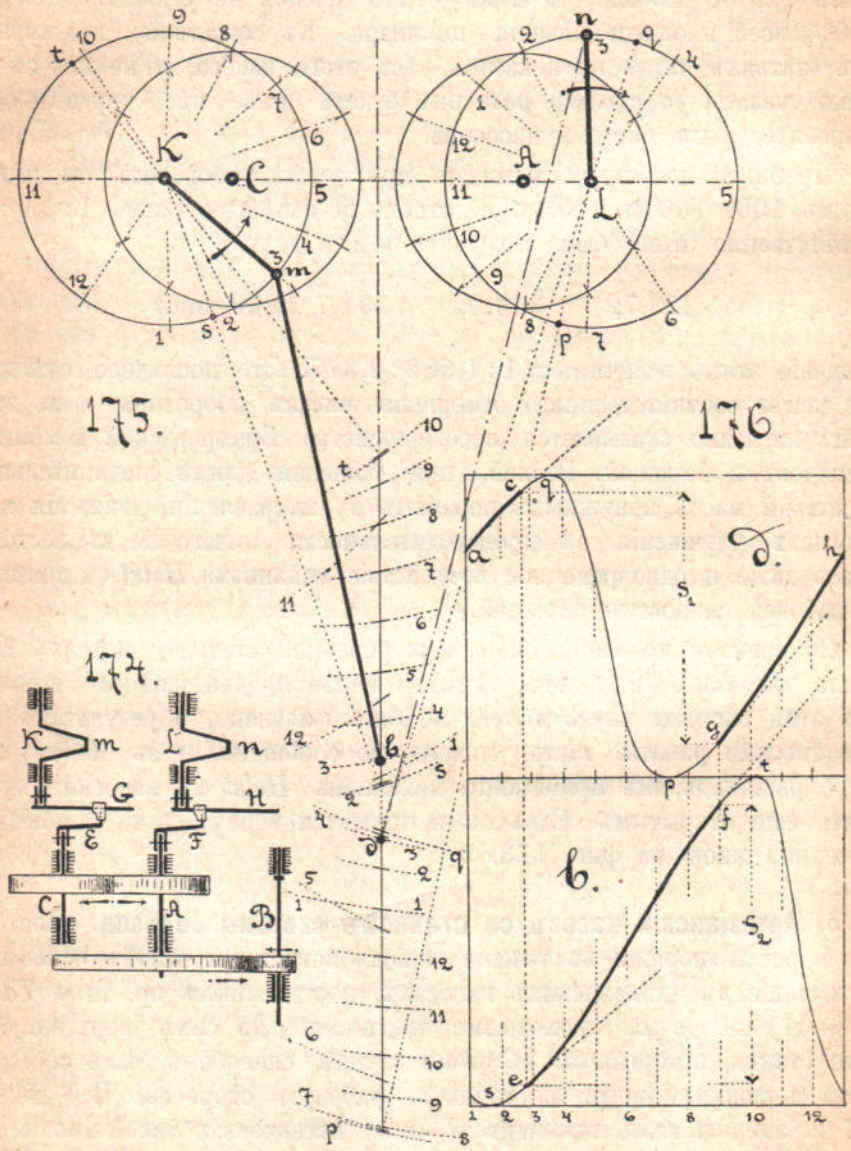
223,7; 353,9; 531,7 *lt* въ мин.,

отношеніе этихъ величинъ = 1 : 1,582 : 2,377. Это послѣднее отношеніе даже менѣе соотвѣтственнаго отношенія чиселъ оборотовъ, и въ этомъ вполнѣ наглядно сказывается несовершенство Брадфордской комбинаціи цилиндровъ и поршней. Въ ней, при большой длинѣ соединительныхъ каналовъ и массѣ ненужныхъ перемѣнъ въ направленіи движенія воды, въ смыслѣ улучшенія ея производительности ничего не въ состояніи сдѣлать даже и одновременное воздѣйствіе механизма *Holst* съ повышенной рабочей скоростью поршней.

Со времени появленія первой журнальной статьи о насосахъ *Holst* прошло уже болѣе $2^1/_2$ лѣтъ, тѣмъ не менѣе о дальнѣйшихъ примѣненіяхъ этой системы нигдѣ ничего не было заявлено, о результатахъ расходованія ими работы также ничего не сообщено, и въ общемъ вопросъ о раціональномъ примѣненіи механизма *Holst* къ насосамъ нужно считать еще открытымъ. Едва-ли не придется вернуться къ комбинаціи, отмѣченной мною на фиг. 173.

b. **Артезіанскій насосъ со станкомъ системы Johnson**. Постоянство скорости поршня въ теченіе періода нагнетанія имѣетъ особо важное значеніе въ артезіанскихъ насосахъ, построенныхъ по типу *Taylor* (см. § 61) съ двумя проходными поршнями. До сихъ поръ не было такого станка, который бы въ этомъ случаѣ способенъ былъ сообщить обоимъ поршнямъ почти постоянную рабочую скорость. Въ декабрѣ 1897 г. американскій инженеръ *Johnson* патентовалъ такой именно механизмъ и затѣмъ далъ весьма неясное изображеніе его въ журн. *Engineering News* (1898, *jan.* 20, № 3, *pg.* 34). Онъ приспособилъ для этого давно извѣстный механизмъ, употребляемый въ шэпингъ-машинахъ и въ цѣломъ рядѣ другихъ машинъ-орудій для сообщенія рѣзцу почти постоянной скорости въ періодъ рѣзанія и для быстраго обратнаго движенія рѣзца при порожнемъ его ходѣ.

На **фиг. 174** представлена въ планѣ схема механизма *Johnson* для артезіанскаго насоса съ двумя проходными поршнями: *B* — валъ двигателя; системою зубчатыхъ колесъ валамъ *A* и *C* сообщается непрерывное вращеніе съ одинаковыми скоростями, но въ разныя стороны; *K* и *L*—колѣнчатые валы, отъ которыхъ передается движеніе сплошной и трубчатой штангѣ насоса при помощи шатуновъ разной длины и пол-



зуновъ; на тѣхъ концахъ валовъ *K* и *L*, которые обращены къ двигателю, заклинены кулиссы *G* и *H*; въ прорѣзахъ у нихъ ходятъ камни, соединенные парами вращенія съ пальцами кривошиповъ *E* и *F*, которые насажены на валахъ *A* и *C*; при равномѣрномъ вращеніи послѣднихъ валы *K* и *L* будутъ двигаться неравномѣрно, но перемѣщеніе

насосныхъ поршней на нѣкоторой части хода будетъ совершаться довольно близко къ равномѣрному.

На **фиг. 175** произведено мною графическое изслѣдованіе механизма *Johnson*, на основаніи котораго составлена діаграмма относительнаго перемѣщенія поршней (**фиг. 176**): окружности, неизмѣнно связанныя съ равномѣрно вращающимися валами *A* и *C* раздѣлены каждая на 12 равныхъ частей; соотвѣтственно этимъ дѣленіямъ найдены 12 положеній для кривошипа *Km* и столько же для кривошипа *Ln*; изъ полученныхъ точекъ дѣленія длиною шатуна *bm* и *dn* засѣчены на оси насоса соотвѣтственныя положенія ползуновъ *b* и *d*. Мертвыми точками для праваго кривошипа *Ln* являются точка *p* въ интерваллѣ 7—8 и точка *q* въ интерваллѣ 3—4, а для лѣваго кривошипа—точка *s* въ интерваллѣ 1—2 и точка *t* въ интерваллѣ 10—11. Положенія ползуновъ *b* и *d* одного относительно другаго иллюстрируетъ діаграмма на фиг. 176: по оси абсциссъ на ней отложены длины, пропорціональныя окружнымъ перемѣщеніямъ пальцевъ у кривошиповъ *E* и *F* (фиг. 176), а на ординатахъ — соотвѣтственныя перемѣщенія обоихъ ползуновъ *b* и *d*.

Изображенныя на діаграммѣ (фиг. 176) кривыя *ac, gh, ef*, показывающія законъ перемѣщенія поршней, довольно близко подходятъ къ прямымъ линіямъ даже и при произвольно взятыхъ мною линейныхъ размѣрахъ механизма. Чтобы еще ближе подойти къ этому, *Johnson* дѣлаетъ такъ, что, когда лѣвый кривошипъ находится въ горизонтальномъ положеніи *5*, правый у него будетъ немного ниже горизонтали. Результатомъ этого будетъ то, что верхняя часть діаграммы (для ползуна *d*) будетъ какъ бы сдвинута нѣсколько вправо относительно нижней діаграммы (для ползуна *b*); точки *e* и *c* при этомъ передвинутся вправо, а *g* и *f*—влѣво. Отмѣченныя на фиг. 176 длины S_1 и S_2 представляютъ собою длины рабочихъ перемѣщеній обоихъ поршней.

Въ литературѣ появились свѣдѣнія пока о трехъ только первыхъ установкахъ артезіанскихъ насосовъ въ Америкѣ съ передаточнымъ станкомъ *Johnson* и сообщены результаты опытовъ съ ними. Это — установки въ *Cambridge*, *Stockton* и *Ames* (см. *Eng. News*, 1898, № 3)

Установка въ *Cambridge* была сдѣлана съ керосиновымъ двигателемъ, который дѣлалъ 220 обор. въ мин. Насосъ при испытаніяхъ давалъ около 12 обор., имѣя $6^3/_4$ дм. діам., 41,25 дм. полезнаго размаха поршня и секундную скорость движенія поршня 20 дм. (около 0,5 мт.).

При подъемѣ воды на высоту 252 фут. коэф. полезн. дѣйствія насоса съ зубчатыми передачами къ нему оказался равнымъ 0,67.

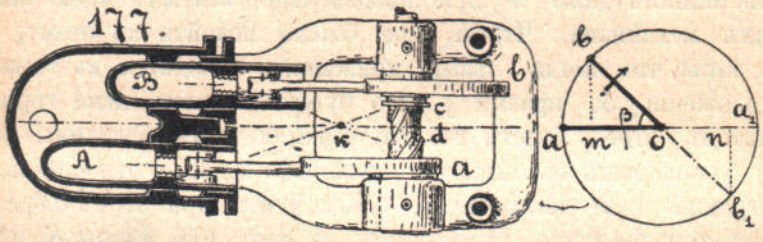
Въ *Stockton* установка артезіанскаго насоса была сдѣлана съ паровымъ двигателемъ (діам. 10 дм., ходъ 12 дм.), который передавалъ работу непосредственно къ пріемному валу *B* (фиг. 174) у насоса. Рабочее давленіе пара—60 фунт. Преодолѣваемый напоръ 274,5 фут. Подача около 2200 вед. въ часъ. Діам. насосныхъ поршней $5^3/_4$ дм., полезный размахъ у нихъ 41,25 дм. При 26 оборотахъ насоснаго вала

въ мин., поршни насоса работали со скоростію около $3^1/_2$ фут. (1,07 мт. въ сек. Коэф. полезнаго дѣйствія насоса оказался равнымъ 0,72, а всей установки 0,63.

Насосъ тѣхъ же самыхъ размѣровъ былъ установленъ и въ *Ames* для подачи воды на высоту въ 390 фут. Двигателемъ была паровая тандэмъ-машина, рабочее давленіе пара 90 фут., средняя скорость насосныхъ поршей была доведена до $3^3/_4$ фут. (1,14 мт.) въ сек. Опыты съ этимъ насосомъ дѣлалъ проф. *Bissell* и нашелъ, что 1000 фунт. пара совершали работу въ 45,5 милліоновъ фунто-фунтовъ.

При испытаніи обоихъ послѣднихъ насосовъ количество дѣйствительно поданной насосомъ воды оказалось болѣе теоретическаго на 1,9% въ 1-мъ случаѣ и на 3,8% во 2-мъ, какъ этого и слѣдовало ожидать въ случаѣ сохраненія жидкимъ потокомъ постоянной рабочей скорости.

85. Насосъ съ перемѣннымъ расходомъ подаваемой жидкости. Въ § 25 были уже указаны 3 различныхъ способа сдѣлать подачу жидкости насосомъ перемѣнною. Они состояли въ измѣненіи или рабочей площади поршня, или его размаха, или числа оборотовъ вала въ минуту. На Парижскую выставку 1889 г. для той же цѣли *Rousseau & Balland* представили спеціальную конструкцію насоса, въ которой на ходу



насоса могъ быть измѣняемъ уголъ между кривошипами или эксцентриками, которые приводятъ въ дѣйствіе насосные плунжеры. На **фиг. 177** изображена въ планѣ схема такого насоса*): A и B — два плунжера, работающіе въ общей камерѣ съ однимъ всасывающимъ клапаномъ и однимъ нагнетательнымъ; a—эксцентрикъ для плунжера A, заклиненный по валу накрѣпко; b — эксцентрикъ плунжера B, посаженный на призматической шпонкѣ (безъ затяжки) на втулкѣ c; посредствомъ рычага, имѣющаго ось вращенія въ k, эта втулка можетъ быть перемѣщаема по винту d съ весьма крутой рѣзьбой; благодаря этому, можетъ измѣняться уголъ между центральными линіями эксцентриковъ a и b, а слѣдовательно и подачи жидкости насосомъ.

Рабочая площадь у каждаго изъ плунжеровъ пусть будетъ F, эксцентриситеты обоихъ эксцентриковъ $oa = ob = r$, уголъ между ними β.

При перемѣщеніи эксцентриситетовъ у обоихъ эксцентриковъ по направленію стрѣлки изъ положенія oa въ положеніе oa_1 происходитъ всасываніе жидкости насосомъ, а при обратномъ перемѣщеніи—нагнетаніе.

---

*) Техн. Сборн. 1890, № 10, стр. 485.

Опредѣлимъ количество всасываемой жидкости q за время одного полуоборота вала при данномъ углѣ между кривошипами.

Эксцентрикъ a, перемѣщаясь изъ положенія oa въ положеніе oa_1 перемѣститъ поршень A вправо и присосетъ въ цилиндръ объемъ жидкости, равный $F.2r$. Эксцентрикъ b на протяженіи дуги ba_1 присасываетъ объемъ, пропорціональный a_1m и равный $F.r.(1+Cos\,\beta)$; на протяженіи дуги a_1b_1 тотъ же эксцентрикъ b уменьшитъ присасываемый объемъ на величину, пропорціональную a_1n и равную $F.r.(1-Cos\,\beta)$, такъ что полный объемъ, присасываемый насосомъ, будетъ:

$$q=F.2r.(1+Cos\,\beta). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{59}.$$

Эта ф-ла и показываетъ намъ, что q есть пункція β, слѣдовательно съ измѣненіемъ угла между центральными линіями эксцентриковъ будетъ измѣняться и подача жидкости насосомъ. Найдемъ предѣлы этого измѣненія.

При $\beta=0 \ldots q=F.4r$, т. е. оба эксцентрика будутъ работать, какъ одинъ, и въ общемъ это будетъ тогда насосъ двойного дѣйствія I-й группы (§§ 44, 46).

При $\beta=180^0 \ldots q=0$, т. е. въ этомъ случаѣ одинъ плунжеръ будетъ вполнѣ парализовать дѣйствіе другого, и насосъ вовсе не будетъ нагнетать жидкости.

При $\beta=90^0 \ldots q=F.2r$, т. е. такой насосъ будетъ работать, какъ обыкновенный насосъ простого дѣйствія I-й группы съ двумя клапанами (§§ 28, 32).

Такимъ образомъ предѣлы подачи жидкости этимъ насосомъ будутъ O и $F.2S$.

Открытіе и закрытіе клапановъ у этого насоса будетъ зависѣть отъ величины скоростей перемѣщенія обоихъ плунжеровъ: если въ періодъ всасыванія скорости движенія плунжеровъ сдѣлаются равными и прямо противоположными, тогда всасывающій клапанъ прикроется; точно также, если въ періодъ нагнетанія наступитъ такой моментъ, когда скорости перемѣщенія обоихъ плунжеровъ сдѣлаются равными и противоположными, тогда должно будетъ произойти закрытіе нагнетательнаго клапана. Опредѣлимъ, при какомъ положеніи эксцентриковъ это будетъ происходить при разныхъ значеніяхъ угла β.

Если средняя линія эксцентрика a станетъ къ оси цилиндра подъ угломъ δ, скорость плунжера A, согласно съ ф-лой 6 въ § 11, будетъ $v_0 . Sin\ \delta$, а для плунжера B она будетъ, очевидно, $=v_0 . Sin\,(\beta+\delta)$. Условіе закрытія одного клапана и раскрытія другого выразится ф-лою:

$$Sin\ \delta=-Sin\ (\beta+\delta), \text{ откуда}$$

$$tg\ \delta=-\frac{Sin\ \beta}{1+Cos\ \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{60}.$$

При $\beta=0 \ldots tg\ \delta=0$, чему соотвѣтствуютъ значенія δ, равныя O^0 или 180^0, что и должно быть, такъ какъ при $\beta=0$ мы обращаемъ этотъ насосъ въ насосъ двойного дѣйствія I-й группы.

При $\beta = 90^0 \ldots tg\,\delta = -1$, чему соотвѣтствуютъ значенія δ, равныя $90 + 45^0$ и $270 + 45^0$.

Наконецъ при $\beta = 180 \ldots tg\,\delta$ обращается въ неопредѣленное выраженіе, чѣмъ собственно и характеризуется то обстоятельство, что при этихъ условіяхъ насосъ не всасываетъ и не нагнетаетъ.

86. **Одноклапанный насосъ Steinmeyer и современныя примѣненія его.** На **фиг. 178** изображена схема устройства насоса (съ однимъ клапаномъ), изобрѣтеніе котораго еще въ 1767 г. сдѣлалъ *Steinmeyer* *): цилиндръ насоса находится подъ водою, такъ что послѣдняя вступаетъ въ него *самотекомъ* чрезъ боковыя отверстія *b*; при опусканіи поршня происходитъ закрываніе этихъ отверстій и разобщеніе цилиндра съ резервуаромъ; поступившая въ цилиндръ *d* вода прогоняется въ нагнетательную трубу *e* чрезъ клапанъ *c*. Практическое неудобство, возникающее при осуществленіи этой схемы въ видѣ ручного насоса, заключается въ томъ, что подъ поршнемъ понапрасну образуется сильное разрѣженіе, и работающему нужно будетъ преодолѣвать атмосферное давленіе, приходящееся на площадь поршня. Затѣмъ жидкость врывается здѣсь въ цилиндръ съ сильнымъ ударомъ. Если насосъ будетъ выполняться приводнымъ, тогда первое изъ этихъ неудобствъ особаго значенія имѣть не будетъ, и разработка схемы насоса съ однимъ клапаномъ можетъ представлять конструктору даже нѣкоторыя удобства и преимущества. Въ послѣднее время вспомнили объ этомъ насосѣ и начинаютъ эксплоатировать идею изобрѣтателя во всевозможныхъ комбинаціяхъ.

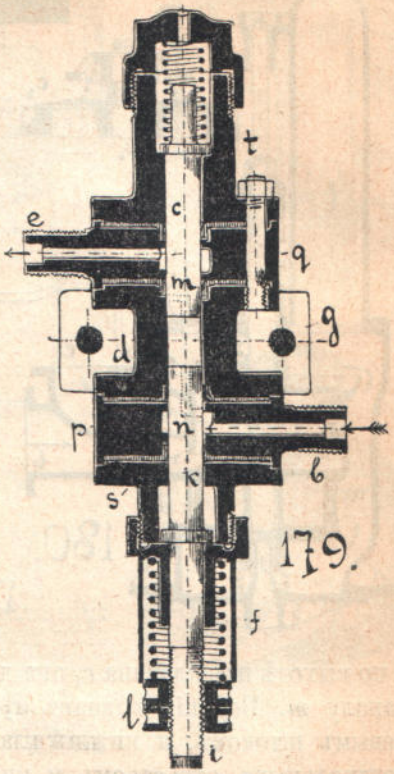
Въ журн. *Engineering* 1896 г. (*dec.* 25, *pg.* 803) помѣщенъ конструктивный чертежъ насоса *Steinmeyer*, приспособленнаго для подачи въ котелъ горячей воды, которая собирается изъ паровыхъ рубашекъ и трубопровода у паровой машины.

a. **Керосиновая помпочка завода Grob & C°** **) (**фиг. 179**) представляетъ собою также въ сущности ни болѣе, ни менѣе, какъ только конструктивную разработку идеи *Steinmeyer*. Къ цилиндру *d*, привернутому на машинѣ керосиноваго двигателя посредствомъ флянца *g*, присоединены на болтахъ двѣ коробки *p* и *q*; нижняя изъ нихъ имѣетъ сообщеніе съ трубкой *b*, которая подводитъ керосинъ къ насосу самотекомъ, а верхняя коробка посредствомъ наконечника *e* соединена съ нагнетательной трубкой; *k* — небольшой плунжеръ помпочки; механизмъ двигателя воздѣйствуетъ на конецъ *i* этого плунжера, только приподнимая его на ту или другую (перемѣнную) высоту; опусканіе плунжера производитъ пружина *f*, дѣйствующая на гайку *l*, которая навернута на стержень *i*; *c* — клапанъ насоса, также нагруженный пружиною; плунжеръ *k* и клапанъ *c* имѣютъ внутренніе каналы *n* и *m*, образованные продольнымъ и радіальнымъ сверленіями. При изображенномъ на фиг. 179

---

*) *Ewbank, Hydraulics and mecanics, pg.* 262.
**) Журналъ *Уланда* (*Der pract. M.-C.*), 1892. № 52.

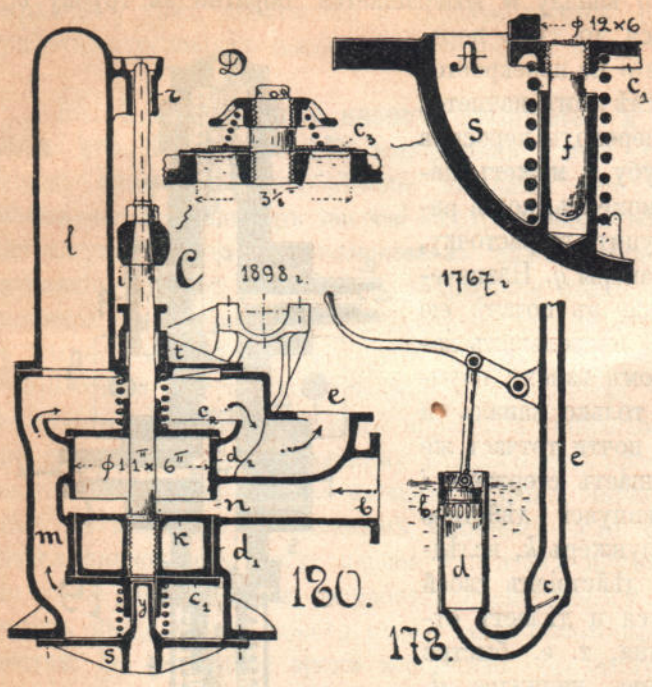
положеніи частей, керосинъ по трубкѣ *b* и каналу *n* вступаетъ въ цилиндръ *d* и заполняетъ собою пространство между плунжеромъ и клапаномъ. При подъемѣ плунжера излишняя часть керосина, вступившаго въ цилиндръ, сначала по каналу *n* возвращается обратно въ трубку *b*; такъ будетъ продолжаться до тѣхъ поръ, пока радіальное сверленіе *n* не перекроется стѣнками цилиндра *d*; послѣ этого начнется подъемъ клапана *c*, но переходъ керосина изъ цилиндра *d* въ трубу *e* можетъ начаться только въ тотъ моментъ, когда радіальное сверленіе *m* вступитъ въ расточку, сдѣланную въ срединѣ камеры *q*. Назначеніе помпочки заключается въ подачѣ ею въ трубку *e* всего лишь нѣсколькихъ капель керосина при каждомъ взмахѣ плунжера *k*; поэтому, какъ только каналъ *m* сообщится съ трубкою *e*, почти тотчасъ же механизмъ двигателя лишаетъ стержень *i* опоры; тогда онъ, повинуясь дѣйствію пружины *f*, опускаетъ плунжеръ *k*, вслѣдствіе чего и клапанъ *c* дѣйствіемъ своей пружины тоже опускается и дѣлаетъ отсѣчку въ подачѣ керосина, т. е. быстро разобщаетъ трубку *e* отъ цилиндра *d*. Герметичное замыканіе рабочихъ камеръ насоса дѣлается посредствомъ 4-хъ кожаныхъ прокладокъ междучастями *t* и *q*, *q* и *d*, *d* и *p*, *p* и *s*. Всѣ эти части центрированы одна относительно другой приточкою у нихъ внѣшнихъ кромокъ.



b. **Устройство воздушнаго насоса двойного дѣйствія по системѣ Steinmeyer**. Въ журналѣ *Engineering* за 1898 г. (*oct.* 21, *dec.* 9) опубликованы чертежи пароходныхъ машинъ новѣйшихъ торпедныхъ судовъ (въ 3000 и 8000 индикаторныхъ силъ). Воздушные насосы при нихъ сдѣланы по системѣ *Steinmeyer*, разработанной для двойного дѣйствія. Конструктивную схему одного изъ этихъ насосовъ даетъ намъ **фиг. 180**, *C*, *D*, *A*: на первой изъ этихъ фигуръ *(A)* данъ продольный вертикальный разрѣзъ насоса, а на двухъ остальныхъ представлены нѣкоторыя комбинаціи, которыя возможно ввести при конструктивной разработкѣ проекта такого насоса.

На фиг. *180*, *A* изображаютъ: d_1 d_2 — цилиндръ насоса, раздѣленный каналомъ *n* на двѣ части и расточенный съ однимъ и тѣмъ же діаметромъ; *k* — пустотѣлый насосный поршень, не имѣющій набивки, но снабженный на своей рабочей цилиндрической поверхности цѣлымъ рядомъ кольцевыхъ выточекъ; штокъ поршня направляется въ своемъ

движенiи сальникомъ t и вкладышемъ у втулки r, которая прилита къ воздушному колпаку l; сообщенiе движенiя поршневому штоку дѣлается посредствомъ траверсы i, втулка которой показана въ разрѣзѣ; части привода между машиною и траверсою не показаны на чертежѣ; всѣ онѣ сняты, чтобы не пестрить чертежа и не затемнять сущности устройства насоса; b—труба, по которой горячая вода изъ холодильника подводится къ насосу; c_1 и c_2 — нагнетательные клапаны въ видѣ двухъ большихъ дисковъ; e — труба, по которой вода отводится изъ насоса; пройдя чрезъ клапанъ c_2, вода направляется непосредственно въ трубу e, а по выходѣ изъ клапана c_1 она должна пройти сначала по соединительному каналу m. Верхнiй клапанъ c_2 направляется въ своемъ движенiи поршневымъ штокомъ, а нижнiй клапанъ можетъ быть направляемъ или однимъ центральнымъ отростком y нижней крышки s, или же нѣсколькими стержнями f, какъ это показано въ увеличенномъ видѣ на фиг. 180, A (въ правомъ верхнемъ углѣ).



Дисковые клапаны этого насоса готовятся обыкновенно изъ марганцовистой бронзы. Вмѣсто большихъ дисковыхъ клапановъ c_1 и c_2 ставятъ иногда серiю мелкихъ пружинныхъ клапановъ, конструкцiю которыхъ даетъ фиг. 180, D.

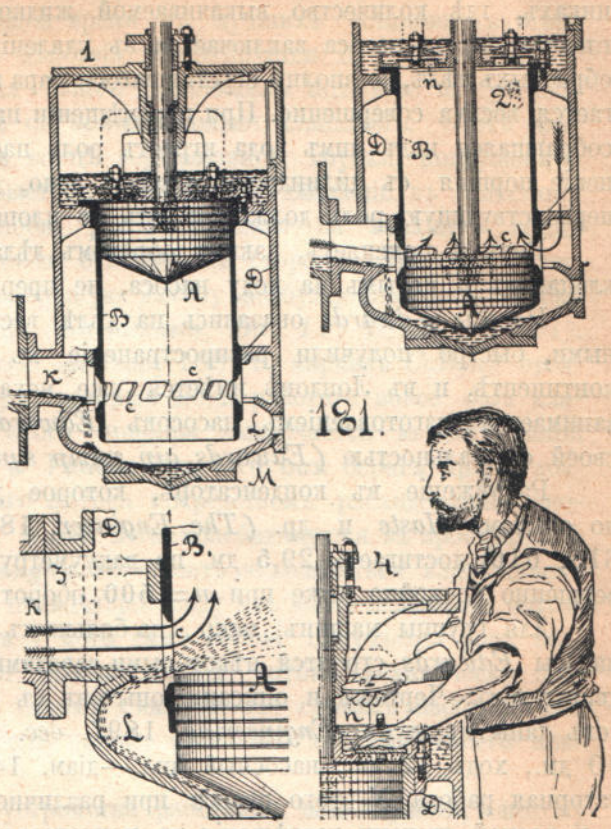
Въ указанныхъ выше примѣрахъ такiе насосы работаютъ при числѣ оборотовъ въ минуту до 350 и со скоростью поршня до 6 фут. (1,83 мт.) въ сек.

Возможно, безъ сомнѣнiя, строить такiе насосы двойного дѣйствiя съ 2 клапанами и съ горизонтальной осью цилиндра. Конструктивное устройство одного изъ такихъ насосовъ, работающаго съ 2 кольцевыми резиновыми клапанами, можно видѣть опубликованнымъ въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1899 г., стр. 8.

в. **Воздушный насосъ Edwards**, патентованный въ Англiи въ 1897 г., представляетъ собою по существу дѣла точно также лишь

удачно осуществленную конструктивную разработку идеи *Steinmeyer*. Устройство воздушнаго насоса *Edwards* изображено на **фиг. 181** *).

Ось цилиндра у него вертикальна, поршень—безъ клапановъ. Система нагнетательныхъ клапановъ *n* помѣщена вверху, выше цилиндра, въ такомъ мѣстѣ, гдѣ осмотръ ихъ и даже замѣна испорченнаго клапана новымъ могутъ быть сдѣланы *на ходу машины*, не останавливая дѣйствія насоса. Въ чугунный цилиндръ *D* вставленъ другой бронзовый цилиндръ *B*; къ нему плотно притачивается поршень *A*, не имѣющій никакихъ набивокъ, но снабженный большимъ числомъ кольцевыхъ выточекъ. Болты, привертывающіе верхній флянецъ цилиндра *B* къ *D*, служатъ вмѣстѣ съ тѣмъ и для прикрѣпленія доски съ клапанами *n*.



181.

Нижняя часть поршня *A* заканчивается конусомъ. Соотвѣтственное этому очертаніе имѣетъ также и дно *L* у цилиндра *D*. Цилиндръ *B* до дна *L* не доходитъ; въ нижней части его имѣется большое число оконъ *c*, *c*.

Видъ *1* иллюстрируетъ тотъ моментъ, когда поршень *A* находится въ самомъ верхнемъ его положеніи. Въ это время горячая вода изъ холодильника по трубѣ *k* идетъ въ насосъ самотекомъ и собирается на днѣ его *L*.

Видъ *2* изображаетъ тотъ моментъ, когда поршень подходитъ къ самому нижнему своему положенію: окна *c* уже раскрылись; воздухъ и паръ, устремляясь внутрь цилиндра *B*, заполняютъ его.

Видъ *3* поясняетъ то, что происходитъ послѣ погруженія поршня *A* въ горячую воду въ концѣ хода: вода выталкивается изъ-подъ поршня въ бокъ во всѣ стороны, направляется въ своемъ движеніи внутренней своеобразно очерченной поверхностью дна *L* и сквозь окна *c*, *c* вталкивается внутрь цилиндра *B*, увлекая съ собою при этомъ всѣ жидкія и газообразныя тѣла, притекающія изъ конденсатора въ насосъ по трубѣ *k*. При быстромъ возвратномъ движеніи поршня окна *c* перекрываются

*) *The mechanical engineer*, 1898, *sept.* 10.

поршнемъ, и совершается работа нагнетанія. Часть жидкости, пока не успѣютъ закрыться окна *c*, можетъ вернуться обратно на дно *L*; но это не имѣетъ большого значенія, особенно при поверхностныхъ холодильникахъ, гдѣ количество выкачиваемой жидкости вообще не велико, и главная задача насоса заключается въ удаленіи изъ конденсатора газообразныхъ тѣлъ, не вполнѣ сгустившагося пара и воздуха, а эта цѣль достигается весьма совершенно. При перемѣщеніи пара и воздуха поршнемъ *A*, собравшаяся надъ нимъ вода играетъ роль набивки, замыкающей соединеніе поршня съ цилиндромъ. Отсюда ясно, что въ такихъ насосахъ первенствующую роль должна играть не площадь поршня, а ходъ его.

Видъ *4* поясняетъ, какимъ образомъ дѣлается замѣна любого изъ клапановъ *n* новымъ на ходу насоса, не прерывая работы машины.

Насосы *Edwards* оказались на дѣлѣ весьма удобными и практичными, быстро получили распространеніе въ Англіи, Америкѣ и на континентѣ, и въ Лондонѣ имѣется уже механическій заводъ, который занимается изготовленіемъ насосовъ *Edwards*, какъ исключительной своей спеціальностью *(Edwards aip pump syndicate, L-d)*.

Разрѣженіе въ конденсаторѣ, которое дѣлаетъ насосъ *Edwards*, по опытамъ *Haste* и др. *(The Engineer*, 1898, іюль—дек., *pg.* 588, 615, 616) достигаетъ 29,5 дм по вакуумметру, и насосъ работаетъ совершенно спокойно даже при $n = 500$ оборот. въ мин.

Для группы машинъ, напр., на большихъ электрическихъ станціяхъ, насосы *Edwards* строятся нѣкоторыми заводами съ своимъ независимымъ двигателемъ. Чертежъ и описаніе опытовъ съ однимъ изъ такихъ насосовъ даны въ журн. *Engineering*, 1897, *дек.* 24. Паровой цил.— діам. 10 дм., ходъ 12 дм., насосный цил.—діам. 14 дм., ходъ 15 дм. Индикаторная работа *N* этого насоса при различномъ числѣ оборотовъ его *n* и разной степени разрѣженія въ конденсаторѣ p_0 была слѣдующею:

$p_0 = 29^1/_4$	$29^1/_8$	29 дюйм.
$n = 100$	68	54 обор.
$N = 3{,}14$	2,22	1,32 силъ.

Теоретическія данныя, касающіяся разсчета насосовъ *Edwards*, помѣщены: въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1898, №№ 10 и 45; 1899, №№ 4, 10; *Бюллет. Политехн. Общ.* 1899, № 4.

87. **Инерціонные насосы.** Такъ называются механическія приспособленія, при помощи которыхъ представляется возможнымъ возбудить дѣйствіе живой силы струи воды въ вертикальной водоподъемной трубѣ и затѣмъ использовать его для подъема воды на нѣкоторую высоту.

Къ числу такихъ насосовъ долженъ быть отнесенъ прежде всего *гидравлическій таранъ* *), изобрѣтенный *Mongolfier* въ 1797 г. У него— *два* клапана, одинъ — для періодическаго выпуска воды изъ той трубы, въ которой возбуждается инерціонное дѣйствіе воды, а другой—при со-

*) Литература для ознакомленія съ этимъ предметомъ указана въ § 4.

общеніи выпускной трубы съ подъемной трубой. Приборъ дѣйствуетъ совершенно автоматически, послѣ того какъ будетъ открытъ клапанъ для выпуска изъ спускной трубы 1-й порціи воды. Приборъ этотъ весьма распространенъ, и въ настоящее время въ лучшихъ установкахъ этого рода коэффиціентъ полезнаго дѣйствія гарантируется до 0,75—0,8.

Въ началѣ XIX столѣтія *Vialon* предложилъ подобное же устройство, которое могло работать съ *однимъ* только клапаномъ. Этотъ клапанъ помѣщался на нижнемъ концѣ вертикальной трубки, погруженной въ воду и приводимой въ быстрое качательное движеніе въ отвѣсномъ направленіи; тогда изъ желоба, расположеннаго на верхнемъ концѣ трубки, водосливомъ могло быть отведено въ сторону нѣкоторое количество воды, поднятой на небольшую высоту возбужденнымъ въ трубкѣ инерціоннымъ дѣйствіемъ воды (*Ruehlmann*, *Bd. IV*, 1872, стр. 591).

На Парижскую всемірную выставку 1889 г. маркизъ *Caligny* представилъ подобный же приборъ, который могъ работать вовсе *безъ* клапановъ *). Идея устройства этого прибора заключается въ остроумной комбинаціи идей *Mongolfier* и *Vialon*: отъ 1-го онъ беретъ пріемъ возбужденія живой силы жидкаго потока посредствомъ расходованія нѣкотораго количества жидкости, а отъ 2-го колеблющуюся въ пространствѣ водоподъемную трубку, но *Caligny* заставляетъ ее колебаться надъ устьемъ выпускного отверстія трубы, подводящей воду изъ выше лежащаго источника ея, и такимъ образомъ у него самъ собою получается родъ клапана, который при колебаніи водоподъемной трубки механически поднимается и опускается надъ своимъ сѣдломъ. По словамъ изобрѣтателя, ему удалось получить величину коэф. полезнаго дѣйствія своего прибора до 0,7.

Всѣ 3 перечисленныя устройства работаютъ *безъ поршня*, и потому они могутъ быть примѣняемы только въ тѣхъ случаяхъ, гдѣ требуется расходовать сравнительно очень небольшой запасъ работы.

Изобрѣтеніе поршневого инерціоннаго насоса съ однимъ клапаномъ сдѣлали инженеры *Prudon & Dubost* во Франціи въ 1885 г., а усовершенствованіе этого нососа, позволившее примѣнять эти насосы для откачки артезіанской воды, сдѣлалъ инженеръ-механикъ В. Г. Шуховъ въ 1890 г. Имъ же дана и теорія этихъ насосовъ, изложенная мною ниже въ §§ 88—90.

a. **Насосъ Prudon & Dubost**, сдѣлавшійся извѣстнымъ со времени Парижской всемірной выставки 1889 г., изображенъ въ схемѣ на **фиг. 182**: шатуннымъ механизмомъ *oab* приводится въ быстрое качательное движеніе проходной поршень *d*, который плотно ходитъ въ цилиндрѣ *e*; поршень снабженъ клапаномъ *l*; надъ поршнемъ въ началѣ дѣйствія насоса находится небольшой столбъ воды въ подъемной трубѣ *g*. Для большей простоты въ объясненіи дѣйствія этого насоса допустимъ на время, что площадь сѣченія насоснаго цилиндра *e* и подъемной трубы

*) Чертежъ и описаніе прибора даны въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1890, № 38, стр. 990.

g одинаковы, тогда скорость перемѣщенія столба воды въ трубѣ *g* была бы все время одинакова со скоростѣю поршня, если бы послѣдняя могла оставаться постоянною. Но скорость перемѣщенія поршня зависитъ отъ свойствъ шатуннаго механизма и имѣетъ свой *max*. Когда этотъ *max* будетъ достигнутъ, послѣ этого поршень начнетъ уменьшать свою скорость; столбъ воды, который былъ приведенъ поршнемъ въ движеніе, также начнетъ уменьшать свою скорость съ этого момента, но только по другому закону. Уменьшеніе скорости движенія поршня будетъ слѣдовать тому закону, который опредѣляется свойствами шатуннаго механизма (см. ф-лу **6** въ § 11), тогда какъ уменьшеніе скорости подъема колонны воды будетъ совершаться по закону тѣла, свободно брошеннаго вверхъ, если пренебречь сопротивленіемъ тренія жидкости въ трубѣ. Предположимъ, что уменьшеніе скорости поршня идетъ быстрѣе, чѣмъ уменьшеніе скорости подброшенной вверхъ колонны воды, тогда клапанъ *l* у поршня раскроется и дастъ проходъ жидкости чрезъ отверстіе въ поршнѣ. Прохожденіе жидкости чрезъ отверстіе въ поршнѣ будетъ продолжаться по инерціи даже и въ то время, когда поршень начнетъ двигаться сверху внизъ. Закрытіе клапана *l* послѣдуетъ въ тотъ моментъ (теоретически), когда подброшенная вверхъ колонна воды начнетъ уже опускаться и скорость ея опусканія сдѣлается одинаковою со скоростью опусканія поршня.

Если поршневая штанга *bc* разсчитана прочно подъ дѣйствіемъ растягивающихъ и сжимающихъ ее силъ, тогда валу *O* свободно можетъ быть дано довольно большое число оборотовъ, и подача воды такимъ насосомъ будетъ вообще тѣмъ больше, чѣмъ больше будетъ скорость поршня *d*.

Заводъ ***Prudon & Dubost*** въ Парижѣ строитъ такіе насосы 4-хъ различныхъ нумеровъ. Данныя завода для нихъ слѣдующія:

Діам. цилиндра *e* . .	80	100	150	200 мм.
» трубы *g*	70	90	140	190 »
Число обор. вала въ мин.	360—400	240—280	240—280	240—280
Подача воды въ часъ.	15—20	30—35	60—70	120—130 тыс. *lt.*
Діаметръ шкива . . .	200	300	350	400 мм.
Ширина обода шкива.	90	120	120	120 »

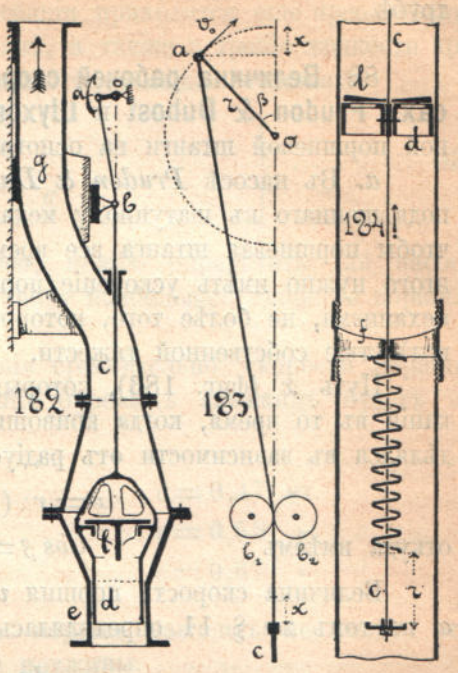
На одномъ концѣ вала сажается шкивъ для ременной передачи, а на другомъ—маховикъ.

Въ 1886 г. динамометрическіе опыты съ этими насосами продѣлалъ ***Crebs***. Главною цѣлію опытовъ было опредѣленіе коэф. полезнаго дѣйствія насоса по величинѣ работы, израсходованной на приведеніе насоса въ движеніе, и величинѣ той работы, которая была исчислена по количеству дѣйствительно поднятой насосомъ воды при данной высотѣ напора.

Насосъ былъ испытанъ при напорѣ въ 15 мт. и 31 мт. при числѣ оборотовъ вала въ мин. отъ 278 до 417. При напорѣ въ 15 мт. сред-

няя величина коэф. полезнаго дѣйствія оказалась = 0,8 при *max* 0,84; а при напорѣ въ 31 мт. средняя величина коэф. пол. д. была = 0,92 при *max* **0,945**

Чтобы уменьшить величину ускоренія при обратномъ паденіи подброшеннаго поршнемъ столба воды и получить возможно большую подачу воды даже и при умѣренномъ числѣ оборотовъ вала, подъ поршень *d* вводится въ цилиндръ извнѣ по особой трубочкѣ воздухъ, притокъ котораго можно регулировать на ходу насоса.



Высота присасыванія воды такимъ насосомъ, какъ и въ другихъ случаяхъ, опредѣляется въ зависимости отъ наибольшей скорости поршня. Если она будетъ v_0, высота всасыванія h_0 и высота столба воды, соотвѣтствующая атмосферному давленію, будетъ H, тогда необходимо имѣть неравенство:

Скорость v_0 должна быть менѣе $\sqrt{2g.(H-h_0)}$

Въ случаѣ большой высоты подъема воды полезно имѣть при такомъ насосѣ еще и 2-й клапанъ, расположивъ его лучше всего внизу всасывающей трубы (см. въ § 6 о пятовыхъ клапанахъ).

b. **Артезіанскій насосъ Шухова.** Примѣненіе насоса *Prudon & Dubost* при большой глубинѣ откачки воды изъ артезіанскихъ скважинъ будетъ стѣснено тѣмъ обстоятельствомъ, что поршню при большой длинѣ его штанги нельзя будетъ дать достаточно большой скорости, не вызывая у штанги бокового прогиба, вреднаго для ея крѣпости и вліяющаго на пониженіе коэф. полезнаго дѣйствія насоса. Инженеръ-механикъ *В. Г. Шуховъ* задался цѣлію устранить этотъ недостатокъ и выработалъ въ 1890 г. своеобразную конструкцію инерціоннаго поршневого насоса съ 1 клапаномъ и *гибкимъ* шатуномъ, который при опусканіи поршня остается натянутымъ вслѣдствіе воздѣйствія на поршневую штангу нѣкоторой пружины. На **фиг. 183** изображена верхняя часть привода къ насосу: *oa* — кривошипъ, *c* — поршневая штанга; между ними введенъ гибкій шатунъ (въ видѣ ремня или каната), направляемый въ своемъ движеніи парою роликовъ b_1 b_2. Схему устройства насоса внутри скважины даетъ намъ **фиг. 184**: поршневая штанга *c* опускается нѣсколько ниже поршня *d* и проходитъ сквозь траверсу *f*, къ которой подвѣшена винтовая пружина; при подъемѣ поршня въ концѣ его хода происходитъ сжатіе пружины; тогда сила упругости ея при опусканіи поршня явится нѣкоторой добавочной силой, подъ дѣйствіемъ которой поршень получитъ такое

ускореніе, что гибкій шатунъ будетъ оставаться все время въ натянутомъ состояніи также и при опусканіи поршня. При большихъ высотахъ подъема воды хорошо имѣть при насосѣ также и пятовой клапанъ въ трубѣ.

88. **Величина рабочей скорости поршня въ инерціонныхъ насосахъ Prudon & Dubost** и **Шухова** будетъ опредѣляться въ случаѣ длинной поршневой штанги на основаніи нижеслѣдующихъ соображеній:

a. Въ насосѣ *Prudon & Dubost* при нисходящемъ движеніи поршня, подвѣшеннаго къ шатунному механизму на длинной штангѣ, необходимо, чтобы поршневая штанга все время работала на *растяженіе*, а для этого нужно имѣть ускореніе поршня, получаемое имъ отъ шатуннаго механизма, не болѣе того, которое пріобрѣтаетъ поршень при опусканіи вслѣдствіе собственной тяжести.

Путь x (фиг. 183), который поршень пройдетъ при своемъ опусканіи въ то время, когда кривошипъ опишетъ уголъ β, въ § 11 опредѣлялся въ зависимости отъ радіуса кривошипа слѣдующею ф-лою:

$$x = r \cdot (1 - Cos\,\beta) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{5},$$

откуда имѣемъ

$$Cos\,\beta = (r - x) : r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{5,a}.$$

Величина скорости поршня v въ зависимости отъ угловой скорости ω въ томъ же § 11 опредѣлялась такъ:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \cdot \omega \cdot Sin\,\beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{6}.$$

Послѣ этого ускореніе поршня j, пріобрѣтаемое имъ отъ шатуннаго механизма, найдется слѣд. образ.:

$$j = \frac{dv}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot Cos\,\beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{61}.$$

Величина максимальной скорости поршня v_0 и средней его скорости c были даны въ § 13 ф-лами **10** и **11**, а именно:

$$v_0 = r \cdot \omega \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{10}.$$

$$c = \frac{2}{\pi} \cdot v_0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{11}.$$

Величину максимальнаго ускоренія j_0 получимъ изъ ф-лы **61**, если сдѣлаемъ въ ней $Cos\,\beta = 1$, т. е. $\beta = 0$, тогда

$$j_0 = r \cdot \omega^2 = \frac{v_0^2}{r} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{62},$$

т. е. *въ случаѣ обыкновеннаго шатуннаго механизма* **max** *ускоренія поршня имѣетъ мѣсто въ обѣихъ мертвыхъ точкахъ поршня, и величина этого ускоренія = частному, которое получается отъ дѣленія квадрата скорости вращенія вала на радіусъ кривошипа.*

Поршневая штанга все время работала бы на растяженіе, если бы выполнено было условіе равенства между j_0 и ускореніемъ тяжести, т. е. если бы v_0^2 было равно $r.g$ при отсутствіи вредныхъ сопротивленій. Но такъ какъ поршню при его опусканіи приходится еще преодолѣвать треніе набивокъ въ поршнѣ и сальникѣ, а также и треніе жидкости при проходѣ ея чрезъ отверстіе въ поршнѣ, то возможно положить:

$$\left.\begin{aligned} v_0 &= 0{,}75 \,.\, \sqrt{r \,.\, g} \;\ldots\ldots\ldots\ldots \\ c &= \frac{2}{\pi} \cdot v_0 = 0{,}48 \,.\, \sqrt{r \,.\, g} \;\ldots\ldots\ldots \end{aligned}\right\} \ldots\ldots \mathbf{63.}$$

Пользуясь этими ф-лами *Шухова*, можно опредѣлить для насоса ***Prudon & Dubost*** практическую величину наибольшей скорости поршня, возможной въ работѣ.

Ф-лы **63** даютъ однако небольшія сравнительно скорости поршня, работать съ которыми при эксплоатаціи буровыхъ скважинъ будетъ не всегда выгодно. Напримѣръ:

при $r = 0{,}1$ мт. . . . . $c = 0{,}47$ мт.
» $r = 0{,}15$ » . . . . . $c = 0{,}58$ »
» $r = 0{,}2$ » . . . . . $c = 0{,}67$ »

б. Въ насосѣ *Шухова* ускореніе поршня зависитъ не только отъ его вѣса, но также и отъ упругости пружины.

Пусть обозначаютъ:

Q — вѣсъ поршня, его штанги и шатуна,

$m = Q : g$ — массу этихъ частей,

$S = a \,.\, Q$ — упругость пружины при наибольшемъ ея сокращеніи.

Тогда величина ускоренія, пріобрѣтаемаго движущимися частями насоса отъ дѣйствія на нихъ пружины, будетъ $S : m$, т. е. $S.g : Q$, а отъ дѣйствія собственной тяжести поршень будетъ имѣть ускореніе g; суммарное ускореніе будетъ $= g \,.\, (1 + a)$. Теоретически величина его можетъ быть $= j_0$, т. е.

$$v_0 = \sqrt{r \,.\, g \,.\, (1 + a)} \;\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{64.}$$

А при практическихъ примѣненіяхъ этой ф-лы во 2-й части ея, какъ и въ ф-лѣ **63**, лучше имѣть поправочный коэффиціентъ, такъ что въ общемъ при работѣ съ насосомъ *Шухова* скорость поршня свободно можетъ быть повышена въ $\sqrt{1 + a}$ разъ сравнительно съ насосомъ ***Prudon & Dubost,*** т. е.

при $a =$	1	2	3	4	5
$\sqrt{1 + a} =$	1,41	1,73	2	2,24	2,45

89. **Упругость пружины въ насосѣ Шухова,** какъ видно изъ этихъ данныхъ, позволяетъ увеличить рабочую скорость поршня отъ $1^1/_2$ до $2^1/_2$ разъ противъ обыкновеннаго насоса, работающаго безъ пружины;

благодаря этому соотвѣтственно можетъ быть повышена и подача воды насосомъ изъ того же самаго артезіанскаго колодца.

Ф-ла **64** была выведена въ томъ предположеніи, что ускореніе, получаемое поршнемъ отъ шатуннаго механизма въ верхней мертвой его точкѣ, будетъ равно или меньше полнаго ускоренія, которое будетъ имѣть поршень, вслѣдствіе воздѣйствія его тяжести и упругости пружины. Нужно имѣть теперь убѣжденіе, что то же самое соотношеніе между этими двумя ускореніями будетъ имѣть мѣсто и при всякомъ другомъ положеніи кривошипа въ періодъ нисходящаго движенія его.

Шуховъ доказалъ, что это будетъ справедливо даже и тогда, когда сжатіе пружины будетъ происходить въ теченіе не всего періода восходящаго движенія, а только *половины* его.

Эту именно мысль и выражаетъ **фиг. 184**, гдѣ поршень представленъ въ крайнемъ нижнемъ его положеніи: въ этотъ моментъ пружина виситъ свободно на траверсѣ f, и нижній конецъ пружины находится на разстояніи r отъ диска, который закрѣпленъ на нижнемъ концѣ поршневой штанги. При такомъ расположеніи частей сжатіе пружины начнется тогда только, когда поршень при восходящемъ его движеніи пройдетъ уже половину своего хода. Полное упругое сжатіе пружины будетъ равно только r, а не $2r$, и величина сжатія въ тотъ моментъ нисходящаго движенія, когда поршень будетъ на разстояніи x отъ его мертвой точки, будетъ равна $r-x$. Слѣдовательно, если наибольшую силу упругости пружины *), соотвѣтствующую сжатію ея r, назовемъ чрезъ S, а соотвѣтственно величинѣ сжатія пружины $r-x$ или углу β между кривошипомъ и вертикалью силу упругости пружины назовемъ чрезъ S_1, тогда:

$$S_1 : S = (r-x) : r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{65}.$$

Ускореніе поршня, которое вызоветъ сила S_1, будетъ равно $S_1 : m$, или

$$\frac{S_1}{Q} \cdot g = \frac{S}{Q} \cdot \frac{r-x}{r} \cdot g,$$

а полное ускореніе поршня j_1, получаемое имъ отъ дѣйствія тяжести поршня и упругости пружины, будетъ:

$$j_1 = g \cdot \left(1 + \frac{r-x}{r} \cdot \frac{S}{Q}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{66}.$$

Въ это время ускореніе поршня j, получающаго свое движеніе отъ шатуннаго механизма обычнымъ путемъ (посредствомъ негибкаго шатуна), было бы, согласно съ ф-ми **61**, **5а** и **64**, такимъ:

$$j = \frac{v_0^2}{r} \cdot \cos\beta = \frac{v_0^2}{r} \cdot \frac{r-x}{r} = \frac{r-x}{r} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{S}{Q}\right) \ldots \quad \mathbf{67}$$

*) Таблицы для разсчета пружинъ, работающихъ на растяженіе или сжатіе, по заданной наибольшей силѣ и деформаціи, помѣщены въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1891, № 50.

Сравнивая ф-лы **66** и **67**, видимъ, что j_1 всегда будетъ болѣе j.

90. **Опредѣленіе количества воды, подаваемой насосами Шухова,** можетъ быть сдѣлано аналитически весьма просто, если не принимать во вниманіе ни тренія поршня въ насосѣ, ни тренія воды при проходѣ ея чрезъ клапанъ, ни вліяніе конечной длины шатуна на ходъ вычисленія. Погрѣшность, которая явится чрезъ это, можетъ быть покрыта нѣкоторымъ практическимъ коэффиціентомъ.

Если колонна воды поршнемъ подбрасывается вверхъ со скоростью $v_0 . Sin\,\beta$, то высота b, на которую она будетъ подброшена, опредѣлится изъ слѣдующаго равенства:

$$b = \frac{v_0^2 . Sin^2 \beta}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{68}$$

Пользуясь ф-лой **5 а** (см. § 88), пишемъ, что

$$Sin^2 \beta = 1 - \left(\frac{r - x}{r}\right)^2 = \frac{2r . x - x^2}{r^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{69}.$$

Соединяя ф-лы **68, 69** и **64** въ одну, будемъ имѣть:

$$b = (1 + a) . \left(x - \frac{x^2}{2r}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{70}.$$

Путь y, пройденный водою до наивысшей точки подъема ея въ трубѣ (сначала вмѣстѣ съ поршнемъ, а затѣмъ по инерціи), составится слѣд. образ.:

$$y = r + (r - x) + b = 2r - x + (1 + a) . \left(x - \frac{x^2}{2r}\right) . \quad . \quad \mathbf{71}.$$

Путь y получаетъ наибольшее значеніе при x, опредѣляемомъ изъ ур-ія 1-й производной отъ y по x, если обратить ее въ нуль, т. е.

$$\frac{dy}{dx} = -1 + (1 + a)\left(1 - \frac{x}{r}\right) = 0, \text{ откуда}$$

$$\frac{x}{r} = \frac{a}{a + 1} = \frac{S}{S + Q} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{72}.$$

Это ур-іе опредѣляетъ координату той точки на окружности, описываемой пальцемъ кривошипа, пройдя которую поршень при его восходящемъ движеніи будетъ имѣть скорость меньше, чѣмъ у столба воды, приведеннаго имъ въ движеніе: въ этотъ моментъ клапанъ у поршня откроется, и столбъ воды, пройдя сквозь отверстіе въ поршнѣ по инерціи, поднимется еще далѣе на высоту b. По совокупности ф-лъ **70** и **72** эта высота b опредѣлится теперь такъ:

$$b = a . r - \frac{a^2}{a + 1} . \frac{r}{2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{73}.$$

Назовемъ *max* пути y чрезъ y_0 и опредѣлимъ его изъ ф-лы **71**:

$$y_0 = 2r - \frac{a \cdot r}{a+1} + a.r - \frac{a^2}{a+1} \cdot \frac{r}{2} = 2r + \frac{a^2}{a+1} \cdot \frac{r}{2}$$

Отношеніе y_0 къ $2r$ будетъ такъ называемый *коэффиціентъ наполненія* при работѣ насоса, который будетъ показывать, во сколько разъ подаваемый насосомъ объемъ воды болѣе или менѣе объема, описываемаго поршнемъ

$$e = \frac{y_0}{2r} = 1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{a^2}{a+1} = 1 + \frac{S}{4Q \cdot (S+Q)} \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{74}.$$

Эта ф-ла показываетъ намъ, что коэффиціентъ наполненія въ насосѣ *Шухова* всегда будетъ *болѣе* 1. Напримѣръ,

при $S : Q =$	1	2	3	4	5
$e =$	1,125	1,33	1,56	1,80	1,96

Примѣняя ф-лу **74**, надо имѣть въ виду, что истинная величина коэф. **e** будетъ нѣсколько менѣе теоретической, такъ какъ при выводѣ этой ф-лы не были приняты во вниманіе вредныя сопротивленія, перечисленныя въ началѣ этого §. Выводъ ф-лы **74** сдѣланъ въ предположеніи, что при насосѣ имѣется пятовой клапанъ.

Насосы *Шухова* были поставлены: въ Москвѣ—на фабрикѣ Оссовецкаго и при Университетскихъ клиникахъ, въ Тулѣ (на Патронномъ заводѣ) и на ст. *Чернь* М.-Кур. ж. д.

РАЗСЧЕТЪ ПОРШНЕВЫХЪ НАСОСОВЪ.

Опредѣленіе главныхъ размѣровъ насоса.

91. **Коэффиціентъ наполненія насоснаго цилиндра.** Такъ называется число, показывающее во сколько разъ подача жидкости поршнемъ при одномъ его размахѣ получается больше или меньше объема, описаннаго въ это время поршнемъ. Будемъ называть величину этого коэф. чрезъ e. Въ обыкновенныхъ поршневыхъ насосахъ величина e бываетъ менѣе *1*, а въ насосахъ инерціонныхъ и вообще быстроходныхъ поршневыхъ насосахъ возможно имѣть величину e и болѣе *1* (см. конецъ § 90).

Въ насосахъ, уже работавшихъ въ теченіе нѣсколькихъ лѣтъ, величина e встрѣчается отъ 0,7 до 0,9.

Въ новыхъ тщательно исполненныхъ и хорошо собранныхъ насосахъ возможно имѣть $e = 0{,}95 - 0{,}99$. Въ насосахъ новаго Московскаго водопровода при оффиціальныхъ опытахъ во время сдачи насосовъ (въ 1893 г.) оказалось, напр., $e =$ отъ 0,983 до 0,987, а въ послѣдней установкѣ 1898 г. было найдено $e = 0{,}992$.

Съ другой стороны въ старыхъ устройствахъ, дурно исполненныхъ и сильно сработанныхъ, величину e можно встрѣтить весьма низкою, гораздо менѣе 0,5.

Величина e можетъ получаться малою или отъ того, что поршень *плохо забираетъ*, или отъ того, что забранное въ цилиндръ количество жидкости не можетъ быть полностію перемѣщено въ нагнетательную трубу.

Возможныя причины плохого забиранія жидкости поршнемъ таковы:

1) *плохое разрѣженіе воздуха* въ цилиндрѣ, происходящее или вслѣдствіе негерметичности всасывающей трубы и самого цилиндра, или вслѣдствіе несовершеннаго удаленія воздуха изъ цилиндра, явившагося вслѣдствіе неправильностей въ конструкціи, въ сборкѣ и установкѣ;

2) *стѣсненіе прохода* для жидкости на пути между цилиндромъ и всасывающимъ резервуаромъ, вслѣдствіе засоренія трубопровода или проходныхъ отверстій въ клапанныхъ рѣшеткахъ какими-либо посторонними тѣлами (концами, тряпками, стружками, прорвавшейся набивкой между флянцами и т. п.);

3) *излишне большая скорость хода* насоса, несоразмѣренная ни съ высотою присасыванія жидкости, ни съ длиною всасывающей трубы, ни съ размѣрами проходныхъ отверстій въ ней, ни съ густотою перекачиваемой жидкости;

4) поломки и разстройство соединеній у всасывающей трубы.

Возможныя причины неполнаго перемѣщенія жидкости изъ цилиндра въ нагнетательную трубу таковы:

1) обратное пропусканіе жидкости всасывающимъ клапаномъ вслѣдствіе поздняго его закрытія или вслѣдствіе негерметичнаго прикрыванія имъ всасывающей трубы;

2) обратное поступленіе жидкости изъ нагнетательной трубы въ цилиндръ, вслѣдствіе поздней посадки нагнетательнаго клапана на мѣсто, или вслѣдствіе негерметичнаго закрыванія имъ своего отверстія;

3) вслѣдствіе негерметичности сальника и соединеній на флянцахъ у цилиндра и нагнетательной трубы;

4) вслѣдствіе негерметичности соединенія между цилиндромъ и поршнемъ.

Какъ велика можетъ быть утечка воды вслѣдствіе неплотности поршня, можно видѣть изъ нижеслѣдующаго примѣра: одинъ артезіанскій насосъ подавалъ воды 1500 вед. въ часъ, но когда поршень износился и образовался между нимъ и цилиндромъ зазоръ въ $^1/_{16}$ *дм.* (1,6 мм.), насосъ могъ подавать только 400 вед. въ часъ (см. *Изв. Ю.-руск. общ. технол.* 1897, № 7), т. е. въ этомъ случаѣ было $e = 0,27$.

Смотря по назначенію насоса, величинѣ его и ожидаемой внимательности ухода за нимъ, берутъ при разсчетахъ $e = 0,85 - 0,95$.

Плохое забираніе жидкости поршнемъ можетъ быть причиною сильныхъ ударовъ между поршнемъ и жидкостью при возвратномъ движеніи поршня на встрѣчу непоспѣвающей за нимъ жидкости. Особенно вредно отзываются подобные удары на крѣпости частей у шахтныхъ насосовъ съ длинными штангами. Появленіе такихъ ударовъ можетъ вызвать и поломку частей машины. Существуютъ поэтому электрическія сигнальныя приспособленія, предупреждающія о томъ, что уменьшеніе величины e уже превзошло допускаемую норму и при дальнѣйшей работѣ насоса возможно ожидать непріятныхъ послѣдствій.

Одно изъ такихъ приспособленій описано въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1891 г., № 8.

92. **Количество жидкости, подаваемой насосомъ,** зависитъ:

а) отъ времени, въ теченіе котораго насосъ работаетъ,

б) отъ системы насоса (т. е. будетъ-ли онъ простого дѣйствія, двойного, тройного и т. д.),

в) отъ размѣровъ насоснаго цилиндра (діаметра и хода поршня),

г) отъ скорости хода насоса,

д) отъ величины коэф. наполненія насоснаго цилиндра.

Производительностью насоса будемъ называть то количество жидкости, которое онъ въ состояніи перекачать въ теченіе одного часа, работая съ нормальной для него скоростью поршней c.

Производительность выражаютъ въ разныхъ странахъ весьма различно—въ ведрахъ, въ куб. фут. и саженяхъ, въ англійскихъ и американскихъ галлонахъ, въ куб. мт., въ литрахъ и въ различныхъ *вѣсовыхъ* единицахъ. Эквиваленты для перехода съ однѣхъ мѣръ на другія указаны выше, въ *Справочныхъ данныхъ* подъ рубриками *емкость* (см. стр. 2) и *вѣсъ жидкостей* (см. стр. 4).

Пусть обозначаютъ:

Q — производительность насоса въ *lt* (или *кг.*) въ минуту,

q — объемъ жидкости въ *lt*, доставляемый каждымъ изъ поршней въ минуту,

F — рабочая площадь насоснаго поршня въ кв. мт.,

S — ходъ поршня въ мт.,

n — число оборотовъ вала въ минуту,

c — скорость поршня въ мт. въ сек.,

e — коэф. наполненія насоснаго цилиндра,

K — число, показывающее какого именно дѣйствія насосъ, простого или двойного, тройного и т. д.

Въ насосахъ	простого	дѣйствія	всѣхъ	группъ	(§ 28)	. . . $K=1$
»	»	двойного	»	»	(§§ 44—61)	. $K=2$
»	»	тройного	»	»	(§§ 66—71)	. $K=3$
»	»	четверного	»	»	(§§ 75—76)	. $K=4$.

Послѣ этого можно написать, на основаніи сдѣланныхъ выше обозначеній, слѣдующія равенства:

$$\left.\begin{array}{l} Q=K.q \\ q=Q:K \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{75}$$

$$c=S.n:30 \ldots\ldots\ldots \mathbf{12} \text{ (см. § 13).}$$

$$q=1000.F.S.n.e \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{76}$$

$$q=30000.F.c.e \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{77}.$$

Ф-лы **75—77** показываютъ, какимъ образомъ будетъ опредѣляться количество жидкости, перекачиваемой насосомъ какой-либо заданной системы, т. е. съ помощію этихъ ф-лъ ведется провѣрка показанной для насосовъ производительности.

При разсчетѣ вновь строющагося насоса въ числѣ данныхъ будутъ Q и K. Тогда при опредѣленіи F нужно будетъ пользоваться или величинами e и c, или же величинами e, S и n. Данныя для руководства въ этомъ случаѣ были сообщены при классификаціи насосовъ (§§ 17—25 и друг.).

93. **Скорости насосныхъ поршней.** Для болѣе быстраго пересчета скоростей, выраженныхъ въ различныхъ мѣрахъ, съ однѣхъ мѣръ на другія мною составлены таблицы 3, **4** и **5**, въ которыхъ сгруппированы данныя относительно секундной скорости въ *мт.*, въ *дм.* и въ *фут.* и минутной скорости въ футахъ.

Таблица 3-я позволяетъ дѣлать быстрые пересчеты скоростей, которыя даны въ мт., на скорости—въ другихъ мѣрахъ.

Таблица **4**-я приспособлена дли пересчета скоростей, выраженныхъ въ футахъ, на скорости—въ другихъ мѣрахъ.

Таблица 5-я приспособлена къ быстрому пересчету скоростей, которыя даны въ дюймахъ въ 1 сек. или въ футахъ въ 1 мин., на скорости въ другихъ мѣрахъ.

ТАБЛИЦА 3-я

Скорости насосныхъ поршней.

Въ секунду			Въ минуту	Въ секунду			Въ минуту
метровъ	дюймовъ	футовъ	футовъ	метровъ	дюймовъ	футовъ	футовъ
0,1	3,94	0,33	19,8	**1,1**	43,31	3,61	217
0,2	7,87	0,66	39,6	**1,2**	47,24	3,94	236
0,3	11,81	0,98	58,4	**1,3**	51,18	4,27	256
0,4	15,75	1,31	78,6	**1,4**	55,12	4,59	275
0,5	19,69	1,64	98,4	**1,5**	59,06	4,92	295
0,6	23,62	1,97	118	**1,6**	62,99	5,25	315
0,7	27,56	2,30	138	**1,7**	66,93	5,58	335
0,8	31,50	2,62	157	**1,8**	70,87	5,91	355
0,9	35,43	2,95	177	**1,9**	74,80	6,23	374
1,0	39,37	3,28	197	**2,0**	78,74	6,56	394

ТАБЛИЦА 4-я.

Скорости насосныхъ поршней.

Въ секунду			Въ минуту	Въ секунду			Въ минуту
футовъ	миллим.	дюймовъ	футовъ.	футовъ	миллим.	дюймовъ	футовъ
0,05	15	0,6	3	**1**	305	12	60
0,1	31	1,2	6	**2**	609	24	120
0,2	61	2,4	12	**3**	914	36	180
0,3	91	3,6	18	**4**	1219	48	240
0,4	122	4,8	24	**5**	1524	60	300
0,5	152	6	30	**6**	1829	72	360
0,6	183	7,2	36	**7**	2133	84	420
0,7	213	8,4	42	**8**	2438	96	480
0,8	244	9,6	48	**9**	2743	108	540
0,9	274	10,8	54	**10**	3048	120	600

ТАБЛИЦА 5-я.

Скорости насосныхъ поршней.

Въ секунду			Въ минуту	Въ секунду			Въ минуту
дюймовъ	миллим.	футовъ	футовъ.	дюймовъ	миллим.	футовъ	футовъ
0,5	13	0,04	2,5	**10**	254	0,83	50
1	25	0,08	5	**20**	508	1,67	100
2	51	0,17	10	**30**	762	2,5	150
3	76	0,25	15	**40**	1016	3,33	200
4	102	0,33	20	**50**	1270	4,17	250
5	127	0,42	25	**60**	1524	5	300
6	152	0,5	30	**70**	1778	5,83	350
7	178	0,58	35	**80**	2032	6,67	400
8	203	0,67	40	**90**	2286	7,5	450
9	229	0,75	45	**100**	2540	8,33	500

Всѣ эти 3 таблицы составлены такимъ образомъ, что онѣ могутъ дать отвѣтъ на заданіе, выраженное не только въ тѣхъ цифрахъ, которыя помѣщены въ таблицахъ, но и для всѣхъ другихъ, отличающихся отъ данныхъ какимъ-угодно числомъ десятичныхъ знаковъ (въ предѣлахъ практическихъ требованій).

Способъ пользованія этими таблицами покажемъ на числовыхъ примѣрахъ.

Задача № 8. Секундная скорость = 1,34 мт. Выразить ее въ другихъ мѣрахъ.

Отв. Пользуясь табл. 3, пишемъ:

Для 1,3 мт. . . . 4,27 фут. въ сек. . . . 256 фут. въ мин.
» 0,04 » . . . 0,13 » » » . . . 7,9 » » »

» 1,34 » . . . 4,4 » » » . . . 263,9 » » »

Задача № 9. Секундная скорость = 4,4 фут. Выразить ее въ другихъ мѣрахъ.

Отв. Пользуясь табл. 4, можемъ написать:

Для 4 фут. . . . 1219 мм. въ сек. . . . 240 фут. въ мин.
» 0,4 » . . . 122 » » » . . . 24 » » »

» 4,4 » . . . 1341 » » » . . . 264 » » »

Задача № 10. Скорость въ минуту = 264 фут. Выразить ее въ другихъ мѣрахъ.

Отв. На основаніи данныхъ табл. 5, пишемъ:

Для 250 фут. . . .	4,17 фут. въ сек. . . .	1270	мм. въ сек.
» 10 » . . .	0,17 » » » . . .	51	» » »
» 4 » . . .	0,067 » » » . . .	20,3	» » »
Для 264 » . . .	4,407 » » » . . .	1341,3	» » »

Приведенные примѣры показываютъ вмѣстѣ съ тѣмъ и ту степень точности, съ которой будетъ вестись вычисленіе.

Тѣми же самыми таблицами 3, 4 и 5 можно удобно пользоваться для взаимнаго перевода однѣхъ мѣръ въ другія, когда опредѣляются главные размѣры насоса, — діаметръ цилиндра, ходъ поршня, діаметры трубъ и т. п.

Кромѣ этого, мною составлены вспомогательныя таблицы 6 и 7, дающія величину секундной скорости поршня при данномъ его ходѣ и данномъ числѣ оборотовъ вала въ минуту: въ табл. 6 всѣ данныя — въ *дм.*, а въ табл. 7 — въ *мм.* Этими двумя таблицами весьма удобно пользоваться при выборѣ рабочей скорости, соображаясь съ величиною хода и числомъ оборотовъ, когда опредѣленіе діаметра насоса приходится дѣлать по ф-лѣ **77**.

ТАБЛИЦА 6-я.

Секундная скорость поршня въ дюймахъ.

Ходъ поршня въ *дм.*	Число оборотовъ насоснаго вала въ дюймахъ.									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1	0,33	0,67	1	1,33	1,7	2	2,3	2,7	3	3,3
2	0,67	1,33	2	2,67	3,3	4	4,7	5,3	6	6,7
3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	1,33	2,67	4	5,33	6,7	8	9,3	10,7	12	13,3
5	1,67	3,33	5	6,67	8,3	10	11,7	13,3	15	16,7
6	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
7	2,33	4,67	7	9,33	11,7	14	16,3	18,7	21	23,3
8	2,67	5,33	8	10,67	13,3	16	18,7	21,3	24	26,7
9	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
10	3,33	6,67	10	13,33	16,7	20	23,3	26,7	30	33,3
12	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
14	4,67	9,33	14	18,67	23,3	28	32,7	37,3	42	46,7
16	5,33	10,67	16	21,33	26,7	32	37,3	42,7	48	53,3
18	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
20	6,67	13,33	20	26,67	33,3	40	46,7	53,3	60	66,7
24	8	16	24	32	40	48	56	64	72	80
30	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
36	12	24	36	48	60	72	84	96	108	120

ТАБЛИЦА 7-я.

Секундная скорость поршня въ *мм.*

Ходъ поршня въ *мм.*	Число оборотовъ вала въ минуту.									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
10	3,3	6,7	10	13,3	17	20	23	27	30	33
20	6,7	13,3	20	26,7	33	40	47	53	60	67
30	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
40	13,3	26,7	40	53,3	67	80	93	107	120	133
50	16,7	33,3	50	66,7	83	100	117	133	150	167
60	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
70	23,3	46,7	70	93,3	117	140	163	187	210	233
80	26,7	53,3	80	106,7	133	160	187	213	240	267
90	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
100	33,3	66,7	100	133	167	200	233	267	300	333
200	66,7	133	200	267	333	400	467	533	600	667
300	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
400	133	267	400	533	667	800	933	1067	1200	1333
500	167	333	500	667	833	1000	1167	1333	1500	1667
600	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
700	233	467	700	933	1167	1400	1633	1867	2100	2333
800	267	533	800	1067	1333	1600	1867	2133	2400	2667
900	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000

Способъ пользованія таблицами 6 и 7 будетъ ясенъ послѣ разсмотрѣнія приведенныхъ здѣсь числовыхъ примѣровъ.

Задача № 11. Ходъ поршня 16 дм., число оборотовъ вала въ мин. = 42, найти секундную скорость поршня въ *мм.* и *фут.*, а также и скорость въ фут. въ мин.

Отв. По табл. 6 для 40 обор. . . . 21,33 дм.
» 2 » . . . 1,07 »
» 42 » . . $c = 22,4$ »

По табл. 5 находимъ слѣдующее:

для	20 дм.	508 мм.	1,67 фут. въ сек.	100 фут. въ мин.
»	2 »	50,8 »	0,17 »	10 »
»	0,4 »	10,2 »	0,03 »	2 »
»	22,4 »	569 »	1,87 »	112 »

Задача № 12. Насосъ долженъ работать со скоростью поршня не болѣе 250 фут. въ мин., имѣя размахъ поршня не болѣе 48 дм. и

дѣлая около 40 обор. въ мин. Какія комбинаціи возможны въ назначеніи S и n?

Отв. Для скорости въ 250 фт. въ мин. по табл. 5 имѣемъ $c =$ 50 дм. Въ табл. 6 нѣтъ данныхъ для хода въ 48 дм., тогда въ этой таблицѣ можно взять строку для хода въ 24 дм. и принять по ней данныя для скорости не болѣе 50 : 2, т. е. 25 дм. Подходящими данными будутъ величины, соотвѣтствующія скорости 2 . 24 дм., т. е.

при $n = 30$ обор. . . . . $S = 2.24 = 48$ дм.
» $n = 40$ » . . . . . $S = 2.18 = 36$ »

Между этими двумя крайними комбинаціями возможно намѣтить и промежуточныя, напр.

при $n = 35$ обор. . . . . $S = 42$ дм.
» $n = 36$ » . . . . . $S = 40$ » и т. д.

94. **Опредѣленіе діаметра насоснаго поршня или плунжера**, въ случаѣ насоса строющагося или пріобрѣтаемаго, дѣлается по заданной производительности насоса съ помощію ф-лы **76** (см. § 92). Задаваясь коэффиціентомъ наполненія насоснаго цилиндра e, можно будетъ имѣть величину $q : e$. Это будетъ то количество жидкости въ lt, которое поступаетъ въ рабочую камеру въ мин., или короче, *подача* для каждой рабочей камеры.

Назовемъ *подачу* рабочей камеры (въ lt мин.) чрезъ **П**, тогда

$$\left.\begin{aligned} \Pi &= q : e = 1000 \,.\, F \,.\, S \,.\, n \;.\;.\;. \\ \Pi &= \frac{Q}{K \,.\, e} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \end{aligned}\right\} \;.\;.\;.\;.\; 78.$$

Для болѣе быстраго нахожденія главныхъ размѣровъ у насоса по величинѣ подачи, въ дальнѣйшемъ приводятся составленныя мною таблицы 8—18.

Но прежде чѣмъ перейти къ пользованію этими таблицами, нужно по заданной производительности всего насоса опредѣлить величину подачи для каждой изъ его рабочихъ камеръ. Для этого, какъ видно по ф-лѣ **78**, придется дѣлить q на e. Удобнѣе имѣть уже готовую величину $1 : e$. Назовемъ ее *коэф. подачи*, тогда:

$e =$	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
$\frac{1}{e} =$	1,18	1,16	1,15	1,14	1,12	1,11	1,10	1,09	1,08	1,06	1,05

Таблицы 8—18 содержатъ въ себѣ величины подачи у насосовъ съ діаметрами цилиндра въ 3 дм., $3^1/_2$, 4, $4^1/_2$, 5, $5^1/_2$, 6, 7, 8, 9 и 10 дм. при соотвѣтственной величинѣ ходовъ, встрѣчающихся въ практикѣ, и при числахъ оборотовъ отъ 10 до 90 въ мин.

Эти таблицы одинаково удобны и полезны, какъ при повѣркѣ производительности насосовъ, существующихъ или пріобрѣтаемыхъ готовыми, такъ и для опредѣленія размѣровъ вновь строющихся насосовъ.

ТАБЛИЦА 8-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **3** *дм.*, или **76** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм*).									
	76 3	102 4	127 5	153 6	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16
10	3	5	6	7	8	9	11	14	16	18
20	7	9	12	14	16	18	23	28	32	37
30	10	14	17	21	24	28	35	42	48	55
40	14	18	23	28	32	37	46	56	64	74
50	17	23	29	34	40	46	58	69	80	92
60	21	28	35	41	48	55	69	83	97	111
70	24	32	40	48	56	65	81	97	113	129
80	28	37	46	55	64	74	92	111	129	147
90	31	42	52	62	73	83	104	123	145	166

ТАБЛИЦА 9-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **3½** *дм.*, или **89** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дюйм.*).									
	89 3½	102 4	127 5	153 6	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16
10	5	6	8	9	11	13	16	19	22	25
20	11	13	16	19	22	25	32	38	44	51
30	17	19	24	28	33	38	47	57	66	76
40	22	25	32	38	44	51	63	76	89	101
50	28	32	40	47	55	63	79	95	111	126
60	33	38	47	57	66	76	95	114	133	151
70	39	44	55	66	78	88	111	133	155	176
80	44	51	63	76	89	101	126	152	177	202
90	50	57	71	85	100	114	142	171	199	227

ТАБЛИЦА 10-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **4** *дм.* или **102** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).									
	102 4	127 5	153 6	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18
10	8	10	12	15	17	21	25	29	33	37
20	17	21	25	29	33	41	50	58	66	75
30	25	31	37	44	50	62	75	87	99	112
40	33	41	50	58	66	83	99	116	132	149
50	42	52	62	73	83	104	124	145	166	186
60	50	62	75	87	99	124	149	174	199	224
70	58	72	87	101	116	145	174	203	232	261
80	62	83	99	116	132	166	199	232	265	298
90	75	93	112	130	149	186	224	261	298	335

ТАБЛИЦА 11-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **4½** *дм.* или **114** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).										
	127 5	153 6	178 7	203 8	229 9	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18	508 20
10	13	16	18	21	24	26	31	37	42	47	52
20	26	31	36	42	47	52	62	73	83	93	103
30	39	47	54	62	70	77	93	109	124	140	155
40	52	62	73	83	94	103	125	145	165	187	207
50	65	78	91	104	117	130	156	182	207	234	259
60	78	93	109	125	140	156	187	218	249	280	311
70	91	109	127	145	164	181	218	254	290	327	362
80	104	125	145	166	187	207	249	290	332	374	414
90	117	140	163	187	210	233	280	326	374	420	466

ТАБЛИЦА 12-я

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **5** *дм.* или **127** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).									
	127 5	153 6	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18	508 20
10	16	19	23	26	32	39	45	51	58	64
20	32	39	45	52	64	78	90	103	116	129
30	48	58	68	77	96	116	135	154	174	193
40	64	78	90	103	129	155	180	206	232	257
50	80	97	112	129	161	194	225	257	291	322
60	96	116	135	154	193	232	270	309	349	386
70	113	136	157	180	225	271	315	360	407	450
80	129	155	180	206	257	310	360	411	465	515
90	145	174	202	232	290	349	405	463	523	579

ТАБЛИЦА 13-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **5½** *дм.* или **140** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).										
	153 6	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18	508 20	559 22	610 24	762 30
10	24	31	39	47	55	63	70	78	86	94	117
20	47	63	78	94	110	125	141	156	172	188	234
30	71	94	117	141	165	188	211	235	258	282	351
40	94	125	156	188	219	250	281	313	344	376	469
50	118	156	195	235	274	313	351	391	430	470	586
60	141	187	234	282	328	375	422	469	516	563	703
70	164	218	273	328	383	437	492	547	601	657	820
80	188	250	312	375	438	500	562	626	687	751	937
90	211	281	352	422	492	563	633	704	773	845	1055

ТАБЛИЦА 14-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **6** *дм.* или **153** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).									
	153 6	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18	508 20	610 24
10	28	33	37	47	56	66	75	84	93	112
20	56	65	75	93	112	131	149	168	187	224
30	84	98	112	140	168	196	224	252	280	336
40	112	131	149	187	224	262	298	336	374	449
50	140	164	187	234	280	327	373	420	467	560
60	168	196	224	280	336	392	448	504	560	672
70	196	229	262	327	393	458	523	588	654	785
80	224	262	299	374	449	523	598	673	747	897
90	252	294	336	420	505	588	673	757	820	1010

ТАБЛИЦА 15-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **7** *дм.* или **178** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).									
	178 7	203 8	254 10	305 12	356 14	406 16	457 18	508 20	559 22	610 24
10	44	51	63	76	89	101	114	126	139	152
20	89	101	126	152	177	202	227	253	278	304
30	133	152	190	228	266	303	341	379	417	455
40	177	202	253	304	354	404	455	506	556	607
50	221	253	316	379	423	505	569	632	695	759
60	266	303	379	455	532	606	682	758	834	911
70	310	354	442	531	620	707	796	885	974	1063
80	354	404	506	607	709	808	909	1011	1113	1214
90	399	455	569	683	797	909	1023	1137	1252	1366

ТАБЛИЦА 16-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **8** *дюйм.*, или **203** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).							
	203 8	254 10	305 12	406 16	457 18	508 20	610 24	762 30
10	66	82	99	132	148	164	197	247
20	131	164	197	263	295	329	395	493
30	197	246	296	395	443	493	592	739
40	263	329	395	527	592	658	790	987
50	328	411	494	659	739	822	987	1233
60	394	493	592	790	888	986	1184	1479
70	460	575	691	922	1035	1151	1382	1726
80	525	658	790	1054	1183	1315	1579	1973
90	591	740	889	1186	1331	1480	1777	2220

ТАБЛИЦА 17-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **9** *дюйм.*, или **229** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).							
	229 9	254 10	305 12	457 18	508 20	610 24	686 27	762 30
10	94	105	126	188	209	251	282	314
20	188	209	251	376	418	502	564	627
30	282	314	377	565	628	753	847	942
40	376	418	502	753	837	1005	1129	1255
50	470	523	628	941	1046	1255	1411	1569
60	564	627	754	1129	1255	1506	1693	1883
70	658	732	879	1317	1464	1757	1975	2196
80	753	837	1005	1506	1674	2009	2258	2511
90	847	942	1131	1694	1883	2259	2540	2825

ТАБЛИЦА 18-я.

Подача жидкости въ цилиндръ въ *мин.*, въ *lt*, *по одну сторону поршня.*

Діаметръ поршня **10** *дюйм.*, или **254** *мм.*

Число оборот. вала въ минуту.	Ходъ поршня (верхняя цифра въ *мм.*, нижняя въ *дм.*).						
	254 10	305 12	406 16	457 18	508 20	610 24	762 30
10	128	155	203	229	256	309	384
20	256	309	406	459	512	618	768
30	384	464	608	688	768	927	1152
40	512	618	811	918	1024	1236	1536
50	640	773	1014	1147	1280	1545	1920
60	768	927	1217	1376	1535	1854	2303
70	896	1082	1419	1605	1791	2163	2687
80	1024	1236	1622	1835	2047	2472	3071
90	1152	1391	1825	2064	2303	2781	3455

Способъ употребленія таблицъ 8—18 всего удобнѣе показать на числовыхъ примѣрахъ.

Задача № 13. Въ каталогѣ завода *NN* для насоса двойного дѣйствія $4^1/_2 \times 10$ дм. (діам. $4^1/_2$ дм., ходъ **10** дм.) при **100** обор. въ мин. показана производительность въ **1270** вед. въ часъ. Нужно произвести провѣрку этой производительности.

Рѣшеніе. По табл. 11 насосъ двойного дѣйствія $4^1/_2 \times 10$ дм. при $n = 100$ будетъ имѣть подачу

$$2.(233 + 26) = 518 \ lt \text{ въ минуту.}$$

Так. обр. часовая *теоретическая* производительность насоса въ ведрахъ будетъ

$$\frac{518.60}{12,3} = \text{около } 2520 \text{ вед.,}$$

т. е. данныя каталога приведены съ большимъ запасомъ, а насосъ подалъ бы требуемое количество воды даже и въ томъ случаѣ, если бы пришлось ему работать съ коэф. наполненія около 0,5.

Задача № 14. Для хода поршня не болѣе 10 дм. подобрать діаметръ цилиндра насоса двойного дѣйствія, который при скорости до **3** фут. въ сек. свободно подавалъ бы до **6000** вед. воды въ часъ.

Рѣшеніе. По даннымъ табл. 6 видимъ, что насосу придется дать

около *100* двойныхъ ходовъ въ мин. Соотвѣтственно **6000** вед. воды въ часъ получимъ теоретическую подачу

$$\frac{6000 \,.\, 12{,}3}{60} = 1230 \; lt \text{ въ мин.}$$

Для каждой рабочей камеры достаточно было бы имѣть подачу въ **615** *lt*. Разсчитывая насосъ съ запасомъ подачи въ **30%**, нужно имѣть устройство съ подачей **615 . 1,3 = 799,5** *lt*, или круглымъ числомъ въ **800** *lt*.

Въ табл. 8—18 нѣтъ данныхъ для $n = 100$, но есть данныя для 10 оборотовъ и для 50 обор. Отыскивая размѣры насоса на строкѣ 10 обор. нужно имѣть подачу не менѣе 80 *lt*, а по строкѣ 50 обор.— не менѣе **400** *lt* при $S = 10$ дм.

Отвѣтъ находимъ въ табл. **16**: насосъ 8×10 дм. при $n = 100$ обор. будетъ имѣть подачу **2.411 = 822** *lt*.

Задача № 15. Насосъ двойного дѣйствія 8×16 дм., дѣлающій **32** обор. въ мин., будетъ замѣненъ насосомъ тройного дѣйствія, имѣющимъ ходъ плунжеровъ **10** дм. Опредѣлить размѣры новаго насоса, зная, что наиболѣе удобное число обор. въ мин. для него будетъ между **40** и 50.

Рѣшеніе. По табл. **16** насосъ 8×16 дм. имѣетъ въ каждой изъ своихъ рабочихъ камеръ теоретическую подачу воды

при	30	оборотахъ.	395 *lt* въ мин.
»	2	»	26,3 » »
»	32	»	421,3 » »

Коэф. подачи каждой камерой возьмемъ **1,1**, тогда разсчетная подача одной камеры будетъ **421,3 + 42,1** или **463,4** *lt*, а всего насоса двойного дѣйствія—около 927 *lt*.

На каждую камеру насоса тройного дѣйствія придется полная подача въ **309** *lt*, а теоретическую можно взять также на 10% болѣе, т. е. **339** *lt*.

Соотвѣтственно этой подачѣ и $S = 10$ дм. рѣшеніе находимъ въ табл. 16: въ насосѣ тройного дѣйствія 8×10 дм. при $n = 40 - 50$ обор. подача колеблется между 329 и 411 *lt*, слѣдов., достаточно будетъ дать такому насосу 41—42 обор. въ мин.

Задача № 16. Водокачка для подачи **5.000.000** америк. галлоновъ въ сутки обслуживается тремя насосами тройного дѣйствія, имѣющими размѣры насосной части 11×36 дм. и приспособленными для работы со скоростью 480 фут. въ мин. Сколько часовъ придется работать двумъ машинамъ, тремъ машинамъ?

Рѣшеніе. Если будутъ работать всѣ 3 машины, то на долю каждой придется суточная производительность въ *lt*

$$\frac{5000000 \,.\, 3{,}8}{3} = 6\,333\,333 \; lt$$

Ходъ плунжера 36 дм. или 3 фт. Работая со скоростію 480 фут., насосъ долженъ дѣлать 160 ходовъ или 80 оборотовъ.

Для 11-дюймовыхъ насосовъ въ табл. 8—18 нѣтъ данныхъ, но есть для $5^1/_2$-дюймовыхъ, т. е. съ площадью въ 4 раза меньшею.

Въ табл. 13 для насоса $5^1/_2 \times 18$ дм. при $n = 80$ имѣемъ подачу 562 *lt*, а для одной камеры насоса 11×36 дм. при $n = 80$ будемъ имѣть теоретическую подачу

$$562 . 4 . 2 = 4496 \ lt.$$

Примемъ коэф. наполненія $e = 0{,}93$, тогда дѣйствительная подача каждой камеры будетъ

$$4496 . 0{,}93 = 4182 \ lt \text{ въ минуту},$$

а для всѣхъ трехъ камеръ насоса

$$4182 . 60 . 3 = 752760 \ lt \text{ въ часъ}.$$

Такимъ образомъ обнаружимъ, что каждой изъ трехъ машинъ придется работать менѣе $8^1/_2$ часовъ, а если будутъ работать только двѣ машины, то каждой нужно будетъ быть въ ходу 8,5 . 1,5 или около 13 часовъ.

95. **Выборъ діаметра трубъ всасывающей и нагнетательной** дѣлается принимая во вниманіе слѣдующія соображенія:

1. Съ уменьшеніемъ діаметра трубопровода весьма быстро возрастаетъ величина потеряннаго напора, затрачиваемаго на преодолѣніе тренія жидкости въ трубахъ, такъ какъ величина этого напора при всѣхъ прочихъ одинаковыхъ условіяхъ обратно пропорціональна *пятой системы* діаметра трубъ.

2. Съ уменьшеніемъ діаметра трубопровода увеличивается величина работы, затрачиваемой на перемѣщеніе жидкости, и уменьшается коэф. полезнаго дѣйствія всей установки, т. е. повышаются расходы по ея эксплуатаціи.

3. Съ возрастаніемъ діаметра трубопровода увеличивается стоимость его первоначальнаго устройства, проценты и погашеніе затраченнаго въ дѣло капитала.

Въ большихъ установкахъ съ весьма длиннымъ трубопроводомъ выборъ его размѣровъ вліяетъ также и на выборъ размѣровъ у водоподъемныхъ машинъ и на число промежуточныхъ станціи, участвующихъ въ послѣдовательной перекачкѣ. Въ такомъ случаѣ можетъ быть поднятъ и разрѣшенъ вопросъ *о наивыгоднѣйшихъ размѣрахъ* трубопровода, при которыхъ затрата капитала будетъ сведена къ *min*.

Частныя и довольно неполныя попытки къ разрѣшенію этого вопроса встрѣчаются и въ иностранной литературѣ (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1885, № 2, стр. 22; 1889, № 5, стр. 95).

Полное и всестороннее практическое рѣшеніе этого вопроса далъ инж.-мех. ***В. Г. Шуховъ***. Въ 1884 г. по этому поводу онъ напе-

чаталъ свою 1-ю статью въ журн. *Вѣстн. Промышл.* (изданіе инж.-техн. Кречетова). Окончательная разработка вопроса была закончена имъ въ 1895 г., когда появилась въ отдѣльномъ изданіи Политехническаго Общества его капитальная работа — *Трубопроводы и примѣненіе ихъ къ нефтяной промышленности.* Данныя этой работы находятъ себѣ примѣненіе при устройствѣ большихъ трубопроводовъ для нефти, керосина, нефтяныхъ остатковъ, а также и для воды при постройкѣ городскихъ водопроводовъ.

Въ заводскомъ дѣлѣ при выборѣ размѣровъ трубъ къ насосу, который ставится, очень часто игнорируютъ вопросъ о вліяніи размѣровъ трубопровода на стоимость эксплуатаціи насоса и, уменьшая размѣры трубъ и стоимость пріобрѣтенія ихъ, расплачиваются за это значительно повышеннымъ расходомъ работы, которая будетъ требоваться на приведеніе насоса въ движеніе за все время его существованія.

Въ существующихъ установкахъ встрѣчается весьма разнообразное отношеніе діаметра трубъ D_1 къ діаметру D у насоснаго плунжера или поршня.

Ходовыми величинами для отношенія $D_1 : D$ можно считать отъ 1 до 0,5.

При употребленіи паровыхъ насосовъ, гдѣ перерасходъ работы на преодолѣніе тренія въ трубахъ труднѣе подмѣтить и учесть, въ установкахъ, которыя дѣлаются мелкими заводами и различными техническими конторами, сбивающими другъ у друга цѣны, въ послѣднее время стало все чаще и чаще попадаться отношеніе $D_1 : D$ между 0,4 и 0,25.

Въ составленной мною таблицѣ 19-й приведены встрѣчающіеся въ практикѣ размѣры насосныхъ трубъ (въ *дм.*) при разныхъ діам. цилиндровъ (въ *дм.*) и подсчитаны величины отношеній площадей у поршня и трубъ. Помноживши эту послѣднюю величину на *среднюю* скорость поршня, получимъ *среднюю* *) скорость перемѣщенія жидкости въ трубѣ.

Величина *средней* скорости движенія жидкости *во всасывающей трубѣ* встрѣчается до 0,9 — 1,0 мт. (3 — $3^1/_4$ фут.) въ сек., а *въ нагнетательной* — до 1,25 — 1,5 мт. (4 — 5 фут.). На основаніи этихъ данныхъ, можно сказать, что *max* скорости перемѣщенія жидкости во всасывающей трубѣ, вызываемый дѣйствіемъ шатуннаго механизма, долженъ быть не болѣе 1,5 мт. (5 фут.), а въ нагнетательной — не болѣе 2,5 мт. (8 фут.).

Какимъ образомъ слѣдуетъ пользоваться этими данными и таблицей 19, лучше всего можно видѣть на числовыхъ примѣрахъ.

Задача № 17. Насосъ двойного дѣйствія II группы имѣетъ діаметръ поршня 5 дм. и работаетъ со скоростью 2 фут. въ сек. Подобрать для него размѣры трубъ, не полагаясь на исправное дѣйствіе воздушныхъ колпаковъ.

Рѣшеніе. Если считать возможною скорость во всасывающей трубѣ

---

*) Что касается до *max* скорости въ магистрали при отсутствіи воздушныхъ колпаковъ или неудовлетворительномъ дѣйствіи ихъ, то данныя относительно этого были уже приведены въ §§ 21, 45, 67 и 74.

до 3 фут., то отношеніе скоростей въ трубѣ и у поршня выходитъ = 1,5; по табл. 19 видимъ, что подходящимъ діам. для всасывающей трубы будетъ 4 дм. Отношеніе площадей будетъ при этомъ 1,6, средняя скорость во всасывающей трубѣ будетъ 2 . 1,6 = 3,2 фут., а *max* скорости (см. § 45) дойдетъ до 1,57 . 3,2, или до 5,02 фут., что допустимо.

ТАБЛИЦА 19-я.

Діам. цилин. *дм.*	Діам. трубы *дм.*	Отношеніе площ.	Діам. цилин. *дм.*	Діам. трубы *дм.*	Отношеніе площ.	Діам. цилин. *дм.*	Діам. трубы *дм.*	Отношеніе площ.	Діам. цилин. *дм.*	Діам. трубы *дм.*	Отношеніе площ.
1 1/2	3/4	4,00	3 1/2	1 1/2	5,43	6	4	2,3	14	9	2,4
„	1	2,25	„	2	3,06	„	5	1,4	„	10	2
„	1 1/4	1,44	„	2 1/4	2,42	7	2	12,3	„	12	1,4
1 3/4	1	3,06	„	2 1/2	1,96	„	3	5,4	16	8	4
„	1 1/4	1,96	3 3/4	1 1/4	9,0	„	3 1/2	4	„	10	2,6
„	1 1/2	1,36	„	1 1/2	6,3	„	4	3	„	12	1,8
2	1	4,00	„	2	3,5	„	5	2	„	14	1,3
„	1 1/4	2,56	„	2 1/4	2,8	„	6	1,4	18	8	5,1
„	1 1/2	1,77	„	2 1/2	2,3	8	3	7,1	„	10	3,2
2 1/4	1	5,06	4	1	16,0	„	4	4	„	12	2,3
„	1 1/2	2,25	„	1 1/2	7,1	„	5	2,6	„	14	1,7
„	2	1,26	„	2	4,0	„	6	1,8	„	16	1,3
2 1/2	3/4	11,09	„	2 1/2	2,6	9	4 1/2	4	20	8	5,1
„	1	6,25	„	3	1,8	„	5	3,2	„	10	4
„	1 1/2	2,79	4 1/2	1 1/2	9,0	„	6	2,3	„	12	2,8
„	2	1,56	„	2	5,1	„	7	1,7	„	14	2
2 3/4	3/4	13,5	„	2 1/2	3,2	„	8	1,3	„	16	1,6
„	1	7,56	„	3	2,3	10	5	4	22	10	4,8
„	1 1/2	3,36	„	3 1/2	1,7	„	6	2,8	„	12	3,4
„	2	1,90	5	2	5,1	„	7	2	„	14	2,5
3	3/4	16,0	„	2 1/2	4,0	„	8	1,6	„	16	2
„	1	9,0	„	3	2,8	12	6	4	„	18	1,5
„	1 1/2	4,0	„	3 1/2	2,0	„	7	3	24	10	5,8
„	2	2,25	„	4	1,6	„	8	2,3	„	12	4
3 1/4	1	10,56	6	2	9,0	„	9	1,8	„	14	3
„	1 1/2	4,7	„	2 1/2	5,8	„	10	1,4	„	16	2,3
„	2	2,64	„	3	4	14	7	4	„	18	1,8
3 1/2	1	12,3	„	3 1/2	3	„	8	3	„	20	1,4

Если принять, что скорость въ нагнетательной трубѣ возможно имѣть до 5 фут., отношеніе скоростей въ трубѣ и цилиндрѣ получается = 2,5. По табл. 19 видимъ, что діам. нагнетательной трубы нужно взять 3 1/2 дм., или даже и 3 дм.

Посмотримъ, до чего могъ бы дойти *max* скорости въ нагнетательной 3-дюймовой трубѣ. Онъ будетъ (см. табл. 19):

2,8 . 2 . 1,57 или 8,6 фут.

Въ виду небольшого сравнительно уклоненія этой величины отъ допускаемаго *max* скорости (8 фут.), при нѣкоторомъ содѣйствіи воздушнаго колпака въ выравниваніи скорости движенія жидкости въ нагнетательной трубѣ можно остановиться на діаметрѣ ея въ 3 дм.

Итакъ, діаметры трубъ будутъ здѣсь слѣдующими: 4 дм. для всасывающей трубы и 3 дм. для нагнетательной.

Задача № 18. Діаметръ плунжера и скорость его работы тѣ же, что и въ предыдущемъ случаѣ, т. е. $D = 5$ дм., $c = 2$ фут., но насосъ тройного дѣйствія, работающій по раціональному графику. Какія трубы можно взять для него?

Отв. Всасывающую — $3^1/_2$ дм., нагнетательную $2^1/_2$ дм.; *max* скорости въ 1-й можетъ достичь 4,2 фут., а во второй — 8,4 фут.

Разница между діаметрами трубъ всасывающей и нагнетательной въ осуществленныхъ примѣрахъ бываетъ весьма различна; напр., въ $^1/_4$ дм. при діам. до $1^1/_2$ — 2 дм., въ $^1/_2$ дм. — при діам. до 5 дм., въ 1 дм. — при діам. до 8 — 10 дм., въ 2 — 3 и болѣе дм. при высшихъ діаметрахъ.

96. **Пропускная способность трубъ.** Иногда приходится опредѣлять размѣры трубъ, независимо отъ размѣровъ насоса, прямо по заданной скорости движенія въ ней жидкости. Для этого составлены таблицы 20 и 21, одна въ метрическихъ мѣрахъ, а другая—въ русскихъ.

Въ табл. 20 дана пропускная способность трубъ, выраженная въ *lt* въ сек., для трубъ съ діам. отъ 100 до 600 мм., при скорости отъ 0,2 до 1,5 мт. Кромѣ указанныхъ діаметровъ, съ помощію той же таблицы легко вести вычисленіе и для трубъ съ діам., равнымъ $^1/_2$, $^1/_3$ и т. д. отъ приведенныхъ въ таблицѣ.

Въ табл. 21 приведена *вмѣстимость* трубы *M* на длинѣ въ 100 фут., выраженная *въ кубич. футахъ.* Эта таблица приспособлена также и на случай разсчета трубъ желѣзныхъ, гончарныхъ и т. п., гдѣ встрѣчаются болѣе разнообразныя градаціи въ діаметрахъ.

По табл. 21 можно вычислять не только пропускную способность трубы, но также и вѣсъ жидкости, которая въ ней заключена. Это бываетъ нужно знать въ тѣхъ случаяхъ, когда этотъ вѣсъ вмѣстѣ съ вѣсомъ трубопровода приходится воспринимать на какія-либо неподвижныя части сооруженій (на стѣны, балки, колонны и т. п.).

Кромѣ этого, табл. 21 можетъ служить также и для опредѣленія діаметра поршня или плунжера насоса по заданной для него производительности и выбранной средней скорости поршня.

ТАБЛИЦА 20-я. **Пропускная способность трубъ,**

выраженная въ литрахъ въ секунду.

Діам. трубы въ *м.м.*	Скорость движенія *воды* въ трубѣ въ *мт* въ *сек.*											
	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5
100	1,6	2	2,4	3,1	3,9	4,7	5,5	6,3	7,1	7,8	9,8	11,8
125	2,5	3,1	3,7	4,9	6,1	7,3	8,6	9,8	11,0	12,3	15,3	18,4
150	3,5	4,4	5,3	7,07	8,8	10,6	12,4	14,1	15,9	17,7	22,1	26,5
200	6,3	7,9	9,4	12,6	15,7	18,9	22	25,1	28,3	31,4	39,3	47,1
250	9,8	12,3	14,7	19,6	24,5	24,5	34,4	39,3	44,2	49,1	61,4	73,6
300	14,1	17,7	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5	63,6	70,7	88,4	106
350	19,2	24,1	28,9	38,5	48,1	57,7	67,3	77	86,6	96,2	120	144
400	25,1	31,4	37,7	50,3	62,8	75,4	88	100	113	125	157	188
450	31,8	39,8	47,7	63,6	79,5	95,4	111	127	143	159	198	238
500	39,3	49,1	58,9	78,5	98,2	117	137	157	176	196	245	294
550	47,5	59,4	71,3	95	118	142	166	190	213	237	296	356
600	56,5	70,7	84,8	113	141	169	197	226	254	282	353	424

ТАБЛИЦА 21-я. **Вмѣстимость трубы *M***

на длинѣ *100 фут.*, выраженная *въ кубическихъ футахъ.*

d — діаметръ трубы въ дюймахъ.

d	*M*	*d*	*M*	*d*	*M*	*d*	*M*	*d*	*M*	*d*	*M*
1/2	0,136	2 1/2	3,408	4 1/2	11,04	7	26,72	11	65,99	18	176,7
5/8	0,213	2 5/8	3,758	4 5/8	11,66	7 1/4	28,66	11 1/4	68,86	18 1/2	186,6
3/4	0,306	2 3/4	4,124	4 3/4	12,30	7 1/2	30,67	11 1/2	72,12	19	196,8
7/8	0,417	2 7/8	4,507	4 7/8	12,96	7 3/4	32,76	11 3/4	75,29	19 1/2	207,3
1	0,545	3	4,908	5	13,63	8	34,90	12	78,53	20	218,1
1 1/8	0,690	3 1/8	5,325	5 1/8	14,32	8 1/4	37,12	12 1/2	85,20	21	240,5
1 1/4	0,852	3 1/4	5,760	5 1/4	15,03	8 1/2	39,40	13	92,16	22	263,9
1 3/8	1,033	3 3/8	6,212	5 3/8	15,75	8 3/4	41,74	13 1/2	99,39	23	288,5
1 1/2	1,227	3 1/2	6,681	5 1/2	16,49	9	44,17	14	106,9	24	314,5
1 5/8	1,441	3 5/8	7,166	5 5/8	17,25	9 1/4	46,66	14 1/2	114,6	25	340,8
1 3/4	1,672	3 3/4	7,669	5 3/4	18,03	9 1/2	49,22	15	122,4	26	368,6
1 7/8	1,917	3 7/8	8,189	5 7/8	18,78	9 3/4	51,84	15 1/2	131	27	397,5
2	2,182	4	8,721	6	19,63	10	54,53	16	139,6	28	427,5
2 1/8	2,462	4 1/8	9,279	6 1/4	21,30	10 1/4	57,30	16 1/2	148,4	29	458,6
2 1/4	2,767	4 1/4	9,851	6 1/2	23,04	10 1/2	60,12	17	157,6	30	490,8
2 3/8	3,076	4 3/8	10,44	6 3/4	24,84	10 3/4	63,02	17 1/2	167	—	—

Для различнаго рода практическихъ подсчетовъ полезно имѣть подъ руками также величины слѣдующихъ эквивалентовъ:

Проведеніе	1	куб. мт.	въ часъ	эквивалентно	16,67	*lt.* въ мин.
»	1	куб. фт.	»	»	0,475	» »
»	1000	пуд. керосина	въ часъ	»	11,74	куб. фт. въ мин.
»	1000	» нефти	»	»	11,11	» »
»	1000	» нефт. остатк.	»	»	10,616	» »
»	1000	» воды	»	»	9,8	» »

Способъ использованія данныхъ въ табл. 20—21 можно видѣть на слѣдующихъ примѣрахъ.

Задача № 19. Труба должна пропускать 20.000 вед. воды въ часъ со скоростью не болѣе 4 фут. въ сек. Опредѣлить діам. трубы по табл. 20.

Рѣшеніе. Въ секунду труба должна будетъ пропустить

$$q = \frac{20000 \,.\, 12{,}299}{60 \,.\, 60} = 68{,}3 \ lt$$

По табл. 4 — скорость въ 4 фута однозначуща со скоростью $v = 1{,}22$ мт. въ сек. По табл. 20 видимъ, что

при $d = 250$ мм. и $v = 1{,}25$ мт. . . . . $q = 61{,}4$ *lt*
» $d = 300$ » $v = 1{,}25$ » . . . . . $q = 88{,}4$ »

Первая изъ этихъ трубъ немного мала, а вторая велика. Ближе къ требованіямъ подошла бы, вѣроятно, труба съ діам. 275 мм., но для нея нѣтъ данныхъ. Пользуемся поэтому строкой для $d = 550$ мм. и результатъ раздѣлимъ на 4. Для $d = 550$ мм. имѣемъ

при скорости $v = 1{,}0$ мт. . . . . $q = 237$ *lt*
» » 0,2 » . . . . . 47,5 »
» » 0,02 » . . . . . 4,8 »
» » $v = 1{,}22$ » . . . . . $q = 289{,}3$ *lt*

Четверть этой подачи будетъ $= 72{,}4$ *lt*, что подходитъ къ требованію весьма близко.

Задача № 20. Рѣшить предыдущую задачу при помощи таблицы 21.

Рѣшеніе. На 100 футахъ длины трубы секундная порція пропуска уложится 25 разъ, поэтому

$$M = \frac{25 \,.\, 20000 \,.\, 0{,}4344}{60 \,.\, 60} = 60{,}3 \text{ куб. фут.},$$

гдѣ 0,4344 есть емкость ведра въ куб. фт. По табл. 21 видно, что въ этомъ случаѣ можно было бы взять трубу съ діам. $10^1/_2$ дм. или $10^3/_4$ дм., что согласно и съ предыдущимъ вычисленіемъ.

Задача № 21. По трубѣ надо пропускать до 70.000 пуд. нефтяныхъ остатковъ въ часъ. Опредѣлить ея размѣры при скорости пропуска 300 фут. въ мин.

Рѣшеніе. Пропускъ въ куб. фут. въ минуту будетъ $= 10{,}616 \,.\, 70$ или 743,12 куб. фут.

Это придется на длину въ 300 фут., а на длинѣ 100 фут. будетъ

$$M = 743{,}12 : 3 = 247{,}7 \text{ куб. фут.}$$

По табл. 21 видимъ, что придется взять одну трубу съ діам. 22 дм. или двѣ по 15 дм.

97. **Потеря напора въ трубахъ** отъ тренія перекачиваемой жидкости о стѣнки трубы зависитъ какъ отъ природы самой жидкости, такъ и отъ состоянія стѣнокъ. Послѣднія могутъ быть гладкія и шероховатыя, съ осадками.

Данныя для отысканія величины потеряннаго напора въ случаѣ перекачки нефти, керосина и нефтяныхъ остатковъ, въ видѣ готовыхъ таблицъ, приведены въ работѣ *Шухова—Трубопроводы*.

Въ табл. 22 помѣщены подобныя же данныя для вычисленія потеряннаго напора x въ случаѣ перекачки воды по гладкимъ чугуннымъ трубамъ. Въ основной ф-лѣ

$$x = \frac{l}{D_1} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \mathbf{A}$$

величина коэффиціента взята по извѣстной ф-лѣ *Ланга* (см. „*Hütte*“)

$$A = 0{,}02 + 0{,}004 : \sqrt{v}$$

Пусть, напр., $v = 1$ мт., $D_1 = 100$ мм. $= 0{,}1$ мт.; тогда для $l = 100$ мт. имѣемъ:

$$x = \frac{100}{0{,}1} \cdot \frac{1}{2 \,.\, 9{,}808} \,.\, 0{,}024 = 1{,}22 \text{ мт.}$$

Величина потеряннаго напора x дана въ табл. 22 въ *мм.* при длинѣ трубопровода въ 100 мт.

При средней скорости движенія воды въ трубѣ $= 1$ *мт.* потерю напора при проходѣ чрезъ каждое колѣно можно приблизительно выразить высотою столба въ 60—75 мм., независимо отъ діаметра трубы, и при проходѣ чрезъ всасывающій или нагнетательный клапанъ—высотою отъ 180 до 200 мм.

Для предварительныхъ разсчетовъ по опредѣленію работы, потребной для приведенія насоса въ движеніе, совершенно достаточно и этихъ приближенныхъ данныхъ. Нѣкоторая неточность ихъ будетъ исправлена надлежащимъ выборомъ величины коэф. полезнаго дѣйствія.

Послѣ того какъ будутъ опредѣлены главные размѣры насоса и его трубъ и будетъ высчитана потеря напора въ трубахъ, возможно будетъ приступить къ опредѣленію давленія на поршень въ періодъ всасыванія и нагнетанія.

ТАБЛИЦА 22-я. **Потеря напора въ трубахъ,**

выраженная высотою столба **воды** въ *миллиметрахъ*, на 100 погонныхъ метровъ трубопровода.

Діаметръ трубы въ *м.м.*	Скорость движенія *воды* въ трубѣ въ мт. въ *сек.*											
	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5
100	59	89	126	215	327	462	619	799	1000	1224	1878	2669
125	47	72	102	172	262	370	496	639	800	979	1503	2135
150	39	60	84	143	218	308	413	533	667	816	1259	1779
200	30	45	63	108	164	231	310	400	500	612	939	1335
250	24	36	51	86	131	185	248	320	400	490	752	1068
300	20	30	42	72	109	154	207	267	334	408	626	890
350	17	26	36	62	94	132	177	229	286	350	537	763
400	15	23	32	54	82	116	155	200	250	306	470	667
450	13	20	28	48	73	103	138	178	223	272	418	593
500	12	19	25	43	66	93	124	160	200	245	376	534
550	11	17	23	39	60	84	113	146	182	223	342	486
600	10	15	21	36	55	77	104	133	167	204	313	445

98. **Опредѣленіе давленія на поршень въ періодъ всасыванія.** Прежде чѣмъ начать опредѣленіе этого давленія, нужно имѣть подъ руками подробную схему расположенія насоса относительно пріемнаго и напорнаго резервуаровъ, изображенную въ масштабѣ или по крайней мѣрѣ съ указаніемъ главныхъ размѣровъ этой схемы, т. е. длины прямолинейныхъ частей ея, радіусовъ и центральныхъ угловъ, опредѣляющихъ собою длину дугъ въ закругленіяхъ и т. д. По этой схемѣ, на основаніи данныхъ предыдущаго §, дѣлается подсчетъ высоты потеряннаго напора въ періодъ всасыванія.

Введемъ обозначенія:

h_1 — высота всасыванія (въ *мт.*), т. е. разстояніе свободнаго уровня въ пріемномъ резервуарѣ отъ средней точки хода поршня;

H — высота столба перекачиваемой жидкости (въ мт.), соотвѣтствующаго атмосферному давленію; въ случаѣ воды $H = 10{,}334$ мт.;

z_1 — высота столба жидкости (въ *мт.*), соотвѣтствующаго потерянному напору на всемъ пути, который проходитъ вода въ періодъ всасыванія;

p_1 — давленіе на 1 площади поршня (въ *кг.* на 1 кв. *мт.*) въ періодъ всасыванія;

c и v_1 — среднія скорости движенія воды въ цилиндрѣ и во всасывающей трубѣ;

γ — вѣсъ 1 куб. мт. жидкости; въ случаѣ воды $\gamma = 1000$ *кг.*

Предполагая движеніе воды во всасывающей трубѣ установившимся, напишемъ ур-іе *Даніила Бернулли* въ двухъ сѣченіяхъ жидкаго потока,— на уровнѣ жидкости въ пріемномъ резервуарѣ и на уровнѣ жидкости въ цилиндрѣ соотвѣтственно среднему положенію поршня. Это ур-іе въ данномъ случаѣ будетъ имѣть видъ:

$$H+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_1}{\gamma}+\frac{c^2}{2g}+h_1+z_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{79}.$$

Въ ур-іи **79** обозначаютъ: $\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{c^2}{2g}$—скоростные напоры, H и $\frac{p_1}{\gamma}$ — напоры, соотвѣтствующіе давленію, h_1 и *нуль* въ лѣвой части равенства—напоры, соотвѣтствующіе положенію уровня въ пространствѣ, z_1— потерянный напоръ. Изъ ф-лы **79** имѣемъ:

$$\frac{p_1}{\gamma}=H-h_1-z_1+\frac{v_1^2-c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{80}.$$

Ф-ла **80** показываетъ, что давленіе на поршень въ періодъ всасыванія будетъ увеличиваться:

1) съ увеличеніемъ плотности жидкости,

2) съ уменьшеніемъ высоты всасыванія и потеряннаго напора z_1,

3) съ увеличеніемъ скорости перемѣщенія жидкости во всасывающей трубѣ,

4) съ уменьшеніемъ скорости поршня.

99. **Опредѣленіе давленія на поршень въ періодъ нагнетанія** дѣлается также на основаніи ур-ія *Бернулли*. Введемъ обозначенія:

h_2 — высота нагнетанія (въ *мт.*), т. е. разстояніе средней точки хода поршня отъ центра тяжести верхняго сѣченія напорной трубы, изъ котораго жидкость изливается въ резервуаръ,

z_2 — высота столба жидкости (въ *мт.*), соотвѣтствующаго потерянному напору на всемъ пути, который проходитъ вода въ періодъ нагнетанія,

p_2 — давленіе на *1* площади поршня (въ *кг.* на 1 кв. *мт.*) въ періодъ нагнетанія,

c и v_2 — среднія скорости движенія воды въ цилиндрѣ и въ нагнетательной трубѣ. Ур-іе *Бернулли* будетъ имѣть видъ:

$$\frac{p_2}{\gamma}+\frac{c^2}{2g}=h_2+H+\frac{v_2^2}{2g}+z_2 \quad \ldots\ldots\ldots \mathbf{81},$$

гдѣ $\frac{p_2}{\gamma}$ и H — напоры, соотвѣтствующіе давленію въ каждомъ изъ сѣченій, $\frac{c^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ — скоростные напоры, h_2 и *нуль* въ лѣвой части равенства —

напоры, опредѣляемые положеніемъ уровня въ пространствѣ. Изъ ф-лы **81** имѣемъ:

$$\frac{p_2}{\gamma} = H + h_2 + z_2 + \frac{v_2^2 - c^2}{2g} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \mathbf{82.}$$

Давленіе на поршень въ періодъ нагнетанія будетъ увеличиваться:

1) съ увеличеніемъ плотности жидкости,

2) съ увеличеніемъ высоты нагнетанія и потеряннаго напора z_2,

3) съ увеличеніемъ скорости перемѣщенія жидкости въ нагнетательной трубѣ,

4) съ уменьшеніемъ скорости поршня.

Когда оба давленія p_1 и p_2 будутъ опредѣлены, можно будетъ приступить къ опредѣленію величины работы, потребной на перемѣщеніе насоснаго поршня за время двухъ его размаховъ или одного оборота вала.

100. **Работа, затрачиваемая на приведеніе въ движеніе насоснаго поршня,** когда дѣйствіе насоса уже установилось, приближенно можетъ быть вычислена, если извѣстна конструктивная схема насоса и главные размѣры трущихся его частей (поршневыхъ и сальниковыхъ набивокъ). Мы говоримъ *приближенно* потому, что въ вычисленіе должны войти величины коэффиціентовъ тренія въ набивкахъ, весьма неопредѣленныя, находящіяся въ полной зависимости отъ состоянія трущихся поверхностей, отъ ихъ установки, отъ ухода за ними и проч.

Величина работы опредѣляется въ этомъ случаѣ главнымъ образомъ для того, чтобы по ней могли быть вычислены прочные размѣры всѣхъ частей насоса, участвующихъ въ передачѣ движенія поршню. Поэтому такой разсчетъ долженъ быть продѣланъ съ полной надежностью, въ простой и ясной формѣ, не затемненной излишними тонкостями анализа, основаннаго часто на такихъ допущеніяхъ конструктора, которыхъ можетъ и не оказаться на самомъ дѣлѣ, когда насосъ случайно попадаетъ въ грубыя и неумѣлыя руки.

Для примѣра вычислимъ работу насоса, которую потребуется затрачивать въ теченіе *1* обор. вала при дѣйствіи насоса, изображеннаго на фиг. 48 (см. § 37, стр. 81).

Введемъ обозначенія:

F — площадь поршня A въ кв. *мт.*,

F_0 — площадь штока B въ кв. *мт.*,

$p_0 = H \cdot \gamma$ — давленіе атмосферы въ *кг.* на кв. *мт.*,

t_0 — сила тренія въ сальникѣ s въ *кг.*,

t_1 и t_2 — силы тренія въ поршневой набивкѣ въ періодъ всасыванія (при подъемѣ поршня) и въ періодъ нагнетанія (при опусканіи поршня),

S — ходъ поршня въ *мт.*,

L_1 и L_2 — работа, затрачиваемая на передвиженіе поршня при его восходящемъ и нисходящемъ движеніи, въ *кг.-мт.*

При подъемѣ поршня давленіе $F.p_1$ дѣйствуетъ въ сторону движенія, затѣмъ на верхнюю кольцевую сторону поршня передается давленіе $(F-F_0).p_2$, а на штокъ поршня — давленіе $F_0.p_0$, поэтому равенство работъ можетъ быть написано при восхожденіи поршня въ такомъ видѣ:

$$L_1+F.p_1.S=S.[F_0.p_0+(F-F_0).p_2+t_0+t_1], \text{ откуда}$$
$$L_1=S.[F.(p_2-p_1)-F_0(p_2-p_0)+t_0+t_1] \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{83}.$$

При опусканіи поршня давленіе $F_0.p_0$ дѣйствуетъ въ сторону движенія, затѣмъ давленія на кольцевую площадь поршня будутъ все время уравновѣшены, и придется, кромѣ тренія въ набивкахъ, преодолѣвать только давленіе $F_0.p_2$, воспринимаемое нижней стороной поршня. Поэтому равенство работъ при нисходящемъ движеніи поршня будетъ написано слѣд. образ.:

$$L_2+F_0.p_0.S=S.[F_0.p_2+t_0+t_2], \text{ откуда}$$
$$L_2=S.[F_0.(p_2-p_0)+t_0+t_2] \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{84}.$$

Складывая р-ва **83** и **84**, получимъ полную работу L, которую нужно затрачивать при каждомъ оборотѣ вала на приведеніе насоса въ движеніе:

$$L=L_1+L_2=S.[F.(p_2-p_1)+2t_0+t_1+t_2]. \quad . \; . \; . \; \mathbf{85}.$$

Обозначимъ работу тренія въ поршневыхъ и сальниковыхъ набивкахъ, которую нужно преодолѣвать при каждомъ оборотѣ вала чрезъ T, тогда

$$T=S.(2t_0+t_1+t_2). \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{86}:$$

Послѣ этого ф-му **85** можно написать въ такомъ простомъ видѣ:

$$L=F.(p_2-p_1).S+T \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{87}.$$

Эта ф-ла показываетъ намъ, что *работа, затрачиваемая на приведеніе насоса въ движеніе, зависитъ отъ діаметра поршневаго штока по стольку лишь, по скольку этотъ діаметръ вліяетъ на величину силы тренія въ сальникѣ*, а 1-е слагаемое во 2-й части р-ва **87** совсѣмъ не зависитъ отъ діаметра штока.

Не трудно понять и доказать на любомъ изъ данныхъ примѣровъ, что это есть общее свойство насосовъ всѣхъ системъ, независящее ни отъ положенія оси насоснаго цилиндра въ пространствѣ, ни отъ конструктивныхъ подробностей въ устройствѣ насоса, и что та или другая величина площади штока F_0 вліяетъ только на распредѣленіе общей величины работы L по отдѣльнымъ періодамъ (см. ф-лы **83** и **84**), т. е. на степень равномѣрности въ затратѣ этой работы.

Если насосъ будетъ не простого дѣйствія, а двойного, или тройного и т. д., то для него величина работы будетъ отличаться отъ ф-лы **87** только тѣмъ, что 1-е слагаемое будетъ написано съ коэф. K (см. § 92), и 2-е слагаемое должно будетъ обозначать работу тренія *всѣхъ* сальниковыхъ и поршневыхъ набивокъ у насоса. Слѣд., выраженіе ра-

боты всякаго насоса за 1 обор. вала можетъ быть представлено такой общей ф-лой:

$$L = K.F.(p_2 - p_1).S + T \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 88.$$

Эта ф-ла имѣетъ весьма простой и удобозапоминаемый видъ. По ней выходитъ, что *для полученія работы, затрачиваемой на приведеніе насоса въ движеніе въ промежутокъ времени, соотвѣтствующій одному обороту вала, нужно рабочую площадь поршня F помножить: 1) на разность давленій на поршень въ періоды нагнетанія и всасыванія, 2) на число рабочихъ размаховъ K.S, которое дѣлаетъ площадь поршня F за время одного оборота вала для полученія требуемой отъ насоса подачи жидкости; полученное произведеніе нужно сложить съ работой тренія во всѣхъ поршневыхъ и сальниковыхъ набивкахъ.*

Преобразуемъ ф-лу **88** на основаніи ф-лъ **80** и **82** (см. §§ 98 и 99), вводя обозначенія:

$h = h_1 + h_2$ — полная высота подъема жидкости въ мт.,

$z_0 = z_1 + z_2$ — полная высота потеряннаго напора при прохожденіи жидкости чрезъ насосъ и его трубопроводъ. Послѣ этого

$$L = K.F.S.\gamma.\left(h + z_0 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}\right) + T \quad . \; . \; . \; . \; . \; 89.$$

При взглядѣ на эту ф-лу не слѣдуетъ дѣлать поспѣшнаго заключенія о выгодности имѣть скорость v_1 одинаковою съ v_2, такъ какъ въ выраженіе потеряннаго напора z скрытымъ образомъ также входятъ обѣ названныя скорости. Величина

$$z = z_0 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 90$$

будетъ представлять собою полный потерянный напоръ при проходѣ жидкости чрезъ насосъ. Изслѣдуя это выраженіе, не трудно обнаружить, что *при заданной высотѣ подъема жидкости величина полнаго потеряннаго напора при проходѣ жидкости чрезъ насосъ будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ больше будетъ высота всасыванія, чѣмъ короче при этомъ будетъ длина всасывающей трубы, чѣмъ больше будетъ ея діаметръ и чѣмъ меньше будетъ вообще ненужныхъ поводовъ къ возникновенію потерь* (въ видѣ суженій проходнаго сѣченія, расширеній его, искривленій и т. д.).

Послѣ этого можно написать, что

$$L = K.F.S.\gamma.(h + z) + T \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 91.$$

101. **Коэффиціентъ полезнаго дѣйствія насоса.** Если ввести обозначеніе

$$ж_1 = T : K.F.S.\gamma.(h + z) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 92,$$

тогда величину $ж_1$ можно назвать *коэф. вреднаго дѣйствія насоснаго цилиндра*; встрѣчаются величины $ж_1 = 0{,}03 - 0{,}1$ и болѣе. Послѣ этого

$$L = (1 + ж_1) \,.\, K \,.\, F \,.\, S \,.\, \gamma \,.\, (h + z) \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{92.}$$

При n оборотахъ вала въ минуту, работа, потребляемая при дѣйствіи насоснаго цилиндра и выраженная въ сек. и въ лошадиныхъ силахъ (по метрической системѣ), будетъ

$$N_1 = (1 + ж_1) \cdot \frac{K \,.\, F \,.\, S \,.\, n \,.\, \gamma}{60 \,.\, 75} \,.\, (h + z) \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{93.}$$

Сдѣлаемъ преобразованіе этой ф-лы, пользуясь ф-лами **75—76** (см. § 92); тогда получимъ:

$$N_1 = \frac{1 + ж_1}{e} \cdot \frac{Q}{60} \cdot \frac{h + z}{75} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{94.}$$

Если коэф. полезнаго дѣйствія передачи къ насосу будетъ $ж_2$, тогда со стороны двигателя потребуется секундная работа въ лошад. силахъ:

$$N = N_1 : ж_2 = \frac{1 + ж_1}{e \,.\, ж_2} \cdot \frac{Q}{60} \cdot \frac{h + z}{75} \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{95.}$$

Это и есть окончательная ф-ла для опредѣленія полной величины механической работы, затрачиваемой при перекачкѣ жидкости насосомъ.

Полезная работа насоса N_0 была дана въ § 3 (см. ф-лу **1**).

Коэф. полезнаго дѣйствія всего насоснаго устройства будетъ:

$$ж = \frac{Q \,.\, h}{60 \,.\, 75} : N = 1 : \frac{1 + ж_1}{e \,.\, ж_2} \cdot \left(1 + \frac{z}{h}\right) \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{96.}$$

Величина коэф. полезнаго дѣйствія всего насоснаго устройства, какъ видно теперь, зависитъ отъ весьма многихъ факторовъ и встрѣчается въ осуществленныхъ устройствахъ:

$ж = \mathbf{0{,}5 - 0{,}85}$, рѣдко до 0,90.

Относительно указаній на числовыя величины $ж$ встрѣчающихся въ справочныхъ книжкахъ, журнальныхъ статьяхъ и нѣкоторыхъ сочиненіяхъ, нужно быть вообще очень осторожнымъ, такъ какъ многіе изъ авторовъ въ ф-лѣ **96** игнорируютъ различными составными частями ея,—одни упускаютъ изъ вида вліяніе отношенія $z : h$ и даютъ въ сущности величину $ж \,.\, \frac{h + z}{h}$, другіе игнорируютъ вліяніе коэф. наполненія e, третьи не вводятъ вліяніе коэф. полезнаго дѣйствія передачи $ж_2$ и т. д.

Ближайшее разсмотрѣніе ф-лы **96** приводитъ насъ къ слѣдующимъ заключеніямъ относительно возможныхъ потерь работы при эксплуатаціи насоса:

а. Наименѣе экономичной работы возможно ожидать отъ такихъ устройствъ, въ которыхъ отношеніе $z:h$ представляетъ довольно большую правильную дробь, т. е. гдѣ высота перекачиванія жидкости въ общемъ не велика, а потерянный напоръ сильно повышенъ невнимательнымъ конструкторомъ, а еще болѣе того невнимательнымъ эксплуатированіемъ всего устройства, допущеніемъ «экономическаго» устройства трубопровода съ малыми діаметрами трубъ, съ трубами плохой работы и сборки, съ излишними поворотами, съ малыми радіусами закругленій, съ ненужными измѣненіями площади прохода, съ невѣрной укладкой трубопровода, допускающей въ немъ скопленіе осадковъ и т. д.

б. Если діаметры трубъ всасывающей и нагнетательной одинаковы, тогда для экономичности работы насоса будетъ совершенно безразлично, въ какомъ отношеніи вся высота h будетъ разбита на высоту всасыванія и высоту нагнетанія (см. ф-лу **90** и данныя § 97), если только при этомъ не мѣняется коэф. полезн. д. передачи къ насосу $ж_2$.

в. Весьма значительное вліяніе на пониженіе коэф. полезнаго дѣйствія насоса можетъ оказать нераціональное устройство передачи къ нему, т. е. малая величина коэф. $ж_2$. Наивысшая величина этого коэф. встрѣчается въ паровыхъ насосахъ большой силы, а наименьшая,—въ большихъ приводныхъ насосахъ съ медленнымъ ходомъ и съ большимъ числомъ промежуточныхъ передачъ (зубчатыхъ и ременныхъ). Принимая коэф. полезнаго дѣйствія каждой изъ этихъ передачъ довольно высокимъ и равнымъ, напр., 0,95, при двухъ передачахъ величину $ж_2$ будемъ имѣть уже равною $(0,95)^2$ или 0,903, а при трехъ передачахъ— $0,903 . 0,95$, т. е. 0,857 и т. д. Отсюда понятно, насколько важно и необходимо имѣть число двойныхъ качаній насоснаго поршня близко подходящимъ къ числу оборотовъ вала у двигателя, и почему въ послѣднее время привлекаютъ къ себѣ большое вниманіе такъ называемые *быстроходные насосы*, при эксплуатаціи которыхъ можно обходиться съ наименьшимъ числомъ возможно болѣе совершенно исполненныхъ передачъ, сохраняющихъ за собою высокую величину коэф. $ж_2$ даже и послѣ продолжительнаго періода работы.

г. Низкая величина коэф. наполненія насоса e вліяетъ на неэкономичность работы насоса совершенно такъ же, какъ повліяла бы лишняя противъ обыкновеннаго и дурно исполненная промежуточная передача къ насосу. Если, напр., $e = 0,85$, тогда вліяніе несовершеннаго наполненія цилиндра во время работы будетъ однозначуще съ вреднымъ вліяніемъ трехъ хорошихъ промежуточныхъ передачъ къ насосу, для которыхъ выше (въ пунктѣ *b*) была указана величина $ж_2 = 0,857$.

д. Вліяніе коэф. вреднаго дѣйствія насоснаго цилиндра $ж_1$ на экономичность работы насоса, судя по ф-лѣ **96**, какъ будто должно было бы быть менѣе замѣтно, чѣмъ вліяніе другихъ перечисленныхъ выше элементовъ, но на самомъ дѣлѣ уменьшеніе $ж_1$ далѣе извѣстнаго предѣла можетъ повлечь за собою иногда и уменьшеніе e. Это будетъ во всѣхъ тѣхъ случаяхъ, когда будутъ стремиться достигнуть уменьшенія $ж_1$ не раціональнымъ устройствомъ набивокъ у поршней и сальни-

ковъ, не отличнымъ уходомъ за ними, а только уменьшеніемъ подтяжки этихъ набивокъ. Этимъ средствомъ дозволительно пользоваться въ такой лишь мѣрѣ, чтобы это не повлекло за собою нарушенія герметичности рабочихъ камеръ,—будетъ-ли выражаться послѣднее въ проникновеніи воздуха внутрь цилиндра чрезъ сальникъ, или же въ обильномъ переходѣ жидкости изъ одной камеры въ другую чрезъ стыкъ между поршнемъ и стѣнками цилиндра.

Сравнимъ между собою величины коэф. *ж* въ двухъ слѣдующихъ случаяхъ: въ одномъ коэф. вреднаго дѣйствія цилиндра пусть будетъ довольно высокъ, напр., $ж_1 = 0{,}15$, но зато и коэф. наполненія цилиндра предположимъ также высокимъ, напр., $e = 0{,}95$; въ другомъ же случаѣ допустимъ, что набивки сильно ослабли и $ж_1$ уменьшилось вдвое, т. е. $ж_1 = 0{,}075$, и что коэф. наполненія понизился чрезъ это до величины $e = 0{,}85$. Не трудно видѣть по ф-лѣ **96**, что, при всѣхъ прочихъ одинаковыхъ условіяхъ, величина коэф. полезнаго дѣйствія всего насоснаго устройства во 2-мъ случаѣ будетъ менѣе, чѣмъ въ 1-мъ на 4,5%.

Принявши въ соображеніе всѣ вышеприведенныя данныя, выбираютъ при разсчетѣ ту или другую величину *ж* между вышеуказанными крайними предѣлами ея (0,5—0,85), и такъ какъ этотъ выборъ дѣлается съ цѣлію опредѣленія величины работы N, по которой въ дальнѣйшемъ будутъ находить прочные размѣры частей передаточнаго механизма, поэтому всегда полезно будетъ сдѣлать выборъ *ж* съ запасомъ, чтобы всѣ части передаточнаго механизма были достаточно прочны даже и при не особенно благопріятныхъ условіяхъ относительно ухода.

102. **Опредѣленіе работы, затрата которой необходима во время дѣйствія насоса,** дѣлается по ф-лѣ **96** (§ 101), послѣ того какъ будетъ выбранъ коэф. полезнаго дѣйствія всего насоснаго устройства *ж*, сообразуясь съ числомъ передачъ при насосѣ, съ возможностью или невозможностью имѣть ихъ тщательно выполненными, аккуратно и солидно установленными, отданными для ухода въ умѣлыя руки и т. д.

$$N = N_0 : ж \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{3} \text{ (см. § 3).}$$

Обратныя величины коэф. *ж* таковы:

$ж =$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9
$\frac{1}{ж} =$	2	1,82	1,67	1,54	1,43	1,33	1,25	1,18	1,11

Что же касается до величины теоретической работы N_0, то по заданной производительности насосовъ Q и высотѣ напора h она вычисляется весьма просто по ф-лѣ **1** (см. § 3).

Для производства болѣе быстрыхъ подсчетовъ величины N_0, а по ней и N, и для различнаго рода соображеній относительно устройства передачи на стр. 266 и 267 приведены таблицы 23—24, составляющія непосредственное продолженіе одна другой.

Величина производительности насоса въ этихъ таблицахъ дана въ *lt* въ мин. и въ *куб. мт.* въ часъ, а работа въ *кг. мт.* и въ *лошад. силахъ*.

Способъ примѣненія табл. 23 и 24 можно показать на примѣрахъ.

Задача № 22. Насосъ тройного дѣйствія съ плунжерами 6×8 дм. (діам. 6 дм., ходъ 8 дм.) долженъ подавать воду на высоту 12 саж. При насосѣ будетъ 1 зубчатая и 1 ременная передача. Скорость поршня предположено имѣть отъ $1^1/_2$ до 2 фут. въ сек. Какую величину работы нужно будетъ затрачивать при дѣйствіи такого насоса.

Рѣшеніе. Напоръ 12 саж. соотвѣтствуетъ 84 фут.; по табл. 4 (§ 93) имѣемъ:

80 фут.	24,38 мт.	
4 »	1,22 »	
84 »	25,6 »	$= h_1 + h_2$

По табл. 6 (§ 93) для $S = 8$ дм.

при $c = 1{,}5$ фут. $= 18$ дм. . . . . $n = 70$
» $c = 2$ » $= 24$ » . . . . . $n = 90$

По табл. 14 (§ 94) для трехъ цилиндровъ 6×8 дм.

при $n = 70$ обор. . . . . $Q = 3 . 262 = 786$ *lt* въ мин.
» $n = 90$ » . . . . $Q = 3 . 336 = 1008$ » »

Потерянный напоръ пусть оказался $= 512$ *мм.*, тогда $z : h = 0{,}02$. Примемъ $e = 0{,}95$, коэффиціенты полезнаго дѣйствія шатунной, зубчатой и ременной передачъ возьмемъ равными 0,95, затѣмъ $ж_1 = 0{,}1$, тогда получимъ:

$$\frac{1}{ж} = \frac{1{,}1 . 1{,}02}{(0{,}95)^4} = 1{,}38; \qquad ж = 0{,}72.$$

По табл. 23 и 24

	для $Q = 1000$ *lt.*	$Q = 8$ *lt*
при $h = 24$ мт.	$N_0 = 400$ кг.-мт.	3,18 кг.-мт.
» 1,6 »	26,7 » »	0,22 » »
» 25,6 »	426,7 » »	3,4 » »

Полная величина $N_0 = 426{,}7 + 3{,}4$, или 430 кг.-мт.

$N = 1{,}38 . 430 = 593{,}4$ кг.-мт., или, круглымъ счетомъ, 8 лошадиныхъ силъ.

По вычисленной величинѣ работы дѣлается разсчетъ передачъ шатунной, зубчатой и ременной на общихъ основаніяхъ (см. *Худяковъ-Сидоровъ, Атласъ деталей машинъ*, ч. I—III).

Таблица 23-я. Теоретическая работа N_0,

затрачиваемая при подъемѣ воды.

NB. Верхняя цифра производительности насоса Q дана *въ куб. мт. въ часъ*, а нижняя цифра — *въ lt въ мин.*
Верхняя цифра работы дана *въ кг.-мт. въ сек.*, а нижняя—*въ лошадиныхъ силахъ.*

Q	Высота напора $h = h_1 + h_2$ въ метрахъ:																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
1,2	0,33	0,66	0,99	1,32	1,65	1,98	2,31	2,64	2,97	3,3	3,96	4,62	5,28	5,98	6,6	7,33	7,98	8,66	9,32	9,9
20	0,004	0,008	0,013	0,018	0,022	0,026	0,031	0,034	0,039	0,044	0,053	0,061	0,071	0,08	0,088	0,097	0,106	0,114	0,122	0,132
1,5	0,42	0,83	1,25	1,67	2,08	2,5	2,92	3,34	3,75	4,17	5,0	5,84	6,68	7,5	8,35	9,17	10	10,8	11,7	12,5
25	0,006	0,011	0,017	0,022	0,028	0,033	0,039	0,045	0,05	0,056	0,067	0,078	0,089	0,1	0,112	0,123	0,134	0,145	0,156	0,167
1,8	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
30	0,007	0,013	0,02	0.026	0,033	0,04	0,047	0,053	0,06	0,067	0,08	0,093	0,106	0,12	0,133	0,147	0,16	0,173	0,186	0,2
2,1	0,58	1,17	1,75	2,34	2,92	3,5	4,08	4,67	5,25	5,83	7	8,17	9,34	10,5	11,7	12,8	14	15,2	16,3	17,5
35	0.008	0,016	0,023	0,031	0,039	0,047	0,054	0,062	0,07	0,078	0,093	0,108	0.124	0,14	0,156	0,171	0,197	0,201	0,217	0,223
2,4	0,67	1,34	2,01	2,68	3,35	4,02	4,69	5,36	6,03	6,7	8,04	9,38	10,7	12,1	13,4	14,7	16,1	17,4	18,7	20,1
40	0,009	0,018	0,027	0,036	0,045	0,054	0,063	0,072	0,080	0,089	0.108	0,126	0,143	0.161	0,178	0,196	0,214	0,232	0,249	0,267
2,7	0,75	1,5	2,25	3	3,75	4,5	5,25	6	6,75	7,5	9	10,5	12	13,5	15	16,5	18	19,5	21	22,5
45	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0.20	0,22	0,24	0,26	0,28	0.30
3,0	0,83	1,67	2,5	3,34	4,17	5	5,83	6,68	7,5	8,33	10	11,7	13,3	15	16,7	18,3	20	21,7	23,4	25
50	0,011	0,022	0,033	0,044	0,055	0,066	0,077	0,089	0,10	0,11	0,133	0,154	0,177	0,20	0,22	0,244	0,266	0.288	0,312	0,333
3,3	0,92	1,84	2,75	3,66	4,58	5,5	6,42	7,32	8,25	9,16	11	12,8	14,7	16,5	18,3	20,2	22	23,8	25,6	27,5
55	0,012	0,024	0,036	0,049	0,061	0,073	0,085	0,097	0,11	0,122	0,146	0,17	0,196	0,22	0,244	0,269	0,293	0,317	0,341	0,366
3,6	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
60	0,013	0,026	0,039	0,052	0,067	0,08	0,093	0,104	0,119	0,133	0,16	0,186	0,213	0,24	0,266	0,293	0,32	0,346	0,372	0,40
3,9	1,08	2,17	3,25	4,33	5,41	6,5	7,58	8,66	9,75	10,8	13	15,2	17,3	19,5	21,6	23,8	26	28,2	30,4	32,5
65	0,014	0,029	0,043	0.058	0,072	0,086	0,101	0,115	0,129	0,144	0.173	0,202	0,23	0,26	0,29	0,32	0,35	0,38	0,41	0,43
4,2	1,17	2,33	3,5	4,66	5,83	7	8,17	9,33	10,5	11,7	14	16,3	18,6	21	23,4	25,7	28	30,3	32,6	34,9
70	0,016	0,031	0,047	0,062	0,078	0,093	0,109	0,124	0,14	0,156	0,186	0.217	0,248	0,28	0,31	0,34	0,37	0,4	0,43	0,46
4,5	1,25	2,5	3,75	5	6,25	7,5	8,75	10	11,2	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	32,5	35	37,5
75	0,017	0,033	0,05	0,067	0,083	0,1	0,117	0,133	0,149	0,166	0,2	0,233	0,266	0,3	0,33	0.37	0,4	0,43	0,47	0,5

Таблица 24-я. Теоретическая работа N_0,

затрачиваемая при подъемѣ воды.

NB. Верхняя цифра производительности насоса Q дана *въ куб. мт. въ часъ*, а нижняя цифра — *въ lt въ мин.*
Верхняя цифра работы дана *въ кг.-мт. въ сек.*, а нижняя—*въ лошадиныхъ силахъ.*

Q	Высота напора $h = h_1 + h_2$ въ метрахъ:																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
4,8	1,33	2,66	3,99	5,33	6,66	7,99	9,33	10,7	12	13,3	15,9	18,7	21,4	24	26,6	29,3	31,8	34,6	37,4	39,9
80	0,018	0,035	0,053	0,071	0,088	0,106	0,124	0,142	0,16	0,177	0,21	0,25	0,285	0,32	0,35	0,39	0,42	0,46	0,5	0,53
5,1	1,42	2,84	4,26	5,68	7,1	8,52	9,94	11,4	12,8	14,2	17	19,9	22,7	25,6	28,4	31,2	34,1	36,9	39,7	42,6
85	0,019	0,038	0,057	0,076	0,095	0,114	0,133	0,15	0,17	0,19	0,23	0,265	0,3	0,34	0,38	0,42	0,45	0,49	0,53	0,57
5,4	1,5	3	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45
90	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,24	0,28	0,32	0,36	0,4	0,44	0,48	0,52	0,56	0,6
5,7	1,58	3,17	4,75	6,34	7,92	9,5	11,1	12,7	14,2	15,8	19	22,2	25,3	28,5	31,7	34,8	38	41,2	44,4	47,5
95	0,021	0,042	0,063	0,084	0,105	0,126	0,148	0,169	0,189	0,22	0,25	0,296	0,34	0,38	0,42	0,46	0,51	0,55	0,59	0,63
6,0	1,67	3,34	5	6,68	8,34	10	11,7	13,3	15	16,6	20	23,4	26,6	30	33,4	36,6	40	43,4	46,8	50
100	0,022	0,044	0,066	0,089	0,11	0,133	0,156	0,177	0,2	0,22	0,27	0,31	0,355	0,4	0,44	0,49	0,53	0,57	0,62	0,67
12	3,33	6,66	10	13,3	16,6	20	23,3	26,6	30	33,3	40	46,6	53,3	60	66,6	73,2	80	86,6	93,2	100
200	0,044	0,088	0,133	0,177	0,22	0,267	0,31	0,35	0,4	0,44	0,54	0,62	0,71	0,8	0,88	0,98	1,06	1,15	1,24	1,33
18	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
300	0,067	0,133	0,2	0,266	0,33	0,4	0,47	0,53	0,6	0,67	0,8	0,93	1,06	1,2	1,33	1,47	1,6	1,73	1,87	2
24	6,67	13,4	20,1	26,6	33,2	40	46,6	53,2	60	66,6	80	93,2	104	120	133	146	160	173	186	200
400	0,089	0,178	0,266	0,354	0,44	0,53	0,62	0,71	0,8	0,89	1,08	1,24	1,4	1,6	1,77	1,95	2,12	2,3	2,48	2,66
30	8,33	16,7	25	33,3	41,7	50	58,3	66,8	75	83,3	100	117	133	150	167	183	200	217	233	250
500	0,11	0,22	0,33	0,44	0,55	0,66	0,77	0,89	1	1,11	1,33	1,56	1,77	2	2,2	2,44	2,66	2,88	3,12	3,33
60	16,7	33,3	50	66,6	83,4	100	117	133	150	167	200	233	267	300	333	367	400	433	467	500
1000	0,22	0,44	0,66	0,88	1,1	1,32	1,54	1,78	2	2,22	2,66	3,12	3,54	4	4,4	4,9	5,3	5,8	6,2	6,6
120	33,3	66,6	100	133	166	200	233	266	300	333	400	466	533	600	666	733	800	866	933	1000
2000	0,44	0,88	1,32	1,76	2,2	2,64	3,08	3,56	4	4,4	5,3	6,2	7,1	8	8,8	9,8	10,6	11,6	12,4	13,3
180	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
3000	0,67	1,33	2	2,66	3,33	4	4,7	5,3	6	6,7	8	9,3	10,6	12	13,3	14,7	16	17,3	18,7	20

103. **Силы инерціи, развивающіяся при дѣйствіи насоса.** Онѣ являются вслѣдствіе неравномѣрности хода поршня и должны быть разсмотрѣны отдѣльно для всего жидкаго потока, приводимаго насосомъ въ движеніе, и отдѣльно для твердыхъ тѣлъ, входящихъ въ составъ шатуннаго механизма и получающихъ качательное движеніе взадъ и впередъ.

При опредѣленіи работы насоса N силы инерціи не были приняты во вниманіе, потому что суммарная работа ихъ за время одного оборота вала $=0$, какъ это сейчасъ увидимъ.

Въ § 88 мы имѣли величину ускоренія поршня выраженною ф-лой **61**:

$$j=\frac{v_0^2}{r}\cdot Cos\,\beta \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{61},$$

гдѣ v_0 — скорость вращенія кривошипа, r — его радіусъ, β — уголъ, который дѣлаетъ кривошипъ съ осью насоса. *Max* ускоренія j_0 былъ найденъ для обѣихъ мертвыхъ точекъ механизма:

$$j_0=v_0^2:r \ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{62}.$$

Въ томъ же § 88 имѣли равенство

$$Cos\,\beta=(r-x):r.$$

Пусть масса, перемѣщающаяся вмѣстѣ съ поршнемъ, будетъ m; тогда сила инерціи будетъ $m.j$, а ея работа въ безконечно-малый промежутокъ времени выразится чрезъ $m.j.dx$. Если взять алгебраическую сумму подобныхъ работъ за время одного полуоборота вала, когда x измѣняется въ предѣлахъ отъ $x=0$ до $x=2r$, тогда получимъ работу R въ слѣдующемъ видѣ:

$$R=\int_0^{2r} m.j.dx=\int_0^{2r} m.\frac{v_0^2}{r}.\frac{r-x}{r}.dx=0 \ldots\ldots \mathbf{97}.$$

Слѣдов., вводить силы инерціи въ равенство работъ нѣтъ никакой надобности, но знать ихъ наибольшую величину необходимо, такъ какъ ее слѣдуетъ принять во вниманіе при опредѣленіи прочныхъ размѣровъ частей передаточнаго механизма.

Найдемъ ее сначала для жидкаго потока, приводимаго насосомъ въ движеніе.

Опредѣляя массу жидкости, заключенной въ цилиндрѣ насоса, мы должны принять во вниманіе также и то количество ея, которое находится во *вредномъ пространствѣ* насоса. Пусть объемъ его, опредѣленный непосредственнымъ заливаніемъ цилиндра водою въ то время, когда поршень поставленъ въ его крайнее положеніе, будетъ V_0. Написавши, что

$$V_0=F.S_0, \quad \text{или} \quad S_0=V_0:F,$$

будемъ называть S_0 высотою вреднаго пространства, приведенною къ площади поршня.

Введемъ теперь слѣдующія обозначенія:

$F\ F_1\ F_2$ — площади сѣченія цилиндра, всасывающей трубы и нагнетательной,

$v\ v_1\ v_2$ — скорости перемѣщенія жидкости въ цилиндрѣ, во всас. тр. и нагн. трубѣ,

$m\ m_1\ m_2$ — массы жидкости въ цилиндрѣ, во всасывающей трубѣ и нагнетательной,

$j\ j_1\ j_2$ — ускоренія жидкости въ цилиндрѣ, во всасывающей трубѣ и нагнетательной,

$S+S_0$ — наибольшая длина жидкаго потока въ насосномъ цилиндрѣ,

l_1 и l_2 — длина жидкаго потока во всасывающей трубѣ и нагнетательной,

K_1 — сила инерціи жидкаго потока, воспринимаемая поршнемъ.

Послѣ этого можно написать:

$$m=F\cdot\frac{S+S_0}{g}\cdot\gamma;\ m_1=\frac{F_1\cdot l_1\cdot\gamma}{g};\ m_2=\frac{F_2\cdot l_2\cdot\gamma}{g}$$

$$j=\frac{dv}{dt};\ j_1=\frac{dv_1}{dt};\ j_2=\frac{dv_2}{dt}$$

$$F\cdot v=F_1\cdot v_1=F_2\cdot v_2;\ v_1=v\cdot\frac{F}{F_1};\ v_2=v\cdot\frac{F}{F_2}$$

$$j_1=\frac{F}{F_1}\cdot j;\ j_2=\frac{F}{F_2}\cdot j;\ K_1=m\cdot j+m_1\cdot j_1+m_2\cdot j_2.$$

$$K_1=F\cdot\frac{l_1+S_0+S+l_2}{g}\cdot\gamma\cdot j.\ \ldots\ldots\ \mathbf{98},$$

т. е. *сила инерціи жидкаго потока, воспринимаемая поршнемъ, равна массѣ всего потока, умноженной на ускореніе поршня.*

Силу инерціи K_2 для твердыхъ тѣлъ, приводимыхъ въ насосѣ въ качательное движеніе, можно было бы вычислить, если бы извѣстенъ былъ вѣсъ ихъ p, отнесенный къ 1 площади насоснаго поршня. При разсчетахъ предварительныхъ, когда еще неизвѣстны размѣры поршня и частей шатуннаго механизма, можно задаться въ обыкновенныхъ горизонтальныхъ насосахъ:

въ насосахъ съ поршнями . . . . $p=2000-2500$ *кг.* на кв. *метръ*

» » » плунжерами . . . $p=2500-3000$ » » » »

Послѣ этого можно будетъ вычислить вѣсъ качающейся вмѣстѣ съ поршнемъ массы $F.p$ въ кг., а затѣмъ

$$K_2=\frac{F\cdot p}{g}\cdot j.\ \ldots\ldots\ldots\ \mathbf{99}.$$

Внося въ ф-лы **98** — **99** величину максимальнаго ускоренія, полу-

чимъ *наибольшую величину силы инерціи* K для твердыхъ тѣлъ и для жидкаго потока вмѣстѣ:

$$K = \frac{F \cdot p}{g} \cdot \frac{v_0^2}{r} \cdot \left[1 + \frac{l_1 + S_0 + S + l_2}{p} \cdot \gamma \right] \quad . \; . \; . \; . \; \mathbf{100}.$$

104. **Средства для уменьшенія величины силъ инерціи въ насосѣ,** согласно указаніямъ ф-лы **100**, могутъ состоять въ слѣдующемъ:

а. Въ уменьшеніи длины жидкаго потока со стороны всасыванія. Это достигается постановкою между цилиндромъ и пріемнымъ резервуаромъ, отъ котораго идетъ къ цилиндру забирная труба, такъ называемаго *всасывающаго колпака,* въ возможно болѣе близкомъ разстояніи отъ цилиндра. Тогда длину именно этого разстоянія и надо будетъ вносить въ ф-лу **100** вмѣсто l_1.

б. Въ уменьшеніи длины жидкаго потока со стороны нагнетанія. Это достигается постановкою между цилиндромъ и напорнымъ резервуаромъ такъ называемаго *нагнетательнаго колпака,* въ возможно болѣе близкомъ разстояніи къ цилиндру. Тогда длину именно этого разстоянія и надо будетъ вносить въ ф-лу **100** вмѣсто l_2.

в. Въ уменьшеніи величины вреднаго пространства въ насосномъ цилиндрѣ, т. е. длины S_0.

г. Въ увеличеніи хода поршня S, или при данной скорости поршня c — въ уменьшеніи числа оборотовъ насоснаго вала въ минуту. Вотъ почему насосы простого дѣйствія, въ которыхъ вліяніе силъ инерціи проявляется въ наивысшей мѣрѣ, въ концѣ XVIII и началѣ XIX вѣка, когда они именно и были по преимуществу распространены, всегда строились съ весьма большими ходами у поршня, доходившими нерѣдко до 10 — 12 фут.

д. Въ уменьшеніи рабочей площади насоснаго поршня. Это можетъ быть достигнуто или замѣною насоса простого дѣйствія насосомъ двойного дѣйствія, тройного и т. д., или примѣненіемъ насосовъ простого дѣйствія II-й группы (см. §§ 28, 37 — 41), или сдваиваніемъ такихъ насосовъ при образованіи насосовъ двойного дѣйствія III-й группы (см. §§ 44, 63) и т. д. При устройствѣ городскихъ водокачекъ, нефтекачекъ и т. п. этого достигаютъ отчасти также и тѣмъ, что вся работа станціи дробится между нѣсколькими отдѣльными машинами. Этотъ же самый пунктъ подтверждаетъ полную нераціональность насосовъ двойного дѣйствія I-й группы (см. §§ 44 — 46) и насосовъ четверного дѣйствія, которые получаются путемъ сдваиванія предыдущихъ (см. § 75).

е. Въ уменьшеніи силы инерціи твердыхъ частей, находящихся при насосѣ въ качательномъ движеніи. Это достигается: 1) обдуманнымъ устройствомъ передаточнаго механизма къ насосу, 2) возможно болѣе точнымъ разсчетомъ при опредѣленіи прочныхъ размѣровъ всѣхъ частей этого механизма, 3) употребленіемъ на выдѣлку ихъ наиболѣе доброкачественнаго матеріала, позволяющаго допускать въ разсчетѣ болѣе высокія напряженія, 4) примѣненіемъ механизмовъ, у которыхъ главныя

части работаютъ при растяженіи матеріала, а не при сжатіи, 5) уравновѣшиваніемъ *) тяжелыхъ частей механизма, подвѣшанныхъ вертикально.

ж. Въ уменьшеніи плотности жидкости γ въ тѣхъ случаяхъ, гдѣ это по ходу самой работы является возможнымъ. Въ инерціонномъ насосѣ *Prudon & Dubost* (см. § 87,*а*), напр., для этого непрерывно вводится подъ поршень небольшое количество воздуха, уменьшающее вѣсъ колонны воды, расположенной надъ поршнемъ.

з. Въ примѣненіи такихъ типовъ насосовъ, которые работаютъ по *раціональнымъ графикамъ* скоростей (см. §§ 44, 63, 67—68, 74, 76, 83) или *съ постоянной рабочей скоростью поршня* (§ 84) и которые даютъ достаточно равномѣрную скорость даже и безъ употребленія воздушныхъ колпаковъ.

Задача № 23. Для насоса, изображеннаго на фиг. 48 (см. § 37), найти наибольшую силу, растягивающую поршневой штокъ. Обозначенія для этого насоса даны въ § 100.

Отвѣтъ. Если G — вѣсъ поршня и штока AB, S'_0 и S''_0 — высоты вредныхъ пространствъ выше и ниже поршня, приведенныя къ соотвѣтственнымъ рабочимъ площадямъ $(F - F_0)$ и F, то искомая растягивающая сила будетъ:

$$(F - F_0) \cdot p_2 + F_0 \cdot p_0 - F \cdot p_1 + \frac{F_0 \cdot p}{g} \cdot \frac{v_0^2}{r} + \frac{F - F_0}{g} \cdot \frac{S'_0 + S + l_2}{r} \cdot \gamma \cdot v_0^2$$
$$+ \frac{F}{g} \cdot \frac{S''_0 + l_1}{r} \cdot \gamma \cdot v_0^2 + G + t_0 + t_1.$$

105. **Данныя для разсчета маховиковъ къ насосамъ.** Общая ф-ла, по которой опредѣляется вѣсъ обода маховика, имѣетъ извѣстный видъ:

$$G = \frac{g \cdot A}{\delta \cdot v^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{101},$$

гдѣ G — вѣсъ обода маховика (въ *кг.*),

$g = 9{,}808$ мт. — ускореніе тяжести,

A — избытокъ работы (въ *кг.-мт.*), который при каждомъ оборотѣ насоснаго вала послѣдовательно то поглощается ободомъ маховика, то отдается имъ снова на валъ насоса,

v — скорость (въ мт.) на средней окружности обода маховика,

δ — допускаемая *степень неравномѣрности хода* насоса, т. е. отношеніе разности между наибольшей и наименьшей скоростью вращенія вала къ средней.

Для насосовъ ручныхъ (съ непрерывнымъ вращеніемъ вала), приводныхъ и небольшихъ паровыхъ (питательныхъ и др.) насосовъ возможно брать $\delta = 0{,}2 - 0{,}1$.

---

*) Естественнымъ образомъ подобное уравновѣшиваніе совершается, напр., въ артезіанскомъ насосѣ *Taylor* (§ 61). — По вопросу объ уравновѣшиваніи насосныхъ штангъ см. также статью въ *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1885, № 29.

На этотъ случай имѣются слѣдующія данныя профессора *Вюста* (*Wüst*):

а) *Насосъ простого дѣйствія*, на рукояткѣ работаетъ *одинъ* человѣкъ . . . . . $A_1 = 7{,}5$ *кг.-мт.*

б) Тотъ же насосъ, но приводится въ дѣйствіе отъ привода . . . . . $A_2 = 4$ *кг.-мт.*

в) *Насосъ простого дѣйствія*, рукоятокъ *двѣ*, подъ угломъ въ 180°, на каждой рукояткѣ — по одному рабочему . . . . . $A_3 = 15$ *кг.-мт.*

г) Тотъ же насосъ, но приводится въ дѣйствіе отъ привода . . . . . $A_4 = 7{,}5$ *кг.-мт.*

д) *Насосъ двойного дѣйствія*, на рукояткѣ работаетъ одинъ человѣкъ . . . . . $A_5 = 2$ *кг.-мт.*

е) Тотъ же насосъ, но приводится въ дѣйствіе отъ привода . . . . . $A_6 = 0{,}2$ *кг.-мт.*

ж) *Насосъ двойного дѣйствія*, рукоятокъ *двѣ*, подъ угломъ 180°, на каждой рукояткѣ—по одному рабочему . . . . . $A_7 = 4$ *кг.-мт.*

з) Тотъ же насосъ, но приводится въ дѣйствіе отъ привода . . . . . $A_8 = 0{,}4$ *кг.-мт.*

Для большихъ насосовъ, получающихъ работу отъ паровыхъ двигателей, электрическихъ, газовыхъ, керосиновыхъ и т. п. слѣдуетъ имѣть $\delta = 0{,}05 - 0{,}03$.

Если построена діаграмма, показывающая законъ измѣненія движущей силы или законъ измѣненія преодолѣваемаго валомъ сопротивленія за время одного оборота вала, принимая во вниманіе при этомъ также и вліяніе силъ инерціи, то величина работы A, которая входитъ въ ф-лу **101** и должна быть то поглощаема ободомъ маховика, то отдаваема имъ на валъ насоса, опредѣлится непосредственно изъ этой діаграммы. Построеніе ея *) всегда и дѣлается въ случаѣ крупныхъ насосныхъ установокъ, исполняемыхъ на заказъ; но при опредѣленіи размѣровъ маховиковъ для небольшихъ ручныхъ и приводныхъ насосовъ въ ф-лу **101** вмѣсто A возможно вносить среднія практическія величины.

Если маховикъ долженъ быть посаженъ не на валу насоса, а на другомъ, отъ котораго идетъ къ валу насоса какая-либо передача (зубчатая или ременная), то переходъ къ размѣрамъ новаго маховика дѣлается по извѣстной ф-лѣ:

$$G \,.\, (r \,.\, n)^2 = G_1 \,.\, (r_1 \,.\, n_1)^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{102},$$

гдѣ въ 1-й части равенства фигурируютъ вѣсъ обода перваго маховика, его радіусъ и число оборотовъ, а во 2-й части равенства — тѣ же самыя величины для второго маховика.

---

*) Два крайне простыхъ графическихъ способа опредѣленія ускоренія поршня описаны мною въ журн. *Техническій Сборникъ* за 1891, №№ 4 и 6.

Вопросъ о построеніи діаграммъ къ разсчету маховиковъ вообще подробно разбирается въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1889 г., № 6, табл. IV — VIII.

Очень часто необходимую масса обода маховика сосредоточиваютъ на ободѣ шкива, посредствомъ котораго насосъ приводится въ дѣйствіе.

106. **Всасывающій колпакъ при насосѣ** имѣетъ своимъ назначеніемъ—уменьшать живую силу жидкаго потока, поступающаго въ насосъ въ періодъ всасыванія. Съ этою цѣлію всасывающій колпакъ долженъ содержать въ себѣ *достаточно большой запасъ воды*, чтобы обезпечить правильный притокъ ея въ цилиндръ при наступленіи каждаго слѣдующаго періода всасыванія, и этотъ запасъ воды долженъ быть расположенъ въ самомъ близкомъ разстояніи отъ всасывающихъ клапановъ. Тогда сообщать ускореніе жидкому потоку, поступающему въ цилиндръ, придется только на разстояніи между колпакомъ и цилиндромъ, а не на всей длинѣ всасывающей трубы.

Всасывающій колпакъ исполнялъ бы свое назначеніе идеально, если бы во время дѣйствія насоса вовсе не происходило скопленія воздуха въ этомъ колпакѣ, но достигнуть этого бываетъ невозможно даже и въ томъ случаѣ, если бы передъ началомъ работы насоса предварительно были залиты водою и колпакъ, и всасывающая труба, такъ какъ вода всегда несетъ съ собою небольшое количество воздуха въ растворенномъ видѣ, и выдѣленіе его изъ воды прежде всего и будетъ происходить именно во всасывающемъ колпакѣ. По мѣрѣ скопленія въ немъ воздуха, разрѣженіе во всасывающемъ колпакѣ при каждомъ размахѣ поршня будетъ происходить все менѣе и менѣе энергично, особенно при большомъ числѣ оборотовъ насоса въ минуту, и наконецъ со стороны пріемной трубы появятся удары въ концѣ каждаго періода всасыванія. Это и будетъ обозначать, что всасывающій колпакъ заполнился воздухомъ и пересталъ выполнять свое назначеніе *).

Въ быстроходныхъ насосахъ принимаютъ различныя мѣры для опоражниванія всасывающаго колпака отъ собирающагося въ немъ воздуха.

Одною изъ такихъ мѣръ является приспособленіе ко всасывающему колпаку *пароваго эжектора* (см. фиг. 62, *L*), но примѣненіе такой мѣры не вездѣ возможно.

Гораздо проще дѣлается *автоматическое* удаленіе воздуха изъ всасывающаго колпака самимъ же насосомъ. Для этого нужно самый верхній пунктъ всасывающаго колпака, гдѣ именно и можно ожидать скопленія воздуха, соединить тонкой желѣзной трубкой съ самымъ верхнимъ же пунктомъ насоснаго цилиндра; на этой трубкѣ въ надлежащемъ мѣстѣ слѣдуетъ расположить легкій шаровой клапанъ, который позволялъ бы воздуху переходить изъ колпака въ цилиндръ, когда въ послѣднемъ начнется всасывающій періодъ, но задерживалъ бы обратное перемѣщеніе воды изъ цилиндра въ колпакъ.

Въ насосахъ *простого* дѣйствія вмѣстимость всасывающаго колпака

*) Предварительное заполненіе всасывающаго колпака воздухомъ желательно и необходимо только въ такомъ случаѣ, когда вода приводится въ этотъ колпакъ съ большой скоростью самотекомъ, но подобный случай весьма рѣдко встрѣчается въ практикѣ. Одинъ изъ примѣровъ этого рода описанъ далѣе въ § 108 (см. примѣръ 6-й).

достаточно имѣть отъ **2** до **3** разъ болѣе $F.S$, т. е. объема, присасываемаго насосомъ за 1 оборотъ вала.

Въ насосахъ *двойного* дѣйствія вмѣстимость всасывающаго колпака должна быть по крайней мѣрѣ вдвое болѣе таковой же у насосовъ простого дѣйствія, потому что обѣ эти группы насосовъ дѣлаютъ присасываніе одинаково неравномѣрно, но насосы двойного дѣйствія при каждомъ оборотѣ вала требуютъ для себя готоваго запаса воды $2F.S$, т. е. вдвое большаго, чѣмъ однодѣйствующіе насосы.

Насосы тройного дѣйствія, присасывающіе воду, двольно равномѣрно могутъ обходиться или вовсе безъ всасывающаго колпака или съ колпакомъ ничуть не болѣе того, который былъ бы нуженъ для насоса простого дѣйствія.

Различныя формы всасывающихъ колпаковъ и способъ постановки ихъ при насосахъ разныхъ типовъ можно видѣть выше на фиг. 30, 62, 98, 104 и др.

Детальное устройство чугунныхъ всасывающихъ колпаковъ на цѣломъ рядѣ разнообразныхъ примѣровъ можно видѣть въ моемъ *Атласѣ насосовъ*, табл. 5, 9, 13, 15, 30, 51, 66, 74 и др.

107. **Нагнетательный колпакъ при насосѣ** имѣетъ своимъ назначеніемъ—регулировать живую силу жидкаго потока по выходѣ его изъ насоснаго цилиндра. Съ этою цѣлію нагнетательный колпакъ долженъ содержать въ себѣ *достаточно большой запасъ воздуха*; претерпѣвая упругое сжатіе въ теченіе каждаго нагнетательнаго періода при наибольшемъ развитіи скорости поршня, этотъ воздухъ въ остальное время долженъ расширяться, а въ общемъ онъ долженъ перемѣщать столбъ воды въ нагнетательной магистрали почти съ постоянной скоростью. Нагнетательный колпакъ, или иначе *воздушный котелъ*, слѣдуетъ располагать въ самомъ близкомъ разстояніи отъ нагнетательныхъ клапановъ, тогда сообщать ускореніе жидкому потоку, оставляющему насосный цилиндръ придется только на разстояніи между цилиндромъ и колпакомъ. Съ этою цѣлію въ быстроходныхъ насосахъ, кромѣ главнаго воздушнаго котла, расположеннаго при нагнетательной магистрали, ставятъ по небольшому воздушному колпачку еще и надъ каждымъ нагнетательнымъ клапаномъ (см. фиг. 98, 139, 142 G, 143, 162 и др.).

При выкачиваніи воды изъ артезіанскихъ скважинъ, въ которыхъ свободный уровень воды стоитъ довольно глубоко, величина l_2 въ ф-лѣ **100** (§ 103) по необходимости должна быть значительной, потому что нагнетательный колпакъ можетъ быть расположенъ только внѣ скважины. Въ такихъ случаяхъ особенно полезно будетъ примѣненіе насоса двойного дѣйствія со станкомъ, подобнымъ *Johnson* (см. конецъ § 84).

Польза, приносимая насосу употребленіемъ воздушнаго колпака, извѣстна была, повидимому, въ глубокой древности; насосъ *Ктезибіуса* снабженъ былъ уже устройствомъ, подобнымъ воздушному колпаку (см. *Ewbank*, стр. 267).

Безъ употребленія воздушнаго колпака при каждомъ нагнетатель-

номъ ходѣ поршня наблюдается при выходѣ изъ цилиндра значительное повышеніе давленія, какъ необходимое слѣдствіе удара движущагося вмѣстѣ съ поршнемъ потока воды о неподвижную колонну ея, заключенную въ нагнетательной трубѣ. Величина этого давленія въ 2—3 и большее число разъ можетъ превышать соотвѣтственное гидростатическое давленіе; та или другая цифра зависитъ при этомъ отъ системы насоса, скорости его хода, высоты напора и вмѣстимости нагнетательной трубы.

Ударное дѣйствіе можетъ проявляться при каждомъ нагнетательномъ ходѣ насоса также и при существованіи у него воздушнаго нагнетательнаго колпака, если напр., этотъ *колпакъ не содержитъ въ себѣ болѣе воздуха,* или въ томъ случаѣ, если *колпакъ неправильно установленъ.*

Постепенное удаленіе воздуха изъ нагнетательнаго колпака происходитъ вслѣдствіе утечки воздуха и растворенія его въ водѣ подъ большимъ давленіемъ. Имѣя въ виду это обстоятельство, слѣдуетъ устроить непрерывное же и пополненіе нагнетательнаго колпака воздухомъ.

Для этого нужно, во 1-хъ, чтобы весь воздухъ, который попадаетъ въ насосный цилиндръ, имѣлъ возможность свободно перемѣститься изъ него въ нагнетательный колпакъ, во 2-хъ, чтобы, проходя чрезъ колпакъ, этотъ воздухъ имѣлъ возможность попасть именно въ воздушное пространство колпака, а не сразу въ нагнетательную магистраль. Невыполненіе этихъ двухъ условій—довольно обычныя ошибки многихъ рыночныхъ устройствъ насосовъ и плохой установки ихъ.

Автоматическое пополненіе нагнетательнаго колпака воздухомъ дѣлается посредствомъ прибора *Riehn, Meinicke & Wolf* (см. *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1886, № 41), представляющаго собою въ сущности воздушный насосъ съ 2 клапанами, но безъ поршня; роль послѣдняго играетъ небольшой столбъ воды, вгоняемый подъ давленіемъ въ воздушную колонну при концѣ каждаго нагнетательнаго періода.

Въ шахтныхъ насосахъ, которые должны работать подъ большими высотами напора, пополненіе воздушныхъ колпаковъ сжатымъ воздухомъ нерѣдко дѣлается посредствомъ небольшихъ компрессоровъ, приводимыхъ въ движеніе отъ насоснаго вала.

Нѣкоторые изъ воздушныхъ колпаковъ работаютъ подъ весьма высокимъ давленіемъ. Такъ, напр., на водопроводѣ въ *Chaux de Fonds* (Швейцарія) воздушный колпакъ на нагнетательной трубѣ насоса работаетъ подъ давленіемъ до 51 атм., при напорѣ въ 487 мт., длинѣ нагнетательной трубы въ 1350 мт. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1888, стр. 666) и скорости поршня 0,93 мт. въ сек.; затѣмъ въ шахтѣ *Mayrau* (возлѣ *Kladno*) работаетъ быстроходный паровой насосъ ($n = 60—100$ обор.) для подачи до 1600 вед. въ мин. подъ напоромъ 520 мт. (1706 фут.) при скорости поршня отъ 1,2 до 2,3 мт. въ сек.; воздушный колпакъ этого насоса наполняется воздухомъ посредствомъ компрессора (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1888, стр. 533).

Въ такихъ случаяхъ на практикѣ испробована также замѣна воздушныхъ нагнетательныхъ колпаковъ и компрессоровъ къ нимъ *гидра-*

влическими аккумуляторами. Опыты въ этомъ направленіи, увѣнчавшіеся успѣхомъ, сдѣлалъ впервые бельгійскій инженеръ *Beer* (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1892, № 15). Въ нагнетательную магистраль, въ самомъ близкомъ разстояніи отъ клапанныхъ коробокъ, *Beer* включилъ аккумуляторъ, состоящій изъ ряда вертикальныхъ плунжеровъ (лучше всего бронзовыхъ), нагруженныхъ спиральными пружинами. При увеличеніи давленія въ магистрали плунжеры выдвигаются нѣсколь онаружу и освобождаютъ внутри нея надлежащій объемъ, а затѣмъ, когда внутреннее давленіе въ магистрали начнетъ уменьшаться, плунжеры аккумулятора входятъ внутрь и такимъ образ. обезпечиваютъ равномѣрность скорости перемѣщенія воды въ магистрали. Вмѣсто упругаго сжатія воздуха, которое имѣемъ въ воздушныхъ нагнетательныхъ колпакахъ, здѣсь утилизируется, слѣд., упругое сжатіе пружинъ.

Надъ каждымъ плунжеромъ, по системѣ *Beer*, располагается по высотѣ 5 рядовъ пружинъ, каждый рядъ состоитъ затѣмъ изъ серіи трехъ пружинъ, имѣющихъ разный діаметръ завитковъ, разную толщину металла, но одинаковое упругое сокращеніе при нагруженіи ихъ *).

Аккумуляторъ *Beer* былъ испробованъ сначала на одномъ шахтномъ насосѣ, который долженъ былъ работать при слѣдующихъ данныхъ: $Q_1 = 40 - 60$ куб. мт. (3250—4875 вед.) въ часъ, $D = 110$ мм., $S = 800$ мм., $n = 44 - 68$ обор. въ мин., $c =$ до 1,7 мт. въ сек., $h = 576$ мт., длина нагнетательной трубы 610 мт., діаметръ ея 150 мм. Четыре плунжера у этого аккумулятора имѣли діам. 65 мм., наибольшее перемѣщеніе ихъ не превосходило 40 мм. Индикаторная работа парового цилиндра этого насоса при различномъ числѣ оборотовъ измѣнялась въ предѣлахъ 110—170 силъ; коэф. полезнаго дѣйствія всего насоснаго устройства достигалъ 0,76—0,71.

Другой примѣръ подобной же установки съ пружиннымъ аккумуляторомъ описанъ въ журн. *The Engineering & Mining Journal*, 1896, *febr.* 29 — двигатель 300-сильный электромоторъ, напоръ 500 фут., подача воды 24000 вед. въ часъ.

Въ нѣкоторыхъ спеціальныхъ сочиненіяхъ по насосамъ излагаются теоретическія изслѣдованія, касающіяся воздушнаго котла, но практической цѣнности признать за ними нельзя, такъ какъ въ нихъ игнорируется главный факторъ,—утечка и раствореніе воздуха въ водѣ, и вліяніе его на уменьшеніе объема воздушной части котла.

108. **Объемъ нагнетательнаго воздушнаго колпака** при насосѣ выбирается въ зависимости отъ системы насоса, вмѣстимости нагнетательной трубы и общей высоты напора, на основаніи указаній опыта.

Въ *насосахъ простого дѣйствія* I-й группы (§§ 30—36) при небольшой высотѣ нагнетанія h_2 (до 20—25 мт.) объемъ воздушнаго котла берется въ 4—5 разъ болѣе $F.S$, а при большой высотѣ нагнетанія въ 6—8 разъ болѣе $F.S$. Никакъ не менѣе этого, а скорѣе даже

*) Данныя для разсчета серіи такихъ пружинъ см. въ моей статьѣ, помѣщенной въ журн. *Технич. Сборн.* 1892, № 3.

болѣе, слѣдуетъ брать этотъ объемъ и въ случаѣ *насосовъ двойного дѣйствія I-й группы* (§§ 44, 46), а также нераціональныхъ насосовъ четверного дѣйствія (§ 75).

Въ насосахъ простого дѣйствія II-й группы (§§ 37—41), и въ насосахъ двойного дѣйствія II-й группы (§§ 47—62) при небольшой высотѣ нагнетанія h_2 (до 20—25 мт.) объемъ воздушнаго котла брать только въ 2—3 раза болѣе $F.S$, а при большой высотѣ нагнетанія— въ 3—4 раза болѣе $F.S$.

Въ насосахъ тройного дѣйствія и въ раціональныхъ насосахъ четверного дѣйствія (§ 76) возможно имѣть объемъ воздушнаго колпака на 25—30% менѣе предыдущаго.

Въ насосахъ, работающихъ съ большой скоростью поршня и подъ большимъ напоромъ (водопроводные насосы, шахтные), отъ которыхъ требуется особая надежность въ дѣйствіи, встрѣчаются объемы воздушныхъ котловъ, превышающіе $F.S$ въ 40 и 60 разъ и дающіе измѣненіе объема воздуха при каждомъ взмахѣ поршня не болѣе 1% или $^1/_2$%.

Нагнетататательные колпаки готовятся или изъ красной мѣди, или изъ чугуна, или изъ котельнаго желѣза. Имъ дается почти всегда форма комбинацій изъ тѣлъ вращенія (шара, цилиндра, конуса) и только чугунные колпаки получаютъ иногда ящичную форму (см. фиг. 73, 75). Разнообразныя формы нагнетательныхъ колпаковъ можно видѣть выше на фиг. 2—6, 10, 32—34, 66—79, 86, 92—98, 104—180.

Конструктивное устройство колпаковъ даетъ цѣлый рядъ таблицъ въ моемъ *Атласѣ насосовъ*:

а) чугунные колпаки — на табл. 4, 5, 10, 12, 17, 18, 60, 65, 66, 67, 74,

б) чугунные колпаки, являющіеся въ то же время и опорой для частей приводнаго механизма,—на табл. 9, 29, 30, 45, 57,

в) желѣзные колпаки—на табл. 72, 77—78.

г) мѣдные колпаки—на табл. 7, 14 (верхъ), 35.

Примѣръ неправильнаго расположенія колпака при насосѣ данъ на табл. 14 (въ срединѣ) *).

Объемъ цилиндрическаго колпака съ внутреннимъ діаметромъ D_0 и съ двумя полусферическими наконечниками можно вычислять по ф-лѣ:

$$V = \frac{2D_0 + 3 . H}{4} \cdot D_0^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{103},$$

гдѣ H — высота цилиндрической части колпака.

Если колпакъ коническій съ полусферическимъ верхнимъ дномъ (фиг. 157), D_0 — большой внутренній діаметръ конуса, d_0 — малый, — H — высота конуса, то объемъ такого колпака будетъ:

$$V = 0{,}25 . [(D_0 + H) . D_0^2 + (D_0 + d_0) . d_0 . H] \quad . \; . \; . \; . \; \mathbf{104}.$$

Посмотримъ, какова бываетъ величина отношенія $V : F.S$ въ раз-

---

*) См. также *Техн. Сборн.* 1890 г., № 10.

личныхъ насосныхъ установкахъ, гдѣ требуются особенно малыя колебанія давленія въ воздушномъ колпакѣ.

Примѣръ 1-й. Паровой насосъ на водокачкѣ горной ж. д. въ *Biel-Magglingen* (см. *Атл. нас.*, табл. 51); насосная часть простого дѣйствія (62×400 мм.), но подаетъ воду въ оба хода. Высота напора 460 мт. Отношеніе $V : FS = 8$.

Примѣръ 2-й. Водопроводъ въ Женевѣ (установка 1885—8 гг.,— см. *Атл. насосовъ*, табл. 77—80).

Насосы четверного дѣйствія: *а*) низкаго давленія—$h = 50$ мт., $n = 26$, $c = 0{,}95$ мт., $V : F.S = 6{,}5$; *б)* высокаго давленія — $h = 150$ мт., $n = 32$, $c = 1{,}17$ мт., $V : F.S = 20$.

Примѣръ 3-й. Паровая подземная шахтная водоотливная машина въ *Кладно* *) (*Max-Schachte*). Насосы простого дѣйствія II-й группы (§§ 37—38), $n = 50$, $c = 0{,}83$ мт., $h = 286$ мт., $V : FS = 9$.

Примѣръ 5-й. Водопроводъ въ Берлинѣ, станція *Müggelsee* (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1898, № 51). Сдвоенные насосы двойного дѣйствія, 380×1100 мм., $n = 55$, $c = 2$ мт., $h = 35$ мт. Надъ каждой нагнетательной клапанной коробкой поставленъ свой особый колпакъ у котораго $V : FS = 12$.

Примѣръ 6-й. Водопроводъ въ Вѣнѣ, станція *Breitensee* (см. *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1899, № 1). Сдвоенные насосы двойного дѣйствія, 270×750 мм., $n = 40 - 50$, $c =$ до 1,25 мт., $h = 33$ мт. При каждыхъ двухъ насосахъ четверного дѣйствія находится по одному желѣзному клепаному всасывающему колпаку. Вода къ нему подводится изъ резервуара, уровень въ которомъ на 16,5 — 20,5 мт. выше уровня воды въ колпакѣ, но длина всасывающаго трубопровода болѣе 5,3 килом. и потерянный напоръ на этомъ протяженіи можетъ достигать отъ 18 до 21 мт. Отношеніе объема всасывающаго колпака къ объему, описываемому 4-мя плунжерами при одномъ оборотѣ вала, взято $= 100$. Надъ каждой коробкой съ нагнетательнымъ клапаномъ поставленъ свой особый колпакъ съ вмѣстимостью около 6 $F.S$, а затѣмъ для каждыхъ двухъ насосовъ четверного дѣйствія поставленъ общій желѣзный клепаный воздушный котелъ, вмѣстимость котораго взята $=$ около $40.8\ F.S$.

Примѣръ 7-й. Водопроводъ въ г. *St.-Gallen*, установка зав. бр. *Зульцеръ* (см. *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1898, № 8). Насосъ двойного дѣйствія, 165×1000 мм., $n = 60$, $c = 2$ мт., $h_2 = 311$ мт., нагнетательная магистраль длиною 9,7 киломт. Надъ каждымъ нагнетательнымъ клапаномъ поставленъ свой стальной колпакъ, у котораго $V : F.S = 33$.

Примѣръ 8-й. Водопроводъ въ г. *Barmen* (см. *Журн общ. нѣм. инж.*, 1885, №№ 15—18). Насосы четверного дѣйствія, 370×1100 мм., $n = 28$, $c = 1$ мт., $h = 200$ мт., длина нагнетательной магистрали 2,6 киломт.; надъ коробкой каждаго нагнетательнаго клапана находится

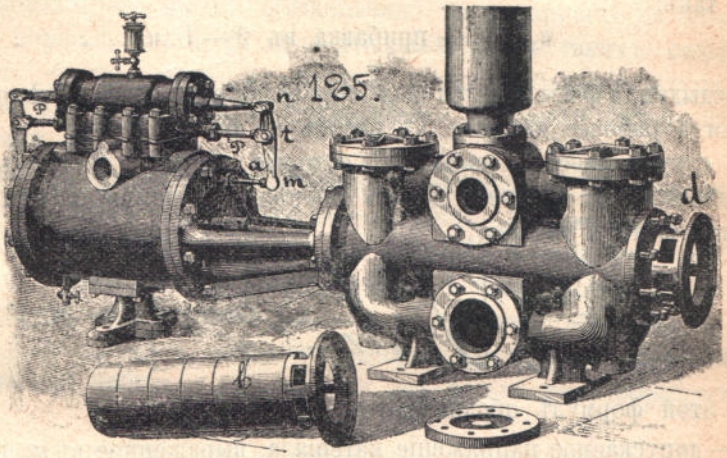
*) См. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, № 17.

свой воздушный колпакъ вмѣстимостію $5 . F . S$; кромѣ этого, для двухъ сдвоенныхъ насосовъ двойного дѣйствія поставленъ общій чугунный воздушный колпакъ вмѣстимостію $65 . F . S$ и вѣсомъ болѣе 18 *tn* (1125 пудовъ). Во время работы насосовъ измѣненіе давленія воздуха въ главномъ колпакѣ происходитъ въ предѣлахъ 0,1 атм.

ГЛАВНѢЙШІЯ ДЕТАЛИ НАСОСОВЪ.

Размѣры ихъ и конструктивное устройство.

109. **Насосные цилиндры** отливаются изъ чугуна, стали и бронзы. Рабочая поверхность *чугуннаго* насоснаго цилиндра быстро ржавѣетъ въ періодъ остановки насоса. Поэтому если цилиндръ, ради дешевизны, не отливается весь изъ бронзы, часто снабжаютъ его въ хорошихъ насосахъ вставной бронзовой одеждой; видъ такой одежды показанъ на **фиг. 185**:



b изображаетъ ее, когда она вынута изъ цилиндра, а *d* — когда она почти уже вдвинута на мѣсто. Передъ постановкой цилиндровой одежды на мѣсто у нея окончательно отдѣлывается *только* внѣшняя поверхность съ діаметромъ немного большимъ, чѣмъ расточка у цилиндра; затѣмъ самая постановка дѣлается или посредствомъ гидравлическаго пресса, или же разогрѣвая передъ этимъ насосный цилиндръ.

Относительно матеріала, изъ котораго надо готовить цилиндръ и другія части насоса, соприкасающіяся съ перекачиваемой жидкостью, надо имѣть въ виду данныя § 2.

Будемъ называть діаметръ цилиндра чрезъ D_1, — онъ можетъ и не равняться діаметру поршня или плунжера D, а толщину стѣнки цилиндра — чрезъ e.

Чугунный цилиндръ. a) Если внутренняя поверхность цилиндра имѣетъ діаметръ D_1, который болѣе D, діаметра поршня или плунжера,

т. е. поршень (или плунжеръ) ходитъ въ особой вставной одеждѣ, тогда для опредѣленія толщины стѣнки въ случаѣ вертикальной отливки цилиндра можетъ служить слѣдующая ф-ла *Баха*:

$$e = 10 \text{ мм.} + 0{,}02 \,.\, D_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{105.}$$

При горизонтальной отливкѣ цилиндра его толщину e, вычисленную по ф-лѣ **105**, надо увеличить на 3—4 мм.

б) Если внутренняя поверхность чугуннаго цилиндра имѣетъ діам. $D_1 = D$, діаметру поршня, и слѣдов. съ теченіемъ времени будетъ вынашиваться и перетачиваться, тогда:

$$e_1 = e + \text{прибавка въ } 3-6 \text{ мм.} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{106.}$$

Бронзовый цилиндръ. *а*) Случай, когда D_1 не равно D,—толщину стѣнки цилиндра можно вычислять по ф-лѣ:

$$e_2 = 3 \text{ мм.} + 0{,}025 \,.\, D_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{107.}$$

б) Случай, когда $D_1 = D$,—толщину стѣнки цилиндра можно вычислять такъ:

$$e_3 = e_2 + \text{прибавка въ } 2-4 \text{ мм.} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{108.}$$

Предыдущія ф-лы годятся для опредѣленія толщины стѣнокъ только тогда, когда рабочее давленіе въ насосѣ не болѣе 7 атм.

Въ случаѣ разсчета насосовъ, которые должны работать при высокихъ давленіяхъ, слѣдуетъ дѣлать провѣрку толщины стѣнки по нижеслѣдующей ф-лѣ *Грасгофа*:

$$e = \frac{D_1}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{4 \,.\, Z + 3 \,.\, p}{4 \,.\, Z - 5 \,.\, p}} - 1 \right] + b \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{109.}$$

Въ этой формулѣ обозначаютъ:

Z — допускаемое напряженіе матеріала, выраженное въ *кг.* на кв. *см.*,
p — внутреннее давленіе по мамометру въ *атм.*
b — добавочная величина.

Величины Z берутся такъ:

для чугуна	$Z =$ отъ	400	до	600	*кг.*	на кв.	*см*
для бронзы.	$Z =$ отъ	300	до	450	»	»	»
для фосфористой бронзы . . .	$Z =$ отъ	600	до	750	»	»	»
для стали и дэльта-металла . .	$Z =$ отъ	1000	до	1500	»	»	»

Добавочная величина b берется такъ:

когда D_1 не равно D . . . . . $b = 3 - 6$ *мм.*
» $D_1 = D$ . . . . . $b = 8 - 10$ »

Толщина стѣнки чугунныхъ и стальныхъ цилиндровъ дѣлается не менѣе 15 мм., а бронзовыхъ — не менѣе 8—10 мм. въ неточеной части.

Конструктивное устройство цилиндровъ дано въ *Атласѣ насосовъ*:

а) горизонтальные цилиндры — на табл. 3, 7, 13—17, 24, 26, 47, 51, 65, 77, 78,

б) вертикальные цилиндры — на табл. 4, 5, 9, 10, 12, 13, 18, 29, 33, 45, 46, 59, 60, 62, 63, 68, 69, 75,

в) цилиндры со вставной одеждой — на табл. 8, 13, 40, 51.

Форма всѣхъ очертаній насоснаго цилиндра должна быть такова, чтобы удаленіе изъ него воздуха дѣлалось совершенно свободно.

О рабочихъ камерахъ *Hanart & Balant* съ параболическимъ очертаніемъ можно прочитать въ *Engineering*, 1889 г., *juli* 26, или же въ *Горн. Журн.*, 1892, № 6.

110. **Насосные сальники** бываютъ двухъ родовъ: *а*) для поршневыхъ штоковъ и *б*) для плунжеровъ. Діаметръ у первыхъ въ существующихъ установкахъ измѣняется отъ 12 до 200 мм., а у вторыхъ — отъ 8 *мм.* до 1220 мм. (48 дм.). Сальникъ насоснаго поршневого штока горизонтальнаго насоса обыкновенно воспринимаетъ на себя отчасти и вѣсъ поршня, а потому относительная длина такихъ сальниковъ должна быть болѣе, чѣмъ въ случаѣ горизонтальныхъ плунжеровъ, изготовляемыхъ большею частію пустотѣлыми и почти плавающими въ перекачиваемой жидкости.

Передача къ насосу должна быть выполнена по возможности такимъ образомъ, чтобы со стороны передаточнаго механизма на сальникъ не передавалось нормальнаго къ его оси давленія; а если это неизбѣжно, тогда нужно озаботиться по крайней мѣрѣ о томъ, чтобы неравномѣрность въ распредѣленіи бокового давленія на сальникъ почти вовсе отсутствовала въ тотъ моментъ, когда это давленіе достигаетъ своего *max*.

Сальниковая набивка выполняется изъ весьма разнообразныхъ матеріаловъ.

Въ прежнее время была въ большомъ ходу *пеньковая набивка*. Напитанная теплымъ талькомъ, она годится для перекачки холодной и горячей воды подъ небольшими напорами; но она недостаточно упруга, ее часто приходится перебивать; вызываемое ею треніе замѣтно на много болѣе, чѣмъ при другихъ набивкахъ.

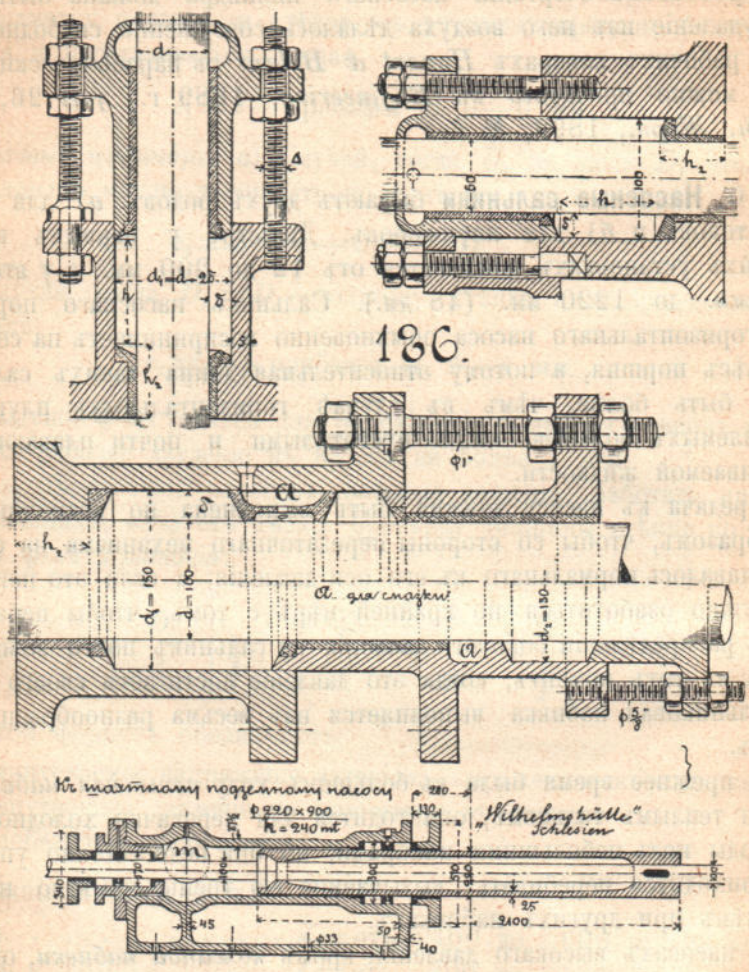
Въ насосахъ высокаго давленія, кромѣ *кожаной набивки*, оказалась весьма практичною также и *хлопчатобумажная набивка*, хорошо напитанная въ горячемъ талькѣ (см. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1891, стр. 516; 1894, стр. 1207); она довольно упруга и обладаетъ небольшимъ коэф. тренія.

При перекачкѣ кислотъ и щелочей въ сальникахъ надо держать азбестовую набивку; кожаную набивку въ этомъ случаѣ совсѣмъ нельзя употреблять, негодится она также и при перекачкѣ горячей воды (выше $30^0 C$).

При качаніи чистой воды, безъ песку, съ большимъ успѣхомъ примѣняется металлическая набивка въ сальникахъ, состоящая изъ ряда баб-

битовыхъ или бронзовыхъ разрѣзныхъ колецъ, снабженныхъ на поверхности стыка со штокомъ кольцевыми выточками и слегка нажимаемыхъ къ штоку. Возбуждаемое въ такихъ сальникахъ треніе менѣе, чѣмъ при всѣхъ другихъ набивкахъ, но зато они дороже всѣхъ и требуютъ очень тщательной установки.

На **фиг. 186** представлено нѣсколько конструктивныхъ формъ саль-



никовъ для заправки въ нихъ жгутовъ или пеньковыхъ, или хлопчатобумажныхъ, или азбестовыхъ.

При діаметрѣ штока или плунжера d, равномъ или меньшемъ 30 *мм.*, главные размѣры такихъ сальниковъ берутся по ф-ламъ;

радіальная толщина набивки. . $\delta = 6$ *мм.* $+ 0{,}17 . d$
высота набивки. . . . . $h = 10$ *мм.* $+ 1{,}33 . d$.

При діаметрѣ штока или плунжера болѣе 30 *мм.* для опредѣленія

главныхъ размѣровъ могутъ оказаться болѣе подходящими нижеслѣдующія ф-лы:

$$\delta = \text{отъ } (10\ мм. + 0{,}02 \,.\, d) \text{ — до } (10\ мм. + 0{,}06 \,.\, d)$$
$$h = \text{отъ } (25\ мм. + 0{,}15 \,.\, d) \text{ — до } (50\ мм. + 0{,}33 \,.\, d).$$

Высота сальниковаго бронзоваго кольца $h_2 =$ отъ δ до $1{,}5\,\delta$; діаметръ болтовъ $\Delta =$ отъ δ до $1{,}25 \,.\, \delta$.

На фиг. 186 внизу даны двѣ конструкціи сальника для работы при высокихъ напорахъ, каждая о двухъ набивкахъ, раздѣленныхъ между собою кольцомъ A, въ которое поступаетъ смазка. Размѣры на чертежѣ относятся къ одной шахтной установкѣ, работающей подъ напоромъ 240 мт.; характерно расположеніе нагнетательной трубы m.

Въ *Атласѣ насосовъ* конструктивныя формы сальниковъ для большихъ плунжеровъ можно видѣть на табл. 26, 29, 33, 34, 45, 62.

На **фиг. 187** дано нѣсколько конструкцій сальниковъ съ кожаной набивкой: A — продольный разрѣзъ сальника съ 2 кожаными воротниками, $Б$ — отдѣльное изображеніе воротника; B — сальникъ съ кольцомъ *Брама* (2 способа распора его): T — набивка *Gruson* для плунжеровъ и для насосовъ тройного дѣйствія высокаго давленія (до 500 атм.).

Для размѣровъ кожанаго воротника (фиг. 187, $Б$) на заводѣ *Tangyes Brothers* установлены слѣдующія нормы:

d — діам. плунжера въ *дм.*,
d_0 — внѣшный (наибольшій) діаметръ воротника (въ *дм.*),
h — высота воротника (въ *дм.*).

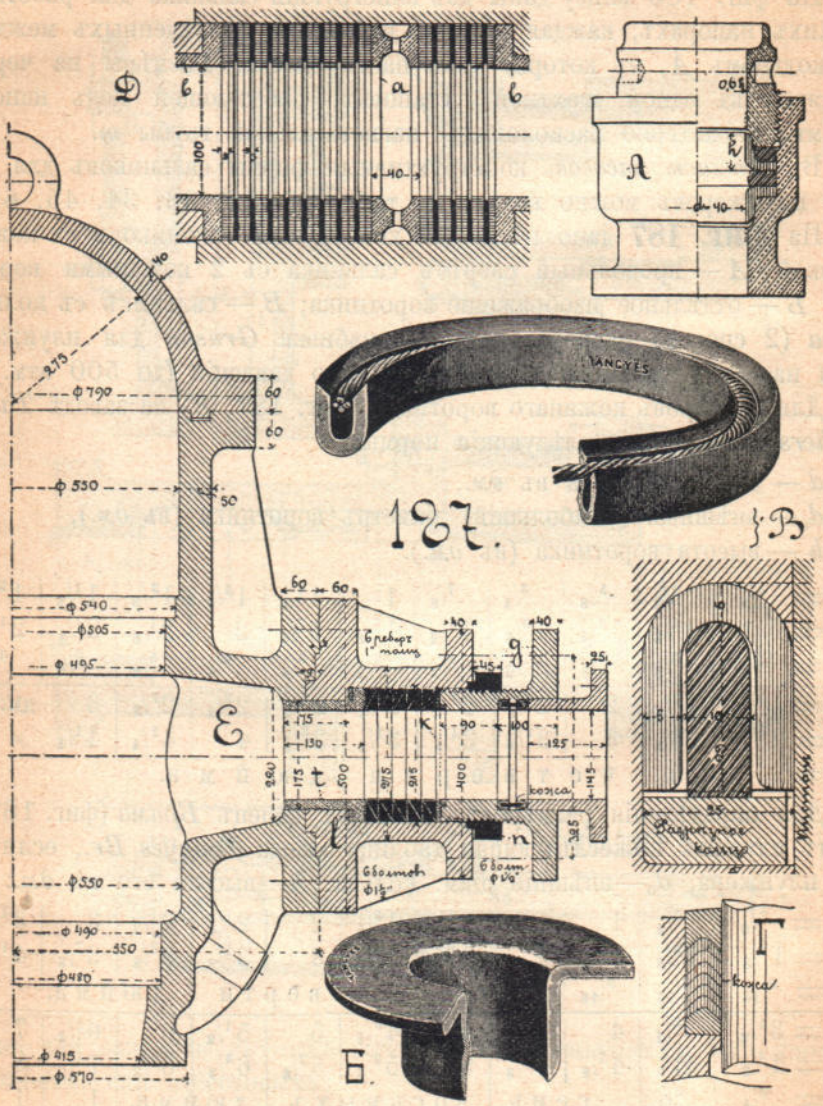
$d =$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	$^7/_8$	1	$1^1/_8$	$1^1/_4$	$1^3/_8$	$1^1/_2$	$1^5/_8$
$d_0 =$	1	$1^1/_8$	$1^1/_4$	$1^3/_8$	$1^1/_2$	$1^5/_8$	$1^7/_8$	2	$2^1/_8$	$2^1/_4$	$2^1/_2$
$h =$	$^1/_4$	$^3/_8$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^1/_2$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^5/_8$	$^5/_8$	$^5/_8$	$^3/_4$
$d =$	$1^3/_4$	$1^7/_8$	2	$2^1/_8$	$2^1/_4$	$2^3/_8$	$2^1/_2$	$2^3/_4$	$2^7/_8$	3	дм.
$d_0 =$	$2^5/_8$	$2^3/_4$	3	$3^1/_8$	$3^1/_4$	$3^1/_2$	$3^3/_4$	4	$4^1/_4$	$4^1/_4$	»
$h =$	три		четверти				дюйма.				

Для опредѣленія размѣровъ кожаныхъ колецъ *Брама* (фиг. 187, B) можетъ служить нижеслѣдующая таблица завода *Tangyes Br.*, если d — діам. плунжера, d_0 — внѣшній діам. кольца, h — высота его въ *дм.*:

$d =$	$^1/_2$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	2	$2^1/_4$	$2^1/_2$	3	$3^1/_4$
$d_0 =$	$1^1/_8$	$1^3/_8$	$1^3/_4$	2	$2^1/_2$	$2^3/_4$	3	$3^1/_8$	$3^3/_8$	$3^7/_8$	$4^1/_8$
$h =$	$^9/_{16}$	$^9/_{16}$	$^9/_{16}$	$^5/_8$	три	четверти		дюйма.			
$d =$	$3^1/_2$	$3^3/_4$	4	$4^1/_4$	$4^1/_2$	$4^3/_4$	5	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	7
$d_0 =$	$4^3/_8$	$4^5/_8$	$4^7/_8$	$5^1/_8$	$5^3/_8$	$5^3/_4$	$5^7/_8$	$6^3/_8$	$6^7/_8$	$7^1/_2$	8
$h =$	$^3/_4$	$^3/_4$	семь		восьмыхъ		дюйма.			1	1
$d =$	$7^1/_2$	8	$8^1/_2$	9	$9^1/_2$	10	$10^1/_2$	11	12	13	14
$d_0 =$	$8^1/_2$	9	$9^1/_2$	10	$10^1/_2$	11	$11^1/_2$	12	$13^1/_8$	14	15
$h =$		один	ъ			дюймъ.				$1^1/_8$	$1^1/_4$
$d =$	15	16	17	18	$18^5/_8$	24	28	30 дюймовъ.			
$d_0 =$	16	17	18	$19^1/_8$	20	$25^1/_2$	30	32 »			
$h =$		полтора		дюйма.		$1^3/_4$	$1^3/_4$	2 »			

Величина тренія въ кольцахъ *Брама*, по опытамъ *Hick* и *Cooper*, весьма невелика, менѣе 1% передаваемой силы, а при давленіяхъ въ 400 *at*. не достигаетъ и 0,5% (*Martens—Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau*, 1898, стр. 310—312).

На фиг. 187, *D* изображена своеобразная набивка сальника для шахтнаго насоса высокаго давленія, примѣняемая заводомъ *Wilhelms-*



hütte въ Бреславлѣ (см. *Журн. общ. нѣм. инж.* 1886, № 41). Набивка состоитъ изъ кожаныхъ и желѣзныхъ кружковъ, чередующихся между собою въ такой послѣдовательности, какъ это показано на чертежѣ. Внутренній діам. кожаныхъ кружковъ совершенно одинаковъ съ тіам. плунжера или поршневого штока, а внутренній діам. желѣзныхъ

кружковъ на $1^1/_2$—2 мм. болѣе; внѣшніе діам. ихъ одинаковы съ діам. сальниковаго гнѣзда. Благодаря такимъ соотношеніямъ, между кожаными кружками образуется рядъ лабиринтовъ, заполненныхъ водою. Если при движеніи плунжера давленіе повысится внутри рабочей камеры, находящейся, положимъ, слѣва, тогда внутренніе края всѣхъ кожаныхъ кружковъ будутъ отогнуты слѣва направо, и чрезъ это получится герметичное замыканіе соединенія между движущеюся частью (плунжеромъ) и неподвижными; кольца *b,b* служатъ для направленія плунжера въ его движеніи и для воспринятія на себя поперечной силы, если бы таковая проявилась; *a*—кольцо для смазки плунжера.

На фиг. 187, *E* данъ разрѣзъ клапанной коробки и сальника съ металлической набивкой и кольцами *Брама* отъ шахтнаго насоса высокаго давленія ($h = 250$ мт.). Металлическая набивка сальника состоитъ изъ системы колецъ, приточенныхъ одно къ другому по конической поверхности: внѣшнія кольца бронзовыя, цѣлыя, а внутреннія кольца—баббитовыя, каждое разрѣзано на 3 части. Нажимъ въ сальникѣ дѣлается притягиваніемъ флянца *g* къ остову сальника посредствомъ болтовъ, а отжимъ флянца дѣлается кольцомъ *n*; для большей упругости соединенія на поверхностяхъ, воспринимающихъ давленіе при зажимѣ сальника, введены кожаныя кольца *k,l*. Хорошо помогаютъ кольцевыя выточки, сдѣланныя на цилиндрическихъ поверхностяхъ закладныхъ колецъ (у бронзы—наружу, у баббита—внутри). Для направленія плунжера въ его движеніи служитъ главнымъ образомъ втулка *t*.

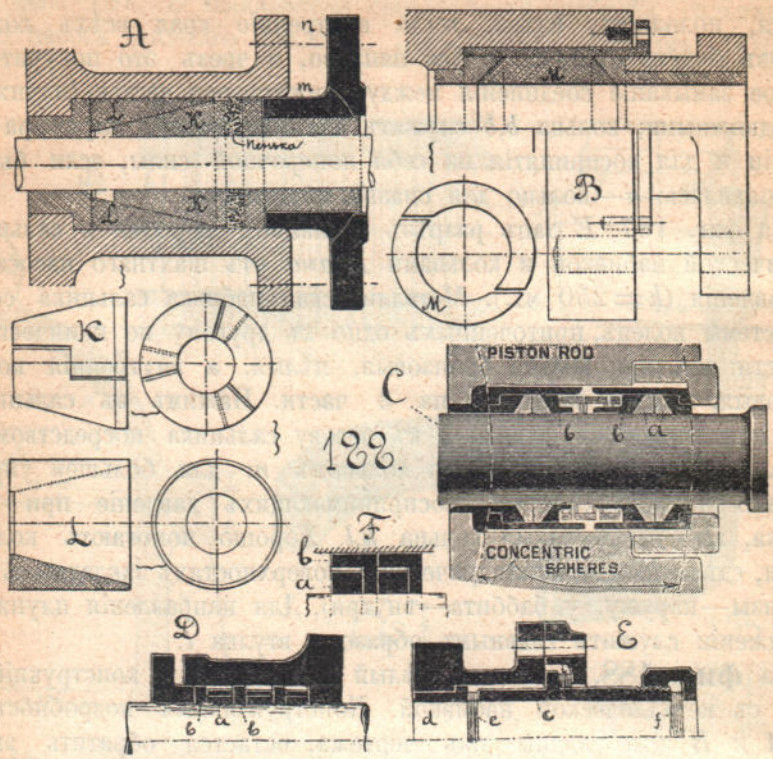
На **фиг. 188**, приведенъ цѣлый рядъ другихъ конструкцій сальниковъ съ металлической набивкой. Конструктивныя подробности фиг. 188, *A* и *B* ясно видны изъ чертежа, остается обратить вниманіе только на одну подробность устройства сальниковой крышки въ конструкціи *A*: эта крышка выполнена изъ двухъ частей *m* и *n*, соприкасающихся одна съ другой по сферѣ, вслѣдствіе чего нѣсколько невѣрное положеніе флянца *n*, получающееся при неровной подтяжкѣ болтовъ, здѣсь не влечетъ за собою перекоса втулки *m*.

На фиг. 188, *C* представленъ разрѣзъ сальника съ металлической набивкой *Kingdom*, ровная затяжка которой поддерживается автоматически, посредствомъ заложенной внутрь сальника винтовой пружины. Другая особенность этого сальника—въ томъ, что воспринимаемое имъ на себя осевое давленіе, равное силѣ тренія, передается на сферическія опорныя поверхности, концентричныя одна другой, поэтому перекашиваніе штока въ работѣ не ведетъ здѣсь ни къ заѣданію, ни къ разстройству герметичности соединенія частей; кольца *a*—баббитовыя, *b*—бронзовыя.

На фиг. 188, *D* изображенъ сальникъ съ металлической набивкой системы *Breval*: главную роль играютъ здѣсь разрѣзныя бронзовыя кольца *a*, стянутыя снаружи стальными кольцами, пружинящими отъ окружности къ центру; неразрѣзныя бронзовыя кольца *b* замыкаютъ собою продольные стыки.

На фиг. 188, *F* представлено весьма простое и практичное видо-

измѣненіе предыдущей системы набивки, предложенное *Watson*: пружинящими отъ окружности къ центру сдѣланы здѣсь внутреннія кольца *a*, тогда какъ неразрѣзныя кольца *b* съ сѣченіемъ въ видѣ буквы *Г* слу-



жать для перекрыши стыковъ у колецъ *a* и для воспринятія на себя затяжки сальника.

На фиг. 188, *E* показана система сальника *Million*; главными составными частями его являются три кожаныя прокладки *e*,*f*,*i* и трубчатая часть *c*, плотно приточенная къ плунжеру и снабженная кольцевыми выточками на внутренней рабочей поверхности. Цѣннымъ свойствомъ этого сальника будетъ удобоподвижность его трубчатой части *c*, но для работы при большихъ напорахъ онъ не годится.

111. **Насосные плунжеры и поршневые штоки.** Плунжеры для небольшихъ насосовъ дѣлаются бронзовыми, а для большихъ — чугунными, при высокихъ давленіяхъ—стальными.

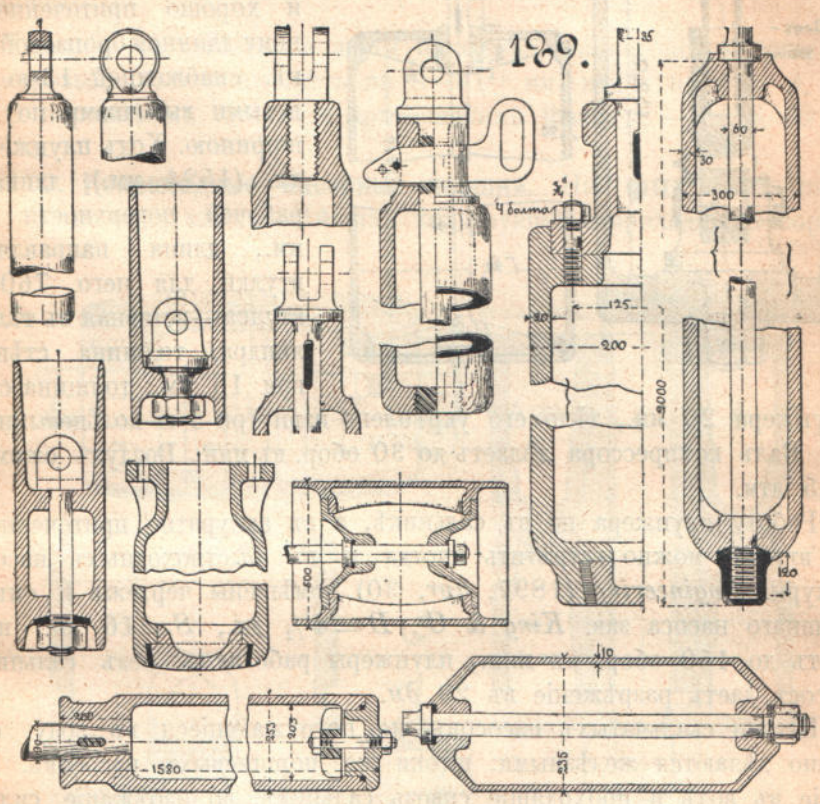
Конструктивное устройство плунжеровъ и различные способы соединенія ихъ съ поршневыми штоками и съ головками шатуновъ представлено на **фиг. 189—190** и особыхъ поясненій не требуетъ. Въ числѣ приведенныхъ здѣсь устройствъ находится и колоссальный плунжеръ Бреславльской водокачки (фиг. 190, справа).

Нѣсколько своеобразныхъ конструкцій плунжеровъ дано также и въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 1.

Толщину стѣнки e_1 пустотѣлаго плунжера съ діам. D можно вычислять по нижеслѣдующей ф-лѣ *Грасгофа*:

$$e_1 = \frac{D}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{Z}}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{110},$$

гдѣ p — давленіе внутри цилиндра въ *атм.* въ періодъ нагнетанія, Z — допускаемое напряженіе матеріала въ *кг.* на кв. *см.* Для чугуна, желѣза и бронзы его можно брать = 600 — 500, а для стали отъ 900 до 1200.



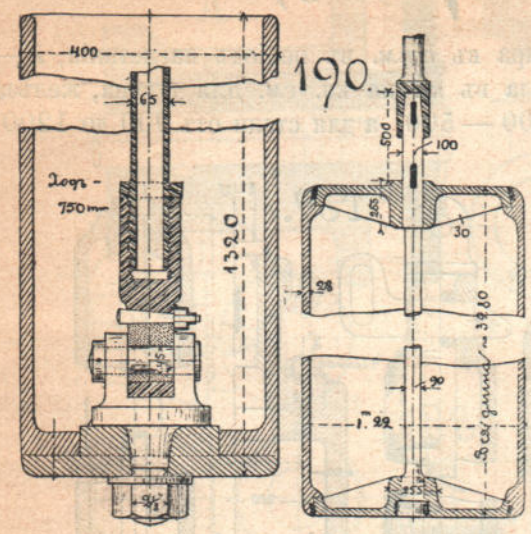
При практическомъ примѣненіи ф-лы **110** во 2-й части ея слѣдуетъ дѣлать прибавку отъ 3 до 6 мм. на изнашиваніе плунжера.

Толщина бронзовыхъ плунжеровъ во всякомъ случаѣ дѣлается не менѣе 8 мм., а толщина чугунныхъ

при D =	100 мм.	. e_1 не менѣе	12 *мм.*	при D =	250 мм.	. e_1 не менѣе	15 *мм.*
»	150 »	»	13 »	»	300 »	»	16 »
»	200 »	»	14 »	»	400 »	»	18 »

Въ тѣхъ случаяхъ, когда плунжеръ замѣняетъ собою поршень, при невысокихъ давленіяхъ плунжеръ можно заставлять работать не въ сальникѣ, а въ гладко приточенной къ нему бронзовой втулкѣ, снабженной кольцевыми выточками на рабочей поверхности (см. § 16). На одномъ изъ

насосовъ С.-Петербургскаго водопровода подобное устройство выполнено при діаметрѣ плунжера въ 20 дм. или 510 мм. (см. *Атласъ насосовъ*, табл. 5). Въ *Журн. общ. нѣм. инж.* за 1893 г., № 23 описано устройство одного такъ называемаго «*мокраго воздушнаго компрессора*», работающаго съ водою. Плунжеръ этого компрессора имѣетъ діаметръ 42 дм. (1065 мм.) и работаетъ также безъ сальника, въ направляющей его и хорошо приточенной къ нему длинной бронзовой втулкѣ, снабженной 13-ю кольцевыми выточками по 7 мм. шириною. Ходъ плунжера 60 дм. (1524 мм.), длина его рабочей поверхности 2280 мм., длина направляющей втулки для него 760 мм.; втулка—вставная въ тѣло цилиндра, толщина стѣнки у нея 16 мм.; толщина стѣнки у плунжера 26 мм., тѣло его укрѣплено извнутри 5-ю кольцевыми ребрами. Валъ компрессора дѣлаетъ до 30 обор. въ мин. Воздухъ сжимается до 5,5 атм.



Работу плунжера не въ сальникѣ, а въ аккуратно приточенной къ нему втулкѣ, можно встрѣтить иногда и въ быстроходныхъ насосахъ. Въ журн. *Engineering* (1897, *apr.* 30) помѣщены чертежъ и описаніе воздушнаго насоса зав. *King & C°*, $D = 4^1/_2$ дм., $S = 16$ дм.; насосъ дѣлаетъ до 150 обор. въ мин., плунжеры работаютъ безъ сальниковъ, и насосъ даетъ разрѣженіе въ 29 *дм.*

Штоки скальчатыхъ насосовъ, не погружающіеся въ воду, обыкновенно дѣлаются желѣзными; штоки же поршневыхъ насосовъ, работающіе въ водѣ и проходящіе сквозь сальникъ, во избѣжаніе сильнаго ржавленія ихъ, въ хорошихъ устройствахъ предпочитаютъ дѣлать изъ фосфористой бронзы.

Нѣкоторые заводы довольно искусно отягиваютъ чугунные плунжеры тонкой мѣдной одеждой *безъ продольнаго шва* у нея. Еще въ 1884 г. въ *Журн. общ. нѣм. инж.* упоминается объ одной изъ такихъ работъ, замѣчательныхъ по своимъ размѣрамъ: англійскій заводъ *Broughton Copper C°* въ *Salford* отянулъ мѣдью чугунный цилиндръ діаметромъ 10 дм. (254 мм.) и длиною 27 фут. (8,23 мт.); толщина мѣдной одежды 3 мм. (*Z. d. V. d. I.* 1884, № 51).

Штоки, работающіе на сжатіе, разсчитываются по ф-лѣ *Эйлера* (см. *Худяковъ, Сопротивленіе матеріаловъ*, стр. 382) съ 15—20-кратной надежностію. Штоки, работающіе почти исключительно на растяженіе, разсчитываются на всякій случай съ сильно пониженными напряженіями,

и разсчетъ относится къ наиболѣе слабому сѣченію ихъ (въ рѣзьбѣ на концѣ скрѣпленія съ поршнемъ или плунжеромъ); въ этомъ случаѣ берутъ для желѣза $Z = 2 - 1$ *кг.* на кв. *мм.*, а для фосфористой бронзы— $Z = 1{,}25 - 0{,}75$.

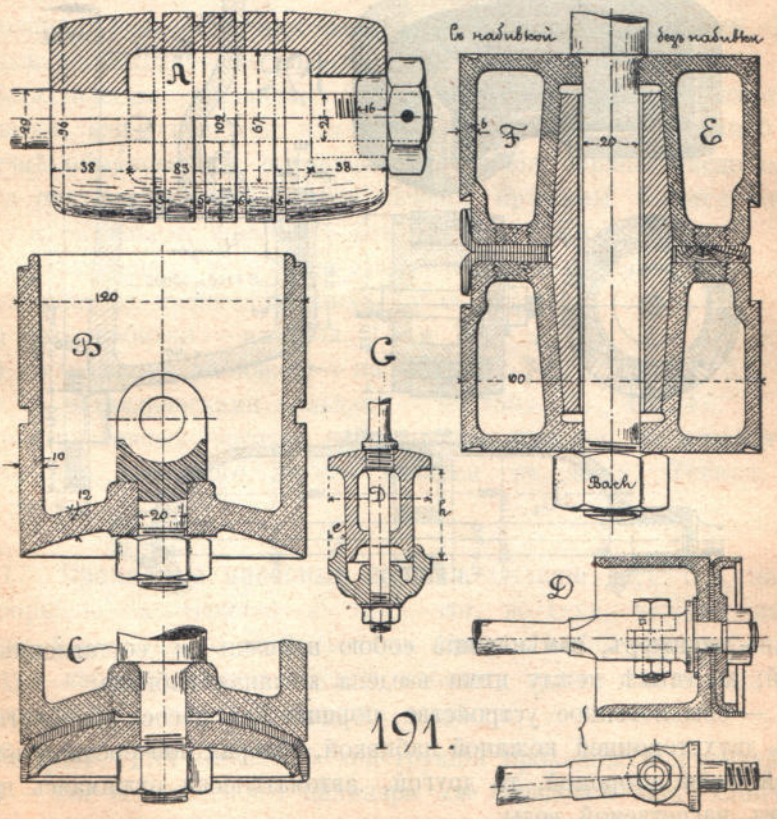
Въ паровыхъ насосахъ толщина насоснаго штока сжимаемой части δ въ зависимости отъ діаметра плунжера регулируется слѣдующими практическими данными:

$D = 40 - 60$ мм.	$\delta = 25 - 30$ *мм.*	$D = 150 - 200$ мм.	$\delta = 55 - 60$ *мм.*
80—100 »	» 40—50 »	250—400 »	» 70—80 »

Толщину растягиваемой части плунжера, на которой будетъ нарѣзаться рѣзьба, возможно имѣть на 8 — 10 мм. менѣе противъ δ.

О поршневыхъ штангахъ артезіанскихъ насосовъ — см. § 22.

112. **Непроходные насосные поршни.** На **фиг. 191** изображенъ цѣлый рядъ наипростѣйшихъ конструкцій непроходныхъ поршней:



191.

A — поршень питательнаго насоса 4×12 дм. съ кольцевыми выточками на рабочей поверхности, замѣняющими собою набивку;

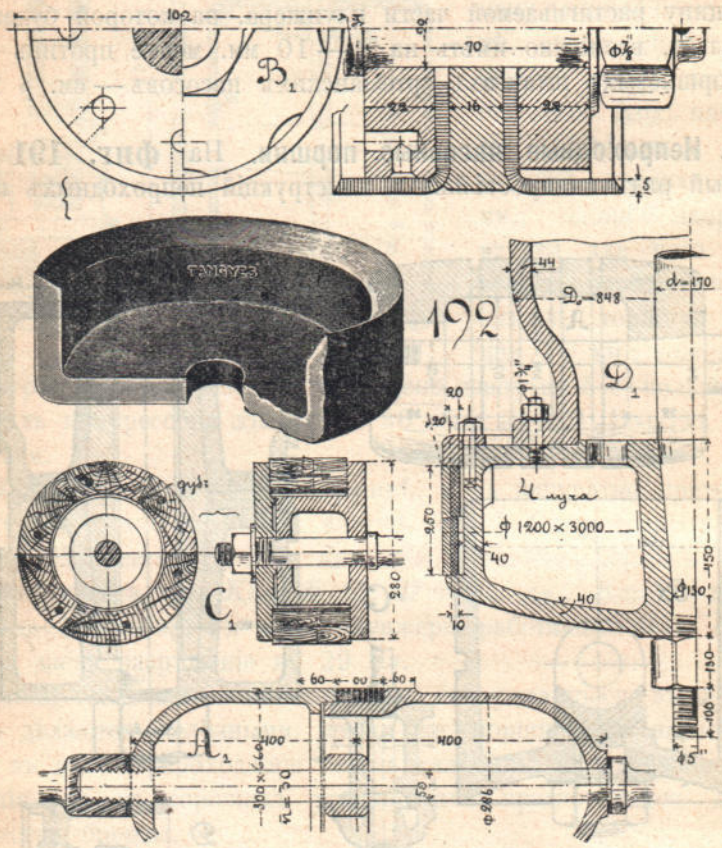
B, *C*, *D*, *E*, *F* — поршни *Баха* для качки чистой воды съ рабочими поверхностями, которыя аккуратно пригоняются къ внутренней

поверхности цилиндра; въ случаѣ износа каждый изъ этихъ поршней можетъ продолжать работать съ кожаной набивкой;

G — поршень колодезнаго насоса съ пеньковой набивкой или хлопчатобумажной; если D — діаметръ цилиндра въ *мм.*, то высота набивки h (въ *мм.*) и радіальная ширина ея e (въ *мм.*) могутъ быть взяты по эмпирическимъ ф-ламъ:

$$h = 15 \text{ мм.} + 0{,}32 \,.\, \sqrt{D}; \quad e = 5 \text{ мм.} + 0{,}2 \,.\, h.$$

На **фиг. 192** имѣемъ 2-ю серію конструкцій непроходныхъ поршней:



A_1 — плунжеръ, замѣняющій собою поршень и составленный изъ 2 частей; на стыкѣ между ними введена кожаная набивка;

B_1 — обыкновенное устройство поршня для насоса двойного дѣйствія съ двухсторонней кожаной набивкой, которая поочередно работаетъ то одной своей стороной, то другой, автоматически отжимаясь наружу давленіемъ нагнетаемой воды;

C_1 — поршень *Корлисса* съ деревянной набивкой (дубъ, кленъ или тополь) для перекачки горячей воды; набивка по длинѣ поршня состоитъ изъ двухъ рядовъ деревянныхъ кусковъ; стыки одного ряда перекрыты цѣлымъ мѣстомъ другого; отдѣльные куски собраны въ общую систему

на желѣзныхъ шпилькахъ (3—5 *мм.* толщиною); деревянная набивка отжимается наружу заложенною внутрь поршня стальною пружиною;

D_1 — плунжеръ и поршень машины Гамбургскаго водопровода (завода *Gutehoffnungshütte*); поршневыя пружины чугунныя, распоръ ихъ дѣлается стальными пружинами; поршневая крышка привернута 8-ю болтами (діам. $1^1/_8$ дм.).

Размѣры кожаныхъ колецъ къ поршнямъ фиг. *192, B_1* можно брать по нижеслѣдующимъ даннымъ завода *Tangyes Br.*:

D — діаметръ цилиндра въ *дм.*

h — высота кожанаго кольца въ *дм.*

$D=$	$^3/_{16}$	$^1/_4$ — $^3/_8$	$^7/_{16}$ — $^1/_2$	$^5/_8$ — $^3/_4$	$^7/_8$ — $1^1/_4$	$1^3/_8$ — $1^7/_8$	2 — $2^3/_4$
$h=$	$^3/_{16}$	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	$^7/_8$

$D=$	3 — $4^1/_2$	$4^3/_4$ — $5^3/_4$	6 — $6^3/_4$	7 — $7^3/_4$	8 — $8^3/_4$	9 — 12	$12^1/_4$ — 18
$h=$	1	$1^1/_8$	$1^1/_4$	$1^3/_8$	$1^1/_2$	$1^5/_8$	$1^3/_4$

Толщина кожаныхъ воротниковъ берется отъ 3 до 6 *мм.* Прессованіе ихъ происходитъ въ размоченномъ видѣ.

Металлическія поршневыя пружины въ насосахъ дѣлаются или бронзовыми, или чугунными, или же стальными (изъ незакаленной стали). Въ случаѣ обыкновенной шведской конструкціи поршня число пружинъ ставится отъ 3 до 6 шт.; высота сѣченія пружины берется отъ 8 до 12 мм., а радіальная ширина — отъ 12 до 18 мм.

Конструктивное устройство непроходныхъ поршней въ *Атласѣ насосовъ* дано на нижеслѣдующихъ таблицахъ:

а) безъ набивки — на табл. 15 и 70,

б) съ кожаной набивкой — на табл. 3, 7, 10, 18, 21, 51, 56, 60,

в) съ металлическими кольцами — на табл. 31, 46, 47.

Конструктивный чертежъ непроходного поршня съ металлическими кольцами для нефтяного насоса имѣется въ журн. *Технич. Сборн.* 1892, № 4.

113. **Проходные насосные поршни.** Отличіе ихъ отъ непроходныхъ поршней заключается въ томъ, что, во-1-хъ, каждый изъ нихъ снабженъ клапаномъ, и во-2-хъ, они могутъ имѣть односторонне дѣйствующую набивку, которая будетъ работать только въ періодъ подъема жидкости, когда клапанъ у поршня закрытъ.

На **фиг. 193** имѣемъ 5 конструкцій проходныхъ поршней:

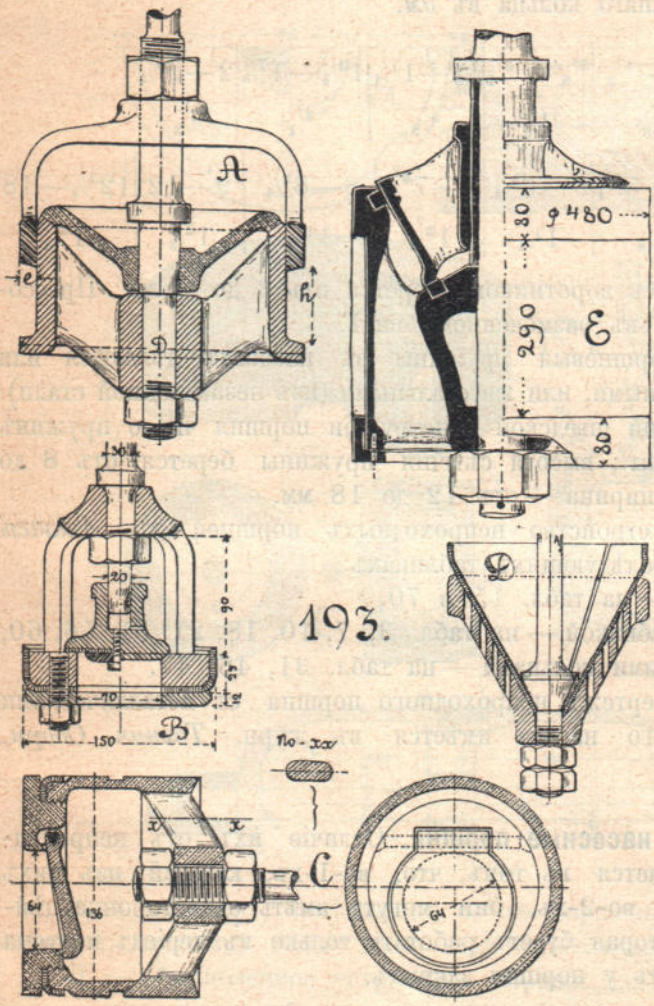
A — для вертикальнаго цилиндра съ пеньковой или хлопчато-бумажной набивкой;

B — то же съ кожаной набивкой;

C — поршень для горизонтальнаго цилиндра, аккуратно притертый къ его рабочей поверхности; при качкѣ чистой воды онъ можетъ работать первое время безъ набивки;

D — поршень съ клапаномъ *Летэстю* (см. также табл. 59 *Атласа насосовъ*);

E — поршень лондонскаго завода *Moreland & Sons* (см. *Engineering*, 1884, *oct.*, *nov.*, *dec.*) съ двухъ-опорнымъ клапаномъ, имѣющимъ высоту подъема въ 35 мм.; насосъ работаетъ съ компаундъ-машиной въ 160 силъ; подача 600.000 вед. на высоту 394 фут. (120 мт.); неудобство конструктивнаго устройства изображеннаго здѣсь клапана—въ томъ, что онъ даетъ струѣ воды слишкомъ рѣзкія отклоненія въ сторону.



Въ *Атласѣ насосовъ* имѣются конструктивныя изображенія проходныхъ поршней на таблицахъ 21, 29, 31, 40, 46, 72 и 73.

На **фиг. 194** изображена конструкція проходного поршня, которую примѣняетъ инженеръ - механикъ *В. Г. Шуховъ* въ артезіанскихъ инерціонныхъ насосахъ своей системы (см. § 87, *б*): клапанъ здѣсь четырехъ - опорный съ подъемомъ въ 10 мм. (при діам. цилиндра 120 мм. и ходѣ поршня 760 мм.), но пропускъ воды совершается главнымъ образомъ чрезъ 3 нижнихъ выходныхъ отверстія; рѣзкое измѣненіе направленія теченія струи имѣетъ мѣсто здѣсь только при проходѣ чрезъ 2-е снизу отверстіе.

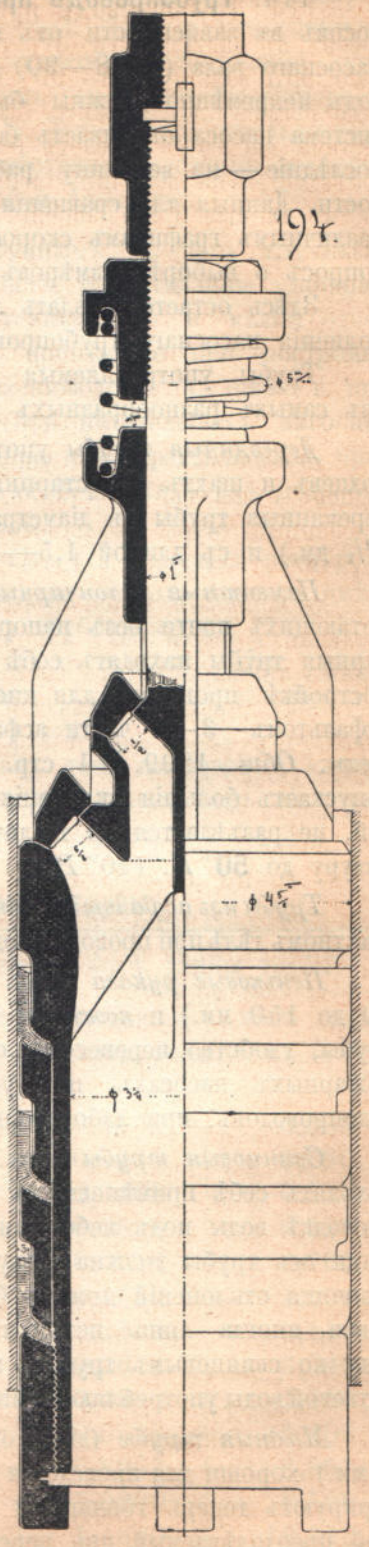
Конструкцію проходныхъ поршней для артезіанскихъ насосовъ вообще — см. также на фиг. 123 (§ 61) и на табл. 72 въ *Атласѣ насосовъ*.

Проходные поршни строили до сихъ поръ всегда такимъ образомъ, что тѣло поршня съ пролетами для воды въ немъ наглухо соединялось

со штокомъ, а клапанъ располагался всегда сверхъ поршня и для направленія его служила точеная часть штока. У поршней большого діаметра и клапанъ выходитъ большихъ размѣровъ. Если его дѣлать одноопорнымъ, подъемъ у клапана долженъ быть значительнымъ, и посадка клапана на его сѣдло дѣлается неизбѣжно съ ударомъ, величина котораго находится въ зависимости отъ вѣса клапана, величины перекрываемой имъ площади и отъ упругости пружины. Употребленіе двухъ-и многоопорныхъ клапановъ, несомнѣнно, усложняетъ дѣло и требуетъ весьма аккуратной работы.

Заводъ *James Watt & C°* въ Бирмингамѣ при выполненіи одной крупной артезіанской установки (*925,000* вед. въ сутки) на Лондонскомъ водопроводѣ въ *Streatham* (см. § 61) недавно примѣнилъ совершенно своеобразный принципъ устройства проходного поршня. При діам. цилиндра въ 15 дм. поршневой клапанъ былъ сдѣланъ въ видѣ тарелки, которая располагалась не надъ поршнемъ, а *подъ поршнемъ*, и закрѣплялась *наглухо на поршневомъ штокѣ*, тогда какъ тѣло поршня съ его проходными отверстіями располагалось надъ тарелкою и направлялось въ своемъ движеніи стѣнками цилиндра и штокомъ.

При такой конструкціи проходного поршня на опорную поверхность клапана передается гораздо меньшее давленіе, чѣмъ въ обыкновенномъ клапанѣ, и поэтому ее легче поддерживать въ исправномъ состояніи. Въ составъ давленія, воспринимаемаго опорной поверхностью клапана, войдутъ здѣсь слѣдующія силы: *1)* сила тренія поршня, *2)* давленіе нагнетаемаго столба жидкости приходящагося на кольцевую поверхность, у которой внѣшній діаметръ будетъ равенъ діаметру цилиндра, а внутренній діаметръ одинаковъ съ внутреннимъ діаметромъ опорной поверхности клапана. Изображеніе этого проходного поршня можно найти въ журналѣ *The Engineer*, 1898.



114. **Трубопроводъ при насосѣ.** Знакомство съ классификаціею насосовъ въ зависимости отъ производительности ихъ за время 1 обор. насоснаго вала (§§ 28—90) показало намъ, что насосъ и его трубопроводъ непремѣнно должны быть разсматриваемы, какъ одно цѣлое, что система насоса оказываетъ большое вліяніе на размѣры трубопровода, а послѣдніе — на величину работы, затрачиваемой на перемѣщеніе жидкости. Данныя для сравненія между собою насосовъ, работающихъ по различнымъ графикамъ скоростей, приведены были въ §§ 77 — 81, а вопросъ о выборѣ размѣровъ трубъ былъ уже разобранъ въ § 95.

Здѣсь остается сдѣлать лишь нѣсколько замѣчаній относительно выполненія насоснаго трубопровода.

Трубы, употребляемыя при насосахъ, встрѣчаются выполненными изъ самыхъ разнообразныхъ матеріаловъ.

Деревянныя трубы употребляются при ручной качкѣ воды изъ колодцевъ и шахтъ. Въ старинныхъ пиринейскихъ шахтахъ встрѣчаются деревянныя трубы съ діаметрами сверленій отъ 80 до 135 мм. ($3^1/_8$ — $5^1/_4$ дм.) и съ длиной 1,5—2 мт., очень рѣдко до 4 мт.

Цементныя и гончарныя трубы примѣняются для проводовъ, работающихъ почти безъ напора, или подъ очень слабымъ напоромъ. Гончарныя трубы находятъ себѣ примѣненіе на химическихъ заводахъ при постройкѣ проводовъ для кислотъ. Стыки такихъ трубъ задѣлываются асфальтомъ—3—4 части асфальта на 1 часть гудрона (см. *Бюлл. Политехн. Общ.*, 1899, № 1, стр. 34); асфальтовый стыкъ достаточно упругъ, допускаетъ большія уклоненія оси одной трубы относительно оси другой, не разъѣдается ни щелочами, ни кислотами, и выдерживаетъ температуру до **50°** *Ц.* (40° *Р.*).

Трубы изъ асфальтированнаго картона примѣняются въ фабричномъ и шахтномъ дѣлѣ при проводкѣ подкисленной воды подъ небольшими напорами.

Пеньковые рукава (діам. $3^1/_4$—$7^1/_2$ дм.), *гуттаперчевые* (діам. отъ 10 до 150 мм.) и *кожаные* примѣняются тамъ, гдѣ цѣнится гибкость трубы, удобство перенесенія ея съ одного мѣста на другое, напр., при пожарныхъ насосахъ, при устройствѣ противопожарныхъ фабричныхъ водопроводовъ, при лабораторныхъ работахъ и т. п.

Свинцовыя трубы (діам. 10—70 мм., толщина стѣнки 2—10 мм.) находятъ себѣ примѣненіе въ заводскомъ дѣлѣ и домашнемъ обиходѣ при проводкѣ воды подъ небольшимъ напоромъ при такихъ обстоятельствахъ, когда ось трубы должна получить выгибы въ разныхъ плоскостяхъ, и величина отклоненій можетъ быть точно выяснена только на мѣстѣ установки, иногда лишь незадолго до начала дѣйствія провода. Питьевую воду по свинцовымъ трубамъ проводить нельзя; въ Германіи для провода питьевой воды употребляются иногда свинцовыя трубы, вылуженныя изнутри.

Мѣдныя трубы (діам. отъ 5 до 100 мм., толщ. стѣнки отъ 1 до 4 мм.) хороши для проведенія щелочныхъ водъ, но дороги; съ ними конкурируютъ теперь гончарныя трубы, если только это позволяетъ небольшой преодолѣваемый при перекачкѣ жидкости напоръ.

Чугунныя трубы (діам. отъ $1^1/_2$ до 48 дм.) болѣе всего распространены въ заводскомъ и водопроводномъ дѣлѣ. Данныя относительно опредѣленія размѣровъ ихъ и различныхъ способовъ соединеній подробно разсмотрѣны въ курсѣ деталей машинъ (см. *Худяковъ-Сидоровъ, Атласъ деталей машинъ*, изд. III-е, часть I). Данныя относительно нормальныхъ размѣровъ чугунныхъ частей, выработанныя русскими водопроводными съѣздами, отпечатаны въ видѣ особой брошюры.

Желѣзныя трубы предпочитаются чугуннымъ въ тѣхъ случаяхъ, когда особенно цѣнится ихъ высокая прочность, сопротивленіе ударному дѣйствію силъ, стойкость при перемѣнахъ температуры и малый относительный вѣсъ ихъ. Онѣ находятъ себѣ примѣненіе при постройкѣ нефтепроводовъ, керосинопроводовъ, остаткопроводовъ, а также и при проводкѣ воды подъ большимъ давленіемъ (отъ питательныхъ насосовъ къ котламъ, аккумуляторамъ и т. п.). Вопросъ о практическихъ примѣненіяхъ такихъ трубъ и конструктивныхъ особенностяхъ ихъ подробно разобранъ въ работѣ *Шухова—Трубопроводы*.

Въ табл. 25-й, завода *Goulds Mnfc. Co.*, для ходовыхъ размѣровъ желѣзныхъ трубъ приведены нѣкоторыя данныя, которыя полезно имѣть подъ руками при проектированіи насосныхъ трубопроводовъ.

Американскія желѣзныя трубы до 1 дм. внутренняго діам. пробуются давленіемъ 300 *lbs* на кв. *дм.* (20 атм.), а начиная съ діам. $1^1/_4$ дм.—давленіемъ въ 500 *lbs* на кв. *дм.* (34 атм.).

Въ таблицѣ 25-й въ колоннѣ 1-й данъ такъ называемый «номинальный» внутренній діам., *не менѣе* котораго долженъ быть полученъ діаметръ трубы при ея прокаткѣ. Отклоненія бываютъ + 1 до 3%.

ТАБЛИЦА 25-я. **Желѣзныя трубы.**

Внутренній діам. въ *дм.*	Внѣшній діаметръ въ *дм.*	Площадь прохода въ *кв. дм.*	На одномъ футѣ длины трубы:		
			вѣсъ трубы въ *lbs.*	вмѣстимость въ амер. *гал.*	вѣсъ воды въ *lbs.*
$^1/_2$	0,84	0,304	0,84	0,0102	0,085
$^3/_4$	1,05	0,533	1,12	0,0230	0,190
1	1,31	0,862	1,67	0,0408	0,349
$1^1/_4$	1,66	1,496	2,25	0,0638	0,527
$1^1/_2$	1,90	2,038	2,69	0,0918	0,760
2	2,37	3,355	3,66	0,1632	1,356
$2^1/_2$	2,87	4,783	5,77	0,2550	2,116
3	3,5	7,388	7,54	0,3673	3,049
$3^1/_2$	4	9,837	9,05	0,4998	4,155
4	4,5	12,730	10,72	0,6528	5,405
$4^1/_2$	5	15,939	12,49	0,8263	6,851
5	5,56	19,990	14,56	1,0200	8,500
6	6,62	28,889	18,76	1,4690	12,312

Желѣзныя трубы болѣе 10 дм. діам. готовятся клепаными.

Отъ воздѣйствія подкисленныхъ шахтныхъ водъ желѣзныя трубы страдаютъ болѣе чугунныхъ.

Стальныя трубы, клепаныя, съ діам. болѣе 30 дм. стали въ послѣдніе годы быстро распространяться въ Америкѣ въ водопроводномъ дѣлѣ, замѣняя собою чугунныя трубы (см. *Eng. News*, 1895, № 15). Въ 1892 г. *East Jersey Water Co.* уложила 7,5 верстъ 36-дюймовыхъ стальныхъ клепаныхъ трубъ и 31 версту 48-дюймовыхъ стальныхъ трубъ. Въ 1895 г. на водопроводѣ въ *Rochester* было уложено 40 верстъ 38-дюймовыхъ стальныхъ трубъ и 1600 фут. 60-дюймовыхъ. Толщина стѣнки была въ этихъ примѣрахъ отъ $^5/_{16}$ до $^3/_8$ дм.

Изъ какого-бы матеріала ни былъ построенъ трубопроводъ при насосѣ, онъ долженъ удовлетворять нѣкоторымъ общимъ требованіямъ, кромѣ цѣлесообразности его размѣровъ, прочности и долговѣчности:

1) Всѣ соединенія трубъ должны быть герметичны. Неисполненіе этого условія на соединеніяхъ нагнетательныхъ трубъ ведетъ за собою утечку жидкости, иногда порчу трубы и окружающихъ ее частей сооруженія. Неисполненіе того же условія относительно соединеній всасывающей трубы грозитъ не только утечкой жидкости и происходящими отсюда послѣдствіями, но также и разстройствомъ дѣйствія насоса, вслѣдствіе являющагося чрезъ это весьма несовершеннаго разрѣженія воздуха въ рабочей камерѣ насоса въ періодъ всасыванія.

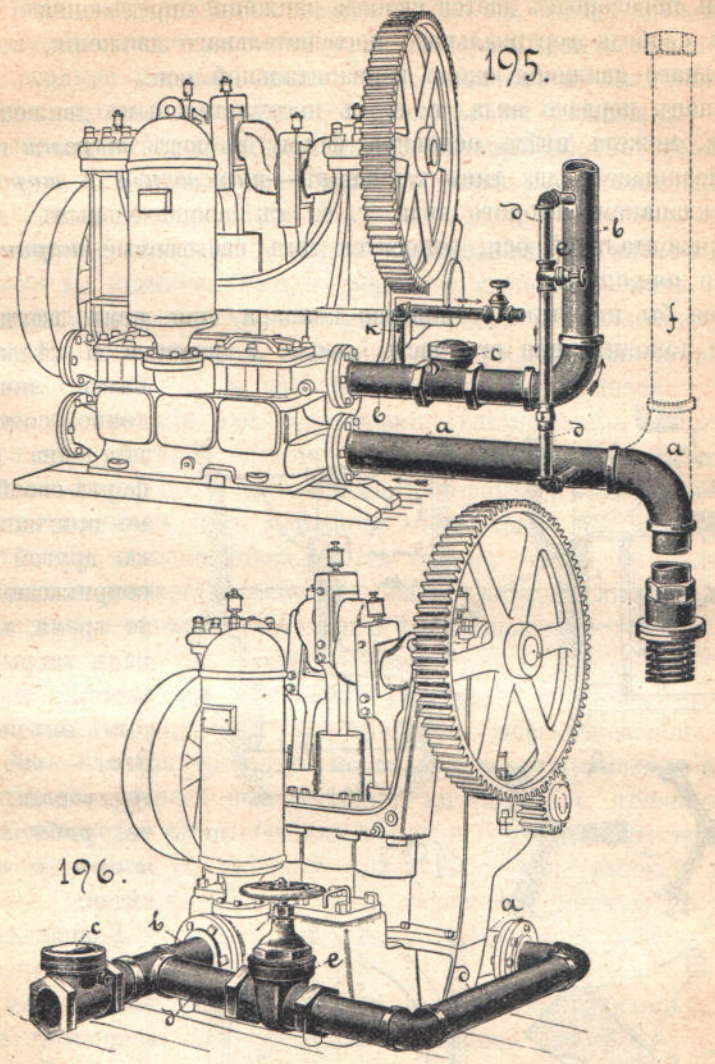
2) Укладка трубъ должна быть сдѣлана такимъ образомъ, чтобы воздухъ, попавшій въ трубу, имѣлъ возможность перемѣщаться—во всасывающей трубѣ по направленію къ цилиндру, а въ нагнетательной—по направленію отъ цилиндра къ напорному резервуару. Наибольшій вредъ скопленіе воздуха приноситъ всасывающей трубѣ.

3) Если трубопроводъ, уложенный на надлежащей глубинѣ, требуемой условіями непромерзанія почвы надъ нимъ, подверженъ во время работы измѣненіямъ температуры (напр., при качкѣ подогрѣтой жидкости), то при укладкѣ трубъ должны быть приняты мѣры, обезпечивающія возможность измѣненія длины трубопровода безъ разстройства его стыковъ. Въ такихъ случаяхъ укладка трубъ дѣлается не по прямой линіи, а съ весьма пологими волнами вдоль этой прямой. Лучше всего примѣнять въ такихъ случаяхъ желѣзныя и стальныя трубы.

На **фиг. 195—196** иллюстрированы 2 примѣра присоединенія трубопровода къ насосу: *a*—всасывающая труба, *b*—нагнетательная, *c*—возвратный клапанъ на ней; *d* — отвѣтвленіе нагнетательной трубы, служащее для заливки всасывающей трубы передъ началомъ работы насоса; *e*—запорный вентиль на этомъ отвѣтвленіи; имъ пользуются также для разгруженія насоса при пусканіи его въ ходъ, чтобы заставить приводъ преодолѣвать не сразу полное сопротивленіе; *f* (на фиг. 195)—мѣсто для всасывающаго колпака, который можетъ быть выполненъ въ видѣ болѣе или менѣе длинной трубы; *k* (на фиг. 195)—трубка съ вентилемъ на ней, служащая для отвода воздуха изъ нагнетательной трубы во время заливки рабочей камеры насоса.

Резервуары для воды, нефти, керосина и т. п. дѣлаются обыкновенно желѣзными клепаными; небольшіе резервуары для временнаго помѣщенія въ нихъ жидкости (мѣрники) дѣлаются нерѣдко деревянными.

Резервуары для слабыхъ кислотъ выполняются изъ гартблея, для сильныхъ — изъ чугуна.



Краны для сѣрной кислоты 66° *Б* готовятся съ желѣзнымъ вставнымъ конусомъ, а остовъ дѣлается или желѣзный, или же глиняный (издѣліе завода *March Soehne* въ *Charlottenburg*). Краны на проводахъ для пикриновой кислоты—изъ рогового каучука.

45. **Главные виды насосныхъ клапановъ**. Чтобы установить чередованіе періодовъ всасыванія и нагнетанія въ одной и той же камерѣ насоса, необходимо имѣть, кромѣ возвратнаго движенія поршня, еще участіе въ этомъ дѣлѣ распредѣлительныхъ органовъ (см. § 9), будутъ-ли

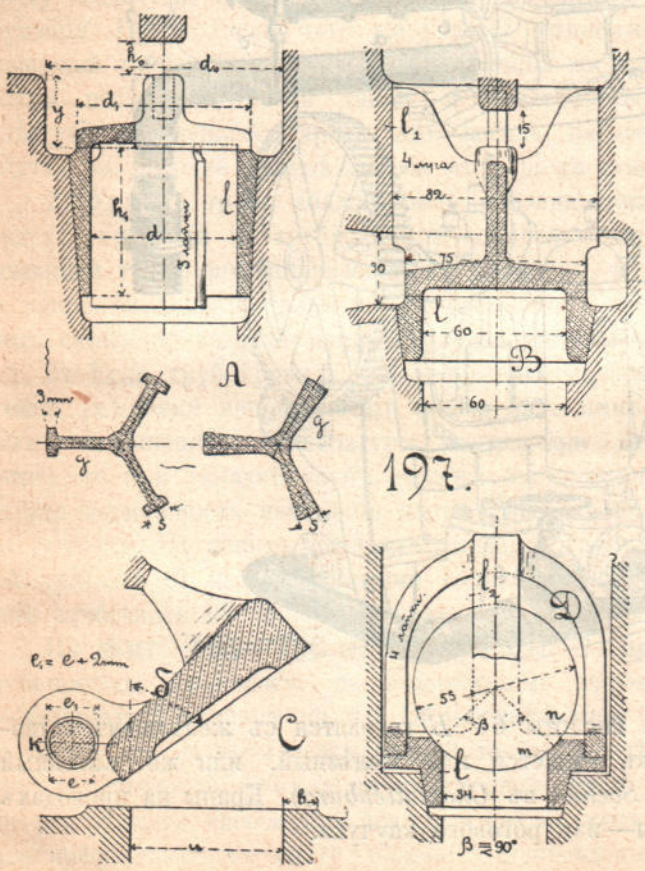
то отъ механизма дѣйствующіе *краны*, *золотники* и т. п., или же свободные отъ подобной зависимости *клапаны*. Послѣдніе примѣняются въ насосахъ чаще всего, благодаря простотѣ ихъ устройства.

Клапанъ представляетъ собою нѣкоторую *перегородку*, перекрывающую, когда это нужно, отверстіе всасывающей трубы или нагнетательной. Этой перегородкѣ дается свобода движеній опредѣленнаго характера, т. е. или свобода вертикальнаго поступательнаго движенія, или свобода вращательнаго движенія около горизонтальной оси.

Клапанъ перваго вида, т. е. съ поступательнымъ движеніемъ вдоль вертикали, можетъ имѣть основную форму въ видѣ *тарелки* или *шара*. Отсюда возникаютъ два типа клапановъ—*тарелочные* и *шаровые*.

Къ клапанамъ второго вида, т. е. съ вращательнымъ движеніемъ около горизонтальной оси, относятся такъ называемые *шарнирные* клапаны, или *откидные*.

Какое бы ни было устройство клапана, при немъ всегда должна быть еще дополняющая его часть, *сѣдло*. У клапана и сѣдла должны быть поверхности, точно соотвѣтствующія одна другой по формѣ своей, аккуратно пригнанныя одна къ другой и тѣсно соприкасающіяся въ то время, когда клапанъ закрываетъ отверстіе, надъ которымъ онъ поставленъ. Это — *опорныя поверхности*, или, иначе, *рабочія поверхности* у клапана и сѣдла.



Клапанъ тогда только исполняетъ свое назначеніе, когда въ закрытомъ его состояніи рабочія поверхности клапана и сѣдла соприкасаются одна къ другой вездѣ настолько тѣсно, что получается совершенно полное разобщеніе двухъ раздѣляемыхъ клапаномъ пространствъ.

Практическое выполненіе этого условія требуетъ, чтобы *направленіе движенія* въ тарелочныхъ и шаровыхъ клапанахъ было возможно

болѣе совершеннымъ, тогда именно рабочія поверхности и будутъ перемѣщаться параллельно одна другой, а въ шарнирныхъ клапанахъ соотвѣтственно этому слѣдовало бы располагать ось вращенія клапана *въ одной плоскости* съ рабочей поверхностью клапана.

На **фиг. 197** представлены главнѣйшіе виды насосныхъ клапановъ:

A — тарелочный клапанъ, направляемый въ своемъ движеніи тремя *лучами, ребрами*, или *лапками* g, g, которые ходятъ въ расточкѣ у стакана l; верхняя плоская часть этого стакана и является рабочею поверхностію, которой соотвѣтствуетъ таковая же у клапана;

B — тарелочный клапанъ, у котораго направляющіе его лучи расположены выше тарелки и приточены къ стѣнкамъ особаго направляющаго цилиндра l_1, а не стакана l;

D — шаровой клапанъ, который направляется въ своемъ движеніи 4-мя лапками l_2, навинченными на верхнюю свободную часть стакана l;

C — откидной клапанъ; геометрическая ось болта, около котораго совершается вращеніе клапана, показана здѣсь расположенною неправильно, т. е. несовпадающею съ рабочей поверхностью клапана.

Насосы съ кранами или золотниками, дѣйствующими отъ механизма, встрѣчаются въ практикѣ довольно рѣдко *), примѣненіе ихъ ограничено качкою чистой воды, подъ небольшимъ напоромъ и съ малой рабочей скоростью. О насосахъ безъ клапановъ — см. также §§ 30, 31, 47.

Конструкція клапана должна быть такова, чтобы раскрытый клапанъ пропускалъ жидкость возможно болѣе свободно, оказывая движенію жидкости сравнительно небольшое сопротивленіе.

116. **Матеріалы для выполненія клапана и сѣдла его** должны быть подобраны, сообразуясь съ природою перекачиваемой насосомъ жидкости. Отъ клапана требуется не только *герметичность* прикрыванія отверстія его рабочей поверхностью, но также и *прочность* перекрывающей отверстіе части. Отсюда понятно, что клапаны могутъ быть дѣлаемы *составными*, со смѣнною частію на мѣстѣ рабочей поверхности; равнымъ образомъ и сѣдло подъ клапаномъ можетъ быть смѣнною частію, независимою отъ стакана, который направляетъ движеніе клапана.

Изъ металловъ, которые идутъ на изготовленіе клапановъ, слѣдуетъ отмѣтить чугунъ, сталь и сплавы мѣди и свинца (см. § 2).

При перекачкѣ сорныхъ жидкостей съ иломъ и пескомъ рабочая поверхность клапана подшивается болѣе податливыми матеріалами, кожей, резиной и т. п.

При перекачкѣ подогрѣтой воды (выше 25°*C*) клапаны съ кожаной подшивкой не могутъ быть употребляемы.

---

*) О насосахъ съ цилиндрическими уравновѣшенными золотниками было уже упомянуто въ концѣ § 47. Въ 1893 г. *Brooks* въ Филадельфіи предложилъ употреблять вмѣсто клапановъ рѣшетчатые золотники съ особымъ приспособленіемъ для автоматическаго нажима золотника на сѣдло въ періодъ закрытія отверстія (см. *Revue de mécanique*, 1897, № 9, стр. 864—5); но ясно, что на приведеніе въ движеніе такихъ золотниковъ должна тратиться довольно значительная работа.

Вулканизированіе каучука, т. е. горячую обработку его съ порошкомъ сѣры подъ большимъ давленіемъ, изобрѣлъ въ 1839 г. американецъ *Goodyear*, но примѣненіе этого матеріала для выдѣлки изъ него клапановъ къ воздушнымъ насосамъ началось въ большимъ размѣрахъ только послѣ Лондонской интернаціональной выставки 1851 г.

При перекачкѣ крѣпкаго щелока и спирта примѣняются клапаны изъ твердаго, *рогового каучука*.

При перекачкѣ нефти, керосина, слабо-кислыхъ и слабо-щелочныхъ водъ въ рудникахъ и на различныхъ заводахъ примѣняются клапаны изъ *вулканизированной фибры*, весьма однороднаго, прочнаго и эластичнаго матеріала, отличающагося отъ резины тѣмъ, что на него различныя минеральныя масла не оказываютъ вреднаго дѣйствія.

Правильное примѣненіе всѣхъ этихъ матеріаловъ требуетъ того, чтобы размѣры опорной поверхности, воспринимающей на себя давленіе, которое приходится на клапанъ, были соразмѣрены съ величиною этого давленія.

Величины допускаемаго въ практикѣ напряженія смятія на рабочей поверхности клапановъ таковы:

для кожи и резины	$k = 0{,}25$	*кг.* на кв. *мм.*
» чугуна	$k = 0{,}5$	» » » »
» обыкновенной бронзы . . .	$k = 0{,}75 - 1{,}0$	» »
» фосфористой » . . .	$k = 2 - 2{,}5$	» » »
» тигельной стали	$k = 3 - 4$	» » »

Опорная поверхность между клапаномъ и сѣдломъ его чаще всего имѣетъ видъ узкаго кольца. Если d будетъ діаметръ отверстія клапана и вмѣстѣ съ тѣмъ внутренній діаметръ его опорнаго кольца, b — радіальная ширина этого кольца, p — разность давленій на единицу площади клапана сверху и снизу, тогда ур-іе крѣпости для рабочей поверхности клапана на смятіе ея можно написать приблизительно въ слѣдующемъ простомъ видѣ:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p = k \cdot \pi \cdot d \cdot b, \text{ откуда } b = \frac{1}{4} \cdot \frac{p}{k} \cdot d.$$

Въ случаѣ опорныхъ поверхностей изъ фосфористой бронзы можно принять $k = 2{,}5$. Если затѣмъ во 2-й части равенства ввести прибавку въ 2 *мм.* на всякія случайности (удары, боковой сдвигъ поверхностей и т. п.), тогда получимъ ф-лу инженера *Норре*, извѣстнаго спеціалиста по установкамъ шахтныхъ насосовъ въ Германіи:

$$b = 0{,}1 \cdot p \cdot d + 2 \text{ мм.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{111}.$$

Въ этой ф-лѣ p должно быть выражено въ *кг.* на кв. *мм.*, а d — въ *мм.* Кромѣ этой ф-лы, въ литературѣ можно найти цѣлый рядъ

эмпирическихъ формулъ, дающихъ излишне большую величину b. Таковы, напримѣръ:

Ф-ла *Reuleaux* (1869 г.) . . . $b = 4$ *мм* $+ \sqrt{d}$.
» *Redtenbacher* (1875 г.) . $b = 0,1 . d$.
» *Bach* (1881 г.) . . . . $b = 0,8 \sqrt{d}$.

Какъ увидимъ далѣе, имѣть излишне большую ширину опорной поверхности клапана совсѣмъ нежелательно: это дѣлаетъ работу его менѣе спокойною, сопровождается дрожаніемъ, подпрыгиваніемъ клапана при открываніи и закрываніи и требуетъ большей силы для поднятія его съ мѣста.

Чтобы видѣть разницу въ результатахъ вычисленія b по различнымъ ф-ламъ, примемъ $d = 100$ *мм.* и предположимъ, что разность давленій на обѣ стороны поршня $= 10$ атм., т. е. $p = 0,1$, тогда получимъ по формуламъ

Reuleaux . . . . $b = 14$ *мм.*	*Bach*. . . . . $b = 8$ *мм.*
Redtenbacher. . . $b = 10$ «	*Hoppe* . . . . . $b = 3$ «

Примѣненіе ф-лы *Hoppe* испробовано имъ на цѣломъ рядѣ шахтныхъ установокъ, гдѣ клапанамъ приходится работать при довольно тяжелыхъ условіяхъ, и дало хорошіе результаты, какъ въ смыслѣ спокойной посадки клапана, такъ и въ смыслѣ долговременнаго сохраненія рабочей поверхности въ исправномъ видѣ.

117. **Періодъ поднятія клапана** съ его опорной поверхности начинается съ того момента, когда сумма силъ, дѣйствующихъ по направленію подъема клапана, сдѣлается болѣе суммы силъ, проявляющихъ свое дѣйствіе по направленію противоположному. Пусть обозначаютъ:

$f_1 = \frac{\pi . d_1^2}{4}$ — верхняя площадь клапана (см. фиг. 197 A),

$f = \frac{\pi . d^2}{4}$ — площадь отверстія стакана, въ который вставленъ клапанъ, или, иначе, вся нижняя свободная площадь клапана, воспринимающая на себя давленіе снизу передъ началомъ перемѣщенія клапана,

$f_0 = f_1 - f$ — опорная поверхность клапана,

$q_0\, q\, q_1$ — давленія на единицу поверхности на площадяхъ $f_0\, f\, f_1$,

m — масса клапана,

γ — плотность матеріала, изъ котораго сдѣланъ клапанъ,

V — объемъ клапана,

$G = V . (\gamma - 1) = m . g \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ — вѣсъ клапана въ водѣ,

S_0 — упругость пружины при началѣ подъема клапана.

Подъемъ клапана начнется съ того момента, когда будетъ выполнено неравенство

$$f \cdot q + f_0 \cdot q_0 \text{ болѣе } f_1 \cdot q_1 + G + S_0,$$

или же, другими словами, когда по направленію подъема клапана будетъ существовать положительная сила

$$P = f \cdot q + f_0 \cdot q_0 - (f + f_0) \cdot q_1 - G - S_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{112}.$$

Если пренебречь массою пружины по сравненію ея съ массою клапана, тогда ускореніе клапана при подъемѣ его съ сѣдла приближенно можетъ быть выражено ф-лою:

$$\frac{P}{m} = f \cdot \frac{q - q_1}{m} - \left[f_0 \cdot \frac{q_1 - q_0}{m} + g \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{S_0}{m} \right] \quad . \; . \; . \; . \; \mathbf{113}.$$

Эта ф-ла проф. *Баха*, показываетъ намъ, что подъемъ клапана будетъ совершаться тѣмъ быстрѣе

1) чѣмъ болѣе будетъ разность давленій $(q - q_1)$ на нижнюю и верхнюю стороны клапана,

2) чѣмъ меньше будетъ величина опорной поверхности клапана f_0,

3) » » » » вѣса клапана въ водѣ,

4) » » » » упругости пружины S_0 при началѣ подъема клапана.

Первымъ изъ вышеуказанныхъ средствъ для увеличенія ускоренія подъема клапана можно пользоваться только въ весьма ограниченныхъ предѣлахъ.

Разность $(q - q_1)$ въ случаѣ всасывающаго клапана неудобно увеличивать потому, что чрезъ это пришлось бы уменьшить высоту всасыванія, а въ случаѣ нагнетательнаго клапана—потому, что это повело бы къ нежелательнымъ колебаніямъ давленія въ нагнетательной магистрали. Встрѣчается соотношеніе $q : q_1 = 1{,}1 - 1{,}25$, рѣдко болѣе.

Поэтому остаются въ нашемъ распоряженіи главнымъ образомъ 3 послѣднія средства для увеличенія ускоренія подъема клапана, т. е. *уменьшеніе величины опорной поверхности у клапана, уменьшеніе вѣса клапана въ водѣ и возможное уменьшеніе начальной упругости пружины.*

Время, нужное для полнаго подъема клапана при данномъ ускореніи его, очевидно, будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ меньше будетъ высота подъема клапана, т. е. чѣмъ больше будетъ площадь прохода жидкости чрезъ клапанъ.

Чтобы облегчить подъемъ всасывающаго клапана и сдѣлать его своевременно совершающимся, въ случаѣ качки подогрѣтой воды или же при большой высотѣ всасыванія, устраивается принужденный подъемъ всасывающихъ клапановъ отъ эксцентриковаго привода. Чертежи такихъ насосовъ можно видѣть въ журн. *Технич. Сборн.* 1891, № 10; *Engineering*, 1898, *oct.* 28—насосъ тройного дѣйствія съ электрической передачей.

118. **Періодъ опусканія клапана** начнется съ того момента, когда вѣсъ клапана G и упругость S_1 нагружающей его пружины сдѣлаются болѣе разности давленій жидкости на обѣ стороны клапана P_1, т. е. явится нѣкоторая сила

$$Q = G + S_1 - P_1,$$

способная сообщить клапану начальное ускореніе въ сторону паденія. Величину ускоренія приближенно можно считать равной

$$\frac{Q}{m} = g \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{S_1 - P_1}{m} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{114.}$$

Эта ф-ла *Баха* показываетъ намъ, что ускореніе при паденіи клапана будетъ тѣмъ болѣе

1) чѣмъ болѣе будетъ вѣсъ клапана въ водѣ,

2) » » » упругость пружины въ сжатомъ ея состояніи,

3) » менѣе будетъ сила P_1, удерживавшая клапанъ въ приподнятомъ положеніи,

4) чѣмъ болѣе будетъ плотность матеріала, изъ котораго сдѣланъ клапанъ, при данномъ его объемѣ.

Для полученія надлежащей величины ускоренія при подъемѣ и паденіи клапана приходится пользоваться главнымъ образомъ 2-мъ и 4-мъ изъ указанныхъ здѣсь средствъ, т. е. *уменьшать объемъ клапана, уменьшать плотность матеріала клапана и увеличивать упругость пружины* въ концѣ періода подъема клапана; а затѣмъ для сокращенія періода опусканія клапана и здѣсь также полезно уменьшать высоту паденія клапана, т. е. увеличивать площадь прохода жидкости чрезъ клапанъ.

Желающихъ ознакомиться съ постановкою вопроса о движеніи автоматически дѣйствующихъ подъемныхъ клапановъ отсылаемъ къ нижеслѣдующимъ статьямъ въ *Журн. общ. нѣм. инж.*: **1886** и **1887** гг.— цѣлый рядъ статей проф. *Bach*; **1889** г.—статьи инж. *Hoppe* и *Tobell*; **1890** г.— статьи инж. *Tobell* (№№ 14, 15, 17, 19); **1893** г.— статья инж. *Westphal*.

119. **Уклоненія отъ правильнаго дѣйствія насоса** распознаются совершенно тѣмъ же самымъ способомъ, какъ и подобныя же уклоненія въ дѣйствіи парораспредѣлительнаго прибора паровыхъ машинъ, т. е. посредствомъ *индикаторныхъ діаграммъ*. Ихъ снимаютъ въ данномъ случаѣ съ рабочей камеры насоса.

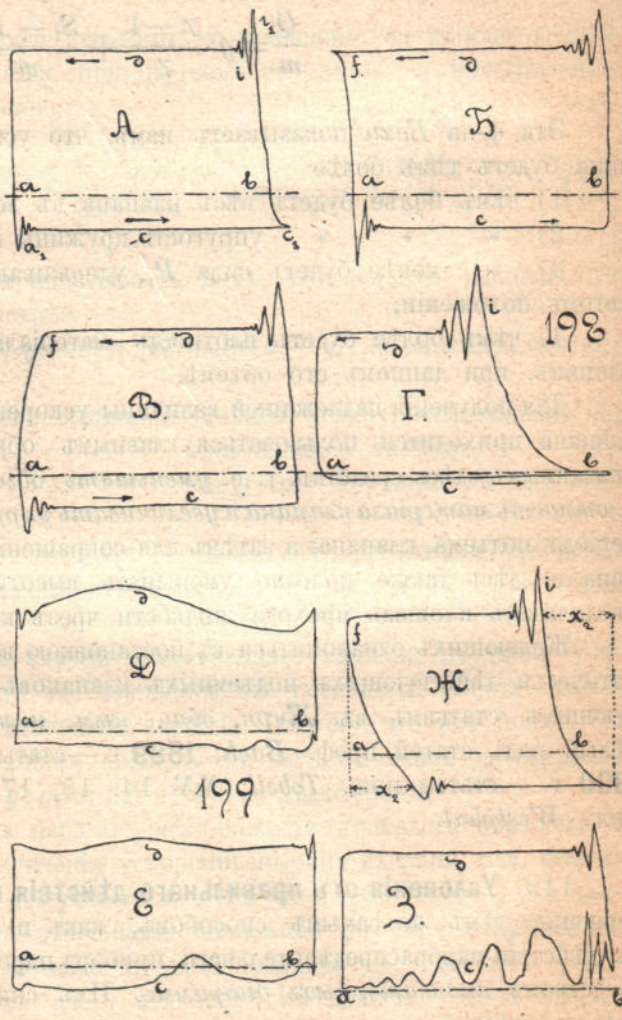
Индикаторная діаграмма идеально правильно дѣйствующаго насоса должна была бы имѣть видъ *прямоугольника*, верхняя и нижняя сторона котораго отстоятъ отъ линіи атмосфернаго давленія на діаграммѣ на разстояніяхъ, соотвѣтствующихъ давленіямъ въ рабочей камерѣ въ періоды нагнетанія и всасыванія.

Діаграммы насосовъ, имѣющихъ тѣ или другія неправильности въ техническомъ выполненіи, въ конструкціи и въ установкѣ, могутъ болѣе

или менѣе значительно отличаться отъ этой идеальной формы. Въ такомъ случаѣ діаграмма способна раскрыть и объяснить намъ, въ чемъ именно заключаются существующія неправильности.

На **фиг. 198—199** представленъ рядъ ненормальныхъ индикаторныхъ діаграммъ, снятыхъ съ существующихъ насосовъ, у которыхъ пришлось обнаружить уклоненія отъ правильнаго дѣйствія.

На всѣхъ діаграммахъ обозначаютъ: пунктиръ *ab* — линія атмосфернаго давленія; линія *acb* показываетъ характеръ измѣненія давленія въ періодъ всасыванія, *bda*—то же въ періодъ нагнетанія; стрѣлки на линіяхъ *c* и *d* обозначаютъ направленіе движенія острія индикаторнаго карандаша въ теченіе каждаго періода.



На фиг. *198, А* можно наблюдать слишкомъ позднее закрытіе всасывающаго клапана, вслѣдствіе чего линія $c_1 i_1$ далеко уклоняется отъ вертикали чрезъ точку c_1; ординаты точекъ a_1 и i_1 показываютъ, какія величины избыточнаго давленія необходимо имѣть въ рабочей камерѣ, чтобы произошло въ свое время раскрытіе клапановъ всасывающаго и нагнетательнаго.

Слишкомъ позднее закрытіе нагнетательнаго клапана иллюстрируется діаграммою фиг. *198, Б*, гдѣ линія *fa* слишкомъ далеко уклоняется отъ вертикали чрезъ точку *f*.

Въ случаѣ негреметичнаго закрыванія отверстія надъ всасывающимъ клапаномъ получается діаграмма въ видѣ фиг. *198, В*, гдѣ линія *fa* значительно уклоняется отъ вертикали чрезъ точку *a*; начало *f* этой кривой тѣмъ правѣе будетъ получаться отъ сказанной вертикали, чѣмъ значительнѣе величина площади прохода у всасывающаго клапана, оставшейся не прикрытою.

На фиг. *198, Г* приведена діаграмма насоса, въ рабочей камерѣ котораго дѣлается весьма несовершенное разрѣженіе, отчасти вслѣдствіе того, что высота всасыванія излишне велика, а также и потому, что въ цилиндръ насоса попадаетъ воздухъ. Результатомъ всего этого является слишкомъ позднее открытіе нагнетательнаго клапана; самое открытіе происходитъ поэтому съ большимъ ударомъ, на что указываетъ уголъ *i* діаграммы. Въ то же самое время видно по діаграммѣ, что воздухъ, сжатіе котораго въ цилиндрѣ происходило въ кривой *bi*, удаляется изъ него довольно совершенно, такъ какъ переходъ отъ періода нагнетанія къ періоду всасыванія происходитъ затѣмъ въ довольно рѣзкой формѣ.

Фиг. *199, Д—Е* даютъ діаграммы быстроходныхъ насосовъ, у которыхъ всасывающіе и нагнетательные колпаки поставлены слишкомъ далеко отъ цилиндра, поэтому линіи *c* и *d* этихъ діаграммъ замѣтно отражаютъ на себѣ измѣненіе давленій въ рабочей камерѣ подъ вліяніемъ силъ инерціи.

Фиг. *199, Ж*—діаграмма насоса, въ рабочей камерѣ котораго, вслѣдствіе неправильной конструкціи, задерживается воздухъ: по кривой *bi* происходитъ сжатіе его, а по кривой *fa*—расширеніе; открытіе обоихъ клапановъ слишкомъ запоздалое и потому съ ударомъ.

На фиг. *199, З* представлена діаграмма насоса, къ рабочей камерѣ котораго вода подводится самотекомъ и безъ всасывающаго колпака: результатомъ этого является своеобразный видъ линіи *c* и позднее закрытіе всасывающаго клапана.

120. **Гидравлическое давленіе на клапанъ** со стороны струй воды, вытекающихъ изъ отверстія, надъ которымъ клапанъ находится въ равновѣсіи подъ дѣйствіемъ силъ упомянутыхъ въ §§ 117—118, можетъ быть вычислено на основаніи общихъ формулъ удара жидкости о покоющуюся стѣнку.

Если P будетъ величина этого гидравлическаго давленія въ *кг.* f—площадь отверстія прикрываемаго клапаномъ въ кв. *мт.*, h—высота напора надъ отверстіемъ истеченія въ *мт.*, γ_1—плотность истекающей жидкости, т. е. вѣсъ 1 куб. *мт.* ея, выраженный въ *кг.* Тогда, на основаніи общихъ ф-лъ прямого удара водяной струи о стѣнку, будемъ имѣть (см. *Hütte*, русскій переводъ, изд. III-е, 1897 г., ч. I, стр. 262).

$$P = i.f.h.\gamma_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{115}.$$

Въ этой ф-лѣ величина i зависитъ отъ величины стѣнки, о которую ударяется струя воды:

а) если стѣнка настолько велика, что всѣ выходящія изъ подъ нея струи воды отклоняются на 90° отъ первоначальнаго своего направленія, то . . . . . $i = \mathbf{2}$

б) если стѣнка имѣетъ діаметръ по крайней мѣрѣ вдвое болѣе діаметра струи и придвинута близко къ отверстію, то . . $i = \mathbf{1{,}5}$

в) если стѣнки и струя имѣютъ одинаковый діаметръ, то . $i = \mathbf{1}$.

Такимъ образомъ видно, что для опредѣленія давленія на клапанъ слѣдуетъ пользоваться данными третьяго случая, когда $i=1$.

Если назовемъ величину *относительнаго давленія* на 1 площади отверстія, прикрываемаго клапаномъ, того давленія, которое вызывается дѣйствіемъ вѣса клапана и упругости пружины, чрезъ p, то вмѣсто ф-лы **115** въ случаѣ *плоскаго клапана* (фиг. 200, *А*) будемъ имѣть:

$$p.f=f.h.\gamma_1, \text{ откуда } h=p:\gamma_1.$$

Выражая h въ *мт.*, p — въ атм. или въ *кг.* на кв. *см.*, и взявши вѣсъ 1 куб. мт. воды $\gamma_1=1000$ *кг.*, вмѣсто предыдущей ф-лы получимъ:

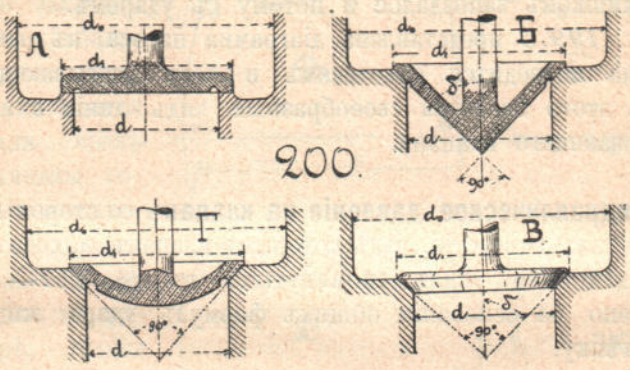
$$h=10.p \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{116}.$$

Если v будетъ скорость при выходѣ воды изъ-подъ клапана, то

$$v^2=2g.h=2g.10.p=196.p, \text{ откуда}$$

$$v=\sqrt{196.p} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{117}.$$

Весь предыдущій выводъ былъ сдѣланъ въ предположеніи, что подъемъ клапана надъ его сѣдломъ ничѣмъ не былъ стѣсненъ.



200.

Если сѣдло у клапана не плоское, а коническое (фиг. 200, *Б*, *В*, *Г*), то при вычисленіи гидравлическаго давленія P_1 во 2-й части ф-лы **115** надо ввести въ этомъ случаѣ коэффиціентъ $(1-Cos\,\delta)$, если 2δ будетъ уголъ при вершинѣ конуса, т. е.

$$P_1=(1-Cos\,\delta).f.h.\gamma_1.$$

При $\delta=45^0$. . . . $P_1=0{,}29.f.h.\gamma_1=p.f$, откуда

$$p=0{,}29.h.\gamma_1; \quad h=\frac{10.p}{0{,}29}=\frac{v_1^2}{2g}, \text{ или}$$

въ случаѣ коническаго клапана будемъ имѣть слѣдующее (при $\delta=45^0$):

$$v_1=\sqrt{\frac{196.p}{0{,}29}}=\sqrt{676.p}=1{,}86.\sqrt{196.p} \quad . \; . \; . \; \mathbf{118}.$$

Въ случаѣ шарнирнаго клапана (фиг. 197, *С*), нижняя плоскость котораго дѣлаетъ съ вертикалью уголъ δ, при вычисленіи гидравличе-

скаго давленія P_2 во 2-й части ф-лы **115** надо ввести въ этомъ случаѣ коэффиціентъ $0,5 \,.\, Sin\, 2\delta$, т. е.

$$P_2 = \frac{Sin\, 2\delta}{2} \cdot f \cdot h \cdot \gamma_1 \,.$$

При $\delta = 60^0$ . . . . $P_2 = 0,43 \,.\, f \,.\, h \,.\, \gamma_1$.

Поэтому въ случаѣ шарнирнаго клапана (фиг. 197, C — при $\delta = 60^0$) скорость при выходѣ воды изъ-подъ клапана будетъ вычисляться по ф-лѣ:

$$v_2 = \sqrt{\frac{196 \,.\, p}{0,43}} = \sqrt{453 \,.\, p} = 1,52 \sqrt{196 \,.\, p} \;.\;.\;.\;.\; \mathbf{119.}$$

121. **Клапаны, работающіе безъ пружинъ,** должны строиться на основаніи слѣдующихъ главныхъ соображеній:

1. *Вѣсъ клапана не долженъ быть излишне великъ*, иначе клапанъ будетъ медленно подниматься, будетъ давать большую величину относительнаго давленія p, будетъ пропускать жидкость съ большой скоростью и большимъ потеряннымъ напоромъ. Толщина тѣла у клапана должна быть выбрана такою только, чтобы условія крѣпости были удовлетворены и чтобы отливка его была вполнѣ возможна, если онъ готовится изъ литыхъ матеріаловъ (чугуна, бронзы, стали). Наименьшая толщина литья s въ лучахъ бронзовыхъ клапановъ при различныхъ діаметрахъ у нихъ можетъ быть взята по слѣдующей табличкѣ:

$d =$ 20 — 40	40 — 75	75 — 100	100 — 150	мм.
$s =$ 3 — 4	4 — 5	5 — 6	6 — 7	»

Наименьшая толщина чугуннаго и стальнаго литья берется на 1 — 2 мм. болѣе противъ вышеуказанныхъ цифръ.

2. *Удѣльный вѣсъ матеріала, изъ котораго дѣлается клапанъ, хорошо имѣть возможно болѣе*, чтобы сократить періодъ закрытія клапана и повысить развивающееся при этомъ ускореніе. Величины удѣльнаго вѣса главнѣйшихъ матеріаловъ, которые входятъ въ составъ клапановъ, въ круглыхъ числахъ таковы:

Кожа	Резина	Чугунъ	Сталь	Бронза
1	1,45	7	7,85	8,5

Наиболѣе подходящимъ матеріаломъ для постройки клапана является, слѣд., бронза, если только этому не противорѣчатъ другія соображенія, касающіяся вопроса о природѣ перекачиваемой жидкости и сопровождающихъ послѣднюю примѣсяхъ.

Въ таблицѣ 26-й приведены данныя, связующія относительный вѣсъ клапана p, скорость v при выходѣ воды изъ-подъ плоскаго тарелочнаго клапана (ф-ла **117**), и приведенную высоту клапана y (для чугуна) и z (для бронзы), если бы весь объемъ у клапана привести къ объему воображаемаго цилиндра съ высотою y или z.

ТАБЛИЦА 26-я.

Относительный вѣсъ клапана p въ *кг.* на кв. *см.*	$h = 10 \cdot p$ въ *мт.*	Скорость воды $v = \sqrt{196 \cdot p}$ въ *мт.*	Приведенная высота клапана въ *мм.*	
			чугуннаго y.	бронзоваго z.
0,01	0,1	1,4	16,7	13,3
0,02	0,2	1,98	33,3	26,7
0,025	0,25	2,21	41,7	33,3
0,03	0,3	2,43	50	40
0,035	0,35	2,62	58,3	46,6
0,04	0,4	2,8	66,7	53,3
0,05	0,5	3,13	83,3	66,7

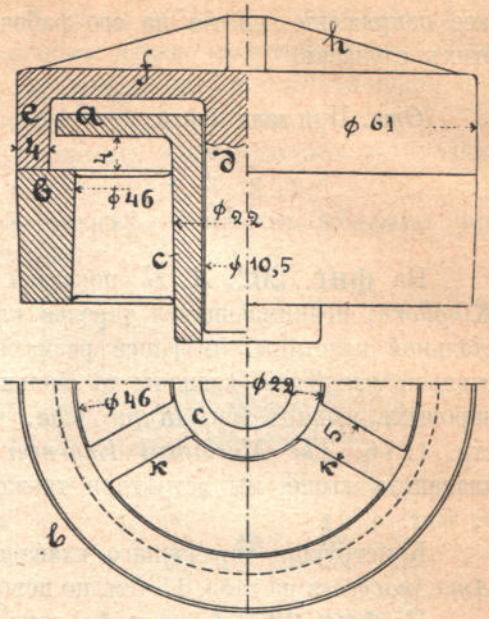
Въ случаѣ конической опоры у клапана (фиг. 200, *Б*, *В*, *Г*) вычисленную скорость нужно умножить на *1,86* (см. ф-лу **118**), а въ случаѣ шарнирнаго клапана — на *1,52* (см. ф-лу **119**).

122. **Конструктивное устройство клапановъ, работающихъ безъ пружинъ.** *а*) *Тарелочные клапаны съ прямолинейнымъ движеніемъ.* Конструктивное устройство бронзовыхъ тарелочныхъ клапановъ съ направляющими лучами, расположенными внизу и вверху, мы видѣли уже на фиг. 197, *А*, *В*. При разсчетѣ такихъ клапановъ, слѣдуетъ выбирать скорость выхода воды изъ-подъ клапана v (см. ф-лу **117**) или одинаковой съ тою, какую имѣемъ при проходѣ ея чрезъ отверстіе клапана, или близкой къ ней. Въ случаѣ равенства названныхъ скоростей, можно написать слѣдующее ур—іе, выражающее неразрывность протекающей чрезъ клапанъ струи воды:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v = \pi \cdot d \cdot h_0 \cdot v, \quad \text{откуда} \quad h_0 = \frac{d}{4} \quad . \; . \; . \; . \quad \mathbf{120},$$

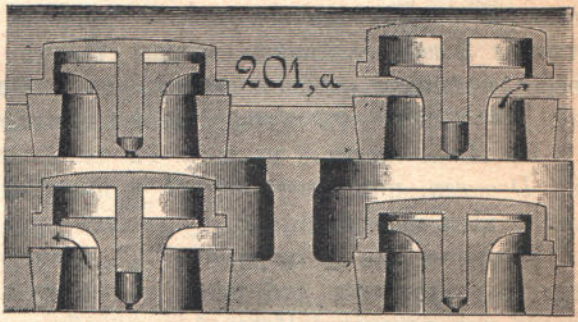
гдѣ h_0 — высота подъема тарелочнаго клапана надъ его сѣдломъ. Дѣлать эту высоту болѣе 25—30 мм. избѣгаютъ, иначе клапанъ начинаетъ работать съ сильными ударами. Слѣд., наибольшій діам. отверстія, при которомъ возможно еще осуществить р-во **120,** будетъ отъ 100 до 120 мм. Если желаютъ строить клапанъ той же конструкціи при діам., большемъ этого, тогда придется пропускать жидкость чрезъ отверстіе, прикрываемое клапаномъ, съ меньшей скоростью, чѣмъ при выходѣ жидкости изъ-подъ клапана.

Изъ двухъ конструктивныхъ формъ, изображенныхъ на фиг. 197, *A*, *B*, болѣе правильна конструкція *A*: центръ тяжести у клапана *A* расположенъ ниже его опорной поверхности, а у клапана *B*—выше ея, поэтому 1-й клапанъ способенъ перекашиваться въ работѣ менѣе 2-го; этому способствуетъ также существованіе размѣра *y* у клапанной коробки на фиг. 197,*A*; по выходѣ воды изъ-подъ клапана, она принуждена двигаться въ клапанной коробкѣ нѣкоторое время вдоль оси коробки, не вызывая бокового нажатія клапана на стаканъ *l*, направляющій его.



Фиг. 201.

На **фиг. 201** имѣемъ конструкцію клапановъ въ насосахъ американскаго завода *Marsh*, а на **фиг. 201, а**—разрѣзъ 4-клапанной коробки насоса двойного дѣйствія, снабженнаго этими клапанами. Эти клапаны и сѣдла для нихъ готовятся заводомъ *Marsh* изъ чугуна съ размѣрами, отмѣченными на чертежѣ. Особенность этой конструкціи заключается въ томъ, что у нея подъемъ клапана совершенно свободный, но, вмѣстѣ съ тѣмъ, онъ не можетъ быть болѣе того разстоянія, на которомъ поставлена нижняя кромка диска *a* надъ сѣдломъ *b*; а это разстояніе при желаніи можно имѣть очень небольшимъ (на чертежѣ оно = 4 мм.), получая при такихъ условіяхъ довольно спокойную работу клапана. Чѣмъ менѣе будетъ разница между внутренними діаметрами частей *b* и *e* у этого клапана, тѣмъ лучше, тѣмъ меньше будетъ и разница въ скоростяхъ воды при проходѣ ея чрезъ отверстія въ сѣдлѣ и при выходѣ изъ-подъ клапана.



Задача № 24. Въ клапанѣ *Marsh*, съ показанными для него на фиг. 201 размѣрами, найти отношеніе скоростей воды при выходѣ ея изъ-подъ клапана и при проходѣ ея чрезъ отверстіе клапаннаго сѣдла:

$$\textit{Отв.}\ \left[\frac{\pi}{4}\cdot(46^2-22^2)-(46-22).5.2\right]:\pi.46.4=\mathbf{1:5,55.}$$

Задача № 25. Клапанъ *Marsh*, съ показанными для него на фиг. 201 размѣрами, принадлежитъ питательному насосу, которому приходится работать подъ давленіемъ въ 1 атм., 2, 3 и т. д. Найти наибольшее напряженіе смятія на его рабочей поверхности въ каждомъ изъ этихъ случаевъ.

Отв. При давл. 1 атм. $\frac{\pi . 6,1^2}{4} : \pi . (61-4) . 4 = 0,04$ *кг.* на кв. *мм*

» » 2 » . . . . . 0,08 » »
» » 10 » . . . . . 0,41 » »

На **фиг. 202,** *А*, *Б* показана конструкція клапановъ системы *Kinghorn*; поднимающаяся тарелка клапана состоитъ здѣсь изъ тонкой стальной пластины, имѣющей размахъ надъ сѣдломъ всего лишь въ нѣсколько *мм.* Такіе клапаны въ большомъ ходу у воздушныхъ насосовъ паровыхъ машинъ (см. *Журн. общ. нѣм. инж.* 1888, стр. 465; 1892, стр. 1276; *The Mecanical Engeneer* 1898, *sept.* 10). Примѣненіе этихъ клапановъ выше, мы встрѣтили также въ насосахъ *Edwards* (см. § 86, *b*; фиг. 181).

Конструкція тарелочнаго клапана съ коническимъ сѣдломъ дана въ *Атл. насосовъ* на табл. 15 (см. по поводу сопротивленій въ немъ—§ 123).

На **фиг. 207**, *А* (см. далѣе) дана конструкція бронзоваго тарелочнаго клапана, примѣняемая зав. *Зиновьевъ и К°* въ Нарвѣ; приведены продольный разрѣзъ клапана и планъ его сѣдла.

Конструкція тарелочнаго клапана въ случаѣ перекачки мутныхъ, грязныхъ и сорныхъ жидкостей отличается отъ обыкновенной тѣмъ, что опорная поверхность у клапана подшивается какимъ-либо упругимъ, податливымъ матеріаломъ — кожей, гуттаперчей. На **фиг. 202**, *В*, *Г*, *Д* показаны 3 конструктивныя формы такихъ клапановъ: *В*, *Г* даютъ 3 способа подшивки опорной поверхности клапана кожей (толщиною 5—8 мм.); *Д* — клапанъ съ гуттаперчевой подшивкой.

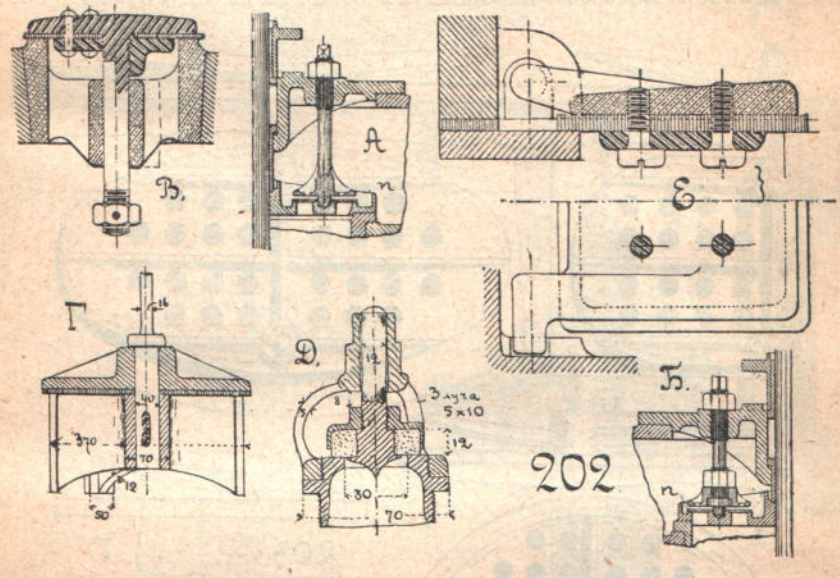
Въ *Атл. насосовъ* на табл. 12 дана конструкція тарелочнаго клапана *Drouven*, подшитаго резиной и нагруженнаго для полученія надлежащаго вѣса цѣлымъ рядомъ чугунныхъ кружковъ.

Подобные же резиновые $3^1/_2$-дюймовые клапаны съ нагрузкой чугунными кружками работаютъ въ насосахъ С.-Петербургскаго водопровода при перекачкѣ Невской воды, обладающей весьма сильнымъ окислительнымъ дѣйствіемъ. Клапанныя сѣдла—изъ пушечной бронзы; толщина резиноваго кружка 8 мм., чугуннаго 10 мм.; подъемъ клапана 10 мм.—до встрѣчи съ гуттаперчевой короткой, пружинящей подкладкой подъ гайку, ограничивающей размахъ клапана.

б. Шаровые клапаны готовятся чугунными, бронзовыми и чугунными, отянутыми резиной. Клапаны въ видѣ сплошного металлическаго шара даютъ большую величину относительнаго гидравлическаго давленія *p*, пропускаютъ жидкость съ большой скоростью и большимъ сопротивленіемъ.

Болѣе практично употреблять пустотѣлые чугунные и бронзовые шары. При этомъ нѣтъ надобности заботиться, чтобы внутреннее очертаніе шаровой полости было концентрично со внѣшнимъ; тогда скорѣе возможно будетъ повертываніе его во время подъема и опусканія, и съ сѣдломъ будутъ соприкасаться различныя мѣста шаровой поверхности. Чтобы опорная поверхность сѣдла возможно менѣе портила шаръ при посадкѣ его на мѣсто, нужно кромки m и n у сѣдла (фиг. 197, D) имѣть не острыми, а хорошо закругленными. Особенно это необходимо для шарового клапана резиноваго.

Шаровые клапаны ставятся въ насосахъ главнымъ образомъ при перекачкѣ густыхъ и вязкихъ жидкостей,



Если b — радіальная ширина опорнаго кольца, d — діаметръ отверстія, прикрываемаго клапаномъ; a — діаметръ шарового клапана, то по фиг. 197, D имѣемъ:

$$b + d = a \,.\, Sin \frac{\beta}{2}.$$

При $\beta = 90^0$ . . . $a = (b + d) \,.\, \sqrt{2} = 1{,}4 \,.\, (b + d)$.

Вычисленіе размѣра b дѣлается на основаніи соображеній, изложенныхъ въ § 116.

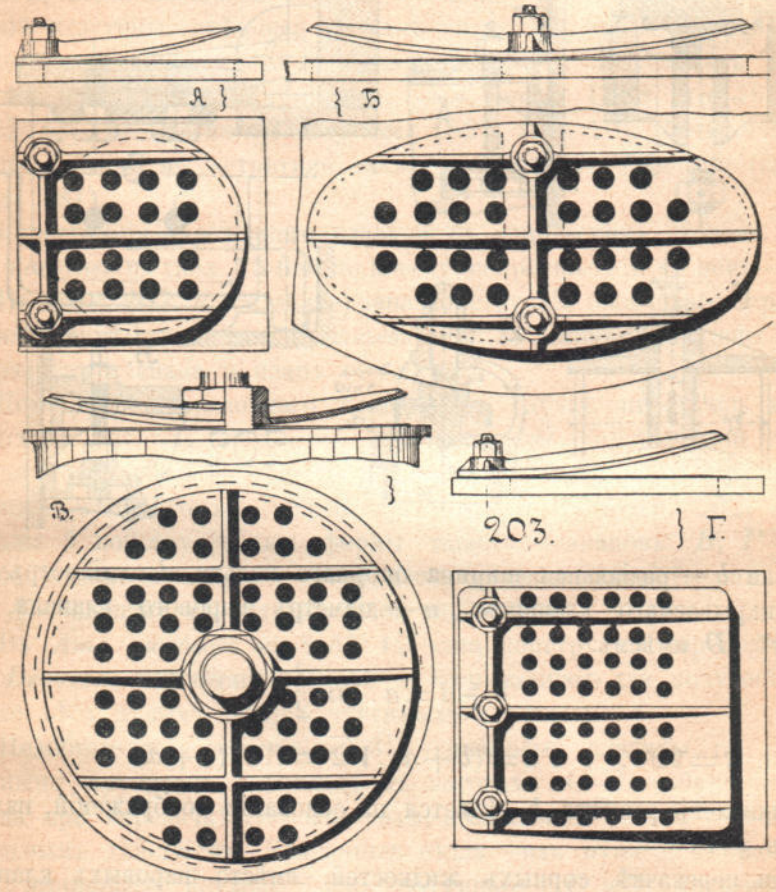
При перекачкѣ сорныхъ жидкостей, вмѣсто шаровыхъ клапановъ, употребляютъ особый типъ тарелочныхъ клапановъ безъ направляющихъ — см. *Атл. насосовъ*, табл. 59, а также фиг. **47, а** на стр. 80.

b. Шарнирные, или откидные клапаны. Бронзовый шарнирный клапанъ мы имѣли уже изображеннымъ на фиг. 197, C. Форма очертанія перекрываемаго отверстія можетъ быть при этомъ въ видѣ прямоугольника, цѣлаго круга или только сегмента его. При нахожденіи размѣра b опорной поверхности клапана поступаютъ такимъ образомъ: опредѣляютъ

діаметръ d такой площади круга, которая была бы равновелика съ данной площадью прохода; соотвѣтственно найденному d вычисляютъ по ф-лѣ **111** (см. § 116) величину b, считая въ этомъ случаѣ величину постоянной прибавки = не 2 мм., а тремъ. О раціональномъ расположеніи оси шарнира k было уже говорено въ § 115.

На **фиг. 202**, *E* дано изображеніе шарнирнаго клапана, подшитаго кожей и перекрывающаго прямоугольное отверстіе. Толщина употребляемой для этого кожи бываетъ отъ 5 до 8 мм.; толщина подшиваемой подъ клапанъ желѣзной полосы — отъ 6 до 12 мм.; діаметръ шуруповъ — отъ $^1/_4$ до $^5/_8$ дм.

Рядъ конструктивныхъ устройствъ шарнирныхъ клапановъ приведенъ также въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 1, 3, 11, 21, 62, 73, 74, 75.



Фиг. 203 даетъ намъ рядъ изображеній стальныхъ клапановъ *Kinghorn*. Зависимость между діаметромъ пластины d и наибольшей высотою подъема ея кромки h_0 установлена слѣд. обр.:

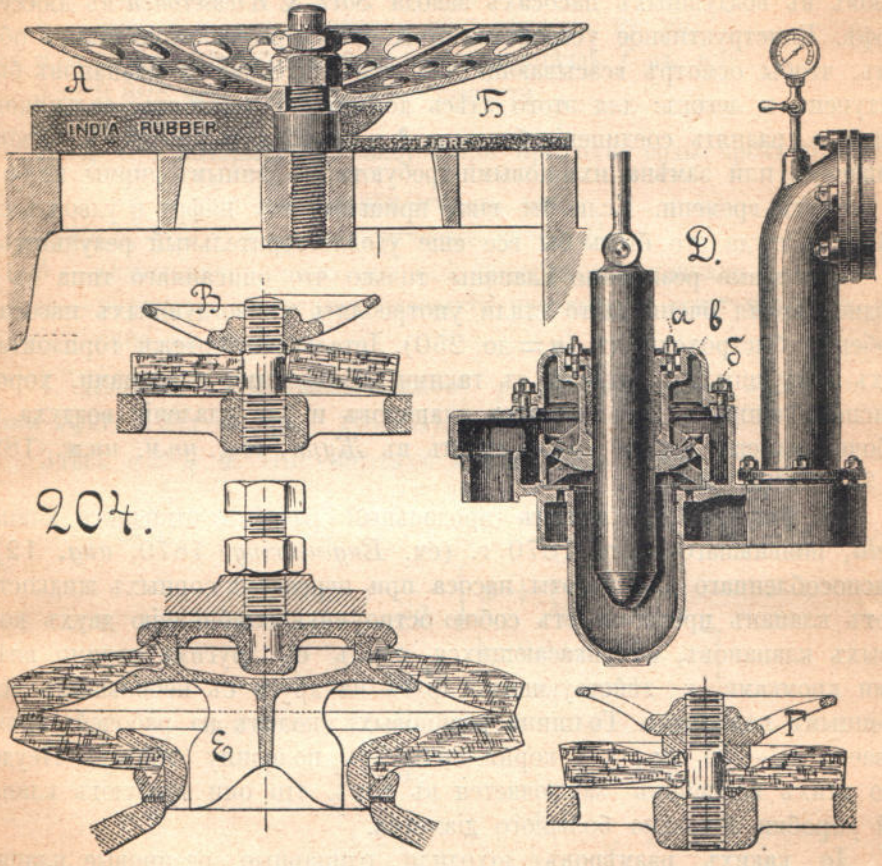
$d = 5$	8	11	13	16	19	21	24 дм.
$h_0 = {}^1/_2$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	2	$2^5/_{16}$ »

Откидные клапаны часто выполняются также въ видѣ круглаго диска, зажатаго въ центрѣ, или въ видѣ кольца, зажатаго на внутрен-

ней окружности. Рядъ конструктивныхъ устройствъ этого рода представленъ на **фиг. 204**.

Фиг. 204 *А, Б* изображаетъ слѣва отъ центральной линіи гуттаперчевый клапанъ, а справа — клапанъ изъ гибкой вулканизированной фибры. Тотъ и другой дискъ покоится на рѣшеткѣ, образованной радіальными и кольцевыми лучами.

Въ случаѣ питанія котловъ горячей водой ставится резина марки (*51 Е**) Росс.-Америк. резиновой м-ры; диски изъ этого матеріала выдерживаютъ напоръ до 6 атм. вполнѣ удовлетворительно. Толщина резиновыхъ дисковъ назначается отъ 10 до 20 мм.



При діаметрѣ диска $d =$ отъ 120 до 200 мм. толщину фибры δ достаточно имѣть $= 4$ мм.; при $d = 200 - 300$ мм. . . . $\delta = 5 - 6$ мм. Толщина резиновыхъ дисковъ при тѣхъ же величинахъ діаметра должна быть приблизительно въ 3 раза болѣе.

На фиг. 204, *В* показанъ способъ постановки резиноваго клапана, чтобы достигнуть болѣе плотнаго прилеганія его къ рѣшеткѣ: справа отъ центральной линіи — до постановки, а слѣва—послѣ постановки.

На фиг. 204, *Г* дана другая форма сѣченія резиноваго диска, при которой онъ является болѣе податливымъ въ работѣ: слѣва отъ центральной линіи все представлено до окончательной постановки, а справа—

послѣ постановки. Такіе насосные клапаны могутъ исправно работать при числѣ оборотовъ насоснаго вала до 240 въ минуту, тогда какъ въ случаѣ постоянной толщины диска (фиг. 204, *В*) *max* числа оборотовъ считается = 120.

На фиг. 204, *А*, *Б*, *В*, *Г* надъ клапаннымъ дискомъ показана металлическая (бронзовая или чугунная) рѣшетка, очерченная снизу по весьма пологой шаровой или другой поверхности; рѣшеткой пользуются для закрѣпленія диска на мѣстѣ, а затѣмъ она же ограничиваетъ предѣлы отгибанія диска.

На фиг. 204, *Д* имѣемъ изображеніе кольцевыхъ резиновыхъ клапановъ въ воздушныхъ насосахъ завода *Sack & Kiesselbach* въ Дюссельдорфѣ. Конструктивное устройство этого насоса разработано такимъ образомъ, чтобы осмотръ всасывающихъ и нагнетательныхъ клапановъ былъ доступенъ и легокъ: для этого здѣсь достаточно ослабить сальниковые болты *a*, разнять соединеніе болтами δ и приподнять крышку *b*. Осмотръ клапановъ или замѣна ихъ новыми требуютъ, по даннымъ фирмы, не болѣе 10 минутъ времени. Если бы даже пришлось эту цифру и удвоить случайно, и тогда это былъ бы все еще удовлетворительный результатъ.

Кольцевые резиновые клапаны только что описаннаго типа въ послѣднее время очень часто стали употреблять въ воздушныхъ насосахъ, особенно быстроходныхъ (n = до 250). Детальные чертежи горизонтальныхъ воздушныхъ насосовъ съ такими кольцевыми клапанами, хорошо приспособленныхъ для осмотра клапановъ и для удаленія воздуха изъ рабочей камеры насоса можно видѣть въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1890, № 32; 1899, № 1.

На фиг. 204, *Е* имѣемъ продольный разрѣзъ откидного клапана *Field*, появившагося въ 1870 г. (см. *Engineering*, 1870, *aug.* 12) и приспособленнаго для работы насоса при перекачкѣ сорныхъ жидкостей. Этотъ клапанъ представляетъ собою остроумную комбинацію двухъ кольцевыхъ клапановъ, соприкасающихся одинъ съ другимъ своими внѣшними кромками и дѣйствующихъ другъ на друга съ небольшимъ естественнымъ нажимомъ. Толщина резиновыхъ колецъ на рабочей кромкѣ бываетъ 10—15 мм., а у корня почти въ половину тоньше. Неудобство этихъ клапановъ заключается въ томъ, что они требуютъ клапанной коробки довольно большого діаметра.

До какихъ размѣровъ доходили одинарные резиновые клапаны типа фиг. 204, *А*, *В*, можно видѣть на примѣрѣ нѣкоторыхъ машинъ Берлинскаго водопровода, работающихъ съ проходными поршнями. У одной изъ этихъ машинъ—діам. цилиндра 540 мм.; поршневой клапанъ и всасывающій клапанъ имѣютъ совершенно одинаковые размѣры; діаметръ резиноваго диска 470 мм. ($18^1/_2$ дм.).

123. **Сопротивленіе при проходѣ воды чрезъ отверстіе, раскрытое клапаномъ.** Для нѣкоторыхъ наиболѣе употребительныхъ формъ клапановъ этотъ вопросъ выясненъ опытами профессора *Баха*, продѣланными имъ въ періодъ времени 1881—84 гг. Здѣсь мы приведемъ

главнѣйшіе результаты этихъ опытовъ (см. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1886, № 20), при которыхъ высота подъема клапана всегда была ограничена, согласно съ существовавшими прежде воззрѣніями на этотъ предметъ, и нагрузка клапана происходила исключительно за счетъ собственнаго вѣса клапана и накладываемыхъ на него грузовъ.

Пусть обозначаютъ:

G — вѣсъ клапана въ водѣ во время работы насоса въ *кг*,

d — діаметръ отверстія, прикрываемаго клапаномъ въ *мт*,

$f = \frac{\pi . d^2}{4}$ — площадь сѣченія этого отверстія въ кв. *мт*,

h — высота подъема клапана надъ сѣдломъ въ *мт.*,

v — скорость прохода воды чрезъ площадь f въ *мт.*,

$g = 9{,}808$ *мт.*, — ускореніе тяжести,

$A \cdot \frac{v_2}{2g}$ — потерянный напоръ при проходѣ воды чрезъ отверстіе, раскрытое клапаномъ, въ *мт.*,

$xya_1a_2a_3 \cdot \cdot \cdot \cdot$ — эмпирическіе коэф. *Баха*,

b — радіальная ширина опорной поверхности клапана,

u — периметръ очертанія отверстія при выходѣ воды изъ-подъ клапана въ *мт.*,

1. *Клапанъ съ направляющими, расположенными выше его тарелки* (фиг. 197, *B*; фиг. 200, *A*).

Здѣсь $u = \pi . d$. При опытахъ можно было имѣть

$$\frac{h}{d} = \text{отъ } 0{,}1 \text{ до } 0{,}25; \quad \frac{b}{d} = \text{отъ } 0{,}1 \text{ до } 0{,}25$$

$$G = 1000 . f \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \left[x + \left(\frac{f}{y . h . u} \right)^2 \right] \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{121}$$

$$\left.\begin{array}{l} x = 2{,}5 + 19 \cdot \frac{b - 0{,}1 . d}{d} \\ \text{при } b = 0{,}25 . d \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \; y = 0{,}60 \\ \text{»} \quad b = 0{,}1 . d \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \; y = 0{,}62 \end{array}\right] \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{122}$$

$$A = a_1 + a_2 \cdot \left(\frac{d}{h} \right)^2 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{123}$$

$$\left.\begin{array}{l} a_1 = 0{,}55 + 4 \cdot \frac{b - 0{,}1 . d}{d} \\ \text{при } b = 0{,}25 . d \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \; a_2 = 0{,}16 \\ \text{»} \quad b = 0{,}1 . d \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \; a_2 = 0{,}15 \end{array}\right] \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{124}$$

Выполненіе тарелки клапана съ очертаніемъ внизу по формѣ фиг. 202, *D*, т. е. съ очертаніемъ, выдающимся внутрь прикрываемаго отверстія, когда клапанъ закрытъ, оказываетъ вліяніе на величину коэф. *A* въ смыслѣ ея *увеличенія*, а съ очертаніемъ вогнутымъ снизу (см. фиг. 205, *Б*; 207, *A*) вліяніе сказывается въ сторону уменьшенія коэф. *A*.

2. *Клапанъ съ направляющими, расположенными ниже его тарелки* (фиг. 197, *A*).

Здѣсь $u = (\pi . d - i . s)$,

гдѣ s—ширина направляющаго луча на его периферіи, i—число лучей (на фиг. 197, *A*. . . . . $i = 3$). При опытахъ можно было имѣть

$$\frac{h}{d} = \frac{1}{8} - \frac{1}{4}.$$

Вѣсъ G вычисляется по ф-лѣ **121**, но величины x и y здѣсь могутъ быть взяты *на 10% менѣе* противъ ф-лъ **122**. Затѣмъ

$$A = a_3 + a_4 . \left(\frac{d^2}{u . h}\right)^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{125}.$$

Если площадь сѣченія направляющихъ лучей g (фиг. 197, *A*) будетъ f_2, то

при $\frac{f_2}{f} = 0{,}13$. . . . . $a_3 = 1{,}8 . a_1$. . . . . $a_4 = 1{,}7$

» » $= 0{,}20$. . . . . $a_3 = 2{,}6 . a_1$. . . . . $a_4 = 1{,}75$.

Такимъ образомъ видно, что тарелочный клапанъ съ нижними направляющими оказываетъ при проходѣ воды гораздо большее сопротивленіе, чѣмъ клапанъ съ верхними направляющими.

3. *Клапанъ съ коническимъ сѣдломъ и плоской стороной снизу* (фиг. 200, *B*). Здѣсь $u = \pi . d$. Вѣсъ G, *пока* h *не болѣе* $0{,}15 . d$, можно вычислять по ф-лѣ **121**, если въ ней взять

$$x = (-1{,}05); \; y = 0{,}89.$$

$$A = 2{,}6 - 0{,}8 . \frac{h}{d} + 0{,}14 . \left(\frac{h}{d}\right)^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{126}.$$

Величина A для клапана съ коническимъ сѣдломъ получается много менѣе, чѣмъ для клапановъ съ плоскимъ сѣдломъ (фиг. 197, *A*, *B*). Клапаны съ нижнимъ очертаніемъ по фиг. 200, *Б*, *Г* обладаютъ большимъ сопротивленіемъ для прохода жидкости, чѣмъ общеупотребительная форма фиг. 200, *B*.

При полученіи этихъ результатовъ размѣры клапанной коробки предварительно были выбраны на основаніи слѣд. р-ва (см. фиг. 200).

$$\frac{\pi}{4} \cdot (d_0^2 - d_1^2) = 1{,}8 . f = 1{,}8 . \frac{\pi . d^2}{4} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{127}.$$

Бахъ отмѣчаетъ, что для вычисленія потеряннаго напора иногда примѣняютъ слѣд. приближенную ф-лу:

$$A_1 \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot f . 1000 = G,$$

гдѣ *1000*—вѣсъ 1 куб. *мт.* воды; но эта ф-ла даетъ иногда большую ошибку и въ ту, и въ другую сторону, смотря по тому какъ выбраны будутъ величины G и h.

124. **Условія спокойной посадки клапана на его сѣдло** были выяснены профессоромъ *Бахомъ* при его опытахъ надъ клапанами, работавшими безъ пружинъ, при довольно большой у нихъ радіальной ширинѣ опорной поверхности (b болѣе $0{,}1 \,.\, d$). Описаніе этихъ опытовъ помѣщено въ *Журн. общ. нѣм. инж.* **1886**, №№ 20, 22, 37, 48, 49; **1887**, №№ 3 и 4.

Для опытовъ былъ взятъ скальчатый горизонтальный насосъ простого дѣйствія, спеціально приспособленный для этого: діаметръ плунжера у него былъ $= 70$ мм., размахъ его можно было измѣнять отъ 0 до 300 мм., число оборотовъ насоснаго вала можно было имѣть $=$ отъ 30 до 180. Діаметръ отверстія, прикрываемаго клапаномъ, былъ 50 мм. Испытывались клапаны съ различной радіальной шириной опорной поверхности, различной конструкціи, разнаго вѣса, съ различной высотой размаха h, при разномъ діаметрѣ клапанной коробки d_0 и т. д.

1. Зависимость между размахомъ поршня S и числомъ оборотовъ насоснаго вала въ мин. n, при условіяхъ все еще спокойной и своевременной посадки даннаго клапана на мѣсто, *Бахъ* выразилъ слѣдующимъ эмпирическимъ закономъ

$$n^2 \,.\, S = const = 30 \,.\, c \,.\, n \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{128.}$$

2. Въ то же самое время обнаружено было существованіе 2-го эмпирическаго закона:

$$G = \frac{n \,.\, c \,.\, F}{\varepsilon} = \frac{n^2 \,.\, s \,.\, F}{30 \,.\, \varepsilon} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{129,}$$

гдѣ F—площадь поршня, c—его скорость.

Величина коэф. ε зависитъ отъ конструкціи клапана и его размѣровъ, отъ діам. клапанной коробки, отъ положенія водоотводной трубы относительно опорной поверхности клапана.

3. Тарелочные клапаны съ плоскимъ сѣдломъ могутъ имѣть спокойную посадку при всѣхъ значеніяхъ n и S, когда закрытіе клапана происходитъ своевременно.

4. Тарелочные клапаны съ коническимъ сѣдломъ могутъ имѣть спокойную посадку на мѣсто только при сравнительно малыхъ скоростяхъ.

5. Ограниченіе высоты подъема клапана какими-либо задержками никакой пользы дѣлу не приноситъ, отъ этого закрытіе клапана происходитъ только *позднѣе* и съ ударомъ; чтобы этого не было, ограниченіе подъема должно достигаться надлежащимъ развитіемъ вѣса клапана и упругости пружины, нагружающей клапанъ.

6. Высота подъема клапана не находится въ строгой зависимости ни отъ хода поршня, ни отъ числа оборотовъ вала въ мин. и можетъ быть вообще довольно значительной при большихъ размѣрахъ поршня.

7. Въ узкой клапанной коробкѣ при однихъ и тѣхъ условіяхъ работы клапанъ поднимается выше чѣмъ въ широкой.

8. Широкія клапанныя коробки болѣе благопріятны для полученія спокойной работы клапана при большомъ числѣ оборотовъ насоснаго вала и сравнительно малой нагрузкѣ клапана. Уменьшеніе діаметра клапанной коробки сопровождается увеличеніемъ потеряннаго напора при проходѣ чрезъ нее жидкости и требуетъ или увеличенія нагрузки на клапанъ или уменьшенія числа оборотовъ вала.

Зависимость наибольшей величины размаха клапана h отъ величины хода поршня S при данномъ числѣ оборотовъ вала въ мин. n и данной нагрузкѣ на клапанъ G можетъ быть иллюстрирована слѣдующими данными *Баха* (см. *Z.* 1886, стр. 1041):

I. $G = 1{,}709$ кг., $n = \mathbf{90}$.
$S = 280$ 250 200 150 100 50 мм.
$c = 0{,}84$ 0,75 0,6 0,45 0,3 0,15 мт. въ сек.
$h = 17{,}7$ 16,2 13 9,8 6 1,6 мм.

II. $G = 1{,}709$ кг., $n = \mathbf{60}$.
$S = 300$ 225 150 75 мм.
$c = 0{,}6$ 0,45 0,3 0,15 мт. въ сек.
$h = 11{,}4$ 8,1 5,2 1,7 мм.

III. $G = 0{,}933$ кг., $n = \mathbf{60}$.
$S = 300$ 250 200 150 100 75 мм.
$c = 0{,}6$ 0,3 0,4 0,3 0,2 0,15 мт. въ сек.
$h = 17{,}3$ 13,6 10,3 7,5 5 3,6 мм.

IV. $G = 0{,}933$ кг., $n = \mathbf{30}$.
$S = 300$ 250 200 150 мм.
$c = 0{,}3$ 0,25 0,2 0,15 мт. въ сек.
$h = 7{,}2$ 6,1 4,7 2,2 мм.

V. $G = 0{,}482$, $n = 30$.
$S = 300$ 250 200 150 100 мм.
$c = 0{,}3$ 0,25 0,2 0,15 0,1 мт. въ сек.
$h = 13$ 10,3 7,4 5,6 2 мм.

125. **Время, потребное для закрытія клапана**, можетъ быть вычислено только *приближенно*, такъ какъ въ ф-лѣ 114 (см. § 118) величина P_1, выражающая разность давленій на обѣ стороны клапана (верхнюю и нижнюю) при началѣ его опусканія, точно не можетъ быть найдена при разсчетѣ клапана. Можно довольствоваться пока тѣмъ приближеннымъ рѣшеніемъ, которое получится, сдѣлавши $P_1 = 0$. Тогда ускореніе g_1, съ которымъ начнетъ опускаться клапанъ, можно будетъ приближенно написать въ слѣдующемъ видѣ, пользуясь обозначеніями, которыя были введены въ §§ 117—118, и ф-лой **114**:

$$g_1 = \frac{G + S_1}{m} = g \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{G + S_1}{G} \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{114}, \; a.$$

Пусть обозначаютъ:

h — высоту паденія клапана въ *мт.*,

t — время, потребное для этого, въ *сек.*; тогда

$$h = g_1 \cdot \frac{t^2}{2}, \text{ откуда}$$

$$t = \sqrt{\frac{2h_0}{g_1}} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{h}{g} \cdot \frac{G}{G + S_1}} \quad . \; . \; . \; . \; \mathbf{130}.$$

Изъ этой ф-лы ясно видно вліяніе, которое оказываетъ упругость пружины на величину промежутка времени, въ теченіе котораго совершается опусканіе клапана.

Если для одного клапана вѣсомъ G_1 упругость пружины $= S_1$, а для другого вѣсомъ G_2 упругость пружины есть S_2, тогда отношеніе соотвѣтственныхъ промежутковъ времени закрытія клапановъ будетъ:

$$t_1 : t_2 = \sqrt{\frac{G_1}{G_1 + S_1}} : \sqrt{\frac{G_2}{G_2 + S_2}}.$$

Дѣлая у этихъ двухъ клапановъ относительное давленіе p на единицѣ площади отверстія, прикрываемаго клапаномъ, одинаковымъ, получимъ:

$$G_1 + S_1 = G_2 + S_2 \cdot \cdot \cdot \frac{t_1}{t_2} = \sqrt{\frac{G_1}{G_2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{131},$$

т. е. *въ случаѣ пружинныхъ клапановъ, имѣющихъ одинаковую величину относительнаго давленія, подъ которымъ работаетъ клапанъ, и одинаковую высоту подъема его, время, потребное для закрытія клапана, прямо пропорціонально корню квадратному изъ вѣса клапана*, т. е. если желаютъ сократить періодъ опусканія клапана вдвое, нужно вѣсъ клапана сократить вчетверо, а недостающую нагрузку на клапанъ восполнить упругостію пружины.

Можно приближенно принять, что начало паденія клапана совпадаетъ съ тѣмъ самымъ моментомъ, когда скорость поршня достигаетъ своего *max*.

Ф-ла **6** въ § 11 показываетъ намъ, что это будетъ имѣть мѣсто тогда, когда $\beta = 90^0$, т. е. когда направленіе кривошипа и ось цилиндра взаимно перпендикулярны.

Время паденія клапана, очевидно, должно быть менѣе того промежутка времени, въ теченіе котораго кривошипъ дѣлаетъ четверть оборота, или менѣе $60 : 4 \,.\, n$ сек., если n — число оборотовъ насоснаго вала въ минуту, т. е.

$$\frac{15}{n} \text{ должно быть болѣе } \sqrt{2h : g_1}, \qquad \text{или}$$

$$n \text{ менѣе } \frac{15}{\sqrt{2h_0 : g_1}} = 15 \cdot \sqrt{\frac{g}{2} \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{G + S_1}{h \,.\, G}} \quad . \; . \; . \; \mathbf{132}.$$

Формула **132** можетъ служить, само собою разумѣется, только для сравнительныхъ вычисленій, кладя въ основу ихъ какое-либо провѣренное опытомъ положеніе.

126. **Допускаемое число оборотовъ насоснаго вала.** Пусть, напр., извѣстно, что бронзовый тарелочный клапанъ, не имѣющій ограниченія своего размаха въ водѣ и работающій при относительномъ вѣсѣ клапана $p = 0{,}05$ *кг.* на кв. *см.*, имѣетъ спокойную посадку на сѣдло, если подъемъ клапана $h = 10$ мм., а число оборотовъ насоснаго вала въ мин. не превосходитъ 60 *). Тогда, пользуясь этими данными и ф-лою **132**, можно подсчитать упругость пружины, приведенную высоту новаго клапана и соотвѣтственное ему допускаемое число оборотовъ вала въ мин., при которомъ можно еще ожидать спокойной посадки новаго клапана на мѣсто. Дѣлается это слѣд. образ.:

По табл. 26 (въ § 121), соотвѣтственно относительному вѣсу клапана $p = 0{,}05$ *кг.* на кв. *см.*, приведенная высота бронзоваго клапана $z = 66{,}7$ мм. Если бы, при условіи сохраненія величины p, мы построили изъ того же матеріала новый клапанъ, у котораго приведенная высота равнялась бы $^3/_4 \cdot z$, т. е. 50 мм., тогда, для сохраненія величины p постоянною, нужно было бы еще поставить надъ клапаномъ пружину, упругость которой, отнесенная къ 1 кв. *см.* площади отверстія f, прикрываемаго клапаномъ, должна была бы равняться $^1/_4 \cdot p$; и допускаемое въ этомъ случаѣ число оборотовъ въ мин. у вала, согласно съ ф-лами **131**—**132**, нужно было бы вычислять по ф-лѣ

$$n_1 : 60 = \sqrt{G} : \sqrt{\frac{3}{4} \cdot G} = \sqrt{1{,}33} = 1{,}15 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{133},$$

откуда

$$n_1 = 69.$$

Совершенно такимъ же образомъ дѣлается подсчетъ числа оборотовъ и упругости пружины и въ случаѣ всякаго другого уменьшенія приведенной высоты клапана z.

Ф-ла **133** показываетъ вмѣстѣ съ тѣмъ слѣдующее: *если заданное число оборотовъ* $\mathbf{n_1}$, *большее* **60**, *раздѣлить на* **60**, *тогда частное, полученное при этомъ дѣленіи возведенное въ квадратъ, дастъ намъ нѣкоторое число; обратная величина этого числа будетъ представлять собою правильную дробь, показывающую намъ, какую часть прежней приведенной высоты клапана нужно оставить у новаго клапана, и какую часть слѣдуетъ замѣнить пружиною.*

На основаніи этого правила мною составлена таблица 27-я, посредствомъ которой при различныхъ величинахъ n можно опредѣлять приведенную высоту клапана и относительную упругость пружины, отнесенную къ 1 кв. см. площади f и выраженную въ *кг.*

---

*) См. журналъ *Haeder*, 1899. № 3.

ТАБЛИЦА 27-я.

Пружинные тарелочные клапаны

$p = 0{,}05$ *кг.* на кв. *см.*; $z = 66{,}7$ мм. для бронзоваго клапана.

n	$\frac{n_1}{n}$	$\left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	$1 : \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	Приведенная высота клапана.	Относительная упругость пружины.
60	1	1	1	z	0
70	1,17	1,37	0,73	$0{,}73 \,.\, z$	$0{,}27 \,.\, p$
80	1,33	1,77	0,56	$0{,}56 \,.\, z$	$0{,}44 \,.\, p$
90	1,5	2,25	0,44	$0{,}44 \,.\, z$	$0{,}56 \,.\, p$
100	1,67	2,79	0,36	$0{,}36 \,.\, z$	$0{,}64 \,.\, p$
110	1,83	3,35	0,3	$0{,}30 \,.\, z$	$0{,}70 \,.\, p$
120	2	4	0,25	$0{,}25 \,.\, z$	$0{,}75 \,.\, p$

Если бы относительное давленіе на клапанъ было другое, напр., $p = 0{,}04$ *кг.* на кв. *см.*, тогда скорость выхода воды изъ-подъ клапана вмѣсто 3,13 *мт.* сдѣлается $= 2{,}8$ *мт.* (см. табл. 26), поэтому и клапанъ долженъ будетъ подняться уже не на 10 мм., а на $10 \,.\, 3{,}13 : 2{,}8$, или на 11,2 *мм.*

Ф-ла **132** показываетъ, что при $S_1 = 0$ числа оборотовъ обратно пропорціональны корнямъ квадратнымъ изъ h, т. е. для новой серіи клапановъ въ случаѣ отсутствія у нихъ пружинъ допускаемое число оборотовъ въ минуту будетъ

$$n_2 = 60 \,.\, \sqrt{\frac{10}{11{,}2}} = 57 \text{ обор.}$$

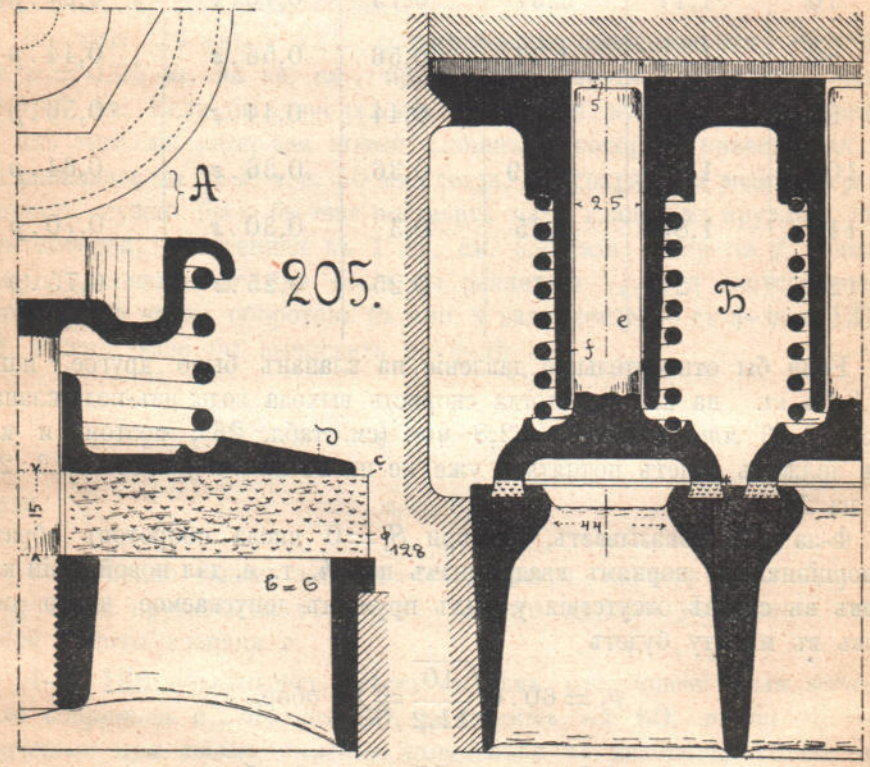
По даннымъ $p = 0{,}04$ и $n_2 = 57$ могла бы быть подсчитана указаннымъ выше способомъ новая таблица, подобная табл. 27.

Лица, занимающіяся проектированіемъ насосовъ, должны имѣть у себя такія таблицы уже въ готовомъ видѣ для всѣхъ серій относительныхъ давленій между 0,01 и 0,05 *кг.* и для всѣхъ ходовыхъ матеріаловъ бронзы, чугуна, резины и проч.

Для тарелочныхъ пружинныхъ клапановъ къ быстроходнымъ насосамъ приведу нижеслѣдующую таблицу, составленную по *Хедэру* (см. журналъ его, 1899, № 9) съ необходимыми къ его даннымъ поправками. Въ таблицѣ обозначаютъ:

d — діаметръ проходного отверстія у тарелочнаго клапана въ *мм.*,
h — высота подъема его въ *мм.*,
v — скорость выхода воды изъ-подъ клапана, вычисленная по ф-лѣ **117** (§ 120), въ мт. въ сек.,
p — относительное давленіе на клапанъ въ приподнятомъ состояніи (см. § 120) въ *кг.* на кв. *см.*,
n — допускаемое для насоса число оборотовъ вала въ мин. Тогда

$d =$	100	90	80	70	50	40	30	20 *мм.*
$h =$	9	8	7	7	6	5	5	4 »
$v =$	2,22	2,43	2,62	2,8	2,97	3,13	3,43	3;71 »
$p =$	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07 »
$n =$	60	80	100	120	140	160	180	200 »



127. **Конструктивное устройство пружинныхъ клапановъ.** На **фиг. 205,** *А* представленъ разрѣзъ резиноваго пружиннаго клапана: резиновый дискъ *c* перекрытъ тонкимъ бронзовымъ дискомъ *d*, который снабженъ небольшой направляющей втулкой и нагруженъ цилиндрическою спиральною пружиною; другія конструктивныя подробности ясно иллюстрируются чертежемъ.

На **фиг. 205,** *Б* данъ продольный разрѣзъ бронзоваго пружиннаго клапана, который опирается на резиновое сѣдло; клапанъ снабженъ длиннымъ направляющимъ стержнемъ *e*, который съ небольшимъ зазоромъ

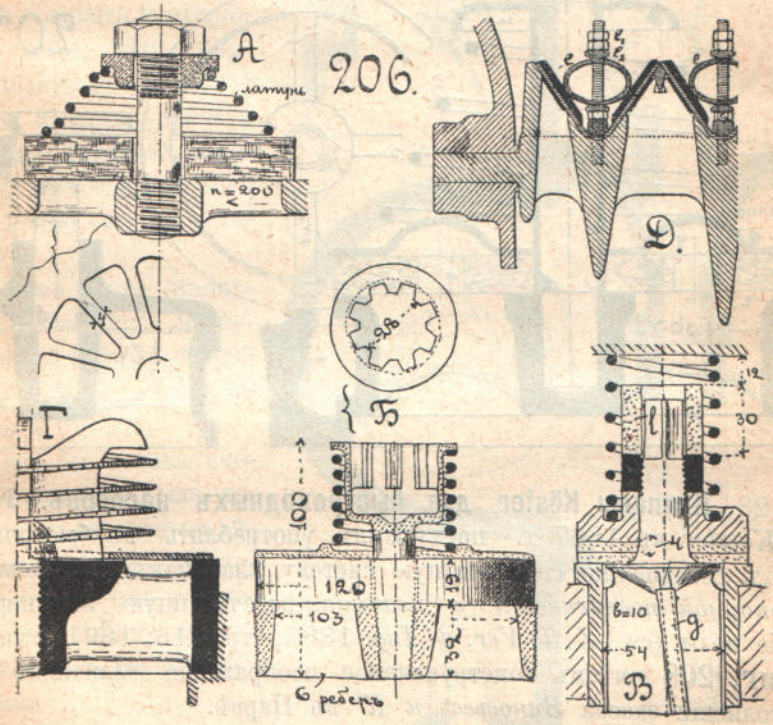
ходитъ во втулкѣ *f*. Это конструкція завода *Tangyes Br.* для быстроходныхъ насосовъ.

На **фиг. 206** представленъ цѣлый рядъ разнообразныхъ конструктивныхъ устройствъ пружинныхъ клапановъ:

А — клапанъ изъ рогового каучука (для спиртовыхъ насосовъ);

Б — резиновый клапанъ съ бронзовой накладкой;

В — бронзовый клапанъ, у котораго рабочая поверхность составлена изъ 2 кожаныхъ кружковъ; направляющіе лучи *g* у этого клапана наклонены къ его оси, чтобы вызвать вращеніе клапана вокругъ своей оси и посадку его на сѣдло въ различныхъ положеніяхъ; клапанъ снабженъ цилиндрической латунной спиральной пружиной и резиновымъ буфферомъ *l*; это конструкція американскаго завода *Blake*;



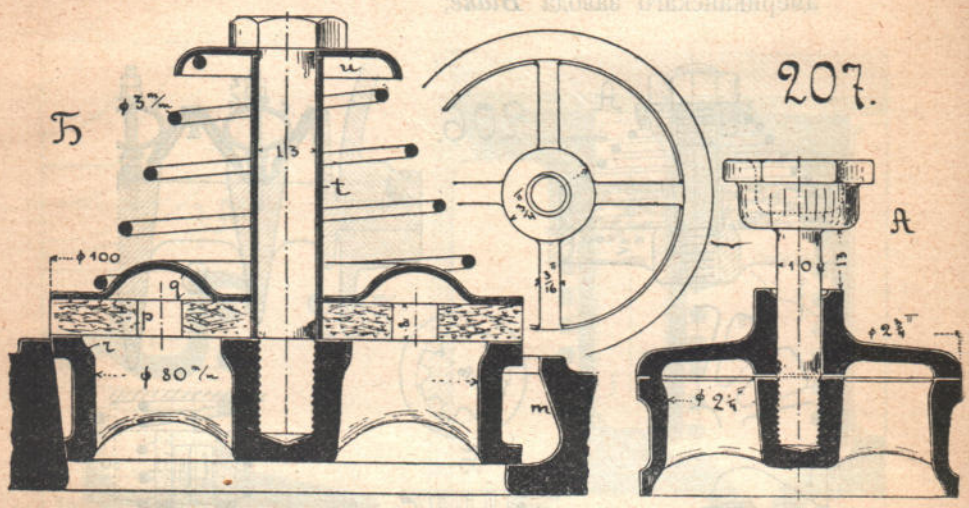
Г — клапанъ системы *Corliss* съ латунной пластиной;

Д — откидные пружинные клапаны парижскаго завода *Farcot* съ трубчатыми резиновыми пружинами *e*, упругость которыхъ по желанію можетъ быть регулируема передвиганіемъ гаекъ по винту e_1.

На **фиг. 207**, *Б* представленъ разрѣзъ пружиннаго резиноваго клапана системы зав. *Зиновьевъ и К°* въ Нарвѣ. Особенность системы заключается въ томъ, что резиновый дискъ *p* играетъ здѣсь роль упругой прокладки между сѣдломъ клапана и его латуннымъ дискомъ *q*, воспринимающимъ на себя давленіе и приспособленнымъ для его выдер-

живанія; резиновый дискъ *p* снабженъ нѣсколькими отверстіями, чтобы давленія на обѣ стороны его были одинаковы и чтобы рѣшетка у сѣдла могла быть сдѣлана съ малымъ числомъ радіальныхъ лучей и съ большими пролетами между ними; пружина винтовая коническая латунная; направляющая клапанъ трубка *t* и упорный дискъ *u* для пружины сдѣланы также изъ латуни; болтъ—желѣзный. На чертежѣ иллюстрированы 2 способа постановки сѣдла на мѣсто: слѣва отъ центральной линіи—на конической приточкѣ, а справа—на заливкѣ сѣдла въ клапанной доскѣ *m* какимъ-либо легкоплавкимъ сплавомъ.

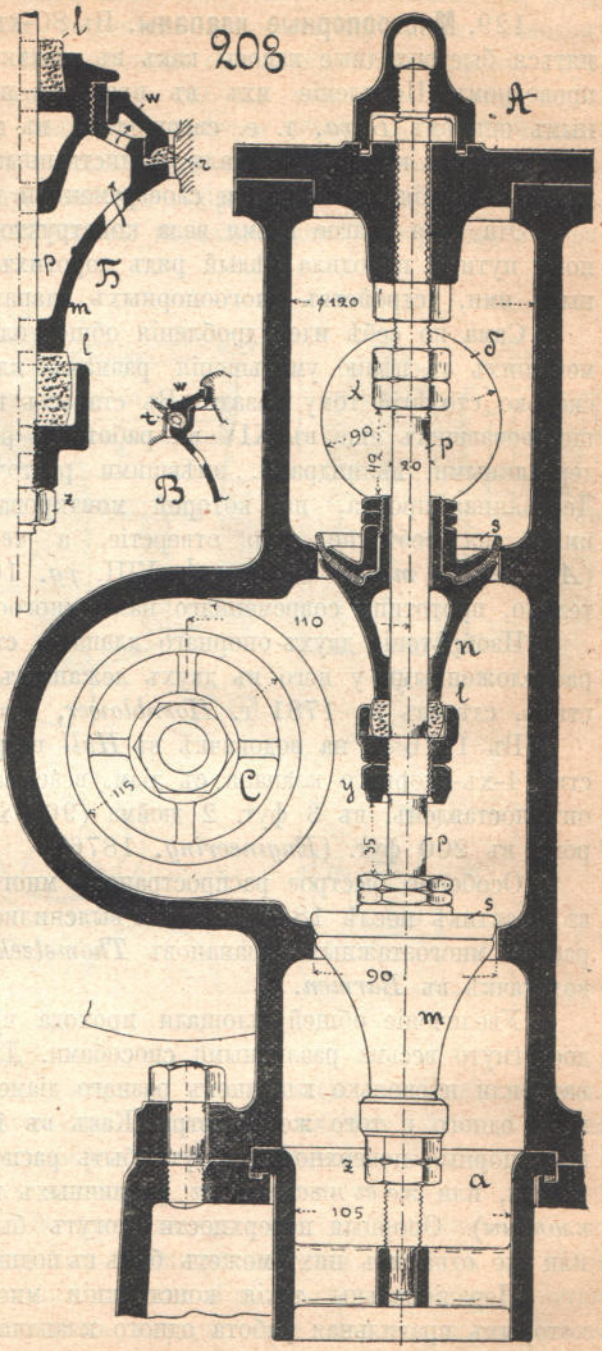
Разнообразныя конструктивныя устройства пружинныхъ клапановъ можно видѣть также въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 11, 25, 27, 54, 55 и 72.



128. **Клапаны Köster для быстроходныхъ насосовъ.** Нѣмецкій инж. *Koester* въ 1887 г. предложилъ употреблять въ быстроходныхъ насосахъ совершенно своеобразную систему клапановъ, *безъ металлической опорной поверхности у клапана*, разсчитанную на инерціонное дѣйствіе воды (см. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1887, стр. 516; 1891, стр. 1244). На **фиг. 208** имѣемъ конструктивное изображеніе клапановъ *Koester* въ исполненіи завода *Зиновьевъ и К°* въ Нарвѣ.

На фиг. 208, *A* представленъ разрѣзъ всасывающей и нагнетательной клапанныхъ коробокъ вдоль ихъ общей геометрической оси: *C* — насосный поршень, *a* — всасывающая труба, *δ* — нагнетательная, *m* — всасывающій клапанъ, *n* — нагнетательный. Оба клапана имѣютъ совершенно одинаковое устройство и размѣры, оба свободно перемѣщаются вдоль направляющаго стержня *p* въ предѣлахъ между установительными гайками *x*, *y*, *z*. Клапанныя тарелки проходятъ чрезъ соотвѣтственныя отверстія совершенно свободно. Герметичное замыканіе отверстій дѣлается въ нужный моментъ кожаными воротниками *s s*, которые автоматически нажимаются на заправленныя надлежащимъ образомъ кромки проходныхъ отверстій.

Въ началѣ періода всасыванія клапанъ *n* садится на мѣсто, и воротникъ его *s* плотно налегаетъ на верхнюю кромку прикрываемаго клапаномъ отверстія, какъ вслѣдствіе давленія со стороны нагнетательной трубы, такъ и вслѣдствіе начавшагося разрѣженія въ цилиндрѣ.



Въ концѣ періода всасыванія, когда жидкость притекаетъ въ цилиндръ съ большей скоростью чѣмъ та, которая соотвѣтствуетъ скорости поршня, начавшей уменьшаться, нагнетательный клапанъ *n* открывается ранѣе, чѣмъ поршень дойдетъ до конца своего хода, и часть жидкости по инерціи начинаетъ переходить изъ всасывающей трубы прямо въ нагнетательную.

То же самое происходитъ и въ концѣ нагнетательнаго періода, когда клапанъ *n* запаздываетъ закрываться.

Какъ бы велика скорость поршня ни была, такіе клапаны садятся на мѣсто плавно. Ударъ клапанныхъ втулокъ объ установительныя гайки можетъ быть смягченъ резиновыми кружками *l*.

Коэф. наполненія быстроходнаго насоса, работающаго съ такими клапанами, всегда болѣе *1*.

На фиг. 208, *B*, *Б* показаны двѣ другія комбинаціи въ устройствѣ клапановъ *Koester*: кожаный воротникъ *s* замѣняется или резиновымъ кольцомъ *r* или резиновой кольцевой трубкой *t*. Въ томъ и другомъ случаѣ приспособлено автоматическое отжиманіе этихъ колецъ наружу посредствомъ клапанной

крышки *w*; передъ началомъ періода нагнетанія эта крышка *w* поднимается первою и освобождаетъ кольца *t* и *r*.

129. **Многоопорные клапаны.** Въ 80-хъ годахъ начали распространяться быстроходные насосы какъ въ шахтномъ дѣлѣ, такъ и въ водопроводномъ. Появленіе ихъ въ практикѣ предшествовало вышеописаннымъ опытамъ *Баха*, т. е. свершилось въ то время, когда малую высоту подъема клапана считали единственнымъ возможнымъ средствомъ для достиженія спокойной и своевременной посадки клапана на мѣсто.

Эта идея долгое время вела конструкторовъ по совершенно ложному пути и породила цѣлый рядъ дорогихъ и сложныхъ, патентованныхъ ими, устройствъ многоопорныхъ клапановъ.

Сама по себѣ идея дробленія общей площади прохода на нѣсколько меньшихъ съ цѣлію уменьшенія размаха клапана извѣстна была нѣсколько столѣтій тому назадъ. Въ старыхъ пиринейскихъ шахтахъ, существовавшихъ еще въ XIV в., работали ручные шахтные насосы съ деревянными цилиндрами, имѣвшими расточку отъ 115 до 135 мм. Деревянная пробка, на которой монтировались всасывающіе клапаны, имѣла на себѣ не одно отверстіе, а *четыре* съ діам. 22—25 мм. (*Annales de mines*, 1895, *vol.* VIII, *pg.* 106). Это и есть, слѣдовательно, прототипъ современнаго намъ многоопорнаго клапана.

Изобрѣтеніе двухъ-опорнаго клапана съ опорными поверхностями, расположенными у него въ двухъ лежащихъ одна надъ другою плоскостяхъ, сдѣлалъ въ 1781 г. *Hornblower*, современникъ *Уатта*.

Въ 1876 г. на водокачкѣ въ *Hull* встрѣчаемъ въ 1-й разъ устройство 4-хъ-опорнаго клапана съ діам. всасывающей трубы, надъ которой онъ поставленъ, въ 3 фут. 2 дюйма (965 мм.) при работѣ подъ напоромъ въ 200 фут. (*Engineering*, 1876).

Особенно быстрое распространеніе многоопорные клапаны получили въ практикѣ послѣ 1885 г., когда выяснились благопріятные результаты работы многоэтажныхъ клапановъ *Thometzek*, поставленныхъ впервые на водокачкѣ въ *Barmen*.

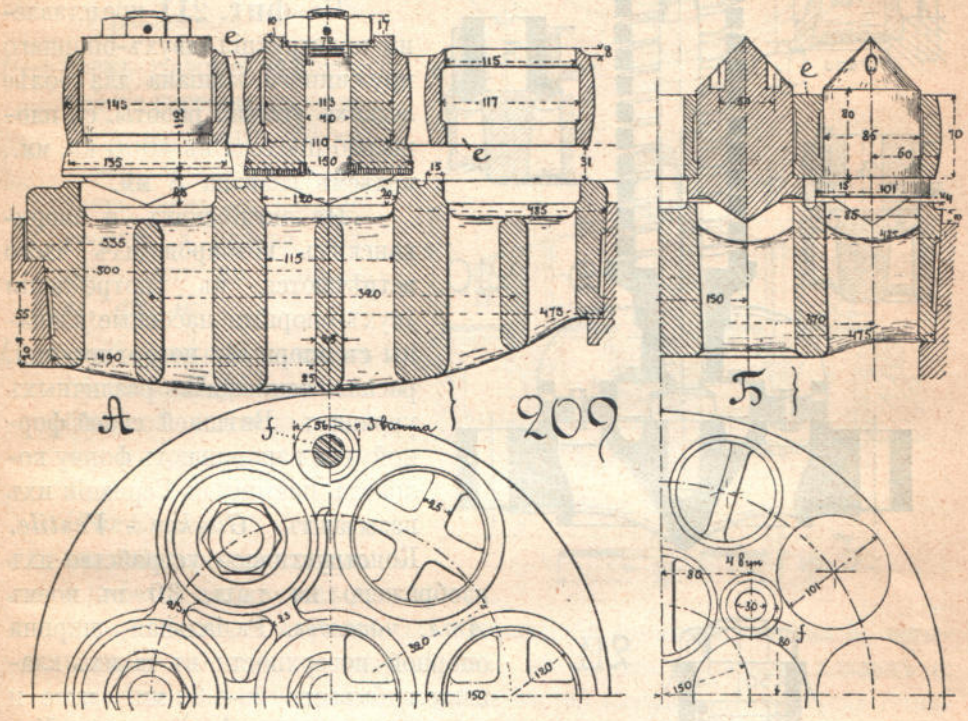
Увеличеніе общей площади прохода чрезъ клапаны можетъ быть достигнуто весьма различными способами. Для этого можно комбинировать или нѣсколько клапановъ разнаго діаметра, или нѣсколько клапановъ одного и того же діаметра. Какъ въ 1-мъ случаѣ, такъ и во 2-мъ всѣ опорныя поверхности могутъ быть расположены или *въ одной* плоскости, или же *въ нѣсколькихъ* различныхъ плоскостяхъ (*многоэтажные клапаны*). Опорныя поверхности могутъ быть или обѣ металлическія, или же одна изъ нихъ можетъ быть съ подшивкою кожей, резиной и т. п.

Нераціональны такія конструкціи многоопорныхъ клапановъ, въ которыхъ правильная работа одного клапана находится въ тѣсной зависимости отъ остальныхъ, тогда порча одного клапана ведетъ за собою недостатки въ работѣ всей группы ихъ.

Приведенныхъ соображеній достаточно, чтобы понять, какъ разнообразны могутъ быть конструкціи многоопорныхъ клапановъ. Приведу

здѣсь только нѣкоторыя изъ нихъ, наиболѣе характерныя и наиболѣе пригодныя для разъясненія общей стороны вопроса.

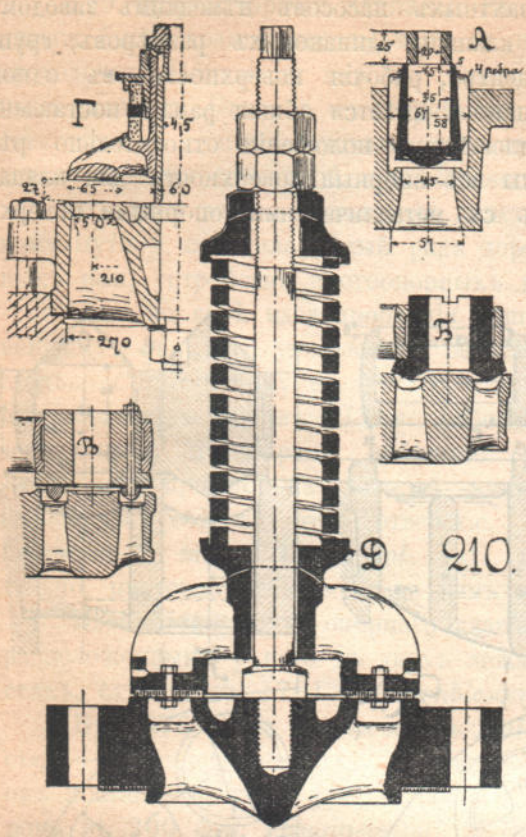
На **фиг. 209** изображенъ типъ многоопорныхъ клапановъ, предложенный въ 1877 г. для шахтныхъ насосовъ нѣмецкимъ заводомъ *Riehn, Meinicke & Wolf*. Всѣ клапаны одинаковыхъ размѣровъ, группируются они около одного центра, рабочія поверхности—въ одной плоскости; для направленія клапановъ имѣется общая рама *e*, поставленная на 3—4 болтахъ *f* въ надлежащемъ положеніи относительно рѣшетки, на которой сосредоточены всѣ опорныя поверхности для клапановъ. На фиг. 209, Б—клапанъ съ металлическими опорными поверх-



ностями, а на фиг. 209, *А*—опорныя поверхности клапановъ подшиты кожей. Рѣшетка, на которую садятся клапаны на фиг. 209, *А* справа отъ центральной вертикали изображена для всасывающихъ клапановъ, а слѣва—для нагнетательныхъ клапановъ.

На **фиг. 210**, *А*, *Б*, *В* представлены три другія комбинаціи въ устройствѣ клапановъ съ тою же группировкою ихъ, какъ на фиг. 209, а именно: направленіе движенія клапана *А* дѣлается расточкою рѣшетки; самъ клапанъ сдѣланъ съ полостію внутри, куда можно закладывать въ желаемомъ числѣ кружки свинца и т. п. для приведенія въ соотвѣтствіе вѣса клапана съ числомъ оборотовъ насоснаго вала; *В*, *Б*—двѣ конструктивныя формы кольцевыхъ клапановъ, *Б*—съ коническими опорными поверхностями, *В*—съ кожаной подшивкой.

Описанная комбинація клапановъ, предложенная зав. *Riehn & Co*, отлично приспособлена для массовой фабрикаціи насосовъ. Подъемъ клапановъ этой системы назначался въ 4—5 мм.

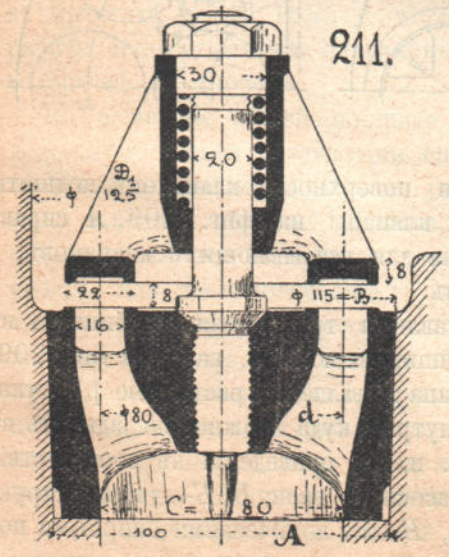


210.

На **фиг. 210**, *Г*, *Д* дана конструкція двухъ - опорныхъ клапановъ, работающихъ съ пружинами: *Г*—съ гуттаперчевыми, *Д*—со стальными (конструкція зав. *Gaskill*,—на водокачкѣ въ *Taunton*, см. *Amer. Mach.*, 1895, № 1).

На **фиг. 211** представлена конструкція двухъ-опорнаго пружиннаго клапана для болѣе легкихъ условій работы, съ площадью прохода въ 4000 кв. мм., подъемъ клапана 8 мм.

На англійскихъ и американскихъ водопроводахъ часто встрѣчаются въ употребленіи двухъ-опорные насосные клапаны съ опорными поверхностями, расположенными въ различныхъ уровняхъ. Внѣшней своей формой они напоминаютъ форму колокола, поэтому въ Германіи ихъ называютъ *Glocken - Ventile*. Конструктивное устройство ихъ изображено на табл. 30 въ моемъ *Атл. насосовъ*. Радіальная ширина опорной поверхности въ такихъ клапанахъ бываетъ 2 — 3 мм. даже и при значительномъ діам. клапана. Ходовые діаметры ихъ таковы—8, 10, 12, 15, 16, 20, 25 дм. Объ условіяхъ работы такихъ большихъ клапановъ имѣются данныя въ журн. *Engineering*, 1889, *july* 26.

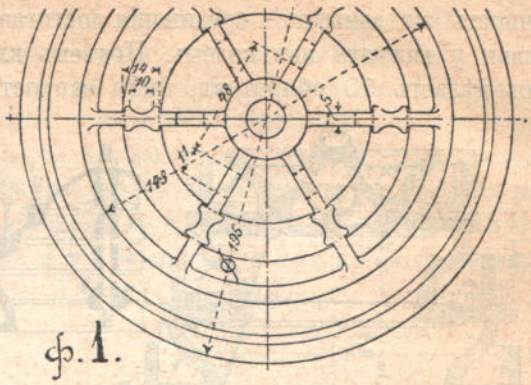


211.

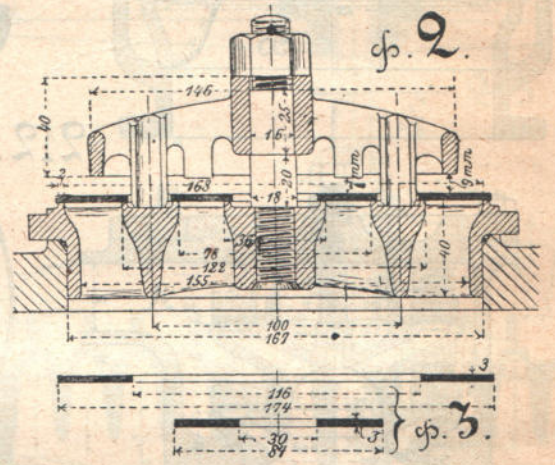
На прилагаемыхъ здѣсь фиг. 1 — 3 изображено устройство клапановъ завода *Lang* въ Будапештѣ съ 2 стальными кольцами. Полная площадь прохода такого клапана = 10.000 кв. мм. Разсчетъ такого клапана помѣщенъ мною въ журналѣ *Бюллетени Политехническаго Общ.*, 1897, № 8.

Изображеніе устройства многоопорныхъ клапановъ выше мы имѣли также на фиг. 116—118, 123, 193—194, 205.

На **фиг. 212** представленъ рядъ конструкцій многоопорныхъ клапановъ:



А — двухъ-этажный клапанъ *Thometzek* на водопроводѣ въ *Stuttgart;* оба клапана совершенно одинаковыхъ размѣровъ, подъемъ ихъ 8 мм.; сѣдло разъемное;



Б — трехъ-этажный клапанъ той же системы отъ большого шахтнаго насоса; лѣвая половина плана даетъ видъ на клапанъ сверху, а правая разрѣзъ его по линіямъ *ef*, *gh*, *ik*;

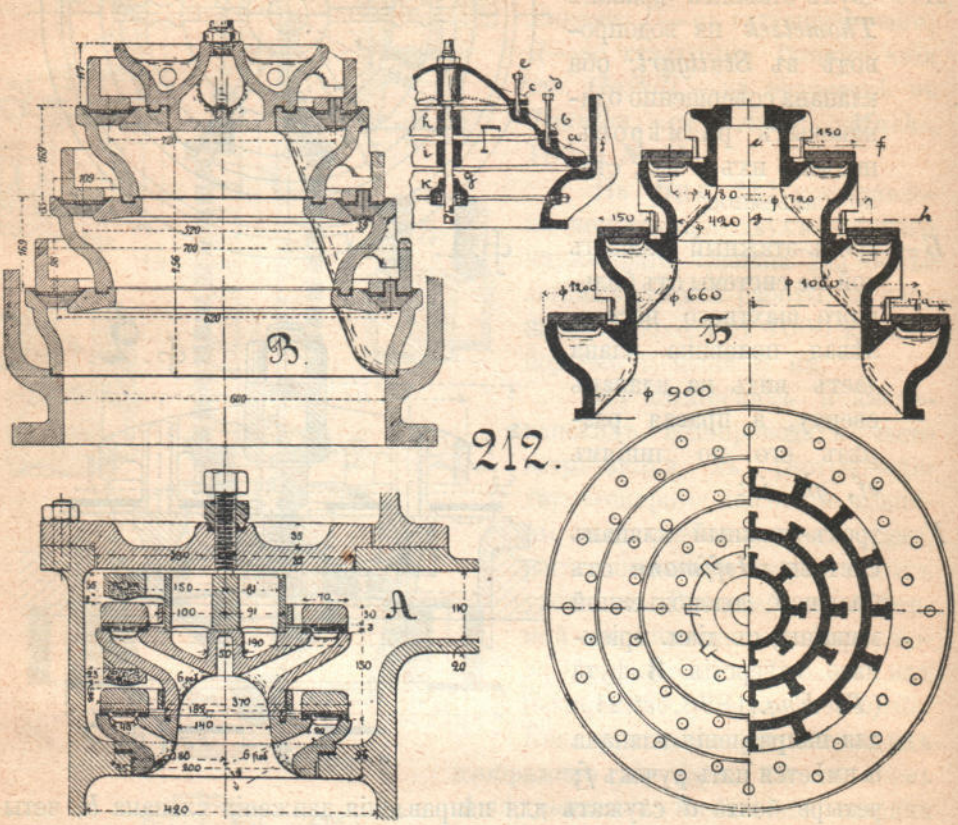
I' — трехъ-этажный клапанъ системы *Hoffmann* отъ большой водоподъемной машины, съ діам. пріемнаго отверстія **3** фута (*The Eng.*, 1898, *oct.* 21); для направленія клапана *a* имѣется пять ручекъ *f*; четыре болта *d* служатъ для направленія движенія клапана *b*; четырьмя его болтами *e* направляется въ своемъ движеніи клапанъ *c*; кромѣ того, для направленія всѣхъ частей служатъ центральная штанга *g* и втулки *h*, *i*, *k*; діаметры и подъемъ отдѣльныхъ клапановъ таковы:

	a	*b*	*c*
Діаметръ отверстія у клапана .	4	3	2 фута.
Размахъ клапана	12	5	4 дюйма.

Фиг. 212, ***B*** — трехъ-этажный клапанъ новаго Берлинскаго *) водопровода (въ *Mueggelsee*) съ площадью прохода 15.000 кв. мм. Каждое изъ колецъ построено по системѣ *Fernis*, предложенной еще въ 1879 г. **).

*) *Z. d. Ver. deutsch. Ing.*, 1898, № 51.
**) Тамъ же, 1887, № 27.

Каждый изъ элементовъ клапана выполненъ съ коническимъ опорнымъ кольцомъ, которое, однако же, къ своей опорѣ не пришлифовывается, такъ какъ оно служитъ только для воспринятія на себя давленія; герметичность же замыканія соединенія достигается посредствомъ кожаной подшивки у каждаго изъ колецъ. Подъемъ клапанныхъ колецъ 22 мм. Насосъ дѣлаетъ 55 оборотовъ, имѣя скорость поршня 2 мт. въ сек.



Подобный же принципъ примѣнялъ бельгійскій инженеръ *Beer* при устройствѣ многоэтажныхъ клапановъ для шахтныхъ насосовъ, которымъ приходилось работать подъ напоромъ въ 580 мт. (см. *Журн. общ. нѣм. инж.* 1892, № 15). Опорная поверхность колецъ была сдѣлана не коническою, а плоскою, клапанъ—стальной, вставная рѣшетка у сѣдла — изъ фосфористой бронзы; для герметичнаго замыканія соединенія—кольцевой кожаный воротникъ.

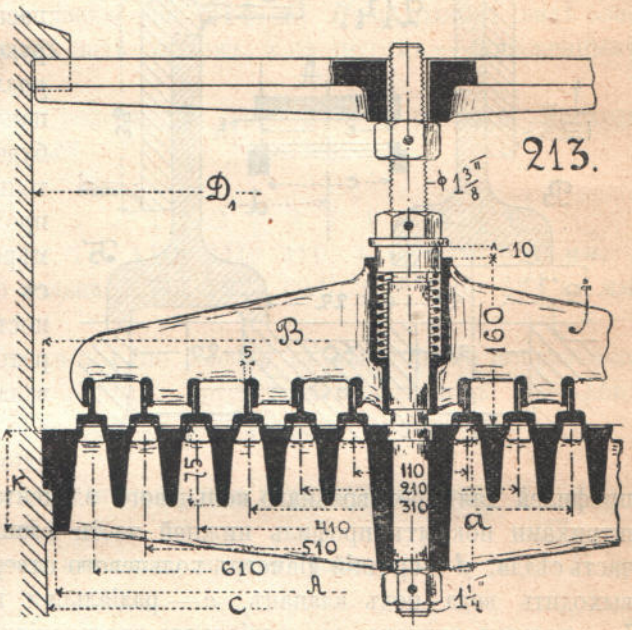
Расположеніе колецъ *Fernis* въ одной плоскости для полученія многоопорнаго клапана можно найти въ журн. *Хедэра*, 1899, № 10. Ширина кольцевого отверстія 20 мм., коническій раструбъ—съ образующими, которыя дѣлаютъ съ осью клапана уголъ въ 45°.

№ кольца	1	2	3	4	5	6	
Діам. кольца	120	240	360	480	600	720	*мм.*
Вѣсъ всего кольца	2,6	5,2	8	10,4	13,2	15,8	*кг.*
Площ. прохода кольца . .	75	150	225	300	375	450	кв. *см.*

Во всѣхъ изображенныхъ здѣсь конструкціяхъ многоэтажныхъ клапановъ сѣдло необходимо было дѣлать разъемнымъ. Въ 1886 г. нѣмецкій зав. «*Humboldt*» (въ *Kalk*, бл. Кёльна) предложилъ такую конструкцію многоэтажнаго клапана, при которой сѣдло можно было сдѣлать цѣлымъ и всѣ клапаны надѣвать сверху. Какія геометрическія условія должны быть для этого выполнены, это не требуетъ объясненія. Всѣ клапаны можно было заставить работать отъ общей пружины, расположенной центрально вверху, не лишая въ то же время каждый изъ клапановъ извѣстной свободы въ посадкѣ на сѣдло. Если размахъ у самаго верхняго клапана — h, у второго сверху — $h + i$, а 3-го сверху — $h + 2i$, далѣе $h + 3i$ и т. д. Величина i въ зависимости отъ природы перекачиваемой жидкости дѣлалась $^1/_2$ — 1 — $1^1/_2$ — 2 *мм*.

Цѣлый рядъ конструктивныхъ чертежей многоопорныхъ клапановъ можно видѣть въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1885, № 27; 1886, №№ 17, 43; 1898, № 51.

На **фиг. 213** представлено устройство многоопорнаго клапана съ плоской рѣшеткой и общей центральной пружиной.



130. **Данныя для разсчета многоопорныхъ клапановъ.** Наиболѣе раціональнымъ устройствомъ многоопорнаго клапана нужно признать такое, которое будетъ работать *безъ ограниченія размаха* посредствомъ упора при подъемѣ въ какія-либо неподвижныя части и которое будетъ составлено *изъ кольцевыхъ элементовъ*, выпускающихъ воду на внѣшней кромкѣ и на внутренней.

Наиболѣе простой комбинаціей кольцевыхъ элементовъ является такая, при которой всѣ опорныя поверхности расположены въ одной и той же плоскости (фиг. 213).

Выполняя такую комбинацію, нужно дать возможность отдѣльнымъ кольцевымъ элементамъ работать до нѣкоторой степени независимо другъ отъ друга.

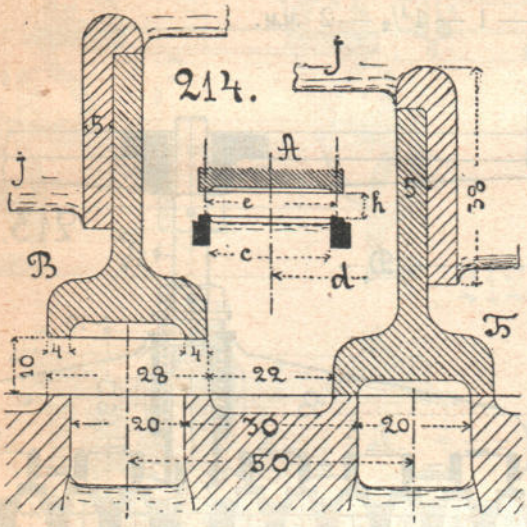
Нагруженіе всѣхъ кольцевыхъ элементовъ возможно имѣть отъ общей пружины.

Направленіе каждаго изъ элементовъ должно быть совершеннымъ.

Каждый изъ элементовъ долженъ обладать наименьшимъ возможнымъ вѣсомъ, но долженъ быть выполненъ изъ матеріала по возможности съ большимъ удѣльнымъ вѣсомъ. Недостающій вѣсъ клапана долженъ быть восполненъ упругостію пружины.

Число отдѣльныхъ кольцевыхъ элементовъ можетъ быть $=1, 2, 3, 4 \ldots\ldots$, смотря по величинѣ требуемой площади прохода.

Размѣры колецъ должны быть выработаны, приспособляя ихъ къ массовой фабрикаціи клапановъ, т. е. чтобы возможно большее число однихъ и тѣхъ же элементовъ повторялось при устройствѣ клапана съ какимъ-угодно числомъ колецъ.



Все это говоритъ въ пользу того, что заводамъ, которые занимаются постройкою насосовъ, нужно имѣть подъ рукою у себя *нормальные размѣры* многоопорныхъ клапановъ; тогда разсчетъ ихъ будетъ сводиться каждый разъ только къ подбору площади прохода и къ опредѣленію размѣровъ пружины, сообразно съ заданной производительностію насоса и числомъ оборотовъ въ мин. у насоснаго вала.

На **фиг. 214**, A имѣемъ схему очертанія образующихъ профилей для произвольнаго кольцевого элемента многоопорнаго клапана: штрихами покрытъ профиль нижней части клапана, а чернымъ—верхняя часть сѣдла; d—средній діаметръ кольцевого отверстія, изъ котораго будетъ выходить вода подъ клапанъ, c — радіальная ширина этого отверстія, h — подъемъ клапана, e — радіальное разстояніе отъ средины одного опорнаго кольца до средины другого. Если b — радіальная ширина опорной поверхности, то $e=c+b$.

Площадь прохода чрезъ кольцевое отверстіе у рѣшетки будетъ $\pi \,.\, d \,.\, c$, чрезъ внѣшнее кольцевое отверстіе, раскрытое клапаномъ, $\pi \,.\, (d+e) \,.\, h$, а чрезъ внутренее — $\pi \,.\, (d-e) \,.\, h$. Если сдѣлаемъ скорость выхода воды изъ-подъ клапана одинаковою съ площадью прохода воды чрезъ рѣшетку, тогда необходимо имѣть равенство:

$$\pi \,.\, d \,.\, c = \pi \,.\, (d+e) \,.\, h + \pi \,.\, (d-e) \,.\, h, \qquad \text{откуда}$$

$$c = 2 \,.\, h \,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,.\,. \quad \mathbf{134}.$$

Это соотношеніе не зависитъ отъ средняго діаметра кольцевого элемента и говоритъ намъ, что въ *кольцевыхъ многоопорныхъ клапанахъ, независимо отъ діаметра кольцевого элемента, высоту подъема клапана*

слѣдуетъ дѣлать равною половинѣ радіальной ширины кольцевого отверстія, выпускающаго воду подъ клапанъ.

Слѣд., вся серія кольцевыхъ элементовъ съ одной и той же шириной c будетъ имѣть одну и ту же высоту подъема h и можетъ быть присоединена къ общей направляющей рѣшеткѣ J (фиг. 213), которая будетъ нагружена пружиной.

При разработкѣ нормальныхъ размѣровъ многоопорныхъ клапановъ задаются обыкновенно величиною подъема клапана h. Въ случаѣ одного кольца, т. е. при образованіи двухъ-опорнаго клапана, достаточно имѣть $h = 8$ мм., тогда $c = 16$, а въ случаѣ нѣсколькихъ колецъ берутъ $h = 8 - 10$ мм.

На **фиг. 211** представленъ нормальный типъ двухъ-опорнаго клапана, а на **фиг. 213** — многоопорнаго; детальное устройство одного изъ элементовъ послѣдняго даетъ фиг. **214**, *Б*, *В*: на одномъ видѣ элементъ показанъ приподнятымъ надъ сѣдломъ, а на другомъ — посаженнымъ на него.

Діаметры отдѣльныхъ колецъ на фиг. 213 и площадь прохода *у каждаго* изъ нихъ таковы:

№ кольца	1	2	3	4	5	6
Средн. діам. его	110	210	310	410	510	610 *мм.*
Площ. прохода у даннаго кольца	70	132	194	258	320	384 *кв. мм*

Въ табл. 28 сгруппированы (по *Хедэру* съ нѣкоторыми поправками) данныя для разсчета многоопорныхъ пружинныхъ клапановъ (см. *Haeder's Zeitschrift* 1899, №№ 2—7). Въ таблицѣ обозначаютъ:

D — діаметръ насоснаго поршня или плунжера въ *мм.*;
S — ходъ его въ *мм.*;
n — число оборотовъ насоснаго вала въ мин.;
z — число колецъ у клапана;
h — высота подъема клапана въ *мм.*;
d — средній діаметръ кольцевого отверстія клапана въ *мм.* для случая, когда $z = 1$, или средній діаметръ самаго малаго кольца, если z болѣе *1*;
f — площадь прохода чрезъ рѣшетку клапана, въ кв. сантиметрахъ;
G — вѣсъ клапана въ водѣ въ *кг.*;
S_1 — упругость пружины въ *кг.* въ сокращенномъ ея состояніи для даннаго числа оборотовъ n;
p — гидравлическое давленіе на клапанъ въ *кг.* на кв. *см.*;
v — скорость при выходѣ воды изъ-подъ клапана въ мт. въ сек., вычисленная по ф-лѣ 117 (§ 120).
A, B, C, D_1, k, a — относительные размѣры сѣдла и коробки, отмѣченные на фиг. 211—213, въ *мм.*

ТАБЛИЦА 28-я.

Многоопорные пружинные клапаны.

D	100	110	120	130	140	200	250	300	340	380
S	250	275	300	325	350	500	625	750	850	950
n	90	85	80	75	70	65	60	55	50	45
z	1	1	1	1	1	2	3	4	5	6
h	8	8	8	8	9	9,5	10	10	10	10
d	60	80	100	120	110	110	110	110	110	110
f	30	40	50	60	70	202	396	654	974	1358
G	0,49	0,71	0,88	1,35	3	7,7	14	21	30	41
S_1	1,61	1,89	2,12	2,95	0,5	2,0	3,8	5,2	4,1	0
p	0,07	0,065	0,06	0,055	0,05	0,048	0,045	0,04	0,035	0,03
v	3,71	3,57	3,43	3,28	3,13	3,07	2,97	2,8	2,62	2,43
A	85	110	132	160	170	270	370	470	570	680
B	90	115	140	170	190	290	390	490	595	700
C	70	80	90	100	170	270	370	475	580	700
D_1	100	125	150	180	210	310	410	510	615	720
k	50	60	80	100	120	135	150	165	180	200
a	50	60	80	100	150	170	185	205	220	240

Данными этой таблицы можно пользоваться для предварительныхъ подсчетовъ.

Порядокъ разсчета многоопорнаго клапана можетъ быть слѣдующій: 1) производительность насоса и соображенія относительно возможной скорости выхода воды изъ-подъ клапана опредѣляютъ собою величину площади прохода у клапана f и гидравлическое давленіе на него p (см. ф-лу 117); 2) по табл. 28 находятъ, какое число клапанныхъ колецъ нужно имѣть сообразно съ вычисленною величиною f; 3) задавшись тѣмъ или другимъ числомъ колецъ z и основными размѣрами клапана c, h (фиг. 214, *А*), составляютъ образующій профиль клапана и очертаніе его сѣдла (фиг. 214, *Б*, *В*), уменьшая на сколько возможно толщину тѣла у кольца и надлежащимъ образомъ развивая размѣры поверхностей у направляющихъ для кольца; 4) опредѣляютъ вѣсъ клапана въ водѣ G, 5) находятъ упругость пружины, сообразуясь съ величиною давленія p и числомъ оборотовъ вала въ мин. (см. § 126).

131. **Клапаны Ридлера.** Стремленіе употреблять многоопорные клапаны безъ пружинъ при постройкѣ быстроходныхъ насосовъ завело конструкторовъ по этому неправильному пути весьма далеко. Явились въ работѣ клапанныя коробки, площадь сѣченія которыхъ въ 8—10 разъ превышала площадь сѣченія насоснаго плунжера. При рабочемъ давленіи въ 25—30 атм. толщина стѣнокъ такихъ коробокъ нерѣдко доходила до 70—100 *мм*.

Шахтныя и водопроводныя насосныя установки для подачи какихъ-нибудь 24—25 тысячъ вед. въ часъ осуществлялись въ началѣ 90-хъ годовъ съ весьма сложными клапанными устройствами: въ одномъ случаѣ для этого имѣлись, напр., многоэтажные клапаны съ **96**-ю кольцами, въ другомъ съ **720** шаровыми клапанами, нагроможденными на конусообразныхъ сѣдлахъ, въ третьемъ—съ **1080** мелкими отдѣльными тарелочными клапанами и т. д. (см. *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1885, № 27). Опорная поверхность у серіи такихъ клапановъ, которую надо было поддерживать все время въ полной исправности, достигала нерѣдко 15—17 тысячъ кв. *см.* въ одномъ насосѣ.

Желая устранить необходимость употребленія подобныхъ громоздкихъ и дорогихъ устройствъ клапанныхъ коробокъ, проф. *Riedler* въ 1883 г. предложилъ употреблять взамѣнъ ихъ насосные клапаны *съ принужденной посадкой* на мѣсто. Такіе клапаны, работающіе въ періодъ закрытія отъ механизма, могли имѣть размѣры обыкновеннаго тарелочнаго клапана съ размахомъ h, составляющимъ четверть діаметра у площади трубы (см. ф-лу **120** въ § 122). Размѣры и вѣсъ коробокъ для такихъ клапановъ могли быть, конечно, много менѣе, чѣмъ для клапановъ многоопорныхъ. Своевременное закрытіе клапана *Ридлера* зависитъ уже не отъ вѣса клапана, а отъ механизма, и потому въ дальнѣйшемъ число оборотовъ насоснаго вала могло быть увеличиваемо по произволу.

Взаимную связь внѣшняго механизма и клапана *Ридлеръ* устанавливалъ слѣдующимъ образомъ; подъемъ клапана дѣлался у него совершенно независимо отъ механизма, послѣдній же управлялъ только своевременнымъ закрытіемъ клапана, доводя его почти до соприкосновенія съ сѣдломъ, но не вызывая между ними нажатія; когда опорная поверхность клапана, перемѣщаемаго механизмомъ въ періодъ закрытія отверстія, находилась отъ опорной поверхности сѣдла на разстояніи $^1/_2$ или 1 *мм.*, клапанъ дѣлался свободнымъ, ничѣмъ не связаннымъ болѣе съ механизмомъ, и своевременно садился на сѣдло въ концѣ хода поршня.

При практическомъ примѣненіи клапановъ съ подобными механизмами оказалось, что, значительно усложняя все устройство насоса, эти механизмы помогаютъ дѣлу не болѣе того, что и обыкновенная пружина, приспособленная къ клапану. Въ 1888 г. на Алексѣевской водокачкѣ (бл. Москвы) была поставлена паровая водоподъемная машина для подачи 58.000 вед. въ сутки. Она была предназначена для работы со скоростью поршня $c = 1{,}7$ мт. (5,5 фут.) въ сек. при числѣ оборотовъ вала $n = 90$. Насосы этой машины были снабжены сначала клапанами *Ридлера*, построенными на основаніи вышеизложеннаго принципа (см. *Атл. насос.*, табл. 19, 20, 22, 23, 37, 38, 39, 47, 48), но затѣмъ воздѣйствіе механизма на клапанъ было вовсе устранено, и клапаны этой машины, нагруженные пружинами, продолжали работать столь же исправно, какъ и съ механизмомъ.

Послѣдующее видоизмѣненіе системы *Ридлера* заключалось сначала въ томъ, что къ механизму были добавлены пружины, воздѣйствующія на подъемъ каждаго изъ клапановъ, такъ что въ этомъ случаѣ подъемъ клапана совершался не только за счетъ разности давленій на обѣ стороны клапана, но также и отъ дѣйствія пружины; а закрытіе дѣлалъ механизмъ (*Атл. насос.*, табл. 65—67).

Но и эта система оказалась мало практичной, такъ какъ пружина здѣсь противодѣйствуетъ закрытію клапана, послѣ того какъ онъ дѣлается независимымъ отъ механизма въ концѣ хода поршня.

Современныя формы механизмовъ для клапановъ *Ридлера* строятся для работы по слѣдующей схемѣ: быстрый *подъемъ клапана дѣлаетъ механизмъ*, преодолѣвающій разность давленій на обѣ стороны клапана и упругость сильной пружины, нагружающей клапанъ; быстрое и своевременное *закрытіе клапана дѣлаетъ пружина*, неумѣренное воздѣйствіе которой на клапанъ сдерживаетъ все тотъ же механизмъ; клапанъ предоставляется самому себѣ и свободному воздѣйствію на него пружины только тогда, когда изъ всей высоты паденія клапана останется пройти ему не болѣе 1 *мм*.

Желающіе подробно ознакомиться съ конструктивнымъ устройствомъ механизмовъ *Ридлера* найдутъ подробные чертежи насосовъ, снабженныхъ ими, въ *Журн. общ. нѣм. инж.* **1885**, №№ 27, 28; **1888**, №№ 22, 23, 24; **1890**, №№ 22, 23, 24, 25; **1895**, № 14—съ хорошими чертежами клапановъ; **1898**, № 8 и друг.

Послѣднюю изъ вышеупомянутыхъ формъ механизмовъ для клапановъ съ принужденной работой (подъемомъ и посадкой) можно видѣть въ работѣ на машинахъ новаго Московскаго водопровода (въ Алексѣевскомъ и въ Мытищахъ).

Клапаны *Ридлера* вносятъ въ устройство насоса во всякомъ случаѣ много лишнихъ частей и нежелательное усложненіе механизма. При умѣренныхъ скоростяхъ поршня (до 1,5—1,75 мт. въ сек.) вполнѣ возможно обходиться и безъ этихъ усложненій, заставляя насосъ работать съ пружинными клапанами. Къ сожалѣнію, это извѣстно еще не всѣмъ; увлеченіе этими клапанами зашло слишкомъ далеко, и примѣненіе ихъ въ практикѣ зачастую можно встрѣтить даже и тамъ, гдѣ въ этомъ, повидимому, нѣтъ никакой надобности.

ПАРОВЫЕ НАСОСЫ.

Паровыми насосами называются такіе, которые при перекачкѣ жидкости расходуютъ тепловую энергію водяного пара.

Исторія паровыхъ насосовъ все время тѣснымъ образомъ соприкасается съ исторіею паровыхъ машинъ вообще. Самыя первыя примѣненія паровыхъ машинъ были сдѣланы для откачки воды изъ угольныхъ шахтъ. Во всѣхъ послѣдующихъ примѣненіяхъ паровыхъ машинъ экземпляры ихъ, поставленные на городскихъ водокачкахъ, всегда приковывали къ себѣ вниманіе инженеровъ и служили для нихъ предметомъ постоянныхъ изслѣдованій и усовершенствованій. Потребность въ устройствѣ водоснабженій въ большихъ городахъ, а также при большихъ фабрикахъ и заводахъ, съ теченіемъ времени не только не ослабѣваетъ, но съ каждымъ годомъ развивается все болѣе и болѣе, какъ по числу насосныхъ установокъ, такъ и по размѣрамъ ихъ. Громадное большинство этихъ установокъ осуществляется и до сихъ поръ въ видѣ *паровыхъ водокачекъ;* наиболѣе совершенныя изъ нихъ экономичностью своей работы очень немного уступаютъ наилучшимъ паровымъ двигателямъ, которыми пользуется въ настоящее время фабрично-заводская промышленность, и всѣ новѣйшія усовершенствованія въ области построенія паровыхъ машинъ вообще проникли также и въ область построенія паровыхъ насосовъ.

132. **Историческія свѣдѣнія, касающіяся первыхъ паровыхъ насосовъ** можно почерпнуть въ нижеслѣдующихъ сочиненіяхъ:

R. H. Thurston. Histoire de la machine à vapeur. Переводъ на французскій яз., сдѣланный проф. Hirsch, съ дополненіями. Paris, 1880, 2 тома.

Ruehlmann. Allgemeine Maschinenbau, Bd. I & IV.

Ewbank. Hydraulics & Mecanics.

R. L. Galloway. The Steam Engine and its inventors. 1881.

Reuleaux. Kurzgefasste Geschichte der Dampfmaschine. 1891.

Ernst. James Watt und die Grundlagen des modernen Dampfmaschinenbaues. Помѣщено въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1896, №№ 35, 36, 37.

Самыя первыя примѣненія пара для перемѣщенія воды были сдѣланы еще въ глубокой древности. За 120 л. до *Р. Х.*, *Heron* александрійскій устроилъ паровой фонтанъ въ видѣ шароваго сосуда, который

могъ вращаться на своей оси и при подогрѣваніи заключенной въ немъ воды до парообразованія могъ выбрасывать ее въ сторону въ видѣ фонтана. Многіе ученые и механики послѣдующаго времени дѣлали подобныя этому примѣненія пара, но описанія ихъ приборовъ переданы исторіею безъ рисунковъ и въ весьма неясной формѣ.

Первая мысль о раздѣленіи «котла» отъ «водоподъемника» принадлежитъ, повидимому, *Porta* (1601), богатому итальянцу, который въ свое время слылъ за серьезно образованнаго математика, физика и химика. Подогрѣвъ воды и образованіе изъ нея пара дѣлались у него въ мѣдномъ сосудѣ, поставленномъ надъ жаровнею. Этотъ сосудъ игралъ роль котла. Изъ верхней части его паръ доставлялся въ верхнюю часть другого металлическаго сосуда, имѣвшаго видъ ящика, который наполнялся предварительно водою и затѣмъ могъ быть наглухо закрываемъ. Съ дномъ ящика соединялась водоподъемная труба, которая заканчивалась вверху загнутымъ вбокъ концомъ для свободнаго изліянія поднятой воды. Самое поднятіе ея происходило посредствомъ давленія пара на свободную поверхность воды въ ящикѣ. Послѣдній долженъ былъ быть достаточно проченъ и герметиченъ, равно какъ и его соединенія съ трубами. По тому времени это представляло трудно разрѣшимую задачу, поэтому и подъемъ воды приходилось ограничить очень небольшой высотой.

Большой эффектъ произвело устройство парового фонтана, которое предложилъ и осуществилъ въ 1615 г. *Salomon de Caus*, инженеръ и архитекторъ при дворѣ французскаго короля *Людовика XIII*. Мѣдный сферическій сосудъ снабженъ былъ у него двумя кранами; одинъ изъ нихъ былъ поставленъ на трубкѣ, проникавшей внутрь сосуда и имѣвшей длину немного менѣе внутренняго діаметра сосуда, а другой кранъ помѣщался на короткой трубкѣ, которая вся помѣщалась внѣ сосуда и служила для выпуска изъ сосуда воздуха при наполненіи его водою чрезъ главную трубку. Послѣ того какъ сосудъ былъ наполненъ водою, оба крана закрывали, сосудъ ставили на жаровню и подвергали его нагрѣванію до парообразованія воды. Краномъ на короткой трубкѣ пользовались для выпуска остатковъ воздуха изъ сосуда и для распознаванія степени подготовленности пара къ его работѣ. Когда считали подогрѣвъ сосуда сдѣланнымъ достаточно, извѣщали знатную публику о началѣ опыта, быстро переносили сосудъ на предназначенный для него пьедесталъ и открывали кранъ на длинной трубкѣ сосуда, устанавливаемой въ положеніи, слегка наклоненномъ къ вертикали: паръ, расширяясь въ сосудѣ, выдавливалъ изъ него воду, заставляя ее бить фонтаномъ на значительную высоту.

Эта эффектная и удачно осуществленная игрушка, въ которой котелъ и водоподъемникъ снова были *совмѣщены*, надолго отвлекла вниманіе изобрѣтателей отъ геніальной идеи *Porta*; къ ней снова возвращаются только въ 1650 г., когда *Edward Somerset*, 2-й маркизъ *Worcester*, скомбинировавъ идеи *Porta* и *de Caus*, построилъ еще болѣе эффектный фонтанъ, чѣмъ это было у *de Caus*. Въ фонтанѣ *Somerset* фигурируетъ сосудъ совершенно той же формы, какъ и въ фонтанѣ

de Caus, но здѣсь этотъ сосудъ самъ не подогрѣвается жаровней, а получаетъ паръ, какъ и у *Porta*, изъ сосѣдняго такого же сосуда, съ которымъ онъ соединенъ трубкой. Въ подъемной трубѣ фонтана *Somerset* былъ расположенъ клапанъ, который долженъ былъ препятствовать проникновенію воздуха внутрь сосуда, откуда нагнетается вода.

Отъ этого фонтана *Somerset* перешелъ довольно быстро къ практическимъ примѣненіямъ своего изобрѣтенія и въ 1665 г. въ *Raglan-Castle* поставилъ паровую водоподъемную машину; комбинація частей ея во многомъ напоминаетъ собою водоподъемникъ *Savery*, изобрѣтеніе котораго относится къ 1689 г. У подъемника *Somerset* (см. *Thurston*, *tm.* 1, *pg.* 23)—двѣ рабочія камеры въ видѣ цилиндровъ со сферическими крышками; почти до дна каждой камеры опускается въ нее нагнетательная труба; въ верхнюю часть каждой камеры впадаетъ своя всасывающая труба; на обѣихъ всасывающихъ трубахъ поставлены клапаны; вѣтви обѣихъ нагнетательныхъ трубъ, по выходѣ ихъ изъ рабочихъ камеръ насоса, соединяются въ одну общую трубу, на которой поставленъ трехходовой кранъ. Верхнія части камеръ насоса соединены съ котломъ, на развѣтвленіи паровой трубы поставленъ 2-й трехходовой кранъ. Перестановка этихъ крановъ, близко расположенныхъ одинъ къ другому, дѣлалась отъ руки и почти одновременно: если въ какую-либо изъ камеръ насоса пускался паръ, подъемная трубка ея соединялась съ нагнетательной магистралью, въ которую и вытѣснялась вода изъ камеры; въ это время въ сосѣдней камерѣ, разобщенной съ котломъ и съ нагнетательной магистралью, происходило сгущеніе пара, образованіе разрѣженнаго пространства и автоматическое заполненіе ея водою, которая поступала въ камеру чрезъ всасывающую трубу подъ давленіемъ атмосферы. Затѣмъ трехходовые краны сразу перекидывались на другую сторону, паръ начинала получать другая камера, только что заполненная передъ этимъ водою, а въ опорожненной камерѣ дѣлалось сгущеніе пара и присасываніе новой порціи воды и т. д. Патентъ на это изобрѣтеніе былъ выданъ *Somerset* въ 1663 г., а чрезъ 2 года машина была уже построена и начала работать.

Въ 1678 г. *Hautefeuille*, одинъ изъ наиболѣе выдающихся французскихъ механиковъ своего времени, предложилъ построить машину, въ которой работало бы одно и то же количество алкоголя; сначала его нужно было обращать въ паръ и дать ему расширяться, а затѣмъ онъ долженъ былъ охлаждаться, теряя избытокъ своего тепла чрезъ стѣнку. Въ какой формѣ осуществленъ былъ этотъ проектъ, подробностей не сохранилось, но во всякомъ случаѣ здѣсь нельзя не видѣть начала развитія двухъ важныхъ идей: 1) о возможности работать парами не только воды, но также и другихъ жидкостей, 2) о возможности устройства поверхностнаго холодильника, играющаго такую видную роль въ современномъ намъ машиностроеніи (*Thurston*, *tm.* 1, *pg.* 26).

Въ 1680 г. знаменитый физикъ *Huyghens*, изобрѣтатель часовъ, въ мемуарѣ, представленномъ имъ Академіи Наукъ въ Парижѣ, обращаетъ вниманіе на возможность пользоваться взрывомъ пороха для уда-

ленія воздуха изъ цилиндра и образованія въ немъ подъ поршнемъ безвоздушнаго пространства. Машина *Гюйгенса* замѣчательна не только тѣмъ, что она явилась прототипомъ первыхъ газовыхъ машинъ, дѣйствовавшихъ взрывомъ газа, но также еще и потому, что это была первая машина, состоявшая изъ рабочаго цилиндра и поршня, который перемѣщался въ цилиндръ давленіемъ атмосферы *) (*Thurston*, pg. 28).

Эта эпоха отмѣчена въ исторіи быстрымъ развитіемъ наукъ въ Англіи подъ покровительствомъ короля Карла II, который съ живымъ интересомъ слѣдилъ за развитіемъ не только одной промышленности, но и чистаго знанія, и особенно симпатизировалъ развитію математики, физики, химіи и естественно-историческихъ наукъ. По повелѣнію Карла II была выстроена *лабораторія*, въ которой англійскіе ученые того времени опытнымъ путемъ должны были знакомить своего короля съ всѣми успѣхами и новостями въ области экспериментальныхъ наукъ; вмѣстѣ съ ними онъ занимался здѣсь между прочимъ разработкою вопроса о наивыгоднѣйшей формѣ для судовъ, о примѣненіи для ихъ постройки различныхъ породъ дерева и др. (*Thurston*, *pg.* 28).

Въ числѣ выдающихся сотрудниковъ Карла II исторіею отмѣченъ *Samuel Morland*, которому приписывается изобрѣтеніе *скальчатаго насоса*, *пожарной трубы*, счетной машины, кабестана, рупора (*Thurston*, *pg.* 29) и цѣлой серіи замѣчательныхъ по тому времени установокъ для подъема воды, пользуясь упругостью пара и эксплуатируя идею *Somerset*.

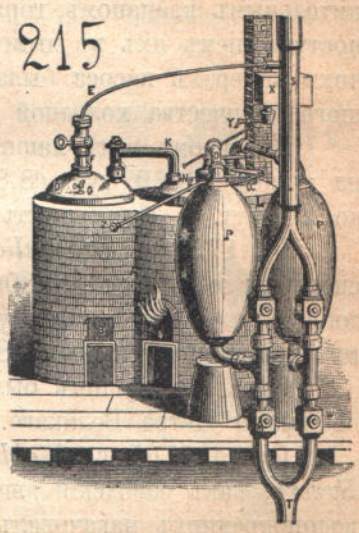
133. **Паровой водоподъемникъ Savery**. Въ концѣ XVII в. многія англійскія угольныя шахты очутились въ большомъ затрудненіи, встрѣтившись съ водопроницаемыми пластами. Откачка воды изъ шахтъ дѣлалась въ это время насосами, которые приводились въ дѣйствіе конными приводами. На нѣкоторыхъ изъ шахтъ числилось для подобной работы до 500 лошадей. Понятно поэтому, съ какимъ интересомъ встрѣчалось въ промышленномъ мірѣ всякое новое изобрѣтеніе, облегчавшее и ускорявшее работу откачки. Большое вниманіе обратили на себя въ это время работы и опыты, которые производилъ въ Англіи энергичный изобрѣтатель *Thomas Savery*, получившій въ юности серьезное образованіе и сдѣлавшійся затѣмъ военнымъ инженеромъ. Будучи хорошимъ знатокомъ въ механикѣ, онъ сдѣлалъ цѣлый рядъ цѣнныхъ для практики изобрѣтеній и потратилъ много времени и средствъ на производство опытовъ. Зналъ онъ или нѣтъ объ изобрѣтеніи *Somerset*, остается не выясненнымъ, но въ 1698 г. онъ патентовалъ устройство водоподъемной машины, въ общемъ довольно близко напоминающее собою машину *Somerset*, съ нѣкоторыми отличіями однако въ деталяхъ устройства и въ способѣ ея дѣйствія: въ машинѣ *Savery* нагнетательная труба имѣетъ свой клапанъ, такъ что нагнетаніе у него, какъ и всасываніе, происходитъ автоматически и не нуждается въ трехходовомъ кранѣ на нагнетательной магистрали; затѣмъ болѣе быстрое сгущеніе пара въ ра-

*) Открытіе тяжести воздуха было сдѣлано *Torricelli* въ 1643 г.

бочихъ камерахъ его насоса достигается поливаніемъ ихъ снаружи холодною водою, взятою изъ нагнетательной магистрали посредствомъ отвѣтвленія. Когда дѣйствіе машины было удовлетворительно налажено, она была установлена въ *Hampton-Court*, и работа ея съ большой церемоніей была демонстрирована передъ королемъ Вильгельмомъ III и его дворомъ. Послѣ этого *Savery* получилъ привилегію на ея эксплоатацію въ теченіе 14 лѣтъ. *Max* высоты подъема воды этою машиною достигалъ сначала всего лишь 24 фут.

Savery неутомимо работалъ надъ усовершенствованіемъ своей машины, не стѣсняясь расходованіемъ немалыхъ суммъ, когда это вызывалось дѣйствительною надобностью. Скоро ему удалось построить машину, которая въ состояніи была поднимать до 3000 галл. (около 1100 вед.) въ часъ на высоту 58 фут., изъ коихъ 16 фут. приходились на высоту всасыванія. Машина была построена съ одной рабочей камерой, которая опоражнивалась въ минуту 4 раза. Машина стоила 50 фунт. стерл. (около 500 руб.) и представляла собою одну изъ самыхъ малыхъ моделей, построенныхъ *Savery*. Онъ рекомендовалъ этотъ размѣръ машины не столько для шахтъ, сколько для водоснабженія фабрикъ и частныхъ домовъ.

Для употребленія въ шахтахъ *Savery* выработалъ другой типъ машины, болѣе совершенный и хорошо приспособленный имъ для непрерывной работы.



Рисунокъ одной изъ такихъ машинъ, поставленныхъ около 1702 г., съ двумя рабочими камерами изображенъ на **фиг. 215**; въ этой машинѣ 2 котла—лѣвый и правый; вода по трубѣ *E* поступаетъ изъ нагнетательной магистрали въ лѣвый котелъ, когда онъ разобщенъ отъ праваго; послѣ этого въ лѣвомъ котлѣ паръ доводится до высшаго давленія чѣмъ въ правомъ; открывая кранъ на трубѣ *k*, которая въ лѣвомъ котлѣ доходитъ почти до дна его, перепускаютъ воду изъ лѣваго котла въ правый; затѣмъ опять наполняютъ лѣвый котелъ холодною водою и т. д.; лѣвый котелъ здѣсь является такимъ образомъ въ роли питательнаго насоса для праваго котла; *P,P* — рабочія камеры насоса, *T* — всасывающая труба, *W* — коробки для всасывающихъ клапановъ, *R* — для нагнетательныхъ, *S* — нагнетательная магистраль; *X* — резервуаръ съ водою, которая употребляется для охлажденія рабочихъ камеръ снаружи при помощи трубки *Y*; *G* и *N* — пробные краны; пользуясь ими, узнавали, въ которомъ изъ котловъ упругость пара выше, и когда возможно начать питаніе праваго котла водою изъ лѣваго. Предохранительнаго клапана, который былъ изобрѣтенъ *Papin* въ 1681 г., *Savery* сначала не употреблялъ на своихъ котлахъ даже и въ тѣхъ случаяхъ, когда они

ставились въ глубокихъ шахтахъ, но потомъ пришлось прибѣгнуть къ этому.

Машина *Savery* довольно быстро пошла въ ходъ и въ шахтномъ дѣлѣ и среди крупныхъ домовладѣльцевъ. Препятствіемъ къ еще большему ея распространенію явилась боязнь взрыва у нея котла или рабочихъ камеръ, послѣ того какъ такой случай одинъ разъ имѣлъ мѣсто.

Рабочее давленіе пара въ машинахъ *Savery* не превосходило 3 атм. Когда нужно было преодолѣвать напоры болѣе 60—80 фут., въ шахтѣ, на различной глубинѣ ея, ставилось нѣсколько такихъ машинъ. Каждая изъ нихъ преодолѣвала только часть общаго напора, подавая воду во всасывающій резервуаръ вышележащей машины. Но чрезъ это неисправности въ работѣ одной изъ нихъ должны были задерживать собою работу и всѣхъ остальныхъ. Кромѣ этого неудобства, у машины были еще и другія, она расходовала много угля: котелъ ея имѣлъ очень малую нагрѣвательную поверхность, парообразованіе шло медленно, сгущеніе пара въ рабочихъ камерахъ насоса также происходило недостаточно быстро.

Послѣ смерти *Savery* усовершенствованіе его машины продолжалъ *Desaguliers*: вокругъ котла сферической формы, снабженнаго предохранительнымъ клапаномъ, горячіе газы дѣлали почти полный оборотъ передъ поступленіемъ ихъ въ дымовую трубу; затѣмъ конденсація пара въ рабочихъ камерахъ насоса была ускорена введеніемъ внутрь камеръ небольшого количества холодной воды сверху, изъ нагнетательной магистрали.

Въ такомъ видѣ машина *Savery* способна была присасывать воду на высоту до 29 фут. (8,8 мт.), имѣя высоту нагнетанія надъ камерами до 24 фут. и дѣлая шесть опоражниваній камеры въ минуту.

Въ 1729 г. *Desaguliers* строилъ машины *Savery*, которыя были способны поднимать до 800 вед. воды въ часъ на высоту 88 фут. Подобную усовершенствованную машину безъ трубопровода можно было имѣть приблизительно за 800 руб.

Одна изъ машинъ была исполнена *Desaguliers* въ 1717 — 18 г. по заказу Петра Великаго.

Около 1767 г. *Righley* въ Манчестерѣ началъ употреблять машину *Savery*, какъ заводскій двигатель, въ комбинаціи съ водянымъ колесомъ: водоподъемникъ накачивалъ воду въ запасный резервуаръ; изъ него она расходовалась въ водяномъ колесѣ, которое имѣло 18 фут. въ діаметрѣ и развивало работу около 3 лошадиныхъ силъ, сообщая непрерывное вращеніе заводскому валу.

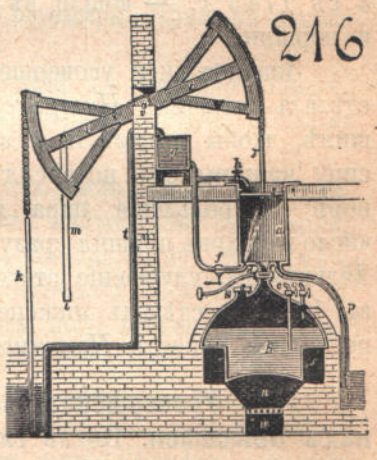
Сгущеніе пара въ рабочихъ камерахъ водоподъемника дѣлалось тогда уже вполнѣ автоматически. Оставалось только приспособить къ нему автоматическое распредѣленіе пара между обѣими рабочими камерами, чтобы получить современное намъ устройство *пульсометра*. Изобрѣтеніе его было сдѣлано американцемъ *Hall* въ 1871 г.

Описаніе различныхъ конструкцій пульсометра, его теорія и результаты опытовъ съ нимъ помѣщены въ сочиненіи *Hartmann-Knoke—Die Pumpen*, 1897, стр. 499.

Рисунки и описаніе довольно интересной установки пульзометровъ въ шахтѣ помѣщены въ журн. *Engineering*, 1892, *may* 13, стр. 601: подача 140.000 галл. (болѣе 500 тыс. вед.) въ часъ, напоръ 216 фут.; вся высота разбита на 3 этажа, въ каждомъ изъ нихъ работаютъ по 3 рядомъ поставленныхъ пульзометра.

134. **Паровыя водоподъемныя машины Newcomen**. Въ 1690 г. *Papin* построилъ машину, которая по внѣшнему своему виду напоминала машину *Гюйгенса*, но только подбрасываніе поршня въ ней дѣлалось не взрывомъ пороха, а упругостію водяного пара. Полученіе пара происходило въ самомъ цилиндрѣ посредствомъ разогрѣванія дна его на жаровнѣ. Обратный ходъ поршня долженъ былъ происходить при содѣйствіи давленія атмосферы, по мѣрѣ того какъ паръ сгущался въ цилиндрѣ при постепенномъ охлажденіи его стѣнокъ.

Сліяніе котла и рабочаго цилиндра въ машинѣ *Papin* въ одно цѣлое представляетъ собою безспорно шагъ назадъ въ общемъ развитіи идеи устройства паровой машины, но указаніе на возможность использованія давленія атмосферы при помощи поршня, поднимаемаго въ цилиндрѣ паромъ, было весьма цѣннымъ въ этомъ изобрѣтеніи. Оставалось только разъединить опять котелъ отъ цилиндра и сдѣлать передачу отъ парового поршня къ насосу посредствомъ коромысла, чтобы получить машину *Newcomen* въ первоначальномъ ея видѣ (1705 г.). Охлажденіе пара въ цилиндрѣ этой машины дѣлалось сначала посредствомъ охлажденія стѣнокъ цилиндра, но весьма простой случай навелъ *Newcomen* на мысль, что сгущеніе пара въ цилиндрѣ будетъ итти много быстрѣе, если впрыскивать воду внутрь цилиндра: чтобы воздухъ не проникалъ подъ поршень, верхнюю сторону поршня стали поливать водою, тогда оказалось, что поршень быстро бросился внизъ; при изслѣдованіи этого явленія выяснилось, что ближайшею причиною его было проникновеніе воды внутрь цилиндра чрезъ дырку на центральной части поршня, въ томъ мѣстѣ, гдѣ присоединяется къ нему штокъ (*Thurston*, *pg.* 63).



На **фиг. 216** машина *Newcomen* изображена въ томъ видѣ, какъ она была осуществлена имъ въ 1705 г., послѣ устройства у нея сгущенія пара посредствомъ вспрыскиванія воды внутрь цилиндра: котелъ у нея находится непосредственно подъ цилиндромъ; котелъ снабженъ двумя пробными кранами для распознаванія уровня воды въ немъ и предохранительнымъ клапаномъ *N* съ непосредственной нагрузкой (безъ рычага); справа къ коромыслу подвѣшенъ паровой поршень, а слѣва— штанга насоса; если вѣсъ ея оказывался недостаточнымъ, чтобы поднимать воду насосомъ по трубѣ *t*, на другой штангѣ *m* къ коромыслу

подвѣшивались грузы; часть поднятой въ бакъ *g* воды расходовалась на конденсацію пара въ цилиндрѣ; для этой цѣли воду впрыскивали внутрь цилиндра, подводя ее по трубкѣ *f* съ краномъ на ней; поливаніе поршня, чтобы сдѣлать ходъ его въ цилиндрѣ болѣе герметичнымъ, дѣлалось изъ трубки *h*; вода удалялась изъ цилиндра трубкою *p*.

Число взмаховъ поршня въ минуту сначала можно было имѣть у этой машины не болѣе 6—8, впослѣдствіи же, послѣ нѣкоторыхъ усовершенствованій ея въ деталяхъ, оно было доведено до 10—12.

Newcomen былъ простымъ кузнецомъ и не обладалъ большими свѣдѣніями ни въ физикѣ, ни въ математикѣ, ни въ машиностроеніи. Детали насоса были выработаны имъ при содѣйствіи бирмингамскихъ рабочихъ, въ установкѣ машины и въ нѣкоторыхъ опытахъ съ нею помогалъ ему сотрудникъ его *Cawley*. Размѣры всѣхъ частей приходилось подыскивать ощупью, работа подвигалась медленно и съ большими неудачами на первыхъ порахъ. Особенно большія неудачи пришлось испытать съ машиной при угольной шахтѣ въ *Griff* (*Warwickshire*), которая была пущена въ ходъ въ 1712 г. Діаметръ цилиндра у этой машины 22 дм.; цилиндръ и поршень были выполнены изъ латуни. Части котла, непосредственно соприкасавшіяся съ горячими газами топки, были сдѣланы мѣдными, а наружныя части котла—свинцовыми. Объемъ пара въ котлѣ превосходилъ объемъ цилиндра всего только въ 8—10 разъ (*Thurston*, *pg.* 60).

Позднѣе котелъ и цилиндръ стали готовить изъ листового желѣза, а съ 1743 г. — вошли въ употребленіе чугунные паровые цилиндры и поршни.

Значительное усовершенствованіе машины *Ньюкомена* въ 1713 г. сдѣлалъ мальчикъ *Humphrey Potter*, который былъ приставленъ къ машинѣ, чтобы открывать и закрывать у нея различные краны. Къ балансиру машины онъ подвѣсилъ шнурокъ и связалъ съ нимъ рукоятки крановъ; распредѣленіе пара въ машинѣ сдѣлалось самодѣйствующимъ, и число взмаховъ поршня сразу сдѣлалось возможнымъ увеличить до 15—16. Дальнѣйшее улучшеніе этого простого парораспредѣлительнаго прибора въ 1718 г. сдѣлалъ инженеръ *Henry Beighton*, къ которому перешла постройка машинъ *Ньюкомена* *).

135. **Усовершенствованія Smeaton въ водоподъемныхъ машинахъ Newcomen.** Послѣ смерти *Beighton* весьма дѣятельное участіе въ постройкѣ машинъ *Ньюкомена* съ 1769 г. принялъ на себя *John Smeaton*, одинъ изъ самыхъ выдающихся англійскихъ инженеровъ того времени. Онъ выработалъ нормы для главныхъ размѣровъ машины и усовершенствовалъ многія изъ ея деталей, направляя свои улучшенія въ томъ смыслѣ, чтобы машина расходовала возможно менѣе горючаго. Имъ сдѣланы были также многочисленныя наблюденія надъ поставленными въ разныхъ мѣстахъ машинами *Savery* и *Newcomen* и измѣренія съ цѣлію вычисленія ихъ продуктивности. Такимъ образомъ имъ

*) Хорошія изображенія машинъ Ньюкомена этого времени имѣются въ книжкѣ *Galloway* и въ *Журн. общ. нѣм. инж.*, 1895, № 45.

обнаружено было, напр., что машина *Newcomen* тратитъ горючаго по крайней мѣрѣ на $^1/_2$ менѣе, чѣмъ машина *Savery*, если обѣ онѣ производятъ одинаковую работу, а иногда и въ $2^1/_2$—3 раза менѣе, смотря по условіямъ работы.

Smeaton снабжалъ поршни построенныхъ имъ машинъ довольно высокими ребордами (въ 4—5 дм. высоты), которыя хорошо притачивались къ цилиндру. Кромѣ этого, сверхъ поршня вдоль линіи стыка его съ цилиндромъ дѣлался родъ *набивки*, которая удерживалась на мѣстѣ кольцомъ и грузами (вмѣсто болтовъ). Сверху всего этого наливалась вода. Нижняя часть поршня, расположенная въ паровомъ пространствѣ, подшивалась деревяннымъ кругомъ около $2^1/_4$ дм. высотою, чтобы предупредить быструю конденсацію пара отъ соприкосновенія съ нижней поверхностью поршня, которая передъ этимъ обильно орошается холодною водою, вводимою въ цилиндръ для сгущенія отработавшаго пара.

Чтобы обезпечить возможно болѣе быструю конденсацію отработавшаго въ цилиндрѣ пара, резервуаръ, изъ котораго бралась вода для впрыскиванія ея въ цилиндръ, *Smeaton* располагалъ довольно высоко надъ нижней частью цилиндра; смотря по давленію работающаго пара, эта высота была отъ 12 до 30 фут. Наконечнику впрыскивающей трубы, введенной въ дно цилиндра, придавалась расширенная форма, въ видѣ шапки гриба, и верхняя часть ея дѣлалась съ большимъ числомъ мелкихъ дырокъ, чтобы произвести раздѣленіе вводимой струи на мелкіе брызги и ускорить проникновеніе пара водою.

Рабочій паръ *Smeaton* подводилъ изъ котла въ цилиндръ снизу, но не прямо, а чрезъ промежуточную камеру, игравшую роль *водоотдѣлителя* отъ пара.

Всю горячую воду, которая собиралась въ цилиндрѣ и водоотдѣлителѣ на пароприводной трубѣ, *Smeaton* сталъ направлять въ котелъ, хотя мысль о подогрѣваніи питательной воды принадлежитъ и не ему, а *Beighton*. Позднѣе *Farey* предложилъ употреблять для этого родъ змѣевика, подогрѣваемаго горячей водой; чрезъ него нужно было пропускать чистую воду, годную для питанія котла, такъ какъ въ цилиндръ для сгущенія пара приходилось вводить иногда и жесткую воду.

Благодаря всѣмъ этимъ улучшеніямъ въ устройствѣ машины *Ньюкомена*, большая часть которыхъ выпадаетъ на долю *Smeaton*, она сдѣлалась хорошо приспособленной къ практическимъ требованіямъ того времени и быстро получила большое распространеніе.

Давленіе въ котлѣ считалось тогда достаточнымъ имѣть въ 8 фут. на кв. дм., скорость поршня—150 до 175 фут. въ мин. ($2^1/_2$—3 фут. въ сек.). Температура горячей воды, собранной изъ цилиндра и трубъ, была 63—75° С.

136. **Нѣкоторыя изъ установокъ машинъ Newcomen и Smeaton, ихъ продуктивность и долговѣчность.** Въ числѣ первыхъ наиболѣе сильныхъ водоотливныхъ машинъ *Smeaton* была та, которую онъ поста-

вилъ въ 1772 г. при угольной шахтѣ въ *Long Benton* (возлѣ Ньюкэстля): діаметръ цилиндра былъ у нея 52 дм. (1,32 мт.), ходъ поршня 7 фут. (2,13 мт.); поршень дѣлалъ до 12 взмаховъ въ мин. При давленіи пара въ $7^1/_2$ фн. на кв. дм. (0,5 атм.) машина развивала около 40 дѣйствит. силъ. Вѣсъ частей, приводимыхъ у нея въ движеніе, былъ 8,5 *tn* (527 пуд.). Поверхность нагрѣва у котла 317 кв. фут. (*Thurston*, *pg.* 71).

Въ 1773 г. *Smeaton*, по желанію *Екатерины Великой*, составилъ проектъ паровой водоотливной машины для доковъ въ Кронштадтѣ, проектъ былъ одобренъ, и въ 1777 г. машина съ полнымъ успѣхомъ работала уже на мѣстѣ. Машина предназначалась для замѣны ею двухъ колоссальныхъ по тому времени вѣтряныхъ колесъ высотою около 100 фут. Колеса работали такъ неудовлетворительно, что для осушки дока требовалось не менѣе *года* времени. По проекту *Smeaton* машина была построена англійскимъ заводомъ *Carron*. Діам. цилиндра у нея былъ 66 дюйм. (1,68 мт.), ходъ поршня 8,5 фут. (2,59 мт.), давленіе пара $8^1/_3$ фн.; высота подъема воды измѣнялась въ предѣлахъ отъ 33 до 53 фт. Подобныя же машины нѣсколько позднѣе были поставлены въ Голландіи для осушки ея озеръ.

Въ 1775 г. *Smeaton* сдѣлалъ установку колоссальной водоотливной машины при шахтѣ *Chasewater* (въ Корнуэлѣ): діам. цилиндра у нея былъ 6 фут. (1,83 мт.), ходъ поршня былъ сдѣланъ въ $9^1/_2$ фут. (2,9 мт.), хотя машину чаще заставляли работать съ ходомъ *только въ 9 фут.* (*Thurston*, *pg.* 71); поршень дѣлалъ до 9 взмаховъ въ мин. Насосные поршни имѣли $16^3/_4$ дм. въ діам. Глубина этой шахты была въ то время около 300 фут. Насосы были расположены по глубинѣ шахты въ 3 этажа. Число дѣйствительныхъ силъ, затрачиваемое на приведеніе насосовъ въ движеніе, достигало 76,5. Цилиндръ этой машины былъ отлитъ изъ чугуна и имѣлъ вѣсъ 6 *tn* (372 пуда). Отливка его была сдѣлана по удивительно низкой цѣнѣ — 70 *fr.* за 100 *кг.* (*Thurston*, *pg.* 72), т. е. около 4 р. 50 к. за пудъ.

Балансиръ этой машины, длиною около 28 фут., былъ составленъ изъ 20 сосновыхъ балокъ, поставленныхъ по ширинѣ въ 2 ряда; высота его въ срединѣ была 6 фут., а по концамъ до 5 фут.; въ ширину онъ занималъ мѣсто до 2 фут. Скрѣпленіе брусьевъ было сдѣлано болтами и шпонками (*Galloway*, *pg.* 132). Желѣзная ось балансира имѣла цапфы по $8^1/_2$ дм. діам. и $8^1/_2$ дм. длины.

Эта колоссальная машина, расположенная внѣ шахты, была поставлена взамѣнъ двухъ другихъ, установленныхъ нѣсколько ранѣе и построенныхъ по планамъ *Newcomen*. Діаметры цилиндровъ у выброшенныхъ машинъ были 62 и 64 дм. Одна изъ нихъ была расположена на половинѣ глубины шахты и питала пріемный резервуаръ другой.

Успѣхъ машины въ *Chasewater* былъ настолько великъ, что совершенно такую же машину вскорѣ было рѣшено поставить и при шахтѣ *Middleton* (возлѣ Лидса). Установка ея послѣдовала въ 1780 г. Сдѣланные съ нею опыты показали, что на 1 бушель угля (*bushel*, *boisseau*—

84 фунта) она даетъ работу въ 9.450.000 фунто-фут. (*Galloway, pg.* 133).

Позднѣе, во времена *Watt,* когда стали употреблять болѣе плотный (уэльскій) уголь, бушель котораго вѣсилъ на 12% болѣе, т. е. 94 *lbs,* продуктивность машинъ *Smeaton,* отнесенная къ расходу 1 бушеля, была поднята до **12** милліоновъ фунто-фут., тогда какъ лучшія машины *Savery* въ то же время давали не болѣе **5** милліоновъ фунто-футовъ (см. *Engineering,* 1894, *june* 15, статья *Thurston*).

Достигнутые *Smeaton* результаты нельзя не признать по тому времени *очень значительными.* Передъ началомъ своей дѣятельности въ области построенія машинъ *Newcomen,* въ 1767 г. *Smeaton* въ округѣ *Ньюкэстля* нашелъ въ работѣ 57 машинъ, построенныхъ по проектамъ *Newcomen,* и подвергалъ многія изъ нихъ тщательному изслѣдованію. Въ общей сложности онѣ развивали работу около 1200 лошадиныхъ силъ. У 15 шт. изслѣдованныхъ машинъ оказалось въ среднемъ около 98 квадр. дм. поверхности поршня на 1 лошадиную силу и средняя продуктивность въ 5.590.000. фунто-футовъ на 1 бушель (84 *lbs*) угля, при *max*—7.440.000 и *min*—3.220.000.

Расходъ угля въ часъ на 1 силу профессоръ *Unwin* (*The Engineer,* 1895, *may* 3, 10, 17) даетъ слѣд. образ.:

Для машинъ *Newcomen* съ продуктивностью 7 милліон. фн.-фт. расходъ угля 26,6 *lbs* (12 кг.). Для машинъ *Smeaton* съ продуктивностью 10 милліон. фн.-фт. расходъ угля 18,6 *lbs* (8,4 кг.).

Машины *Newcomen* и особенно *Smeaton* нашли себѣ примѣненіе не только для откачки воды изъ шахтъ, но также и въ дѣлѣ *водоснабженія городовъ.* Первая изъ такихъ машинъ была поставлена въ 1752 г. на городской водокачкѣ въ Лондонѣ рядомъ съ машиной *Savery,* которая работала тамъ уже съ 1710 г. Діаметръ цилиндра у этой машины былъ 45 дм., ходъ поршня 8 фут., при 7 взмахахъ поршня она давала работу въ 35½ силъ. Въ 1775 г. была тамъ поставлена другая подобная же машина, — діам. цил. 49 дм., ходъ 9 фут., водяной напоръ — 102 фут. Послѣ нѣкоторыхъ измѣненій и усовершенствованій, сдѣланныхъ въ этой послѣдней машинѣ *Smeaton* она продолжала работать до 1813 г. (*Thurston, pg.* 75), т. е. въ теченіе 38 лѣтъ.

Какою долговѣчностью въ работѣ отличались эти 1-я еще довольно грубо построенныя водокачки, или вѣрнѣе, какой-*min* требованій предъявлялся въ то время даже къ такимъ отвѣтственнымъ машинамъ, показываютъ слѣдующіе примѣры:

Одна изъ первыхъ машинъ *Newcomen,* поставленная при небольшой шахтѣ вослѣ *Oldham* въ 1705 г, продолжала работать до 1834 г., т. е. въ теченіе 128 лѣтъ. Рисунки и описаніе ея помѣщены въ журн. *Engineering,* 1894 г., *oct.* 5, въ *Журн. общ. нѣм. инж:* 1894 г., № 49.

Другая подобная же машина съ котломъ были сняты для постановки ихъ прямо въ Кенсингтонскомъ музеѣ въ Лондонѣ послѣ 120 лѣтъ ихъ работы. Они были поставлены на мѣсто работы въ 1745 г. при одной изъ шахтъ возлѣ *Bristol;* работа насосовъ происходила при

общей глубинѣ откачки въ 750 фут. (228,6 мт.). Машина въ 53 силы, число взмаховъ поршня въ мин. 10 — 11. Паровой цилиндръ — діам. 66 дм., ходъ 6 фут., вѣсъ 6 *tn* (372 пуда). Деревянный балансиръ — 24 ф. длины, вѣсъ 5 *tn* (310 пуд.). Чертежи и описаніе этой машины помѣщены въ журн. *Engineering,* 1895, *oct.* 25, въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1895 г., № 45, въ журн. *Eng. News*, 1896, *apr.* 9.

Передъ появленіемъ машины *Уатта*, въ концѣ 3-й четверти XVIII в., паровая машина во многихъ отрасляхъ промышленности Англіи была уже во всеобщемъ употребленіи. Главной долей своего успѣха она обязана была инженеру *John Smeaton.* Какъ искусный механикъ, въ то время онъ не имѣлъ себѣ соперниковъ, и какъ инженеръ, онъ превосходилъ своими познаніями и опытностію всѣхъ своихъ современниковъ не только въ Англіи, но и на континентѣ. Не было, вѣроятно, ни одной сколько-нибудь крупной общественной работы въ Англіи, по поводу которой не ждали бы отъ него содѣйствія или, по крайней мѣрѣ, совѣта и участія въ разсмотрѣніи и обсужденіи проекта. Къ концу его жизни къ нему стекались за совѣтомъ многіе инженеры и съ континента. Хорошими сотрудниками ему въ дѣлѣ постройки машинъ *Nowcomen* были два инженера и заводовладѣльца *Jonathan Hornblower* и *John Nancarron* (см. *Thurston, pg.* 81).

Довольно отчетливое изображеніе одной изъ машинъ *Smeaton* съ ея курьезными деталями можно найти въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1896, № 35, стр. 976.

Первая паровая водоотливная машина въ Америкѣ была установлена въ 1753 г., на одномъ мѣдномъ рудникѣ западныхъ штатовъ (*Z. d. Ver.d. Ing.*, 1898, № 27). Машина по типу *Newcomen* была заказана въ Англіи заводу *Hornblower* въ 1748—49 г. Въ срединѣ 1753 г. она была готова, доставлена въ Лондонъ, а чрезъ 3 мѣсяца грузъ пришелъ въ Америку. Установка машины была сдѣлана сыномъ заводчика и продолжалась *полтора года.* Машина доставляла 1775 *lt* (144 ведра) въ минуту, была выполнена вполнѣ удовлетворительно и продолжала работать еще и въ началѣ XIX в. Чугунный цилиндръ машины былъ чрезвычайно аккуратно отлитъ, хорошо отчищенъ внутри и поступилъ въ работу *безъ обточки.*

Первая машина на американскихъ водопроводахъ была поставлена въ 1774 г. въ Нью-Іоркѣ — тоже англійской работы и также системы *Ньюкомена.* На водопроводѣ въ Филадельфіи 1-я машина того же типа была поставлена въ 1801 г.: діам. паров. цил. у нея былъ 36 дм., ходъ поршня 72 дм.; при непрерывной работѣ въ теченіе 24 час. машина поднимала на высоту 50 фут. болѣе 960 тыс. амер. галлон. (290 тыс. вед.); продуктивность машины на 1 бушель (84 *lbs*) бураго угля оказалась = 7.263.000 фунт.-фут.

137. **Изобрѣтенія Уатта.** *James Watt* родился 19 января 1736 г. въ небольшомъ еще тогда шотландскомъ мѣстечкѣ *Greenock.* Его дѣдъ, *Thomas Watt*, былъ извѣстенъ, какъ хорошій математикъ. Любовь къ

наукѣ и особенно къ математикѣ отъ него перешла также и ко внуку. Въ школьномъ возрастѣ *James Watt* не обладалъ здоровьемъ и не могъ регулярно посѣщать школы. Дома его начали занимать поэтому различными ручными работами по дереву и металламъ. Къ этимъ работамъ у него оказалось большое влеченіе, онѣ укрѣпили его физически, дали ему цѣнные для будущаго инженера навыки и развили въ немъ большую предпріимчивость и охоту экспериментировать, отдавать себѣ во всемъ ясный отчетъ. Любимыми его занятіями въ возрастѣ 13 — 14 л. были чтеніе и всевозможные опыты съ измѣрительными инструментами, геодезическими, морскими и особенно музыкальными. Для лучшаго знакомства съ литературою по музыкальнымъ инструментамъ *Watt* усердно занимался изученіемъ итальянскаго языка и нѣмецкаго. Въ Глазговѣ, гдѣ позднѣе начался періодъ его творчества, *Watt* поселился въ возрастѣ 18 лѣтъ. Живя въ семьѣ своей матери, онъ работалъ по сборкѣ точныхъ инструментовъ у одного мастера. Послѣдній однако относился довольно невнимательно къ занятіямъ *Уатта* и вовсе не былъ расположенъ посвятить его во всѣ тонкости дѣла. По совѣту своихъ друзей изъ университетскаго кружка и особенно *Dr. Dick*, *Уаттъ* въ 1755 г. устроился для усовершенствованія въ своей спеціальности въ Лондонѣ у *John Morgan* за жалованье немного болѣе 500 *fr.* въ годъ.

Чрезъ годъ послѣ этого *Dr. Dick* оказалъ *Watt* содѣйствіе въ полученіи мѣста лаборанта при университетѣ въ *Glasgow*, и его стали именовать «*Matematical instrument maker of the University*». Здѣсь онъ началъ заниматься механикой, химіей и вернулся опять къ своимъ любимымъ занятіямъ съ музыкальными инструментами вообще и особенно съ органами.

Въ 1763 г. ему была поручена интересная работа—исправить и привести въ порядокъ университетскую модель машины *Newcomen*, представлявшую собою въ уменьшенномъ масштабѣ точную копію существовавшихъ тогда машинъ. Разводя паръ въ мѣдномъ котелкѣ машины, можно было заставлять ее работать. Порученная ему работа натолкнула *Watt* на мысль ознакомиться съ литературой предмета и предпринять съ машиною нѣсколько точныхъ опытовъ.

Независимо отъ этого онъ построилъ для своихъ опытовъ небольшой пробный котелокъ, чтобы изучить различные вопросы, касающіеся парообразованія, передачи тепла отъ пара къ водѣ и т. п. Опытнымъ путемъ ему удалось натолкнуться на явленіе *скрытой теплоты пара*. Повѣряя по поводу этого свои сомнѣнія д-ру *Black*, онъ узналъ отъ него, что тотъ незадолго передъ этимъ на лекціи только что познакомилъ своихъ слушателей съ важнымъ открытіемъ, которое ему удалось сдѣлать и подтвердить цѣлымъ рядомъ разнообразныхъ опытовъ.

Познакомившись путемъ непосредственнаго опыта съ основными свойствами пара, *Уаттъ* понялъ, насколько важно сохраненіе теплоты въ общей массѣ пара, какъ работающаго въ цилиндрѣ, такъ и находящагося въ котлѣ и на пути изъ котла въ машину. Результатомъ этого явились у него на котлѣ, на трубахъ и на цилиндрѣ машины покрышки, мало

пропускающія теплоту. Попутно пришлось ему познакомиться съ теплопроводностью желѣза, мѣди, разныхъ сортовъ дерева и пр. и сравнить ихъ съ таковою же для воды.

Продѣлавши испытанія съ моделькой машины *Newcomen* при самыхъ разнообразныхъ условіяхъ въ обстановкѣ опытовъ и получивши довольно опредѣленныя данныя относительно расхода пара машиной, относительно *t*-ры воды, которая собирается по выходѣ изъ цилиндра, и относительно количества холодной воды, которая впрыскивается въ цилиндръ, *Watt* далъ себѣ довольно ясный отчетъ о сущности явленій, происходящихъ въ цилиндрѣ машины. Онъ понялъ, что особенно неблагопріятныя условія для работы пара въ машинѣ *Newcomen*, заключаются: 1) въ томъ, что цилиндръ и поршень сдѣланы у машины изъ латуни и что они безполезно тратятъ большое количество теплоты чрезъ охлажденіе снаружи воздухомъ и лучеиспусканіе; 2) въ томъ, что послѣ каждаго взмаха поршня нужно охлаждать въ этой машинѣ паръ, охлаждая въ то же время стѣнки цилиндра и поршня; 3) въ томъ, что охлажденіе пара въ цилиндрѣ происходитъ далеко несовершенно, и остающійся въ цилиндрѣ паръ при опусканіи поршня оказываетъ ему все еще довольно сильное противодавленіе.

Замѣняя въ своемъ пробномъ аппаратѣ металлическій цилиндръ другимъ изъ дерева, хорошо вывареннаго въ маслѣ, *Watt* обнаружилъ во 2-мъ случаѣ значительную экономію въ расходѣ пара, потребномъ для поднятія одной и той же тяжести, непосредственно нагружавшей поршень въ обоихъ случаяхъ.

Предпринявши затѣмъ цѣлый рядъ точныхъ опытовъ, *Watt* задался цѣлію выяснить зависимость между давленіемъ пара и его температурою. Результаты опытовъ были построены имъ графически, откладывая давленія пара вдоль оси абсциссъ, а соотвѣтственныя температуры—въ видѣ ординатъ. Опыты *Regnault*, произведенные въ періодъ времени 1847—62 гг. съ помощію болѣе точныхъ приборовъ, показали, что данныя *Watt* весьма близко подходятъ къ новѣйшимъ при давленіяхъ и выше и ниже атмосфернаго.

Пользуясь этими данными и зная, что въ машинахъ *Newcomen* вода, выводимая изъ цилиндра имѣетъ *t*-ру 60—80° *C*, *Watt* пришелъ къ заключенію, что въ этихъ машинахъ, благодаря существованію значительнаго противодавленія въ періодъ опусканія поршня, около трехъ четвертей всего количества пара, затрачиваемаго на движеніе машины, проходитъ чрезъ машину въ сущности безслѣдно, не производя въ ней механическаго эффекта.

Послѣ этого онъ опредѣлилъ количество воды, потребное для полнаго сгущенія 1 *lbs* пара данной упругости, и количество воды, которое слѣдовало бы вводить въ цилиндръ машины, чтобы добиться болѣе совершеннаго сгущенія пара. По его соображеніямъ это послѣднее количество воды слѣдовало имѣть въ объемѣ, который по крайней мѣрѣ въ 4 раза долженъ былъ бы превосходить объемъ парового цилиндра. Отсюда естественный переходъ къ мысли, что сгущеніе пара должно

совершаться *внѣ* парового цилиндра, въ особой обширной камерѣ, въ *холодильникѣ* или *конденсаторѣ*, куда паръ долженъ поступать послѣ того, какъ онъ отработаетъ въ цилиндрѣ.

Общую идею устройства холодильника *Watt* представлялъ себѣ возможнымъ осуществить въ 2 видахъ (*Thurston*, *pg.* 92): 1) для этого можно было сообщить паровой цилиндръ въ періодъ сгущенія въ немъ пара съ вертикальною трубою, которая имѣла бы длину около 35—36 фут., нижнимъ своимъ концомъ была бы опущена въ колодезь, а съ верхняго конца воспринимала бы въ себя нужное для конденсаціи пара количество воды; 2) вмѣсто этого можно было бы заставить паръ быстро перейти изъ цилиндра въ холодильникъ посредствомъ сильнаго насоса, который затѣмъ могъ бы удалить изъ конденсатора и находящуюся въ немъ воду и несгустившійся въ немъ паръ. Разрѣшеніе задачи по 1-му способу требовало особыхъ мѣстныхъ условій и не вездѣ могло быть примѣняемо, поэтому *Watt* остановился на разработкѣ вопроса по 2-му способу.

Для производства опытовъ съ холодильникомъ *Уатту* самому пришлось придумать и осуществить рядъ моделекъ. Въ 1-й изъ нихъ цилиндръ былъ выполненъ изъ латуни съ діам. $1^3/_4$ дм., поршень могъ дѣлать размахъ длиною до 10 дм. Холодильникъ у этой модельки былъ сдѣланъ поверхностный; главными частями его, погруженными въ резервуаръ съ холодной водой, являлись 2 жестяныя трубки ($^1/_6$ дм. діам. и до 12 дм. длины); своими концами онѣ были впаяны въ днища двухъ коробокъ; одна изъ нихъ посредствомъ трубки (съ краномъ на ней) сообщалась съ паровымъ цилиндромъ, а другая съ «воздушнымъ насосомъ», который долженъ былъ выкачивать изъ холодильника не только воду и несгустившійся паръ, но также и воздухъ, въ большомъ количествѣ проникавшій подъ поршень машины. Прониканіе воздуха въ цилиндръ было устранено *Уаттомъ* впослѣдствіи путемъ устройства надъ цилиндромъ крышки, а на ней—такъ называемаго *сальника*, т. е. коробки съ просаленной пеньковой набивкой, которая все время плотно облегала поршневой штокъ во время его движенія.

Опыты съ холодильникомъ показали *Уатту*, что первоначальная мысль его была вѣрна и что отъ примѣненій ея къ паровымъ машинамъ можно ожидать большой пользы. Увеличивая размѣръ послѣдующихъ моделей, *Watt* напалъ въ то же время на мысль, что полезно будетъ не только прикрыть цилиндръ сверху крышкой съ сальникомъ у нея, но и держать тамъ, надъ поршнемъ небольшое давленіе пара, величину котораго, по желанію, можно регулировать. Этимъ путемъ *Watt* стремился сдержать проникновеніе воздуха подъ поршень, но отсюда позднѣе ему оставалось сдѣлать уже всего только одинъ шагъ, чтобы перейти къ *двойному дѣйствію* пара поочередно на обѣ стороны поршня.

Заботясь о сохраненіи скрытой теплоты пара во время его работы въ цилиндрѣ, *Watt* сдѣлалъ на одной изъ моделей покрышку у цилиндра не только въ видѣ расположенныхъ наружу непроводниковъ тепла, но еще и въ видѣ паровой оболочки или *рубашки* (*steam-jacket*) вокругъ цилиндра. Результатъ оказался еще болѣе превосходнымъ

Холодильникъ, отдѣленный отъ парового цилиндра, и *паровая рубашка* вокругъ него, эти два великихъ изобрѣтенія, имѣющія громадное практическое значеніе, были сдѣланы *Уаттомъ* въ періодъ 1764—65 гг., но патентъ на нихъ былъ взятъ только въ 1769 г.

Чтобы имѣть болѣе свободнаго времени для производства опытовъ, *Watt* оставилъ свои занятія при университетѣ и занялся частными работами, которыя отнимали у него меньше времени. Но постоянныя усовершенствованія приборовъ, передѣлка ихъ и производство опытовъ требовали затраты весьма большихъ средствъ со стороны изобрѣтателя, и, не взирая на помощь своихъ друзей, одно время онъ очутился въ довольно безвыходномъ положеніи, принужденъ былъ на нѣкоторое время оставить занятія съ изобрѣтеніями и для поправленія своихъ разстроенныхъ финансовыхъ дѣлъ взять на себя производство предложенныхъ ему топографическихъ работъ для города Глазгова.

Но при 1-й возможности онъ опять вернулся къ своимъ любимымъ занятіямъ. Чтобы ознакомиться ближе съ постройкою паровыхъ машинъ существовавшаго тогда типа, *Watt* принялъ участвіе въ проектированіи нѣсколькихъ машинъ системы *Newcomen* и слѣдилъ за ихъ постановкою. Въ то же время онъ разработывалъ проектъ машины и своей системы довольно большого размѣра — діам. цил. 18 дм., ходъ поршня 5 фут. Машина была окончена постройкою и установкою въ сентябрѣ 1769 г. Но работа ея была далеко неудовлетворительна, главнымъ образомъ потому, чтобы техническое исполненіе машины оставляло желать очень многаго.

Отсутствіе опытныхъ рабочихъ рукъ и мастеровъ сильно давало себя чувствовать не только въ это первое время, но даже и позднѣе, когда въ 1774 г., чтобы основать свой собственный заводъ, онъ вошелъ въ компанію съ *Bolton*, фабрикантомъ серебряныхъ издѣлій въ Бирмингамѣ, человѣкомъ очень богатымъ, интеллигентнымъ и предпріимчивымъ. На основанномъ ими заводѣ въ *Soho* долгое время *Уатту* пришлось нести на себѣ цѣлую серію разнообразныхъ обязанностей; въ это время онъ былъ инженеромъ, чертежникомъ, завѣдующимъ мастерскою, главнымъ мастеромъ и отчасти даже монтеромъ.

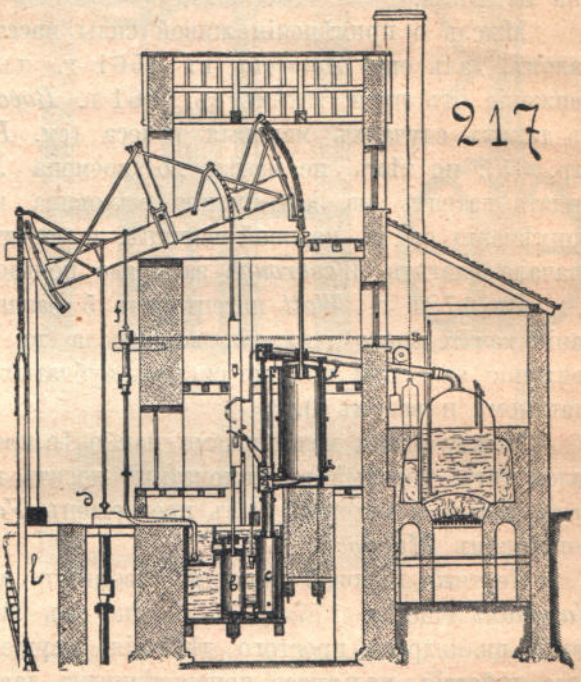
Типъ устройства первыхъ водоотливныхъ машинъ, которыя началъ исполнять заводъ *Watt & Bolton*, представленъ на **фиг. 217**. Это были уже въ полномъ смыслѣ *паровыя* машины, а не *атмосферическія*, какими были машины *Newcomen* и *Smeaton*.

Цилиндръ у этой машины съ 2 крышками и съ паровой рубашкой. Паръ работаетъ своимъ полнымъ давленіемъ на верхнюю сторону поршня, въ это время пространство подъ поршнемъ сообщено съ конденсаторомъ, и паровой поршень перемѣщается сверху внизъ. Въ концѣ хода цилиндръ разобщается и съ котломъ и съ конденсаторомъ; открывается клапанъ, дающій сообщеніе верхней части цилиндра съ нижней, такъ что при восходящемъ движеніи парового поршня давленіе пара на обѣ стороны его одинаково, и паръ лишь переходитъ изъ пространства надъ поршнемъ въ пространство подъ поршнемъ, чтобы въ слѣдующемъ пе-

рюдѣ быть перемѣщеннымъ въ холодильникъ. Штанга воздушнаго насоса *b* является здѣсь въ то же время и распредѣлительной штангой для 3 паровыхъ клапановъ; *c* — холодильникъ; вмѣстѣ съ воздушнымъ насосомъ онъ помѣщенъ въ бакъ съ холодной водой; ее качаетъ насосъ *d*; *f* — питательный насосъ, накачивающій въ котелъ подогрѣтую воду, прошедшую чрезъ конденсаторъ; *l* — штанга главнаго насоса водоподъемной машины.

Развитіе дѣла и образованіе компаніи съ ***Bolton*** могло начаться только послѣ того, какъ ***Уатту*** удалось въ 1775 г. выхлопотать парламентскій актъ, который закрѣплялъ за нимъ право эксплоатаціи сдѣланнаго имъ изобрѣтенія въ теченіе 25 послѣдующихъ лѣтъ.

Особенное оживленіе дѣятельности завода ***Watt & Bolton*** начинается съ 1777 г., когда ***Уаттъ*** нашелъ себѣ весьма энергичнаго и опытнаго помощника по заводу въ лицѣ ***Murdoch*** *).



Освободивши себя нѣсколько отъ заботъ по наблюденію за исполненіемъ заказовъ, ***Watt*** снова отдается творческой дѣятельности и вскорѣ осуществляетъ нѣсколько новыхъ усовершенствованій въ своей паровой машинѣ. Важнѣйшими изъ нихъ были: 1) устройство машины *съ непрерывнымъ вращеніемъ вала*, 2) введеніе *двойного дѣйствія* пара, 3) устройство машинъ *съ расширеніемъ пара* въ цилиндрѣ.

Мысль связать качающееся коромысло съ непрерывно вращающимся валомъ посредствомъ шатуна и кривошипа не содержала въ себѣ ничего новаго, такъ какъ самый механизмъ извѣстенъ былъ съ незапамятныхъ временъ всѣмъ точильщикамъ, работающимъ на ножныхъ станкахъ. Поэтому въ то время, пока спѣшно удовлетворялась потребность въ паровыхъ водоподъемныхъ машинахъ, вопросъ о постройкѣ машины съ непрерывнымъ вращеніемъ вала отодвигался все далѣе и далѣе, и самый передаточный механизмъ, какъ общеизвѣстный, ***Watt*** не считалъ нужнымъ и возможнымъ патен-

*) ***Murdoch*** изобрѣлъ освѣщеніе зданій газомъ, скользящій коробчатый золотникъ для паровой машины двойного дѣйствія (1799 г.), паровую машину съ качающимся на оси цилиндромъ (1785 г.), водяное отопленіе зданій, пневматическую пересылку писемъ въ замкнутомъ городскомъ трубопроводѣ, паровую пушку и др.

товать. Одна изъ моделей машины съ такимъ механизмомъ была имъ построена еще въ 1771 г. (*Thurston, pg.* 109).

Въ числѣ моделей, построенныхъ *Уаттомъ* въ 1778—79 г., была одна въ видѣ сдвоенной машины съ двумя цилиндрами простого дѣйствія и съ передачей работы на валъ, на концахъ котораго были посажены 2 кривошипа подъ угломъ 120° одинъ къ другому.

Свѣдѣнія объ этихъ неиспользованныхъ еще моделяхъ были переданы однимъ изъ рабочихъ конкуренту завода ***W & B.***, и въ 1779 г. ***Wasbrough*** (изъ Бристоля) имѣлъ уже въ своихъ рукахъ патенты на примѣненіе къ паровой машинѣ механизма для преобразованія качательнаго движенія коромысла въ непрерывное вращательное движеніе вала при помощи шатуна, кривошипа и махового колеса. При отсутствіи умѣнья разсчитывать маховыя колеса въ то время, такая машина по системѣ *Newcomen* хотя и была построена, но непрерывно работать она не могла.

Мысль о примѣненіи живой силы массъ, вращающихся вмѣстѣ съ валомъ, далъ еще *Agricola* въ 1561 г. для валовъ, приводимыхъ въ движеніе отъ руки; затѣмъ въ 1661 г. ***Boeckler*** предложилъ примѣнять въ такихъ случаяхъ маховыя колеса (см. *Reuleaux, Kurzgef. Gesch.*, стр. 35); но тѣмъ не менѣе во времена *Уатта* нашли возможнымъ выдать патентъ на комбинацію маховика и шатуннаго механизма въ примѣненіи ея къ паровой машинѣ, и заводъ *W. & B.* долженъ былъ сначала платить *Wasbrough* за право пользованія этой комбинаціей.

Въ 1781 г. *Watt* патентовалъ 5 различныхъ системъ преобразованія качательнаго движенія коромысла въ непрерывное вращательное движеніе вала при помощи системы зубчатыхъ колесъ, введенныхъ между шатуномъ и валомъ *).

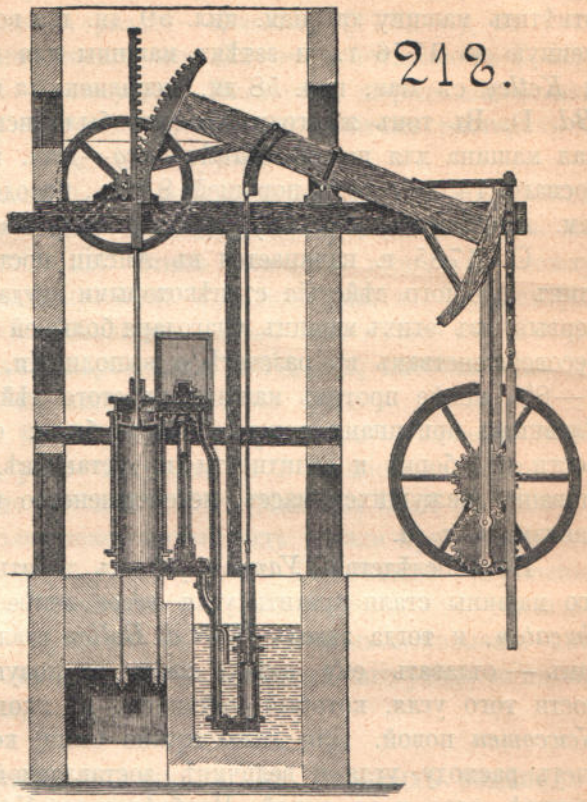
Между этими механизмами наиболѣе простымъ и практичнымъ оказался тотъ, который въ кинематикѣ носитъ названіе *системы планетныхъ колесъ* и который былъ предложенъ *Уатту* его даровитымъ помощникомъ ***Murdoch.***

Чертежи паровой машины двойного дѣйствія были заготовлены *Уаттомъ* еще въ 1774—75 г., но въ видѣ сдвоенной машины при двухъ цилиндрахъ простого дѣйствія, осуществленіе же машины двойного дѣйствія, пользуясь попеременнымъ давленіемъ свѣжаго пара то на одну сторону поршня, то на другую было предусмотрѣно патентомъ 1782 г. Сущность устройства передачи въ такой водоподъемной машинѣ изображена на **фиг. 218**: слѣва видна на немъ передача отъ парового поршня къ коромыслу посредствомъ зубчатой рейки и зубчатаго сектора, а справа передача планетными колесами къ валу съ вращающимся вмѣстѣ съ нимъ маховикомъ.

---

*) Въ журн. *The Engineer* (1896, *febr.* 28, *pg.* 208) данъ рисунокъ и описаніе одной изъ шахтныхъ машинъ *Уатта* безъ коромысла, но съ двумя ломаными рычагами и включеннымъ между ними непрерывно вращающимся валомъ и маховикомъ. Не заглядывая въ указанный № журнала, полезно самому составить схему подобной передачи.

Замѣна зубчатой передачи отъ поршневого штока къ коромыслу извѣстнымъ *„параллелограммомъ“* была сдѣлана въ 1784 г. Въ томъ же патентѣ отмѣчено, что направленіе штока можетъ быть сдѣлано также и посредствомъ ползуна и направляющихъ; тогда между ползуномъ и коромысломъ нужно будетъ ввести шатунъ; но при тогдашнихъ средствахъ выполненія такая конструктивная комбинація представлялась болѣе сложной и самимъ *Уаттомъ* не выполнялась.



Мысль о возможности заставить паръ работать въ цилиндрѣ расширеніемъ *Watt* имѣлъ еще въ 1769 г., опыты въ этомъ направленіи были сдѣланы имъ въ 1776 г., а 1-ю машиною, въ которой паръ, дѣйствительно, работалъ съ расширеніемъ, была водоподъемная машина, поставленная въ 1778 г. на водокачкѣ въ Лондонѣ *(Shadwell Station)*; въ ней на $^2/_3$-хъ своего хода поршень воспринималъ полное давленіе пара, а на остальной $^1/_3$ хода имѣло мѣсто расширеніе пара. Патентъ на это изобрѣтеніе *Уаттъ* взялъ только въ 1782 г., когда *Hornblower* вздумалъ предложить расширеніе пара посредствомъ перепусканія его изъ одного однодѣйствующаго цилиндра въ другой. Въ то время такая своеобразная комбинація оцѣнена по достоинству не была, и пользоваться ею *Hornblower*, разумѣется, не могъ, не примѣняя холодильника *Уатта*.

Примѣненіе къ паровой машинѣ центробѣжнаго регулятора, который воздѣйствовалъ на заслонку въ паропроводной трубѣ и поворачиваніемъ ея болѣе или менѣе стѣснялъ въ трубѣ площадь прохода для свѣжаго пара, началось съ 1786 г. Въ этомъ году машина *Уатта* была уже снабжена всѣми его изобрѣтеніями и усовершенствованіями и приняла свой окончательный видъ, остающійся по существу дѣла безо всякихъ измѣненій и по настоящее время. Всѣ послѣдующія изслѣдованія и нѣкоторыя измѣненія въ машинѣ, вынесенной на своихъ плечахъ геніальнымъ *Уаттомъ*, сводились главнымъ образомъ уже къ конструктивной переработкѣ ея деталей, къ теоретическому разъясненію тѣхъ вопросовъ, которые *Watt* разъяснялъ себѣ путемъ непосредственнаго опыта

Изъ другихъ изобрѣтеній *Уатта*, имѣющихъ прямое отношеніе къ паровой машинѣ, отмѣтимъ слѣдующія: 1) *индикаторъ*, т. е. приборъ для измѣренія работы, производимой паромъ въ цилиндрѣ, 2) счетчикъ числа оборотовъ машины, 3) ртутный манометръ, 4) вакуумметръ, 3) водомѣрное стекло, 6) паровой рычажный молотъ (1777 г.), 7) паровая машина простого дѣйствія съ вращательнымъ движеніемъ поршня (1782 г.).

138. **Паровыя водоподъемныя машины Watt**. Въ числѣ первыхъ водопроводныхъ машинъ, построенныхъ заводомъ *Watt & Bolton*, нужно отмѣтить машину съ діам. цил. 50 дм. для водокачки гор. *Tipton*, исполненную въ 1776 г., и затѣмъ машины для водокачекъ въ гор. *London* и *Ketley* съ діам. цил. 58 дм., исполненныя въ 1778 г. (см. *Ruehlmann*, *Bd.* I). Въ томъ же году заводомъ была исполнена большая водоотливная машина для шахты *Hawkenburg*—діам. паров. поршня 58 дм., насоснаго 14 дм., ходъ поршней 8 фут., преодолѣваемый напоръ 390 фут. (см. *Ruehlmann*, *Bd.* IV). Все это были машины простого дѣйствія.

Съ 1785 г. начинается въ Англіи постановка водоподъемныхъ машинъ двойного дѣйствія съ нѣкоторыми неудачами однако въ примѣненіи: первыя изъ этихъ машинъ, благодаря большей сложности ихъ устройства и несовершенствамъ въ разсчетѣ и выполненіи, давали продуктивность на 7—8% менѣе противъ машинъ простого дѣйствія (*Ruehlmann*, *Bd.* I). Главными причинами потерь работы были: отсутствіе полной аккуратности въ сборкѣ и солидности въ установкѣ, несовершенное уравновѣшиваніе движущихся массъ, несовершенство парораспредѣлительнаго механизма и т. п.

Но впослѣдствіи *Уатту* удалось добиться такого результата, что его машины стали тратить угля *вдвое* менѣе противъ лучшихъ машинъ *Smeaton*, и тогда заводъ *Watt & Bolton* сталъ предлагать своимъ кліентамъ — отдавать ему вмѣсто платы за новую машину только $^1/_3$ стоимости того угля, который останется въ экономіи при замѣнѣ машины *Newcomen* новой. Для этого нужно было, конечно, вести правильный учетъ расходу угля и величинѣ доставляемой работы, какъ въ старой машинѣ, такъ и въ новой. Изобрѣтенные *Уаттомъ* индикаторъ и счетчикъ оборотовъ вала нашли себѣ при этомъ обширное примѣненіе.

Это полезное нововведеніе сослужило съ одной стороны хорошую службу дѣлу распространенія машинъ *Уатта*, а съ другой — научило владѣльцевъ машинъ относиться сознательно и съ должной экономіей къ расходованію горючаго и сразу поставило на видъ вопросъ о раціональномъ использованіи расходуемой въ машинѣ тепловой энергіи.

Первыя паровыя машины *Уатта* работали при слѣдующихъ условіяхъ (*Ernst*, въ *Ж. О. нѣм. инж.*, 1896, № 36): въ холодильникъ поступала вода 10^0 *C*, а выходила изъ него при 38^0 *C*; вакуумъ въ конденсаторѣ достигалъ 27 дм. ртутнаго столба; среднее противодавленіе за поршнемъ было 0,26 атм., а наименьшее—0,22 атм. Среднее рабочее давленіе пара въ цилиндрѣ было около 0,87 атм., такъ что разность давленій на обѣ стороны поршня выходила = 0,87 — 0,26 = 0,61 атм. Около 25—20% тратилось на треніе въ машинѣ. Рабочее давленіе пара въ котлѣ дер-

жали отъ 1 до $1^1/_2$ атм. Передъ поступленіемъ въ цилиндръ паръ испытывалъ сильное смятіе при проходѣ его чрезъ регулирующую (дроссельную) заслонку въ трубѣ.

Постройка машинъ *Уатта* на континентѣ началась прежде всего во Франціи на зав. *Perrier*. Въ 1779 г. машина *Уатта* работала уже при одной изъ шахтъ въ *Nantes*, а въ 1780 г. — на водокачкѣ гор. Парижа.

Первымъ строителемъ паровыхъ машинъ въ Бельгіи былъ зав. англичанина *Cockerill* (1817 г.), въ Германіи—*Buckling* (1782 г.), въ Россіи—филіальное отдѣленіе англійскаго зав. *Carron*, основанное въ С.-Пб. въ 1786 г. по иниціативѣ *Екатерины Великой* и перенесенное изъ Англіи со всѣми машинами - орудіями и полнымъ штатомъ мастеровъ и рабочихъ.

Постройка паровыхъ машинъ въ Америкѣ началась въ самомъ концѣ XVIII в. на заводѣ *Oliver Evans* въ Филадельфіи, а затѣмъ тамъ же на зав. *Roosevelt*. Послѣдній изъ этихъ заводовъ выполнилъ между прочимъ первую паровую машину *Watt* для водокачки въ Филадельфіи (*Engineering*, 1876, *nov.* 3). Исполненіе заказа было начато въ *1800* г. и окончено въ *1811* г.; діам. паров. цил. $38^1/_2$ дм., насоснаго $17^1/_2$, ходъ 6 фут., оборотовъ 16 въ мин., напоръ 39 фут.

Мы видѣли ранѣе (см. § 136), что продуктивность машинъ *Newcomen* на бушель (84 *lbs*) угля доходила до 7 милліоновъ фунто-футовъ, а машинъ *Smeaton*—до 10 милліоновъ. Машины *Watt* въ 1800 г., когда онѣ приняли уже вполнѣ законченный видъ, давали продуктивность въ 20 милліоновъ фн.-фт. на бушель угля. Дальнѣйшее улучшеніе продуктивности этихъ машинъ находилось въ зависимости отъ увеличенія размѣровъ машинъ, отъ улучшеній въ техническомъ выполненіи ихъ (конструктивномъ и заводскомъ), отъ болѣе внимательнаго ухода за ними, отъ повышеній давленія пара, и т. п.

139. **Усовершенствованія, сдѣланныя въ паровыхъ водоподъемныхъ машинахъ послѣ Уатта.** Чтобы показать, въ какой послѣдовательности шло совершенствованіе паровой машины, работающей на основаніи принциповъ *Уатта*, профессоръ *Unwin* приводитъ слѣдующія данныя относительно расхода угля лучшими водоподъемными машинами въ часъ на индикаторную силу (*The Engineer*, 1895, *may* 3, 10, 17):

Годъ испытанія машины *Watt*. .		1800	1815	1827	1834	1840
Расходъ угля въ часъ на индик. с.	. . . *lbs*	9,3	3,6	2,8	1,9	1,7
	. . . *кг.*	4,22	1,63	1,27	0,86	0,77

Послѣ 1840 г. всѣми послѣдующими улучшеніями и усовершенствованіями водоподъемныхъ машинъ удалось понизить расходъ угля уже сравнительно немного: паровые насосы на водокачкѣ въ *Бостонѣ*, поставленные въ 1895 г. извѣстнымъ американскимъ заводомъ *E. D. Leavitt* для подачи 5,5 милліон. вед. воды въ сутки и показавшіе при сдачѣ ихъ *наивысшую* осуществленную до сихъ поръ продуктивность, расхо-

дуютъ 1,22 *lbs* *) (0,553 *кг.*) угля (см. *Engineering*, 1896, *dec.* 25); а въ установкахъ болѣе скромныхъ размѣровъ и въ настоящее время нерѣдко довольствуются цифрами расхода угля, ничуть не меньшими данныхъ 1840 г. (см. §§ 21—23).

Многія изъ паровыхъ водокачекъ, построенныхъ во времена *Уатта*, продолжали еще работать въ началѣ 70-хъ годовъ. Въ 1885 г. въ Кенсингтонскій музей въ Лондонѣ была доставлена одна изъ такихъ машинъ, бывшая въ работѣ цѣлое столѣтіе.

Усовершенствованія, сдѣланныя въ паровыхъ водоподъемныхъ машинахъ послѣ Уатта, многочисленны, но далеко не такъ велики по существу, какъ это можно было бы подумать, принимая во вниманіе длинный періодъ времени, отдѣляющій насъ отъ момента возникновенія дѣятельности завода *Watt & Bolton*. Всѣ работы послѣдующихъ дѣятелей, продолжавшихъ четверть-вѣковую экспериментальную работу родоначальника современной намъ паровой машины, сводились главнымъ образомъ къ совершенствованію ея конструктивнаго устройства, заводскаго выполненія ея, къ выясненію условій наивыгоднѣйшей работы въ ней пара, къ улучшенію устройства и условій работы котла, насоса, трубопровода, передаточныхъ механизмовъ и проч., къ разработкѣ основныхъ теоретическихъ вопросовъ, связанныхъ съ разсчетомъ и проектированіемъ машины.

Болѣе полувѣка паровыя машины вообще и паровыя водокачки въ частности строили чисто эмпирическимъ путемъ, не производя передъ этимъ строгаго аналитическаго разсчета, довольствуясь тѣмъ, что получится, и расплачиваясь за отсутствіе знанія и опыта большими и непроизводительными затратами строительныхъ матеріаловъ и расходуемой при работѣ машины энергіи.

Разработка основныхъ теоретическихъ вопросовъ, касающихся паровой машины, и научное освѣщеніе сущности происходящихъ въ ней явленій могли начаться только послѣ того, какъ былъ открытъ *законъ сохраненія энергіи* и была найдена точная числовая величина *механическаго эквивалента теплоты* **).

Большая часть теоретической работы по основнымъ вопросамъ, касающимся паровой машины, выпала на долю такихъ выдающихся ученыхъ, какъ *Grashof*, *Hirn*, *Navier*, *Pambour*, *Poncelet*, *Rankine*, *Redten-*

---

*) Лучшія изъ современныхъ намъ паровыхъ машинъ на судахъ англійскаго военнаго флота расходуютъ до 1,64 *lbs* (0,74 *кг.*) угля на индик. силу („*Quail*", опыты 1897 г., см. *Eng. News* 1897, *aug.* 5), лучшія изъ большихъ заводскихъ машинъ — до 1,1 *lbs* (0,5 *кг.*) угля (маш. тройн. расш. зав. *Vaucher*, 880 индик. с., см. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 5) и лучшія изъ скороходныхъ судовъ нѣмецкаго торговаго флота—1,53 *lbs* (0,693 *кг.*) угля (для „*Spree*", см. *Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, стр. 1491—**0,693** кг.; для „*Preussen*", „*Bayern*", „*Sachhen*"—**0,695** кг.—см. *Z.* 1887, стр. 884).

**) Числовая величина *мех. эквив. тепла*; найденная *Mayer* (1842 г.) и исправленная *Joule* (1843 г.), такова:

Количество теплоты, потребное для нагрѣванія 1 кг. воды на 1°*C*, эквивалентно **424** кг.-мт. работы. Количество теплоты, потребное для нагрѣванія 1 *lbs* воды на 1°*F*, эквивалентно **772** фн.-фт. работы.

Для развитія работы въ 1 лошад. силу въ теченіе часа нужна поэтому затрата теплоты = 75.60.60 : 424 = 636,8 или круглымъ числомъ 637 калорій.

bacher, *Resal*, *G. Schmidt*, *Zeuner*, *Weissbach*. Но однихъ теоретическихъ изслѣдованій въ этой области было далеко недостаточно, справедливость теоретическаго анализа надо было подтвердить тщательнымъ экспериментальнымъ анализомъ. Главную часть этой наиболѣе трудной работы, продолжавшейся съ 1853 г. въ теченіе почти четверти вѣка, выполнилъ покрывшій себя безсмертною славою *Hirn* съ его учениками и сотрудниками *Hallauer*, *Leloutre*, *Dwelschauvers-Dery*, *Thurston*, *Donkin*, *Schroeter*, *Unwin* и др. Подробныя данныя относительно сущности работъ всѣхъ этихъ ученыхъ и разборка этихъ данныхъ приводятся обыкновенно въ курсахъ прикладной термодинамики и теоріи паровыхъ машинъ вообще.

Внѣшніе признаки, развитіе которыхъ въ томъ или другомъ направленіи, начавшееся послѣ *Yamma*, повело къ весьма замѣтному улучшенію устройства его машины и полученію болѣе экономичной ея работы, можно отмѣтить слѣдующіе:

1. Увеличеніе рабочаго давленія пара въ машинѣ и примѣненіе перегрѣтаго пара.

2. Послѣдовательное расширеніе пара въ нѣсколькихъ цилиндрахъ, общее увеличеніе степени расширенія пара и выясненіе роли паровыхъ рубашекъ при этомъ.

3. Регулированіе работы машины посредствомъ автоматическаго воздѣйствія на измѣненіе отсѣчки пара во время работы машины.

4. Уменьшеніе вредныхъ пространствъ въ паровомъ цилиндрѣ.

5. Увеличеніе рабочей скорости паровыхъ поршней и числа оборотовъ вала въ минуту.

6. Увеличеніе силы каждой изъ отдѣльныхъ машинъ водокачки.

7. Техническія усовершенствованія въ пріемахъ конструированія машины и выполненія ея въ мастерскихъ.

Программа эта дала богатый матеріалъ для цѣлой серіи изслѣдованій теоретическаго и практическаго характера, частію уже законченныхъ, а въ нѣкоторыхъ случаяхъ продолжающихся еще по настоящее время. Съ результатами этихъ работъ въ сжатой формѣ мы познакомимся въ §§ 143—151.

140. **Расходъ топлива и пара при работѣ водоподъемной машины.** Сужденіе о достоинствахъ водокачки можетъ быть составлено, опредѣливши для нея или расходъ *горючаго*, или расходъ *пара* за данный промежутокъ времени и величину произведенной за это время работы. Для болѣе удобнаго и вѣрнаго относительнаго сравненія различныхъ машинъ между собою, величину расхода горючаго или расхода пара всегда относятъ къ опредѣленной единицѣ времени и опредѣленной единицѣ работы.

За единицу времени расходованія горючаго или пара принято считать часъ, а за единицу работы—такъ называемую «*лошадиную силу*», т. е. работу въ 75 кг.-мт. *въ сек.* на континентѣ и 33000 фунто-фут. *въ мин.* въ Англіи и Америкѣ.

Когда желаютъ имѣть сужденіе о достоинствахъ работы котла, паропровода и о степени совершенства превращенія въ машинѣ кинетической энергіи теплоты въ механическую работу, расходъ пара и расходъ горючаго относятъ къ *индикаторной* работѣ машины; а чтобы составить сужденіе о работѣ всѣхъ элементовъ водокачки, т. е. котла, паропровода, паровой машины и насоса, расходъ горючаго и расходъ пара относятъ къ *дѣйствительной* или *эффективной* работѣ машины, вычисляемой по количеству дѣйствительно поднятой воды и по величинѣ дѣйствительно преодолѣваемаго при этомъ напора, въ составъ котораго входитъ сумма высотъ всасыванія, нагнетанія и потеряннаго напора, идущаго на преодолѣніе тренія въ трубахъ и рабочихъ камерахъ насоса.

Пусть обозначаютъ:

$Г.и$ — расходъ горючаго (въ *кг.* или *lbs*) въ часъ на индикаторную силу,
$Г.д$ — » » » » » на дѣйствительную »
$П.и$ — расходъ пара (въ *кг.* или *lbs*) въ часъ на индикаторную силу,
$П.д$ — » » » » » на дѣйствительную силу,
$ж$ — *механическій* коэффиціентъ полезнаго дѣйствія водокачки, т. е. отношеніе дѣйствительной работы машины къ индикаторной ея работѣ. Тогда, очевидно:

$$\frac{Г.и}{Г.д} = \frac{П.и}{П.д} = ж. \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{135.}$$

Когда сужденіе о достоинствахъ водокачки составляется на основаніи расхода угля, необходимо знать его испарительную способность и содержаніе въ немъ *влаги* и *отбросовъ* въ видѣ золы и мелочи, проваливающихся чрезъ колосниковую рѣшетку при ея чисткѣ и неучаствующихъ въ передачѣ тепла стѣнкамъ котла.

Испарительная способность топлива бываетъ весьма различна. Чтобы имѣть возможность быстро и вѣрно сдѣлать сравненіе разныхъ сортовъ топлива, количество испаряемой имъ воды, питающей котелъ, относятъ условно къ $212^0 F$ ($100^0 C$).

Фунтъ топлива можетъ выпаривать слѣдующее количество воды въ котлѣ:

Хорошія березовыя дрова.	2,5 — 3,5	фунта.
Мшистый торфъ	1,5 — 2,5	»
Смолистый »	2,5 — 3	»
Бурый уголь.	2 — 4,5	»
Каменный уголь уральскій и польскій. . .	4,8 — 6,5	»
» » донецкій.	6 — 8	»
» » ньюкэстльскій.	7,5 — 8,5	»
» » уэльскій.	9 — 10	»

Каменный уголь *Pocahontas* (лучш. америк.).	9 — 9,5	фунта.
Нефтяные остатки.	12 — 13	»
Бакинская нефть.	15,5 — 16,5	»

Какъ топливо на водокачкахъ, въ Россіи чаще всего бываетъ каменный уголь, нефтяные остатки, дрова.

Содержаніе влаги въ каменномъ углѣ возможно отъ 2 до 10%, а содержаніе золы отъ 1,5 до 20% и болѣе.

При сжиганіи каменнаго угля 1 кг. его выдѣляетъ въ среднемъ отъ 7000 до 8000 калорій.

Теплотворная способность тяжелой Бакинской нефти 10800 калорій, легкой Бакинской нефти—11460, сырой Балаханской нефти—11700, нефтяныхъ остатковъ—10700 калорій.

Вышеприведенныя данныя показываютъ, съ какою осторожностію нужно относиться къ дѣлу при сравнительной оцѣнкѣ достоинствъ водокачекъ, работающихъ при различныхъ условіяхъ, если эта оцѣнка дѣлается на основаніи количества расходуемаго ими топлива. При вычисленіи *Г.и* или *Г.д* справедливо отчислить изъ общаго количества израсходованнаго топлива содержаніе въ немъ влажности и отбросовъ, попавшихъ въ зольникъ, хотя это не всегда дѣлается, и затѣмъ необходимо привести результатъ къ одной и той же условной температурѣ у питательной воды, напр., къ 100° *С*. Безъ этого сравненіе было бы неправильнымъ.

Чтобы избѣжать необходимости дѣлать опредѣленіе содержанія влажности и отбросовъ топлива, полученный расходъ топлива пересчитываютъ иногда на расходъ «*условнаго топлива*», дающаго 10-кратное выпариваніе воды при условной *t*-рѣ питательной воды 100° *С*. Тогда главному опыту, длящемуся иногда нѣсколько недѣль, долженъ предшествовать другой опытъ, кратковременный (12—24 часа), но поставленный въ тѣ же условія работы, съ цѣлію опредѣленія дѣйствительной испарительной способности топлива.

Не слѣдуетъ смѣшивать также величины расхода топлива, которая получается при кратковременныхъ опытахъ (12—24 часа) во время сдачи машины, съ величиною *валового* расхода, который будетъ получаться впослѣдствіи при обыкновенныхъ, будничныхъ условіяхъ работы, когда имѣютъ мѣсто различныя непроизводительныя траты пара и топлива, напр., при каждой остановкѣ машины и особенно при остановкахъ котла для очистки отъ накипи, для ремонта и т. п. Разница между этими двумя расходами топлива можетъ достигать 30—40%.

Если о достоинствѣ машины судятъ по расходу пара *П.и* или *П.д*, то при этомъ вполнѣ справедливо будетъ отчислить изъ полнаго расхода питательной воды то количество ея, которое за время опыта сконденсируется въ паропроводѣ и въ паровыхъ рубашкахъ машины.

Порядокъ производства опытовъ для опредѣленія расхода топлива и пара при работѣ водокачки подробно описанъ мною въ журн. *Техническій Сборникъ* за 1893 г., №№ 1 и 2.

Величины *Г* и *П* выражаются обыкновенно въ *кг.* или же въ англійскихъ фунтахъ (*lbs*). Для болѣе быстраго перевода однихъ данныхъ на другія можно пользоваться данными составленной мною таблицы 29-й.

ТАБЛИЦА 29-я

Переводъ англійскихъ фунтовъ въ килограммы и обратно.

lbs.	*кг.*	*lbs.*	*кг.*	*кг.*	*lbs.*	*кг.*	*lbs.*
1	0,454	0,1	0,045	1	2,205	0,1	0,221
2	0,907	0,2	0,091	2	4,410	0,2	0,441
3	1,361	0,3	0,136	3	6,615	0,3	0,662
4	1,811	0,4	0,181	4	8,820	0,4	0,882
5	2,268	0,5	0,227	5	11,025	0,5	1,103
6	2,722	0,6	0,272	6	13,225	0,6	1,323
7	3,175	0,7	0,318	7	15,430	0,7	1,543
8	3,629	0,8	0,363	8	17,635	0,8	1,764
9	4,082	0,9	0,408	9	19,840	0,9	1,984
10	4,536	—	—	10	22,046	—	—
11	4,990	0,01	0,005	11	24,251	0,01	0,022
12	5,443	0,02	0,009	12	26,456	0,02	0,044
13	5,897	0,03	0,014	13	28,661	0,03	0,066
14	6,350	0,04	0,018	14	30,866	0,04	0,088
15	6,804	0,05	0,023	15	33,071	0,05	0,110
16	7,257	0,06	0,027	16	35,276	0,06	0,132
17	7,711	0,07	0,032	17	37,481	0,07	0,154
18	8,164	0,08	0,036	18	39,686	0,08	0,176
19	8,618	0,09	0,041	19	41,891	0,09	0,198
20	9,071	—	—	20	44,096	—	—

141. **Продуктивность водоподъемной машины.** Достоинства водокачки въ работѣ могутъ быть оцѣнены, дѣлая опредѣленіе расхода топлива или пара, который приходится на данную единицы работы, или же, наоборотъ, опредѣляя *продуктивность* водокачки (*Leistung* — нѣм., *duty* — англ.), т. е. величину *работы, дѣйствительно произведенной* при данномъ расходѣ топлива или пара. Этотъ способъ относительнаго сужденія былъ предложенъ еще *Smeaton* (1774 г.), который первый возбудилъ вопросъ о необходимости давать себѣ отчетъ въ расходѣ машиною топлива и произвелъ затѣмъ цѣлую серію опытовъ съ машинами *Savery*, *Newcomen*, *Watt*.

Во времена *Smeaton* продуктивность машины высчитывалась по отношенію къ *объемной* мѣрѣ топлива. Такою мѣрою былъ *бушель*. Общераспространеннымъ заводскимъ топливомъ въ Англіи былъ каменный уголь.

1 бушель каменнаго угля среднихъ качествъ во времена *Smeaton* вѣсилъ около 84 *lbs*.

Позднѣе для такихъ испытаній стали употреблять лучшій уэльскій уголь, бушель котораго вѣсилъ уже 94 *lbs*.

Исчисленіе продуктивности машины на объемную мѣру топлива не отличалось, разумѣется, большою точностью, но по тому времени, когда оно вводилось, для практическихъ цѣлей этого было достаточно.

Въ настоящее время исчисляютъ продуктивность машины или на опредѣленный вѣсъ израсходованнаго *топлива*, или по вѣсу израсходованнаго *пара*, или же наконецъ по количеству израсходованныхъ во время опыта единицъ *тепла*.

За единицу вѣса топлива въ Америкѣ принимаютъ 100 *lbs* при исчисленіи продуктивности водокачки, а въ Англіи — 112 *lbs* (1 англ. центнеръ). Расходъ топлива берется при этомъ не *brutto*, а *netto*, т. е. за вычетомъ причитающагося количества влаги и отбросовъ въ видѣ золы, шлаковъ и мелкаго угля, собранныхъ въ зольникѣ.

Вычисленіе продуктивности водокачки (въ фунто-футахъ) по расходу угля дѣлается въ Америкѣ по нижеслѣдующей ф-лѣ, составъ которой понятенъ самъ собою:

$$Duty = \frac{\text{Подача воды въ америк. галлон. въ сутки.} \times 8{,}34 \times \text{Полный напоръ въ фут.} \times 100}{\text{Расходъ топлива въ сутки въ } lbs.} \quad \ldots \mathbf{136},$$

гдѣ 8,34 *lbs* есть вѣсъ 1 америк. галлона воды.

Въ Англіи вычисленіе продуктивности (въ фунто-футахъ) по расходу топлива дѣлается по ф-лѣ:

$$Duty = \frac{\text{Подача воды въ англ. галлон. въ сутки.} \times 10 \times \text{Полный напоръ въ фут.} \times 112}{\text{Расходъ топлива въ сутки въ } lbs.} \quad \ldots \mathbf{137},$$

гдѣ 10 *lbs* есть вѣсъ 1 англ. галлона воды.

Въ лучшихъ современныхъ устройствахъ получаемыя при этомъ величины *duty* достигаютъ 100.000.000 фунто-футовъ или нѣсколько превосходятъ его, поэтому и самыя цифры являются весьма удобными для обращенія съ ними, для сравненія ихъ между собою, для выраженія данной продуктивности въ процентахъ отъ хорошей средней.

На континентѣ (за границею) въ послѣднее время начали исчислять *duty* въ метрическихъ мѣрахъ, но получаемыя при этомъ цифры не такъ легко укладываются въ памяти и представляютъ менѣе удобствъ для быстраго сравненія между собою. Продуктивность къ кг.-мт. на 1 кг. топлива выразится слѣдующею формулою:

$$Duty = \frac{\text{Подача воды въ куб. метр. въ сутки.} \times 1000 \times \text{Полный напоръ въ метр.}}{\text{Расходъ топлива въ сутки въ кг.}} \quad \ldots\ldots \mathbf{138},$$

гдѣ 1000 *кг.* есть вѣсъ 1 куб. мт. воды. Для пересчета съ однѣхъ мѣръ на другія можетъ служить слѣдующее правило:

Продуктивность въ **1** *милліонъ фунто-футовъ на* **100 lbs** *топлива эквивалентна продуктивности въ* **3048 кг.-мт.** *на* **1 кг.** *того же топлива.*

При пріемкѣ машинъ новаго Московскаго водопровода *Высочайше* утвержденная комиссія установила исчисленіе продуктивности на 100 фунт. «*условнаго топлива*», дающаго *10*-кратное испареніе питательной воды, условно приведенной къ 0° *C*. Для этого можно было пользоваться нижеслѣдующей формулой:

$$Duty = \frac{\text{Подача воды въ куб. фут. въ сутки.} \times 1{,}7286 \times \text{Полный напоръ въ фут.} \times 10}{\text{Расходъ топлива въ пудахъ въ сутки.} \times \text{Испарительная способность топлива.}} \quad . \; . \; \mathbf{139},$$

гдѣ 1,7286 пуд. есть вѣсъ 1 куб. фут. воды.

Иногда продуктивность водокачки исчисляется по расходу пара. Для этого за единицу расхода пара берется 1000 *lbs сухого* пара (со степенью сухости, приведенной къ **1**). Расходъ пара, который нужно вносить въ знаменателя ф-лъ, опредѣляющихъ продуктивность машины, получится, вычитая изъ полнаго расхода воды количество ея, собранное въ паропроводѣ и рубашкахъ, и приводя его къ степени сухости, равной единицѣ, и къ опредѣленному давленію (при 100° *C* условно). Этотъ способъ точнѣе предыдущихъ, но онъ требуетъ производства довольно хлопотливыхъ опытовъ по опредѣленію степени сухости пара. Результатъ, получаемый такимъ способомъ, въ лучшихъ машинахъ будетъ также нѣсколько болѣе 100 милліоновъ фунто-футовъ; эта цифра получается иногда менѣе, чѣмъ при подсчетѣ продуктивности по расходу угля.

Самымъ вѣрнымъ способомъ учета работы машины будетъ такой, при которомъ исчисленіе продуктивности дѣлается по дѣйствительно затраченному въ машинѣ количеству теплоты. Чтобы въ лучшихъ машинахъ и здѣсь имѣть продуктивность выраженною въ сотняхъ милліоновъ фунто-футовъ, ее относятъ къ *1* милліону *англійскихъ калорій* *). Для вычисленія продуктивности машины по этому способу нужно найти полное количество расходуемаго ею *сухого* пара, нужно опредѣлить для него теплоту жидкости и скрытую теплоту пара и вычесть изъ суммы ихъ то количество теплоты, которое обратно вводится въ котелъ вмѣстѣ

---

*) Въ журналахъ называютъ ихъ сокращенно *B. T. U.* (*British Termal Units*). Это будетъ то количество теплоты, которое потребно для нагрѣванія 1 *lbs* воды на 1° *Фарейнгейта* при измѣненіи температуры на 1° отъ 62 до 63° *F*. На континентѣ этотъ наиболѣе точный способъ опредѣленія продуктивности тоже введенъ, но примѣняется сравнительно рѣже, чѣмъ въ Америкѣ.

1 калорія = *B. T. U.* × 0,251997.
1 B. T. U. = 3,9683 калорій.
1 калорія съ 1 кг. топлива = 0,5555 × *B. T. U.* съ 1 *lbs* топлива.
1 B. T. U. съ 1 *lbs* топлива = 1,8 калорій съ 1 кг. топлива.

съ питательной водой. Такимъ образомъ будетъ найдено *полное количество расходуемой машиною теплоты*, а по нему:

$$Duty = \frac{\text{Подача воды въ амер. галлон. въ сутки.} \times 8{,}34 \times \text{Полный напоръ въ фут.} \times 1000000}{\text{Полное количество израсходован. тепл. въ сутки въ B. T. U.}} \quad . \; . \; \mathbf{140.}$$

Найденный этимъ наиболѣе точнымъ способомъ результатъ представляетъ собою обыкновенно наименьшую изъ всѣхъ цифръ *duty*, исчисляемыхъ по предыдущимъ ф-ламъ **136—139.**

Точное опредѣленіе продуктивности по ф-лѣ **140** требуетъ совершенно своеобразной обстановки испытаній и участія въ нихъ сразу большого числа спеціально подготовленныхъ для этого лицъ, поэтому такого рода опыты выполняются обыкновенно въ теченіе сравнительно краткаго періода (смотря по условію, въ теченіе 8, 10, 12, 18, рѣдко 24 часовъ); при валовомъ же исчисленіи продуктивности работа представляется болѣе удобною, если вести ее по ф-ламъ **136—139**.

При опредѣленіи продуктивности на основаніи расхода топлива и пара для кратковременныхъ опытовъ за границею берется обыкновенно періодъ въ 12 часовъ, рѣже 24 часа, а для продолжительныхъ, назначаемыхъ вообще довольно рѣдко, до 6 сутокъ (или 144 часа,—опыты въ *Louisville* въ 1895 г.); въ Москвѣ въ 1893—5 г., по новизнѣ этого дѣла у насъ, для кратковременныхъ опытовъ былъ принятъ періодъ, равный тремъ суткамъ, а для продолжительныхъ непрерывныхъ испытаній—двѣ недѣли *); въ *Washington* въ 1895 г. опыты длились 10 сутокъ.

142. **Данныя относительно продуктивности существующихъ водоподъемныхъ машинъ.** Чтобы составить понятіе о степени *несовершенства* осуществленныхъ до сихъ поръ водоподъемныхъ машинъ, вычислимъ продуктивность *идеальнаго* двигателя, въ которомъ можно было бы использовать *все* количество теплоты, отдаваемое топливомъ при лабораторныхъ опытахъ.

Примемъ теплотворную способность хорошаго каменнаго угля = 7000 калорій.

1 кг. угля при идеальныхъ условіяхъ могъ бы дать работу 7000.424 = 2968000 кг.-мт., а на 100 *lbs* топлива получилось бы *въ идеальномъ двигателѣ* круглымъ числомъ **975** *милліоновъ фунто-футовъ* работы. Въ дѣйствительности же хорошія водокачки при сдачѣ ихъ даютъ въ среднемъ продуктивность въ видѣ $^1/_{10}$, $^1/_9$, рѣже $^1/_8$ доли отъ этой идеальной продуктивности, а при валовой работѣ много менѣе этого, особенно водокачки малыхъ размѣровъ.

Въ какой послѣдовательности *идетъ* возрастаніе продуктивности водоподъемныхъ машинъ, исчисленной на **100** фунт. топлива и выра-

*) Уменьшеніе продуктивности при двухнедѣльномъ испытаніи обѣщано было контрактомъ не болѣе 5% противъ двухдневнаго, а получена была между ними разница въ 1,5% (см. *Бюллетени Политехническаго Общества*, 1895—6 г., № 1, стр. 30).

женной въ *милліонахъ* фунто-футовъ, показываютъ слѣдующія данныя (см. *Ruehlmann* и др. источники):

1. Паровая водоподъемная машина *Savery* .	до	6,5	милліон.	фн.-фт.
2. Атмосферическая водоподъемная машина *Newcomen*		8—10	»	»
3. Атмосферическая водоподъемная машина *Smeaton*		12	»	»
4. Современный намъ инжекторъ (*Engineering*, 1893, *nov.* 10)		13	»	»
5. Современный намъ пульзометръ (*ditto*).		23	»	»
6. Паровыя водокачки, построенныя *Уаттомъ*, простого дѣйствія.		**23,5**	»	»
7. Паровыя водокачки, построенныя *Уаттомъ*, двойного дѣйствія въ началѣ XIX столѣтія.		**25**	»	»
8. Балансирная паров. водокачка въ гор. *Altona* (**1855**), построенная англ. зав. *Hawthorn*, p = 28 фн., n = 15, пробное испытаніе		**63,5**	»	»
9. Она же, въ **1861** г.—валовая продуктивность за годъ.		**41**	»	»
10. Шахтная водоотливная маш. въ *Bleiberg*, построенная бельг. зав. *Cockerill* (**1850** г.), діам. 105 дм. (2,67 мт.), ходъ 12 фут. (3,66 мт.)		**65**	»	»
11. Балансирная паров. водокачка въ *Гамбургѣ* (**1851** г.)		**69**	»	»
12. Балансирная паров. водокачка *East London W. W.* (**1840**), простого д.		**84**	»	»
13. Баланс. паров. маш. *Woolf* на водокачкѣ въ *Берлинѣ* (**1868** г.) англ. завода *Simpson & C°* (по Ruehlmann).		**110**	»	»
14. Валовая продуктивность 12-ти водокачекъ гор. *Берлина* въ **1896** г. (*по Grahn*).	отъ **29** до	**62**	»	»
15. Гориз. паров. маш. съ маховикомъ на водокачкѣ гор. *Newton* (**1892** г.), постр. америк. зав. *Blake* (*Технич. Сборн.* 1893 г.).		**116**	»	»
16. Паров. компаундъ маш. съ вертик. цил. на водокачкѣ въ гор. *Louisville* (**1895** г.), постр. америк. зав. *Leavitt* (*The Eng.*, 1895 г.).		**124**	»	»
17. Насосы *Worthington тройного расширенія*, постр. англ. зав. *Simpson & C°* (**1894** г.), съ наивысшей продуктив-				

ностью для машинъ безъ маховика (*Engineering*, 1894 г.)	**124** милліон. фн.-фт.		
18. Паровыя маш. *тройного расширенія*, съ гориз. цил. и съ махов., на Алексѣевской вод. гор. *Москвы* (**1893** г.), построенныя московск. зав. *Добровыхъ* и *Набгольцъ* (*Бюлл. Политехн. Общ.* 1895—6 г.); продуктивность двухнедѣльнаго испытанія.	**131,5**	»	»
продуктивность трехсуточнаго испытанія	**133,5**	»	»
19. Паров. маш. *тройного расш.* съ вертик. цил. и съ махов., на водокачкѣ гор. *Millwaukee* (**1893** г.), постр. америк. зав. *Allis & C°* (*Engineering*, 1894 г.).	**136**	»	»
20. Валовая продуктивность для той же водокачки (*Eng. News*, 1895 г.). .	**101**	»	»
21. Паров. маш. *тройного расш.*, съ вертик. цил. и съ махов., на водокачкѣ гор. *Boston* (**1895** г.), постр. америк. зав. *Leavitt* (*Engineering*, 1896 г.). . .	**140**	»	»

Параллельно съ этимъ интересно имѣть данныя относительно *валовой* продуктивности лучшихъ современныхъ водокачекъ въ теченіе цѣлаго года. Для американскихъ водокачекъ подобныя данныя опубликованы въ журн. *Engineering News*, 1895, № 22. Мы ихъ передаемъ въ табл. 30-й на страницѣ 368.

Для городовъ Сѣв. Германіи подобныя же данныя за много лѣтъ имѣются въ соч. *Grahn — Die städtische Wasserversorgung im Deutschem Reiche, Bd.* I. Наиболѣе характерныя данныя, касающіяся продуктивности нѣмецкихъ водокачекъ, представлены мною въ видѣ табл. 31-й.

143. **Послѣдовательное увеличеніе рабочаго давленія пара и примѣненіе перегрѣтаго пара.** Примѣненіе пара высокаго давленія при работѣ водоподъемныхъ машинъ началось еще на рубежѣ между XVII и XVIII в., когда стали употреблять машины *Savery* для откачки воды изъ глубокихъ шахтъ. Давленіе доводилось въ такихъ случаяхъ нерѣдко до 3 атм. Но умѣнья строить прочные котлы тогда еще не существовало, котельная арматура была въ самомъ зачаткѣ, умѣнье и навыкъ обращаться съ котлами были въ то время довольно рѣдки, и повышеніе рабочаго давленія пара при такихъ условіяхъ нельзя было не признать еще преждевременнымъ. Первые взрывы котловъ были зарегистрированы въ исторіи именно въ эпоху *Savery* (см. *Thurston, tm. 1, pg.* 41), и за его машинами послѣ этого надолго установилась нелестная для нихъ репутація.

ТАБЛИЦА 30-я.

Данныя относительно валовой работы американскихъ водокачекъ.

Названія городовъ.	Подача воды въ милліонахъ амер. галлоновъ въ сутки.	Расходъ угля при подъемѣ 1 милл. галл. на выс. 1 фт.	Продуктивность машинъ въ милл. фн.-фт. на 100 lbs угля.
Cleveland	16	21 *lbs*	39,7
Pittsburg	14	20 »	41,5
Philadelphia	65	19 »	39—50
Louisville (нов.)	5	15,5 »	92,6
» (стар.)	—	—	24—48
Chicago (нов.)	86	14,8 »	87,3
» (стар.)			63,5
Boston (Chestnut)	9,5	8,5 »	88,1
Millwaukee (стар.)	11	10,5 »	79,1
» (нов.)		8,2 »	100,6

ТАБЛИЦА 31-я.

Данныя относительно валовой работы нѣмецкихъ водокачекъ.

Названія городовъ.	Отчетный годъ.	Число жителей.	Расходъ угля на 1 эффект. силу въ часъ.	Продуктивность водокачки на 100 фунт. угля.
Aachen	1895—6	110000	2,80 *кг.*	31 милл.фн.-фт.
Barmen.	1894—5	127000	1,57 »	56 » »
Berlin	1881—2	—	—	28—54 » »
»	1895—6	1700000	—	29—62 » »
Breslau.	1895—6	373000	2,10 »	42 » »
Brieg.	1871	—	11,80 »	— » »
»	1894—5	21000	4,30 »	20 » »
Dortmund. . . .	1873	—	6,24 »	— » »
» . . .	1895—6	11000	1,16 »	**75** » »
Dueren	»	24000	1,16 »	**75** » »
Halle.	1881	—	11,20 »	— » »
»	1896—7	116000	8,16 »	**11** » »
Hannover. . . .	1895—6	232000	1,72 »	51 » »
Koeln	1896—7	320000	2,20 »	40 » »
Koenigsberg. . .	1894—5	172000	4,70 »	19,6 » »
Зав. Krupp. . .	1896—7	—	2,10 »	43 » »
Magdeburg . . .	1895—6	224000	5,43 »	14 » »
Muenster	1890	—	8,21 »	— » »
» . . .	1895—6	57000	4,55 »	20 » »
Posen	1889	—	3,48 »	25 » »
»	1894—5	30000	7,47 »	**12** » »

Во времена *Newcomen* и *Smeaton* давленіе въ котлахъ держалось довольно низкимъ (5—8 *lbs* на кв. дм.). Исключеніе въ это время составляли только водокачки нѣмецкаго механика *Leupold*, который еще въ 1720 г. строилъ ихъ, выпуская паръ изъ цилиндра прямо наружу. Надъ котломъ располагалось два паровыхъ цилиндра, при каждомъ изъ нихъ—свое коромысло для передачи работы къ своему однодѣйствующему насосу; между цилиндрами и котломъ ставился 4-ходовой кранъ, посредствомъ котораго дѣлалось поочередно впусканіе свѣжаго пара въ одинъ цилиндръ и выпусканіе отработавшаго пара изъ другого цилиндра.

Watt въ своихъ машинахъ примѣнялъ паръ низкаго давленія (3—5 *lbs* на кв. дм.), отмѣчая тѣмъ самымъ безопасность своихъ машинъ и убивая своихъ конкурентовъ, которые до начала XIX столѣтія не могли строить машинъ съ холодильникомъ, не уплативши пени за право примѣненія холодильника заводу *Watt & Bolton*.

Не лишена интереса исторія того, какимъ образомъ шотландскій кузнецъ *Heslop* обошелъ патентъ *Yamma* на холодильникъ. Въ 1790 г. *Heslop* взялъ патентъ и началъ строить атмосферическія машины съ двумя цилиндрами („*Working Cylender*“ & „*Receiving Cylender*“ — см. *Engineering*, 1879, *janw.* 31, *pg.* 101), большимъ и малымъ. Штоки обоихъ цилиндровъ были подвѣшены на разныхъ концахъ деревяннаго балансира посредствомъ цѣпей, такъ что каждая изъ сторонъ машины должна была работать по принципу *Newcomen*, какъ атмосферическая. Паръ съ давленіемъ до 3 *lbs* впускался изъ котла въ большой цилиндръ, при которомъ собственно и существовали управляемые машиною впускной и выпускной клапаны. Этотъ большой цилиндръ всегда имѣлъ и большую площадь поршня, тогда какъ ходъ у него выполнялся различно, и больше чѣмъ у малаго, и меньше. Малый цилиндръ игралъ совершенно ту же роль, какъ и воздушный насосъ въ машинѣ *Yamma*: при маломъ цилиндрѣ было 2 автоматически дѣйствующихъ клапана внѣ цилиндра; самый цилиндръ помѣщался въ бакѣ съ холодной водой, и охлажденіе пара въ немъ дѣлалось только чрезъ стѣнку. У большого цилиндра діаметръ и ходъ дѣлались равными между собою, а у малаго, для полученія большей поверхности охлажденія у него при данномъ объемѣ, ходъ дѣлался всегда болѣе діаметра въ 1,5—1,8 раза. Отношеніе объема большого цилиндра къ объему малаго дѣлалось отъ 1,55 до 2,1. Когда свѣжій паръ впускали въ большой цилиндръ, и поршень его поднимался, въ это время атмосферное давленіе на верхнюю сторону малаго поршня производило опусканіе его въ холодномъ цилиндрѣ и вытѣсненіе изъ него воды и не вполнѣ сгустившагося пара въ бакъ съ холодной водой. Затѣмъ по мѣрѣ охлажденія отработавшаго пара въ большомъ цилиндрѣ, начиналось опусканіе его поршня и перемѣщеніе пара изъ большого цилиндра въ малый съ холодными стѣнками. Объемъ малаго цилиндра довольно значительно увеличивался еще длинной трубой, которая вела отъ дна цилиндра къ пятовому клапану.

Машины *Heslop* работали довольно удовлетворительно, но ихъ было построено всего только 15 штукъ, такъ какъ появленіе ихъ нѣсколько запоздало: въ началѣ XIX столѣтія кончался патентъ на холодильникъ *Yamma* и на примѣненіе расширенія пара въ машинѣ, и съ этого времени начинается быстрое распространеніе машины *Yamma* во всѣхъ отрасляхъ промышленности. Одна изъ машинъ *Heslop* была поставлена въ 1795 г. и проработала до 1837 г.; другая, наиболѣе сильная изъ всѣхъ его машинъ, была поставлена въ 1809 г. при угольной шахтѣ *Whitehaven* и проработала до 1850 г.; у большого поршня—діам. и ходъ 44 дм., а у малаго—діам. 28 дм., ходъ 51 дм., діаметръ маховика—20 фут.; отношеніе рабочихъ площадей у поршней—около 2,5; отношеніе объемовъ около 2 : 1; отношеніе рабочихъ плечъ у коромысла 1,16.

Инженеръ *Olivier Evans* въ 1786 г. первый началъ строить въ Америкѣ машины высокаго давленія, которыя могли работать безъ холодильника *Yamma*. Въ Англіи въ 1802 г. подобныя же машины началъ примѣнять къ передвиженію повозокъ *Richard Trevithick*, одинъ изъ учениковъ *Murdoch*. Давленіе пара доводилось ими нерѣдко до 75 *lbs* на кв. дм., но и взрывы котловъ высокаго давленія вмѣстѣ съ тѣмъ сдѣлались довольно заурядным явленіемъ.

Въ 1804 кончается срокъ главнаго патента *Yamma*, *Woolf* беретъ патентъ на послѣдовательное расширеніе пара въ двухъ цилиндрахъ и вводитъ въ употребленіе машины съ повышеннымъ до 20 — 30 фунт. давленіемъ пара и съ холодильникомъ. Машины *Woolf* начали давать замѣтную экономію въ топливѣ противъ машинъ *Yamma*, въ нѣкоторыхъ случаяхъ онѣ тратили угля вдвое менѣе, чѣмъ одноцилиндровыя машины *Yamma*. На этомъ временно замерло движеніе въ сторону повышенія давленія, и все вниманіе сосредоточилось на улучшеніи производства машинъ, ихъ установки и ухода за ними.

Пока не было достаточно усовершенствовано механическое дѣло, примѣненія пара высокаго давленія не давали никакихъ осязательныхъ выгодъ, какъ это и показали опыты *Perkins*, а позднѣе—опыты *Alban*.

Perkins въ періодъ времени 1823—27 гг. дѣлалъ опыты съ примѣненіемъ пара при давленіи отъ 500 до 1000 *lbs* на кв. дм. (34—68 атм.), но при впускѣ пара въ цилиндръ ему не всегда удавалось сохранять высокое давленіе пара, вслѣдствіе быстрой конденсаціи его на стѣнкахъ цилиндра и вслѣдствіе обильнаго просачиванія пара чрезъ поршневую и сальниковую набивки. Расходъ угля на индик. силу былъ доведенъ имъ до 2 *lbs* (0,91 кг.).

Подобные же опыты были произведены нѣмецкимъ инж. *Alban*, который, работая паромъ весьма высокаго давленія (до 1000 *lbs* на кв. дм.), въ 30-сильной машинѣ получилъ расходъ угля въ 4,1 *lbs* (1,86 кг.) на лошад. силу въ часъ (*Thurston*, *tm.* II, *pg.* 105).

При работѣ городскихъ водокачекъ столь высокаго давленія никогда не примѣнялось.

На сколько медленно совершался переходъ къ работѣ паромъ съ повышеннымъ давленіемъ, видно изъ того, напр., что въ 1840 г. большинство водокачекъ работало еще паромъ въ 20 *lbs*, даже въ 1850 г.— рѣдкія изъ нихъ употребляли паръ до 50 *lbs*.

Еще важнѣе и необходимѣе было примѣненіе пара высокаго давленія при постройкѣ военныхъ судовъ, но и тамъ весьма долго все еще господствовало умѣренное давленіе: первое панцырное судно въ Англіи— «*Medea*» было построено въ 1833 г. еще съ колеснымъ ходомъ и малымъ давленіемъ пара, въ 1861 г. строится «*Warrior*» съ давленіемъ пара 22 *lbs*, въ 1872 г. выпускается «*Devastation*» для работы при давленіи пара въ 30 *lbs*, чрезъ 6 лѣтъ послѣ этого давленіе повышается *вдвое* (до 62 *lbs*), а въ настоящее время на «*Pelourus*» оно доведено до 300 *lbs* или до 20,5 атм. (*Eng. News*, 1897).

Въ 1841 г. инж. *Wicksteed* на водопроводѣ въ Лондонѣ дѣлаетъ весьма тщательно обставленные опыты съ работающими тамъ, хорошо исполненными, большими водоподъемными машинами простого дѣйствія (діам. паров. цил. 84 дм., ходъ поршня 10 фут., $n = 8,5$ обор.) для выясненія вопроса о выгодности пара съ повышеннымъ давленіемъ и усиленнымъ расширеніемъ его. Произведено было 5 опытовъ при упругости пара въ котлѣ отъ 30 до 46 *lbs*, въ цилиндрѣ—отъ 14 до 19 *lbs*, при наполненіи цилиндра паромъ отъ 0,60 до 0,31. Расходъ угля

на 1 эффект. силу при этомъ понизился съ 2,9 на 2 *lbs*, а продуктивность на 100 *lbs* угля повысилась съ 70 на 96,7 милліон. фн.-фт. (*Bourne—A treatise on the steam engine*, 1862, *pg.* 111).

Американскіе инженеры, еще задолго до указаній на этотъ счетъ термодинамики, ранѣе всѣхъ поняли своимъ практическимъ чутьемъ пользу отъ примѣненія въ паровыхъ машинахъ пара высокаго давленія. Въ 1850 г. пользоваться паромъ въ 60 *lbs* считалось тамъ совершенно заурядным явленіемъ, лучшія большія машины работали въ это время уже при упругости пара въ 75—80 *lbs*, а нѣкоторыя, даже и при 100 *lbs* (6,8 атм.).

Термодинамика учитъ насъ тому, что *работа всякаго теплового двигателя будетъ теоретически тѣмъ совершеннѣе, чѣмъ болѣе будетъ разность температуръ въ началѣ и концѣ теплового процесса и чѣмъ менѣе будетъ безполезная трата тепла въ машинѣ во время ея работы.*

Этотъ законъ предугаданъ былъ *Carnot* еще въ 1-й четверти XIX в., но его ясно формулировалъ *William Thompson* только въ 1850 г. Послѣдующія изысканія *Hirn*'а и его сотрудниковъ подтвердили его справедливость опытнымъ путемъ.

Съ увеличеніемъ рабочаго давленія пара уменьшаются размѣры цилиндра машины, увеличивается коэф. полезнаго дѣйствія ея и сокращается расходъ пара и угля на нее, но зато происходитъ болѣе быстрое изнашиваніе частей машины и требуется за ней гораздо болѣе тщательный уходъ и своевременно производимый ремонтъ.

При постройкѣ паровыхъ водоподъемныхъ машинъ въ настоящее время съ повышеніемъ давленія пара дошли, повидимому, уже до крайняго предѣла. *Max* давленія, съ которымъ недавно (1895 г.) заставляли работать лучшія американскія водокачки, доходилъ до *185 lbs* (12,5 атм.), но затѣмъ въ самое послѣднее время замѣчается опять стремленіе возвратиться къ болѣе умѣренному давленію въ 120—150 *lbs* (8—10 атм.) даже при употребленіи машинъ и съ тройнымъ расширеніемъ пара.

Примѣненіе перегрѣтаго пара въ машинахъ было сдѣлано впервые при опытахъ *Hirn* въ 1857 г. и дало хорошіе результаты. На постоянныхъ заводскихъ машинахъ перегрѣвъ пара дѣлается въ настоящее время нерѣдко до 300° *C*, но употребленіе перегрѣвателя усложняетъ общее устройство машины, дѣлаетъ его менѣе надежнымъ въ дѣйствіи и на водокачкахъ примѣняется съ большой осторожностью.

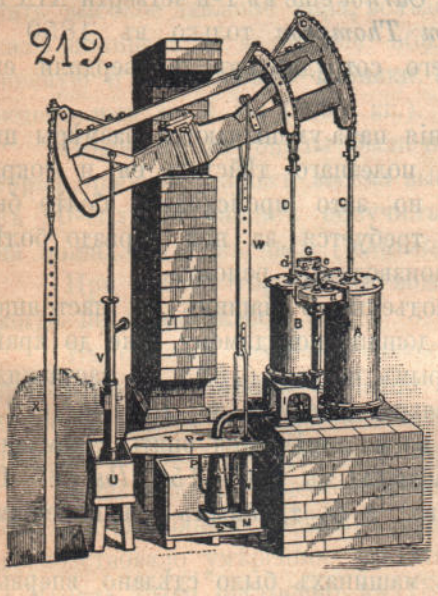
Насколько благопріятные результаты даютъ опыты съ перегрѣвомъ пара въ смыслѣ уменьшенія его расхода въ машинѣ, можно видѣть изъ многочисленныхъ примѣровъ, приведенныхъ въ § 165.

144. **Послѣдовательное расширеніе пара въ нѣсколькихъ цилиндрахъ и общее увеличеніе степени расширенія пара.** Въ первыхъ машинахъ *Уатта* наполненіе цилиндра паромъ происходило на $^3/_4$—$^2/_3$ хода поршня, хотя въ патентѣ 1782 г. *Уаттъ* выразилъ, что наивы-

годнѣйшую степень расширенія пара онъ считаетъ $= 1/4$. Такой именно степени расширенія пара и держались въ практикѣ до начала 60-хъ годовъ, пока рабочее давленіе пара не превосходило 50 *lbs*. Затѣмъ съ распространеніемъ въ заводскомъ дѣлѣ компаундъ-машинъ послѣдовательно переходили къ 6-, 8- и 10-кратному расширенію пара. Въ настоящее время, когда лучшія и наиболѣе экономичныя водопроводныя машины работаютъ при давленіи пара отъ 120 до 180 *lbs* (8—12,5 атм.), примѣняется 15- и 22-кратное расширеніе пара, которое дѣлается при послѣдовательномъ переходѣ пара чрезъ 2, 3 и 4 цилиндра.

На возможность работать послѣдовательнымъ расширеніемъ пара въ 2 цилиндрахъ указалъ еще *Jonathan Hornblower*, англійскій заводчикъ, одинъ изъ наиболѣе дѣятельныхъ участниковъ въ распространеніи въ практикѣ машинъ *Newcomen'*а: въ 1781 г. ему былъ выданъ патентъ на устройство машины, схема которой изображена на прилагаемомъ рисункѣ **фиг. 219**: у нея—2 паровыхъ цилиндра, большой *A* и малый *B*; между ихъ поршнями и коромысломъ—совершенно такая же передача, какъ и у машинъ *Ньюкомена*; опусканіе поршней дѣлается давленіемъ пара, а подъемъ ихъ происходитъ отъ дѣйствія тяжести насосной штанги *x*; свѣжій паръ впускается только сверхъ поршня въ цилиндръ *B* въ періодъ опусканія поршней, въ это время изъ пространства подъ поршнемъ малаго цилиндра паръ переходитъ въ пространство сверхъ поршня въ большомъ цилиндрѣ и совершаетъ работу расширенія, а изъ подъ поршня большого цилиндра отработавшій въ машинѣ паръ переходитъ въ холодильникъ *L*; въ періодъ подниманія поршней происходитъ только перепусканіе пара въ каждомъ изъ цилиндровъ изъ пространства надъ поршнемъ въ пространство подъ поршнемъ; *N,O* — воздушные насосы, *V*—питательный насосъ для котла; распредѣлительные рычаги, которые заимствуютъ свое движеніе отъ поводка *w* и передаютъ его клапанамъ, не показаны на рисункѣ.

219.



Watt & Bolton, владѣльцы патента на примѣненіе въ паровой машинѣ расширенія пара, въ одномъ или двухъ цилиндрахъ—безразлично, возбудили судебный процессъ противъ *Hornblower*, который построилъ двѣ такихъ машины и своевольно примѣнилъ въ нихъ также и холодильникъ *Уатта*; процессъ длился 6 лѣтъ (1793—99 гг.), *Hornblower* былъ приговоренъ къ уплатѣ 40.000 фунт. стерл. на судебныя издержки и за право пользованія чужимъ патентомъ, такой суммы заплатить не могъ и былъ посаженъ въ тюрьму.

Водоподъемная машина, которую поставилъ *Hornblower* при шахтѣ въ *Croft*, возложенныхъ на нее надеждъ не оправдала и работала даже менѣе экономично, чѣмъ одноцилиндровыя машины *Уатта*. Причина этого лежала однако же совсѣмъ не въ томъ, чтобы примѣненный въ ней принципъ устройства былъ вовсе не вѣренъ, а въ томъ лишь, что при низкомъ давленіи пара и неудовлетворительномъ техническомъ выполненіи всего устройства примѣненіе расширенія пара въ ней было допущено очень слабое: отношеніе объемовъ у обоихъ цилиндровъ было сдѣлано равнымъ только 2,1 (см. *Galloway*, *pg.* 185).

Hornblower былъ настолько обезкураженъ неудачнымъ исходомъ какъ судебнаго процесса и его послѣдствіями, такъ и результатами опытовъ при шахтѣ *Croft*, что, когда окончился срокъ дѣйствія патента *Уатта*, претензій на возобновленіе своей привилегіи онъ не предъявилъ. Этимъ воспользовался *Arthur Woolf*, которому въ 1804 г. и былъ выданъ патентъ на примѣненіе послѣдовательнаго расширенія пара въ 2 цилиндрахъ.

Теоретически совершенно безразлично, будетъ-ли паръ до одной и той же степени расширяться въ одномъ цилиндрѣ или двухъ, никакого увеличенія работы ожидать отъ этого нельзя. Положеніе это впервые высказалъ *Dr. Robison* при разборѣ процесса *Watt-Hornblower*, а затѣмъ позднѣе аналитическимъ выводомъ подтвердилъ проф. *Rankine*. Но когда подобный выводъ дѣлается, не вникая въ сущность явленія и не взявши во вниманіе всѣхъ условій работы, а только нѣкоторыя, самый выводъ является безусловно невѣрнымъ и не имѣющимъ практической цѣнности. Въ данномъ случаѣ не были приняты во вниманіе: 1) вліяніе теплоты стѣнокъ цилиндровъ на конденсацію въ нихъ пара и 2) просачиваніе пара чрезъ поршневую набивку при совершенно различной величинѣ разности давленій въ обоихъ случаяхъ.

Подробное разъясненіе этого вопроса экспериментальнымъ путемъ сдѣлалъ знаменитый *Hirn* во 2-й половинѣ XIX в., но невѣрность заключеній *Dr. Robison*, на которыхъ столь несправедливо и жестоко по отношенію къ *Hornblower* была построена резолюція въ процессѣ послѣдняго съ *Уаттомъ*, обнаружилась гораздо ранѣе, при первыхъ же примѣненіяхъ машины *Вульфа*: при одномъ и томъ же состояніи техники исполненія, машины *Уатта* давали всегда низшую продуктивность, чѣмъ машины *Вульфа*; отношеніе между ними свободно можно было получить $= 4:3$, а въ нѣкоторыхъ случаяхъ оно доходило даже до $5{,}7:3$ (*Thurston*, *tm.* 1, *pg.* 143).

Малый цилиндръ машины *Woolf* никогда не сообщается съ конденсаторомъ, а большой цилиндръ никогда не сообщается съ паровымъ котломъ. Благодаря этому, колебанія t-ръ у стѣнокъ каждаго изъ цилиндровъ машины *Woolf* выходятъ менѣе значительными, чѣмъ въ одноцилиндровой машинѣ, а потому въ машинѣ *Woolf* выходитъ меньше также и разность *t*-ръ работающаго въ цилиндрѣ пара и среды, окружающей этотъ паръ; непосредственнымъ результатомъ этого является

меньшая трата тепла на обогрѣваніе стѣнокъ цилиндра работающимъ въ немъ паромъ и на лучеиспусканіе тепла этими стѣнками.

Улучшеніе продуктивности машинъ *Вульфа* было получено, какъ вслѣдствіе развитія этого основного принципа, такъ и благодаря употребленію въ нихъ нѣсколько повышеннаго давленія противъ машинъ *Уатта*, какъ объ этомъ уже говорилось выше.

Водокачки съ паровыми цилиндрами по системѣ *Вульфа* строились съ балансиромъ въ теченіе болѣе 60 лѣтъ.

Большую славу въ постройкѣ весьма экономичныхъ балансирныхъ водокачекъ *Вульфа* стяжалъ себѣ заводъ *James Simpson & Co* въ Лондонѣ. Исторіею отмѣчено, что одна изъ такихъ машинъ въ 1868 г. была поставлена на водокачкѣ въ Берлинѣ взамѣнъ одноцилиндровыхъ машинъ зав. *Борзига*; послѣднія тратили угля 5,3 *lbs* на индикаторную силу, а машина *Simpson* стала тратить угля только 2,33 *lbs* (1,06 кг.). Когда выяснился этотъ результатъ, въ 1876 г. подобная же машина была поставлена на водокачкѣ гор. *Hannover*, а въ 1877 г.—на заводѣ *Круппа* въ Эссенѣ. Послѣдняя изъ нихъ работала подъ напоромъ въ 113 фут., имѣя скорость поршней 0,63 мт. (25 дм.) въ сек., при давленіи пара въ 3,3 атм. и тратила 1,01 *кг.* (2,23 *lbs*) угля на индикаторную силу въ часъ (*Ruehlmann*, Bd. IV). Цѣлый рядъ подобныхъ же примѣровъ имѣлся въ это время также и въ Англіи.

Ту самую комбинацію кривошиповъ и паровыхъ цилиндровъ разнаго діаметра, которая встрѣчается въ современныхъ *компаундъ*-машинахъ безсознательно предложилъ употреблять и патентовалъ въ Англіи въ 1816 г. *Richard Wright*. Располагая оси обоихъ цилиндровъ неравнаго діаметра параллельно одна другой и заставляя оба поршня передавать работу на одинъ и тотъ же валъ посредствомъ двухъ кривошиповъ, поставленныхъ одинъ къ другому подъ угломъ въ 90°, *Wright* желалъ при машинѣ *Woolf* обойтись *безъ махового колеса*, вовсе, однако, не имѣя въ виду повысить ея экономичности и даже преднамѣренно отмѣчая, что при этомъ совсѣмъ не нужно будетъ повышать упругости пара выше 1 атм. по манометру, а объемы обоихъ цилиндровъ при желаніи можно дѣлать даже и равными одинъ другому (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, № 33, стр. 945).

Для сохраненія пара, который прошелъ уже 1-й цилинръ, но въ теченіе слѣдующаго полуоборота вала не можетъ еще поступить во 2-й цилиндръ для работы въ немъ, *Wright* предложилъ между обоими цилиндрами включить неподвижную промежуточную камеру или *ресайверъ* (*reciver*—англ., *le réservoir intermédiaire*—франц., *Zwischenkammer*—нѣм., *Refrigator*—голл.), составляющій отличительную принадлежность всѣхъ современныхъ намъ *компаундъ-машинъ* (*compound engine*—англ., *la machine compound*—франц., *Verbundmaschine* — нѣм.). Патентъ *Wright* въ Англіи никѣмъ осуществленъ не былъ.

Первымъ строителемъ компаундъ-машинъ былъ голландскій морской офицеръ *Рунтгенъ* (*Gerhard Mauritz Roentgen*), сдѣлавшійся въ 1824 г. техническимъ директоромъ нидерландскаго пароходнаго общества (*Neder-*

landsche Stoomboot-Maatschappij). Въ числѣ учредителей и пайщиковъ этого общества были также слѣдующія лица: 1) глава соединеннаго нидерландскаго и бельгійскаго королевства, король Вильгельмъ I, 2) выписанный имъ изъ Англіи для насажденія машиностроительной промышленности въ Бельгіи *John Cockerill*, основатель всемірно извѣстнаго нынѣ своего завода въ *Seraing* (бл. *Льежа*), и два нидерландскихъ капиталиста. *Рунтгенъ* указалъ, что для успѣшнаго осуществленія системы *Wright* нужно работать въ машинѣ паромъ не менѣе 10 атм.; но когда онъ предложилъ составить въ этомъ смыслѣ проектъ пароходной машины *Кокериллю*, послѣдній отказался дѣлать это, якобы предвидя неудачный исходъ этой работы. Тогда *Рунтгенъ* самъ взялся за это дѣло, и въ 1828 г. на заводѣ въ *Fyernoord* (бл. Ротердама) на пароходѣ „*Hercules*“ приступилъ къ перестройкѣ его машины по системѣ компаундъ.

Почти въ одно время съ этимъ была перестроена на томъ же заводѣ и по тому же принципу машина на пароходѣ „*James Watt*“. Оба они были выпущены для работы въ 1829 г., и 1-й изъ нихъ въ такомъ видѣ проработалъ болѣе 40 лѣтъ. Отношеніе объемовъ у большого и малаго цилиндра у 1-го было 2,31 : 1, а у второго 3,63 : 1 (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1892, № 33).

Компаундъ-машины получили извѣстность и большое распространеніе въ пороходномъ дѣлѣ только послѣ 1860 г., когда извѣстный англійскій заводъ *John Elder* въ Глазговѣ началъ строить эти машины съ поверхностнымъ холодильникомъ, конструкцію котораго выработывалъ *Samuel Hall* въ періодъ 1831—59 гг. У многихъ авторовъ и до сихъ поръ *Elder* считается въ числѣ первыхъ строителей компаундъ-машинъ, но въ недавнее время, на основаніи строительныхъ чертежей машины парохода „*Hercules*“, сохранившихся въ архивѣ машиностроительнаго завода въ *Fyenoord*, было окончательно установлено, что пріоритетъ въ этомъ дѣлѣ долженъ быть признанъ за *Рунтгеномъ* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, №№ 33 и 34; 1893, № 29).

Компаундъ-машины, какъ заводскіе двигатели, начали распространяться въ заграничной практикѣ то же въ 70-хъ годахъ, а въ Россіи начали ихъ строить передъ всероссійской выставкой 1882 г. заводы Лесснеръ въ СПБ., Бромлей въ Москвѣ и Курбатовъ въ Н.-Новгородѣ.

Компаундъ-машины въ водопроводномъ дѣлѣ получили сначала распространеніе въ видѣ сдвоенныхъ 4-цилиндровыхъ машинъ *Вульфа* съ кривошипами подъ угломъ въ 90°, такъ что каждая сторона машины представляла собою обыкновенную машину Вульфа. Дѣло происходило обыкновенно такимъ образомъ, что къ существующей машинѣ *Woolf* добавляли 2-ю половину ея, уменьшали размѣры маховика и ставили кривошипы подъ угломъ 90°.

Въ такомъ родѣ установка была сдѣлана въ *Halle* въ 1868 г., въ *Дрезденѣ* въ періодъ 1871—74 гг.

Насколько медленно прививались компаундъ-машины въ водопроводномъ дѣлѣ, гдѣ такъ цѣнилась прежде простота устройства машины,

легкость ухода за ней, рѣдко возникающій и простой ремонтъ, показываютъ между прочимъ слѣдующіе примѣры изъ англійской и американской практики: на водокачкѣ гор. *Birmingham* до 1881 г. работали старыми корнуэльскими машинами простого дѣйствія, имѣвшими ходъ поршней 10 фут., и дѣлавшими до 10 оборотовъ въ минуту при давленіи пара 20 *lbs*, и только въ 1881 г. была поставлена 1-я компаундъ-машина для работы паромъ 70 *lbs* или 4,75 атм. (*Engineering*, 1897, *aug.* 27); точно также на водокачкѣ въ *Chicago* 1-ую компаундъ-машину съ маховикомъ поставили только въ 1886 г., но зато чрезъ 3 года тамъ стояла уже машина тройного расширенія (*Engineering News*, 1895, № 22).

Наиболѣе продуктивною изъ водопроводныхъ компаундъ-машинъ, работающихъ въ настоящее время, надо признать машину съ маховикомъ, поставленную на водокачкѣ гор. *Newton* заводомъ *Blake Mnfc. Co.* По своей экономичности она превосходитъ многія изъ большихъ машинъ тройного расширенія, поставленныхъ на водокачкахъ въ недавнее время. Отношеніе объемовъ паровыхъ цилиндровъ у нея 4 : 1, рабочее давленіе пара 120 *lbs* (8,2 атм.), расширеніе пара 20-кратное.

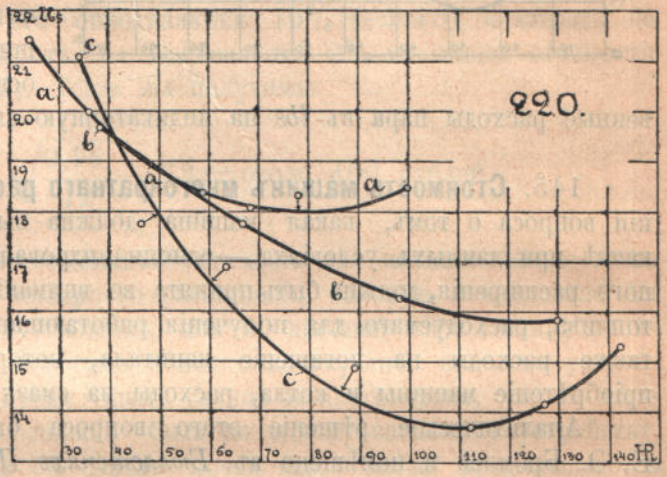
Употребленіе трехъ одинаковыхъ машинъ, передающихъ работу на трехколѣнчатый валъ съ углами между его колѣнами въ 120°, было сдѣлано въ 1-й разъ на одномъ изъ англійскихъ пароходовъ въ 1873 г. (журналъ *Minssen — Mittheilungen etc.* 1897, № 11).

Въ 1874 г. заводъ *Ouseburn* въ Ньюкэстлѣ и *Elder* въ Глазговѣ почти одновременно выпускаютъ два небольшихъ парохода „*Sexta*“ и „*Propontis*“ съ тройнымъ расширеніемъ пара въ машинахъ при давленіи пара въ котлѣ 8 атм. Полученные съ ними на пробѣ результаты показали расходъ угля на индикаторную силу 0,56—0,67 кг. соотвѣтственно (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1886, № 39). Но въ то время не было еще выработано хорошей конструкціи морского котла для работы паромъ высокаго давленія, и самый типъ машины не былъ еще приведенъ къ должной простотѣ. Разрѣшеніе этихъ трудныхъ практическихъ задачъ выпало на долю инженера *Kirk*, главнаго конструктора на заводѣ *Napier & Sons*, который въ 1881 г. выпустилъ пароходъ „*Aberdeen*“ съ машиной тройного расширенія въ 1800 индик. силъ для работы при давленіи пара 125 *lbs* (8,5 атм.). Расходъ угля на пробѣ оказался 0,58 *кг.* (1,28 *lbs*); а на морскомъ переходѣ, когда паръ изъ котла расходуется также и на другія нужды, кромѣ машины, расходъ угля былъ полученъ = 0,726 *кг.* (1,6 *lbs*). Съ тѣхъ поръ и по настоящее время удалось понизить въ пароходныхъ машинахъ тройного расширенія валовой расходъ угля на индик. силу до 0,69 *кг.* (1,52 *lbs*), тогда какъ въ лучшихъ компаундъ-машинахъ морского типа онъ доведенъ только до 0,9 *кг.* или 1,98 *lbs* (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1892, № 48).

Въ 1885 г. въ Англіи существовало уже болѣе 150 судовъ торговаго флота съ машинами тройного расширенія, при которыхъ рабочее давленіе пара въ котлахъ было доведено до 12,5 атм.

Чрезъ 3 года послѣ этого на водокачкѣ въ Лондонѣ была поставлена 1-я машина тройного расширенія, а вслѣдъ за нею былъ сдѣланъ цѣлый рядъ установокъ машинъ тройного расширенія на водокачкахъ въ Америкѣ, Голландіи и Россіи. Наибольшее число такихъ установокъ съ наиболѣе крупными размѣрами приходится на долю Америки; тамъ же выдѣлились среди нихъ и наиболѣе продуктивные экземпляры машинъ, построенные заводами *Allis & Co* (въ *Millwaukee*) и *Leavitt* (въ *Cambridge*).

Большинство новыхъ крупныхъ установокъ на американскихъ водокачкахъ дѣлается въ послѣдніе годы также съ машинами тройного расширенія и компаундъ-машинами. Въ пользу употребленія послѣднихъ раздается однако все болѣе и болѣе голосовъ, и не только потому, что онѣ дешевле, что уходъ за ними и ремонтъ ихъ проще, но также и въ силу экономическихъ соображеній, касающихся расхода ими пара.



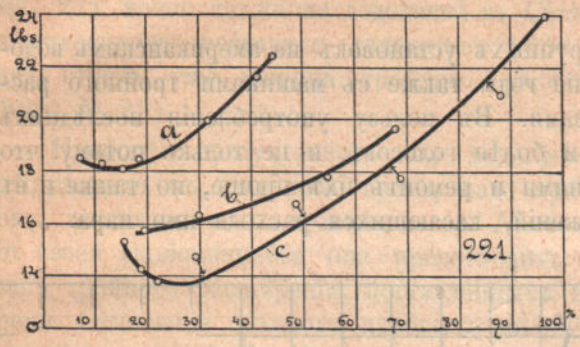
Въ 1897 г. возбудилась въ Америкѣ между двумя извѣстными конструкторами *Leavitt* и *Rockwood* жаркая полемика по поводу того, какое отношеніе объемовъ у большого и малаго цилиндра компаундъ-машины слѣдуетъ признать наиболѣе раціональнымъ; 1-й изъ нихъ держится отношенія *3 : 1*, а второй *7 : 1*. Для разрѣшенія этого вопроса опытнымъ путемъ при однихъ и тѣхъ же условіяхъ рѣшено было построить для механической лабораторіи *Sibley College* машину тройногорасширенія при отношеніи объемовъ у ея цилиндровъ *1 : 3 : 7*, но такимъ образомъ, чтобы на ней же можно было работать и машиной-компаундъ при отношеніи объемовъ по желанію то *3 : 1*, то *7 : 1*. Руководство опытами принялъ на себя проф. *Thurston*. Важнѣйшіе изъ результатовъ этихъ опытовъ представлены графически на прилагаемыхъ фиг. 220—221 (*Eng. News*, 1897, *dec.* 9).

Кривыя на **фиг. 220** даютъ величины расхода пара на индикаторную силу въ англ. фунт. для различнаго числа силъ, развиваемыхъ машиною, при всѣхъ трехъ комбинаціяхъ: кривая *a* — для компаундъ-машины *3 : 1*, кривая *b* — для компаундъ-машины *7 : 1* и кривая *c* — для машины тройного расширенія *7 : 3 : 1*.

Когда машина развиваетъ около 40 силъ, всѣ три разновидности машины имѣютъ почти одинаковый расходъ пара. При увеличеніи работы машины весьма рѣзко начинаютъ разниться для разныхъ комбина-

цій и величины расхода пара. Для комбинаціи $3:1$ *min* расхода, равный 18 *lbs* получается примѣрно при 80 индик. сил., для $7:1$ — *min* = = 15,7 *lbs* при 120 сил., а для комбинаціи $7:3:1$ — *min* = 13,7 *lbs* при 110 сил.

Эти данныя заставляютъ такимъ образомъ обратить бо́льшее вниманіе на компаундъ-машины съ отношеніемъ объемовъ $7:1$.



На **фиг. 221** графически представлена найденная опытомъ зависимость расхода пара въ машинѣ отъ величины степени расширенія пара при всѣхъ трехъ вышеназванныхъ комбинаціяхъ: по оси абсциссъ отложены величины полной степени расширенія пара въ $^0/_0$, а по оси ординатъ — соотвѣтственные расходы пара въ *lbs* на индикаторную силу.

145. **Стоимость машинъ многократнаго расширенія**. При выясненіи вопроса о томъ, какая машина должна быть примѣнена на водокачкѣ при данныхъ условіяхъ,—одноцилиндровая, компаундъ, или тройного расширенія, должна быть принята во вниманіе не только стоимость топлива, расходуемаго для полученія работающаго въ машинѣ пара, но также расходы на погашеніе капитала, который былъ затраченъ на пріобрѣтеніе машины и котла, расходы на смазку и ремонтъ машины.

Аналитическое рѣшеніе этого вопроса было сдѣлано инж.-мех. Е. Э. Бромлей и помѣщено въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общ.* за 1893—4 г., № 1 въ его статьѣ*) «*О выборѣ системы водоподъемныхъ машинъ для городскихъ водопроводовъ*». Сдѣланное имъ вычисленіе *min* стоимости эксплуатаціи машины приводитъ его къ ф-лѣ, опредѣляющей стоимость машины и котла, отнесенныхъ къ 1 эффективной силѣ машины. Эта ф-ла послѣ упрощеній ея имѣетъ слѣдующій видъ:

$$x = 3925 \cdot \sqrt{\frac{m}{n} \cdot \frac{k}{\alpha + \beta}} - 72 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{141}.$$

Значеніе буквъ въ этой ф-лѣ слѣдующее:

k — цѣна 1 пуда топлива въ рубляхъ (при 8-кратномъ испареніи),
m — число рабочихъ часовъ котла и машины въ сутки,
n — испарительная способность топлива,
α — проценты и погашеніе капитала, затраченнаго на пріобрѣтеніе котловъ и машины, въ процентахъ,

*) Эта статья напечатана также въ *Трудахъ 1-го водопроводнаго съѣзда*.

β — годовая затрата на смазку и ремонтъ машины въ процентахъ отъ первоначальной ея стоимости,

x — стоимость машины съ котломъ въ рубляхъ, отнесенная къ 1 эффективной силѣ машины.

Приблизительныя данныя для этой послѣдней величины x, по *Hraback*, могутъ быть выражены слѣдующей таблицей:

		Величины x.
I.	Одноцилиндровая машина съ конденсаторомъ.	185 руб.
II.	Компаундъ-машина »	260 »
III.	Машина тройного расширенія »	330 »
IV.	Машина четверного » »	435 »

Пусть для примѣра пудъ каменнаго угля стоитъ 18 коп. ($k=0{,}18$), уголь даетъ 10-кратное испареніе ($n=10$), машина и котлы должны работать по 10 часовъ въ сутки ($m=10$), проценты на затраченный капиталъ и погашеніе его опредѣляются 10% ($\alpha=10$), а затраты на смазку машины и ремонтъ ея выражаются 2%-ми общей стоимости машины и котла ($\beta=2$). Тогда мы получимъ:

$$x=3925\,.\sqrt{\frac{0{,}18}{12}}-72=\text{около } 400 \text{ рублей},$$

т. е. въ этомъ случаѣ возможная стоимость для машины ближе всего подходитъ къ машинѣ четверного расширенія; таковую и слѣдовало бы выбрать при заданныхъ условіяхъ, или по крайней мѣрѣ машину тройного расширенія, если особенно цѣнится почему-либо простота устройства. Но если бы въ предыдущемъ случаѣ было оговорено, что на каждую машину и котелъ должно быть по одному запасному устройству, тогда $\alpha+\beta$ надо было бы считать почти вдвое болѣе предыдущаго, и мы нашли бы по ф-лѣ **141**, что $x=$ около 265 рубл., т. е. при такихъ условіяхъ правильнѣе было бы остановить свой выборъ на компаундъ-машинѣ.

При употребленіи машинъ съ двойнымъ и тройнымъ расширеніемъ пара наибольшую пользу приноситъ обогрѣваніе паровыми рубашками большого и средняго цилиндра, а также и ресайверовъ, малый же цилиндръ можетъ и не имѣть паровой рубашки. Хорошо защищены отъ лучеиспусканія наружу должны быть всѣ цилиндры, ресайверы и паропроводъ между котломъ и машиною.

146. **Регулированіе работы машины посредствомъ автоматическаго измѣненія отсѣчки пара и уменьшеніе вредныхъ пространствъ въ цилиндрахъ машины.** Для регулированія хода машины въ 1786 г. *Watt* предложилъ пользоваться воздѣйствіемъ центробѣжнаго регулятора на заслонку, которая при своемъ поворачиваніи на оси измѣняла величину проходного отверстія въ пароприводной трубѣ и производила большее или меньшее уменьшеніе упругости («мятіе») пара передъ входомъ его въ

паровой цилиндръ. Опыты *Hirn, Hallauer**) и др. показали, что, при измѣненіи работы машины на 10—15% выше и ниже назначенной для нея наивыгоднѣйшей нормы, этотъ способъ регулированія совершенно удовлетворителенъ и не ведетъ къ излишнему расходу пара или топлива; а при болѣе значительныхъ измѣненіяхъ въ величинѣ работы слѣдуетъ отдать предпочтеніе регулированію посредствомъ воздѣйствія на величину отсѣчки, но будетъ-ли оно производиться отъ руки или автоматически, это безразлично, если только цѣль будетъ достигнута въ обоихъ случаяхъ.

Такимъ образомъ при построеніи водоподъемныхъ машинъ, гдѣ величина преодолѣваемой работы измѣняется въ довольно тѣсныхъ предѣлахъ, вопросъ о значеніи парораспредѣлительныхъ приборовъ съ автоматическимъ регулированіемъ отсѣчки пара падаетъ самъ собою, и появленіе этихъ приборовъ на многихъ заграничныхъ водокачкахъ въ послѣднія 15—20 лѣтъ—ни болѣе ни менѣе, какъ недоразумѣніе и результатъ излишняго увлеченія механизмами *Корлисса*, *Зульцера* и др.

Приборы для управленія отсѣчкою пара отъ регулятора ввелъ въ употребленіе лондонскій заводъ *Maudslay*. Двухъ-опорнымъ клапаномъ, который изобрѣлъ еще *Hornblower*, паръ отсѣкался передъ входомъ его въ золотниковую коробку, гдѣ работалъ обыкновенный плоскій золотникъ **). Движеніе двухъ-опорнаго клапана было поставлено въ зависимость отъ колѣнчатаго рычага, одинъ конецъ котораго при помощи ролика соприкасался съ муфтою регулятора, различныя горизонтальныя сѣченія которой имѣли видъ некруглыхъ эксцентриковъ разнаго очертанія.

Та же самая идея была разработана впослѣдствіи заводомъ *Cockerill* въ примѣненіи къ устройству паровыхъ водоподъемныхъ шахтныхъ машинъ съ горизонтальнымъ цилиндромъ и 4-мя двухъ-опорными клапанами, изъ коихъ 2 паровпускные клапана управлялись въ ихъ дѣйствіи отъ регулятора. Чертежи машинъ съ такимъ парораспредѣленіемъ можно найти у *Armengaud—Publication industrielle*, vol. 6, pl. 12, а также въ атласѣ *Portefeuille de J. Cockerill*, pl. 163—165.

Механизмы для распредѣленія пара съ автоматической и быстрой отсѣчкой (*Praecisions-Steuerung*—нѣм., *la détente par déclanchement, à déclic*—франц.) получили огромное распространеніе въ практикѣ, начиная съ 1848 г., когда выпустилъ на рынокъ свои нынѣ всемірно извѣстныя машины американскій заводъ *Corliss* (въ *Providence*).

Успѣхъ этихъ машинъ сначала всецѣло приписанъ былъ многими тому остроумному парораспредѣлительному механизму, съ которымъ работали эти машины и который придавалъ имъ оригинальный и эффектный наружный видъ. Впослѣдствіи многія сотни такихъ механизмовъ были патентованы различными изобрѣтателями, которые имѣли нѣкоторыя свѣдѣнія изъ кинематики; но не многимъ только изъ нихъ были извѣстны

---

*) Горный Журналъ, 1882, окт.—ноябрь, стр. 83—89.

**) Въ настоящее время въ Германіи существуетъ цѣлая серія конструкціи подобныхъ приборовъ, обращающихся на рынкѣ, напр., *Fritz Foss*, *Dr. Proell* и др. Названіе этихъ приборовъ—*Expansions-Regulier-Apparate*.

основные принципы устройства паровой машины, надъ выработкою которыхъ экспериментальнымъ путемъ работалъ геніальный *Уаттъ* почти всю свою жизнь. Поэтому то изъ сотенъ патентованныхъ устройствъ парораспредѣленія оказались осуществленными лишь десятки, а изъ этихъ послѣднихъ удержались до нашего времени лишь немногія единицы, исполняемыя лучшими машиностроительными заводами.

Самъ *Corliss* никогда и не думалъ придавать своему механизму того значенія, которое многіе ему приписывали въ Европѣ. Многими тысячами безукоризненно исполненныхъ на его заводѣ машинъ *Corliss* ясно доказалъ то положеніе, что конструкція его механизма *можетъ* оказаться и достигающею своей цѣли, и долговѣчною, но не иначе какъ въ соединеніи съ наилучшими качествами матеріала, изъ котораго наиточнѣйшимъ образомъ будутъ приготовлены всѣ отвѣтственныя части механизма. Но своимъ успѣхомъ въ работѣ машины завода *Корлисса* были обязаны никакъ не одному распредѣлительному механизму, а всей совокупности хорошо продуманныхъ и тщательно выполненныхъ деталей машины и разумному использованію въ ней пара *).

Въ сочиненіи *Grahn* (*Wasserversorgung*, стр. 394), имѣется одинъ довольно поучительный примѣръ изъ практики водокачки гор. Дюссельдорфа. Въ 1876 г. тамъ начались наблюденія за работою двухъ совершенно одинаковыхъ одноцилиндровыхъ паровыхъ водоподъемныхъ машинъ, у одной изъ нихъ распредѣлительный механизмъ для пара былъ выполненъ заурядным нѣмецкимъ заводомъ въ видѣ подражанія патенту *Корлисса*, а другая машина была заказана швейцарскому заводу *Зульцера*. Когда обѣ эти машины проработали вмѣстѣ 12 лѣтъ, въ 1889 г. къ нимъ была присоединена еще новая водокачка, построенная тоже заурядным нѣмецкимъ заводомъ, но уже по типу компаундъ-мишины. Всѣ 3 машины вмѣстѣ проработали еще 8 лѣтъ. Отношеніе величины расхода угля оказалось въ среднемъ такимъ:

Компаундъ : одноцил. *Зульцеръ* : одноцил. нѣмецк. „*Корлиссъ*“ = = 1 : 1,125 : 1,5.

Примѣненіе механизмовъ съ быстрой отсѣчкой къ устройству паровой машины принесло и приноситъ дѣлу свою долю пользы постольку лишь, поскольку представляется при этомъ возможнымъ уменьшить величину вредныхъ пространствъ въ паровомъ цилиндрѣ и сократить величину работы тренія, расходуемой на приведеніе въ движеніе парораспредѣлительныхъ органовъ.

Въ машинахъ *Newcomen*, *Smeaton* и въ машинахъ *Watt* простого дѣйствія, работавшихъ безъ ограниченія размаха поршня механизмомъ, величина вреднаго пространства доходила иногда до 25—30%. Въ машинахъ двойного дѣйствія, при употребленіи шатуна и кривошипа, удавалось въ 1-е время понизить величину вреднаго пространства противъ указанныхъ выше цифръ раза въ 3 или 4.

---

*) Описаніе жизни и технической дѣятельности *Корлисса* помѣщено въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1889, № 8.

Дальнѣйшее уменьшеніе объема вреднаго пространства, заполняемаго при каждомъ размахѣ поршня почти сполна свѣжимъ паромъ, зависѣло отъ общихъ успѣховъ въ развитіи машиностроенія и отъ раздѣленія всего парораспредѣлителя на 4 отдѣльныхъ органа, 2 впускныхъ и 2 выпускныхъ. Такое раздѣленіе, еще задолго до появленія механизма *Корлисса*, сдѣлалъ въ Англіи *Fairbairn*, начавшій строить машины вмѣсто одного золотника съ 4-мя независимыми другъ отъ друга двухъ-опорными клапанами (*four-valve-engines*), работа которыхъ управлялась 4-мя некруглыми эксцентриками.

Эту именно систему распредѣленія позднѣе и усовершенствовалъ *Cockerill*, поставивши у нея работу паровпускныхъ клапановъ въ зависимость отъ регулятора.

Замѣну 4-хъ эксцентриковъ *однимъ* для сообщенія движенія 4-мъ клапанамъ или кранамъ можно сдѣлать посредствомъ 4-хъ короткихъ шатуновъ, заимствующихъ свое качательное движеніе отъ общаго диска или балансира (*beam-motion*), ось котораго параллельна оси коренного вала машины, а самъ онъ помѣщается на задней боковой сторонѣ цилиндра; предложилъ такую замѣну въ 50-хъ годахъ американецъ *Sickels*. Его именно механизмъ и вошелъ цѣликомъ въ составъ механизма *Корлисса* съ быстрой отсѣчкой и въ составъ большинства подражаній ему. При употребленіи этого простого механизма *Sickels* явилась возможность уменьшить работу тренія, которую надо расходовать, приводя въ движеніе 4 независимыхъ другъ отъ друга распредѣлительныхъ органа; но въ то же время создалась передача давленій шатунами въ двухъ различныхъ параллельныхъ одна другой плоскостяхъ, работа наперекосъ во втулкѣ балансира, поэтому удачное выполненіе механизма и приспособленіе его къ долговѣчной работѣ было подъ силу далеко не каждому изъ машиностроительныхъ заводовъ.

Что же касается до величины вредныхъ пространствъ въ цилиндрѣ, то въ нѣкоторыхъ родахъ паровыхъ машинъ, напр., у паровозовъ *), ихъ и по сейчасъ еще нельзя довести до малой величины по особымъ свойствамъ установки частей машины и работы ихъ, но при устройствѣ водокачекъ такихъ стѣснительныхъ условій нѣтъ, и потому здѣсь пошли весьма далеко.

Въ компаундъ-машинахъ завода *Leavitt* съ распредѣленіемъ пара кранами, поставленныхъ на водопроводѣ въ *Lawrence*, вредныя пространства въ маломъ цилиндрѣ — 2,43% отъ полезнаго объема, а въ большомъ — 1,68%.

---

*) Въ нѣмецкихъ паровозахъ завода *Henschel* при простой сдвоенной машинѣ вредныя пространства составляютъ отъ полезнаго объема цилиндра на одной сторонѣ 6%, на другой — 10%; въ паровозахъ съ компаундъ-машиной въ маломъ цилиндрѣ 7,1% и 10,2%, а въ большомъ — 8,9 — 12,5% (см. журн. *Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwesens* 1894, №№ 3—4).

Въ американскихъ компаундъ-паровозахъ встрѣчаются такія величины вредныхъ пространствъ: въ маломъ цилиндрѣ 8,2 и 14,6%, а въ большомъ — 9,7 и 14% (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1894, № 52, стр. 1537).

У машины тройного расширенія на пароходѣ „*Meteor*“ (1889 г.) при золотниковомъ распредѣленіи вредныя пространства во всѣхъ трехъ цилиндрахъ оказались равными 12,4%—9,3%—8% (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1890, № 2).

Въ машинахъ *тройного* расширенія, поставленныхъ на водокачкахъ въ послѣдніе годы, величины вредныхъ пространствъ въ маломъ, среднемъ и большомъ цилиндрахъ выполнены такой величины:

А. *Распредѣленіе пара кранами.*

1. Водокачка въ *St. Paul.* Строитель *E. P. Allis & Co* (см. § 164, *Г*).

$$2 - 1,6 - 1,37\%.$$

2. Водокачка въ *Buffalo.* Строитель *Lake Erie Engineering Works* (см. § 164, *Г*).

$$1,42 - 1,22 - 1,02\%.$$

3. Водокачка въ *Millwaukee.* Строитель *E. P. Allis & Co* (см. § 164, *Г*).

$$1,4 - 1,5 - 0,7\%.$$

4. Водокачка въ *Hampton.* Насосы *Worthington* тройного расширенія. Строитель *J. Simpson & Co* (см. § 164, *В*).

$$2,25 - 3,5 - 2,18\%.$$

В. *Распредѣленіе пара скользящими золотниками.*

1. Водокачка въ *Boston.* Строитель *E. D. Leavitt* (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 23).

$$3 - 4 - 5\%.$$

С. Распредѣленіе пара клапанами.

1. Водокачка въ *St.-Gallen.* Строитель *Gebr. Sulzer* (см. § 164, *Г*).

$$5,5 - 5 - 6\%.$$

147. **Увеличеніе скорости поршня и числа оборотовъ вала въ минуту** при устройствѣ паровой машины приноситъ пользу потому, что оба эти средства даютъ возможность уменьшить главные размѣры и вѣсъ частей у машины, а также и величины поверхностей у парового цилиндра, отъ которыхъ зависитъ безполезная трата тепла наружу.

Во времена *Smeaton* и *Watt* были въ ходу машины съ весьма большимъ ходомъ поршня и съ малымъ числомъ размаховъ его въ минуту. Величину хода доводили до 12 фут. при числѣ двойныхъ качаній поршня 7—6 въ минуту, а при ходѣ въ 10 фут. число двойныхъ качаній у поршня дѣлалось = 10, что соотвѣтствовало скорости поршня отъ 150 до 200 фут. въ минуту.

Какихъ колоссальныхъ размѣровъ бывали при этихъ условіяхъ размѣры водопроводныхъ машинъ, можно судить, напримѣръ, по насосамъ на водокачкѣ въ *Cincinnati*, гдѣ діам. парового цилиндра = 100 дм.

(2540 мм.), насоснаго 45 дм. (1143 мм.), общій ходъ поршней 12 фут. (3650 мм.). Насосъ двойного дѣйствія подаетъ 800.000 амер. галлон. въ часъ (около 3000 куб. мт., или 240000 вед.) на высоту въ 170 фут. (52 мт.). Расположеніе цилиндровъ — вертикальное, высота всей машины—94,5 фут. (13,5 саж.). Воздушный чугунный колпакъ имѣетъ діаметръ, одинаковый съ діам. насоснаго цилиндра, а высоту около 87,5 фут. (11,5 саж.) и составленъ на высоту изъ 10 частей (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 34, съ эскизомъ устройства).

Въ 1878 г. при постройкѣ насосовъ для городской водокачки въ *Pawtucket* заводъ *Корлисса* довелъ скорость поршней до 250 фут. въ мин.

При постройкѣ водопроводныхъ машинъ съ тройнымъ расширеніемъ пара на первыхъ порахъ вернулись опять къ скоростямъ отъ 150 до 200 фут. въ мин. при ходѣ поршней отъ 3 до 5 фут.

У новыхъ машинъ Московскаго водопровода допущена скорость паровыхъ и насосныхъ поршней въ 360 фут. въ мин. при величинѣ хода въ 3 фута.

Машины тройного расширенія у наиболѣе продуктивной водокачки, осуществленной до сихъ поръ и работающей въ Бостонѣ (*Chestnut Hill*), имѣютъ скорость насосныхъ поршней 400 фут., а паровыхъ—600 фут. въ мин. (3 мт. въ сек.)

Среди шахтныхъ насосовъ имѣется большое число установокъ, работающихъ со скоростью 2 мт. въ сек. (до 400 фут. въ мин.) и болѣе.

Но эти исключительно большія скорости для водопроводныхъ машинъ, отъ которыхъ требуется большая долговѣчность и надежность въ дѣйствіи, повидимому, не столь благопріятны, и при постройкѣ новыхъ наиболѣе крупныхъ установокъ въ послѣднее время все чаще и чаще возвращаются къ болѣе умѣреннымъ скоростямъ отъ 250 до 350 фут. въ мин. (1,2 — 1,8 мт. въ сек.).

Наибольшее развитіе въ смыслѣ повышенія получили скорости поршней у пароходныхъ машинъ военнаго флота въ Англіи. Въ 1861 г. машины на военныхъ судахъ работали тамъ со скоростью не болѣе 450 фут. въ мин. при числѣ оборотовъ вала = 54, а въ настоящее время скорость поршней доходитъ до 1200 фут. при 400 оборотахъ вала въ минуту (у «*Starfish*»—1221 фут. въ 1895 г.).

148. **Величина поверхности охлажденія у парового цилиндра,** которая приходится на единицу индикаторной работы, можетъ быть приблизительно охарактеризована слѣдующимъ отношеніемъ:

$$A = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} + \pi \cdot d \cdot s\right) : \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot c \cdot p,$$

если d — діаметръ цилиндра,

s — ходъ поршня,

$c = s \cdot n : 30$ — секундная скорость поршня,

p — средняя величина разности давленій на обѣ стороны поршня, отнесенныхъ къ единицѣ площади. Послѣ преобразованій находимъ:

$$A = \frac{1}{p} \cdot \left(\frac{2}{c} + \frac{120}{n \cdot d}\right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{142}.$$

Эта ф-ла показываетъ, какимъ образомъ вліяютъ величины p, c, n и d на охлажденіе цилиндровъ, и въ какой мѣрѣ выгодно увеличеніе всѣхъ этихъ величинъ. Чтобы замѣтнѣе повліять на уменьшеніе 2-го слагаемаго, при увеличеніи c нужно, оказывается, увеличивать также и n, т. е. уменьшать s.

Этимъ и оправдывается существующая тенденція въ уменьшеніи величины хода парового поршня.

Во времена *Newcomen*, *Smeaton*, *Watt*, *Woolf* величину хода поршня у водоподъемныхъ машинъ назначали въ 8—10 фут., позднѣе дошли даже до 12 фут. (*Cincinnati*), а затѣмъ спустились постепенно на *6*, на *5*, на *4* и даже на *3*.

Еще болѣе рѣзко слѣдовало уменьшеніе хода поршня у быстроходныхъ паровыхъ машинъ на судахъ военнаго флота, гдѣ величина s спустилась быстро съ 4 фут. на $1^1/_2$.

Ф-лу **142** въ примѣненіи къ машинамъ съ многократнымъ расширеніемъ пара также приближенно можно писать такъ:

$$A = \left(\frac{2}{p \cdot c} + \frac{\pi \cdot d \cdot s}{L}\right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad \mathbf{143},$$

гдѣ L — индикаторная работа, доставляемая на валъ тѣмъ или другимъ цилиндромъ.

Если соотношеніе между размѣрами цилиндровъ въ компаундъ-машинѣ выбрано так. обр., чтобы L для обоихъ цилиндровъ получилась одинаковымъ, тогда относительное охлажденіе большого цилиндра будетъ значительно болѣе, чѣмъ охлажденіе малаго, потому что для него p будетъ меньше, а d больше. Этимъ отчасти и можетъ быть объяснено преимущество компаундъ-машинъ, построенныхъ по *Rockwood* съ отношеніемъ рабочихъ объемовъ 7 : 1, передъ машинами *Leavitt* съ отношеніемъ 3 : 1 (см. конецъ § 144): у *Rockwood* работа въ большомъ цилиндрѣ превышала работу въ маломъ на 29%, а у *Leavitt* работа въ большомъ цилиндрѣ составляла 0,635 отъ работы малаго цилиндра (*Eng. News*, 1897, *dec.* 9).

Ф-ла **143** показываетъ также, что въ машинахъ тройного расширенія необходимо обратить бо́льшее вниманіе на огражденіе средняго и большого цилиндровъ отъ охлажденія у нихъ какъ боковой поверхности, такъ и крышекъ.

149. **Величины коэффиціента полезнаго дѣйствія паровыхъ машинъ вообще и паровыхъ водоподъемныхъ машинъ въ частности.** Въ паровыхъ машинахъ большой силы и коэффиціентъ полезнаго дѣйствія всего устройства получается болѣе высокимъ, вслѣдствіе двухъ

главныхъ причинъ: 1) вслѣдствіе меньшихъ потерь отъ охлажденія цилиндровъ, 2) вслѣдствіе уменьшенія величины отношенія работы порожняго хода къ полной индикаторной работѣ машины.

Справедливость 1-го положенія подтверждается ф-лами **142 — 143** (см. предыдущій §).

Что же касается 2-го положенія, то справедливость его подтверждена весьма точными опытами профессора *Thurston**) въ Америкѣ, проф. *Werner* въ Германіи и друг.

Результатъ опытовъ *Thurston* и *Werner* можно формулировать такъ: *при нормальномъ, для данной паровой машины, числѣ оборотовъ въ минуту на преодолѣніе въ ней вредныхъ сопротивленій тратится* **всегда** *одна и та же работа, какъ при работѣ порожнимъ ходомъ, такъ и при работѣ въ нагруженномъ состояніи.* Отсюда видно, во 1-хъ, какъ невыгодно брать съ запасомъ главные размѣры цилиндровъ машины и затѣмъ заставлять ее работать съ излишне малымъ наполненіемъ пара, и во 2-хъ, что машины большой силы могутъ быть построены съ большимъ коэф. полезнаго дѣйствія, чѣмъ малыя.

Величина механическаго коэф. полезнаго дѣйствія *ж*, т. е. отношенія дѣйствительной работы паровой машины къ ея индикаторной работѣ, можетъ измѣняться въ весьма значительныхъ предѣлахъ, напр., отъ 0,5 до 0,95, смотря по силѣ машины, цѣлесообразности ея конструкціи, тщательности выполненія ея въ мастерскихъ и заботливости по уходу за ней. Нельзя сказать, чтобы преимущество въ этомъ случаѣ было непремѣнно на сторонѣ машинъ-компаундъ или съ тройнымъ расширеніемъ пара; также и онѣ могутъ быть плохо исполненными и работать при не особенно внимательномъ уходѣ.

Въ журналѣ, издаваемомъ инж. *Minssen* (*Mittheilungen aus der Praxis des Dampfkessel-und Dampfmaschinen-Betriebes*, 1895, № 9) собрано весьма большое число данныхъ по опредѣленію механическаго коэф. полезнаго дѣйствія *ж* заводскихъ паровыхъ машинъ простого, двойного и тройного расширенія пара. Я приведу здѣсь нѣкоторыя изъ этихъ данныхъ изъ числа наиболѣе характерныхъ.

Заводскія одноцилиндровыя паровыя машины (нѣкоторые существующіе примѣры).

Индикат. работа	50	70	40	59	49	29	10	16 силъ.
Коэф. полезн. дѣйствія *ж* =	0,91	0,89	0,89	0,87	0,84	0,77	0,54	0,5

Заводскія компаундъ-машины (нѣкоторые существующіе примѣры).

Индикат. работа	320	86	60	27	74	80 силъ.
Коэф. полезн. дѣйствія *ж* =	0,93	0,87	0,84	0,84	0,81	0,8

---

*) *Journal of the Franclin Institute*, 1888, *nov.*
Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1889, № 28; 1891, № 35.
Техническій Сборникъ, 1890 г., № 6, гдѣ помѣщена моя статья подъ заглавіемъ *„Работа тренія въ паровой машинѣ и средства для ея уменьшенія“*.

Заводскія машины тройного расширенія (нѣкоторые существующіе примѣры).

Индикаторная работа	715	300	190 силъ.
Коэф. полезнаго дѣйствія . .	*ж*=0,92	0,81	0,71

Такимъ образомъ общая мысль, высказанная выше, относительно увеличенія коэф. полезн. дѣйствія машины съ возрастаніемъ ея силы находитъ себѣ въ цифрахъ этихъ таблицъ полное подтвержденіе, хотя тутъ же параллельно фигурируютъ примѣры и большихъ машинъ, дурно работающихъ.

Послѣ этого я приведу рядъ собранныхъ мною примѣровъ для указанія величины коэф. полезнаго дѣйствія *ж* спеціально для водоподъемныхъ машинъ, установка которыхъ послѣдовала въ періодъ послѣдняго 25-лѣтія. Примѣры расположены въ порядкѣ возрастанія величины *ж*, обнаруженной опытомъ.

Водоподъемныя паровыя машины съ простымъ расширеніемъ пара.

1. Паровые насосы въ *Buffalo* (*Engineering*, 1879, *nov.* 7), *140* индик. с. . . . . *ж* = 0,85
2. Паровые насосы въ *Barmen* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, № 17), *200* индик. с. . . . . *ж* = 0,92

Водоподъемныя паровыя машины системы Вульфа съ балансиромъ.

1. Насосы въ *London* (*East Station*; *Engineering*, 1881), *190* инд. с. . . . *ж* = 0,85
2. » *Hammersmith* (*Eng-g*, 1889, *janv.* 4). . . . . *ж* = 0,85
3. » на зав. Круппа (*Richard, Exp. de Chicago*), *130* инд. с. . . . . *ж* = 0,86
4. » въ *Watford* (*Eng-g* 1887, *oct.* 28), *53* инд. с. . . . . *ж* = 0,88
5. » завода *J. Simpson & Co* на водокачкѣ въ Берлинѣ (*Engineering*, 1870, *oct.* 7), *120* индикаторн. силъ . . . . . *ж* = 0,95

Водоподъемныя машины системы компаундъ.

1. Насосы въ *Ditton-Lambeth* (*Eng-g*, 1889, *janv.* 4), *120* индик. с. . . . . *ж* = 0,77
2. » въ *Wilhelmsschacht* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1887, № 37), *440* инд. с. *ж* = 0,77
3. » *Worthington*, гориз. цил., перекачка у *National Transit Co.* 360.000 пуд. керосина по трубопроводу 50 киломт. длиною, 6 дм. діам., напоръ 60 атм. (*Richard*, *Exposition de Chicago*, отчетъ). . *ж* = 0,82

4. Насосы въ Прагѣ (*Z. d. Veg. d. Ing.*, 1894, № 46), гор. цил., *120* инд. с. *ж* = 0,84
5. » въ *Bristol* (*Eng-g*, 1881), *240* инд. с. . . . . *ж* = 0,84
6. » въ *Colchester* (*The Engineer*, 1896, *janv.* 10), *110* инд. с. . . . . *ж* = 0,85
7. » *Worthington* въ *Hampton* (*Eng-g*, 1889, *janv*, 4). *300* инд. с. . . *ж* = 0,85
8. » въ Вѣнѣ, гориз. цил. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1899, № 1), *65* инд. с. . *ж* = 0,86
9. » въ *Witten*, гориз. ц. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1898, № 10), *190* инд. с. *ж* = 0,87
10. Балансирн. водокачка *Gimson & Co* (*Eng-g*, 1887, *oct.* 28), *55* инд. с. . . . *ж* = 0,88
11. Насосы *Worthington*, гориз. цил., опыты *Mair* (*Eng-g*, 1886, *oct.* 1) . . . . . *ж* = 0,91
12. » » въ *Nevington* (*Eng-g*, 1889, *janv.* 4), *330* инд. с. . . . *ж* = 0,92
13. Балансирная водокачка въ *Lawrence*, 1879 г., подача 600.000 вед. въ сутки, $n = 16$, завода *Leavitt* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 22) . . . . . *ж* = 0,92
14. Балансирная водокачка въ *Louisville*, зав. *Leavitt* (*The Engineer*, 1895, *febr.* 22), *550* индик. с. . . . . *ж* = 0,93
15. Насосы *Worthington* въ *Memphis*, верт. цил., завода *Simpson & Co* (*Richard*, *Exposition de Chicago*), *600* инд. с. . . . . *ж* = 0,93
16. Насосы съ гориз. цил. и махов., завода *Blake*, опыты профессора *Peabody* (Техн. Сборн., №№ 1—2), *250* индик. с. . . . . *ж* = **0,956**

Водоподъемныя машины съ тройнымъ расширеніемъ пара.

1. Насосы въ *Roterdam*, маш. № 7, гориз. цилиндры, плоскіе золотники, *230* индик. с. (*The Engineer*, 1897, *apr.* 30) зав. *Fyenoord*. . . . *ж* = 0,8
2. Насосы въ *St. Gallen*, гориз. ц., зав. *Sulzer*, *210* инд. с., опыты проф. *Stodola* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1898, №№ 8—10). . . . . *ж* = 0,81—0,83
3. Насосы въ *Мытищахъ* (Москов. водопров.), гориз. цил., *110* инд. с., зав. *бр. Бромлей* (*Бюлл. Политехн. общ.* 1893—4, № 5). . . . . *ж* = 0,84
4. Насосы *Worthington* въ *Hornsey Sluice*, гориз. цил., *350* инд. с., зав. *Simpson & Co* (*Eng-g*, 1894, *july* 13, *nov.* 30) . . . . . *ж* = 0,84

5. Насосы въ *Roterdam*, маш. № 8, гориз. цил., плоскіе золотн., *210* инд. с., зав. *Fyenoord* (см. № 1) . . . . . *ж* = 0,85

6. Насосы *Worthington* въ *Hampton*, верт. цил., *320* инд. с., зав. *Simpson & Co* (*The Engineer*, 1897, *sept.* 24). . . . . *ж* = 0,86

7. Насосы въ *Liverpool*, вертик. цил., *180* инд. с., зав. *Hathorn Davey & Co*, краны *Корлисса* (*The Eng.*, 1897, *oct.* 15) . . . . . *ж* = 0,87

8. Насосы въ Лондонѣ (*Waltham Abbey*), верт. цил., плоскіе золотн., *160* инд. с., зав. *Richardson & Sons* (*Eng-g*, 1890, *aug.* 8). . . . . *ж* = 0,88

9. Насосы Алексѣевской водокачки Москов. водопров., гориз. цил., распредѣленіе пара клапанное, *170* инд. с., зав. *Доброва и Набгольцъ* (*Бюлл. Политехнич. Общ.*, 1895—6 г., № 1) . . . . . *ж* = 0,89

10. Насосы въ *Boston*, вертик. цил., плоскіе золотники, *575* инд. с., зав. *Leavitt* (*Eng-g*, 1896, *dec.* 25) . . . . . *ж* = 0,89

11. *Worthington* въ *Hampton*, вертик. цил., краны Корлисса, *500* инд. с., зав. *Simpson & Co* (*The Engineer* 1897, *sept.* 24) . . . . . *ж* = 0,90

12. Насосы въ *Washington* (**U**-*steet*), гориз. цил., плоскіе золотники, *350* инд. с., зав. *Nordberg Mnfc. Co* (*Eng-g*, 1896, *dec.* 18). . . . . *ж* = 0,91

13. Насосы въ *Chicago*. вертик. цил., краны *Корлисса*, *1100* индик. с., зав. *Allis* (*Eng-g*, 1894, *june* 15) . . . . . *ж* = 0,91

14. Насосы въ *Millwaukee*, вертик. цил., краны *Корлисса*, *575* инд. с., зав. *Allis* (*Eng-g*, 1894, *une* 15—22), опыты проф. *Carpenter*. . . . . *ж* = 0,91

15. Насосы *Worthington* въ *Bombay*, гориз. цил., краны *Корлисса*, *750* инд. с., зав. *Simpson & Co*, (*Eng-g*, 1894, *apr.* 27) . . . . . *ж* = 0,92

16. Насосы въ *St.-Paul*, вертик. цил. краны *Корлисса*, *750* инд. с., зав. *Allis*, опыты *Hunt*, 3 сутки (*Eng. News*, 1898, *dec.* 29). . . . . *ж* = 0,94

17. Насосы въ *Buffalo*, верт. цил., краны *Корлисса*, *1200* инд. с., зав. *Lake Erie Eng. Works* (*The Eng.*, 1897, *oct.* 29) . . . . . *ж* = 0,95

18. Насосы въ *Indinapolis*, вертик. цил., краны *Корлисса*, *760* инд. с., зав. *Snow Co.* (*Eng. News*, 1898, *sept.* 29), опыты проф. *Goss*, 8 час. . . . . *ж* = **0,954**

Всѣ приведенныя выше данныя относительно водоподъемныхъ машинъ позволяютъ сдѣлать слѣдующія заключенія:

1. Высокую величину коэф. полезнаго дѣйствія паровoго насоса возможно имѣть не только въ машинахъ съ многократнымъ расширеніемъ пара, но также и въ машинахъ съ простымъ расширеніемъ пара.

2. Присутствіе маховика у парового насоса, а равно и балансира, не исключаетъ возможности имѣть у всей установки довольно высокую величину коэф. полезнаго дѣйствія.

3. Наивысшая величина *ж* достигнута по настоящее время въ паровыхъ водокачкахъ, работающихъ съ вертикальными цилиндрами и распредѣлительными кранами *Корлисса* (плоскіе рѣшетчатые золотники при постройкѣ большихъ водокачекъ примѣняются рѣже, клапанное парораспредѣленіе—также не особенно часто).

При устройствѣ паровыхъ водокачекъ большой силы легче добиться полученія и большой величины *ж*, но предѣлъ увеличенію силы каждой изъ машинъ ставитъ вопросъ о числѣ запасныхъ машинъ и о наименьшей стоимости эксплоатаціи всей водокачки (см. ф-лу **141** въ § 145).

150. **Величина работы тренія, поглощаемой различными частями паровой машины.** Чтобы выяснить, какая доля общей безполезной затраты работы приходится на каждую изъ частей паровой машины, профессоръ *Werner* произвелъ довольно многочисленные и точные индикаторные опыты надъ послѣдовательнымъ выключеніемъ то одной части, то другой (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1889, № 28; *Технич. Сборн.*, 1890, № 6). *Сто* процентовъ затраченной на преодолѣніе тренія работы распредѣляются приблизительно слѣд. образомъ:

1.	Шейки коренного вала	35—47%
2.	Поршень и штокъ	21—32 »
3.	Золотникъ неуравновѣшенный	до 26 »
4.	» уравновѣшенный	2,5 »
5.	Ползунъ	4—5,5 »
6.	Палецъ кривошипа	5—7 »
7.	Эксцентрикъ	4—5 »
8.	Воздушный насосъ	до 12 »

Эти цифры указываютъ, на уменьшеніе работы тренія какихъ частей слѣдуетъ обращать особенное вниманіе при проектированіи машины и при уходѣ за нею.

Видное мѣсто среди такихъ частей занимаетъ коренной валъ и вся передача къ нему.

Чтобы показать, до какой величины доходилъ иногда вѣсъ маховика у водопроводныхъ машинъ, приведу слѣдующіе примѣры:

На старой водокачкѣ въ *Buffalo* была поставлена машина съ 4-мя наклонными паровыми цилиндрами простого расширенія (діам. 25, ходъ 33 дм.), развивавшая до 120 дѣств. силъ; маховикъ у нея былъ въ діам. $12^1/_2$ фут. и вѣсомъ 440 пуд. (*Eng-g.*, 1879, *nov.* 7).

На водокачкѣ въ *Lawrence* въ 70-хъ годахъ поставлена была балансирная компаундъ-машина (діам. цил. 18 и 38, ходъ 96 дм.) около 175 силъ, $n = 16$ обор., при ней—маховикъ 1000 пуд. вѣсомъ (*Eng-g.*, 1879, *janv.* 17).

Въ 1888 г. въ Питтсбургѣ была установлена колоссальная сдвоенная машина *Вульфа* (діам. цил. 62 и 106 дм., ходъ **14** фут.), при ней—маховикъ **6200** пуд. вѣсомъ (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1893, № 22).

Среди шахтныхъ водоотливныхъ машинъ въ Америкѣ встрѣчаются также примѣры машинъ съ колоссальными маховиками. Отмѣтимъ двѣ изъ нихъ (по даннымъ въ *Eng. News*, 1895, г., № 24, *dec.* 12).

При шахтѣ *Lehigh Zinc C°* машина въ 3000 силъ поднимаетъ въ сутки 24,5 милліона галлон. (болѣе 7 милл. вед.) воды въ сутки на высоту въ 300 фут. Діаметръ маховика у машины 30 фут., а его вѣсъ **5700** пуд.

Другая машина находится при шахтѣ *Chapin*, откачиваетъ до 4,5 милл. галон. (1.350.000 вед.) воды въ сутки подъ напоромъ **1500** фут. (457 мт.). Машина развиваетъ работу около 1200 силъ, имѣя при себѣ маховикъ **9900** пуд. (160 *tn.*) вѣсомъ.

Обѣ эти машины поставлены извѣстнымъ американскимъ заводомъ *E. P. Allis & C°*.

Съ цѣлію уменьшенія вѣса маховика при водоподъемныхъ шахтныхъ машинахъ, работающихъ съ большимъ расширеніемъ пара, австрійскій инж. *Regnier* придумалъ одну довольно удачную комбинацію въ расположеніи частей шахтной балансирной компаунъ-машины. Чертежи и описаніе этой машины помѣщены въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1892, № 4. Къ одному концу балансира присоединяется шахтный насосъ, а къ другому—непосредственно большой цилиндръ машины, расположенный надъ балансиромъ; отрогъ этого же 2-го плеча балансира посредствомъ шатуна и кривошипа сочлененъ съ кореннымъ валомъ; на другомъ концѣ этого вала находится второй кривошипъ для воспринятія на валъ работы малаго парового цилиндра.

Машины *Regnier* съ 1884 г., выполняетъ извѣстный богемскій заводъ *Bolzano, Tedesco & C°* (въ *Schlan*). Въ періодъ 1884—91 г. заводъ сдѣлалъ 21 установку такихъ машинъ на австрійскихъ шахтахъ. Машины могутъ дѣлать отъ $1^1/_2$ до 16 обор. въ мин., имѣя, въ силу особенностей передаточнаго механизма, въ концѣ каждаго размаха балансира весьма умѣренныя скорости, а на тихомъ ходу почти паузы. При штанговыхъ шахтныхъ насосахъ эта особенность устройства имѣетъ за собою большую цѣнность. Коэф. полезнаго дѣйствія исполненныхъ машинъ *Regnier*, имѣющихъ распредѣленіе пара кранами *Корлисса*, оказался = 0,85 — 0,89, а расходъ пара на индик. силу отъ 12 до 10 кг.

Послѣ кореннаго вала въ числѣ частей машины, поглощающихъ на треніе наиболѣе значительную часть работы, находятся поршень и сальники у горизонтальныхъ машинъ. Съ цѣлію сокращенія этой потери, всѣ большія водопроводныя машины строятся съ вертикальными паровыми и насосными цилиндрами, а плунжеры насосовъ дѣлаются въ видѣ пустотѣлыхъ цилиндровъ.

Плоскіе золотники, въ случаѣ употребленія ихъ при большихъ водоподъемныхъ машинахъ, дѣлаются или уравновѣшенными, какъ это было уже во времена *Murdoch*, или же многопролетными, какъ это дѣлаютъ часто теперь. Конструктивные чертежи многопролетныхъ плоскихъ золотниковъ машины *Leavitt* въ Бостонѣ (575 индик. с.) можно найти въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1893, № 26, стр. 760: у малаго цилиндра каждый изъ 4 золотниковъ шестипролетный, а у большого 14-пролетный (общая длина золотника 1025 мм., ширина его 320 мм.; размѣры 13 оконъ у золотника 25 × 260 мм.).

Въ горизонтальныхъ водопроводныхъ машинахъ поршень съ сальниками, шейки вала и неуравновѣшенный золотникъ можно считать почти однозначащими частями въ смыслѣ затраты работы на треніе въ нихъ, которая колеблется отъ 1,5 до 2% отъ полезной работы машины, балансиръ же поглощаетъ всего около 0,5% отъ полезной работы, рѣдко болѣе *).

Кромѣ вертикальнаго расположенія осей паровыхъ и насосныхъ цилиндровъ и легкихъ въ работѣ кореннаго вала и золотниковаго привода, при устройствѣ большихъ водоподъемныхъ машинъ особенно цѣнятся также слѣдующія особенности ихъ конструкціи:

1) малой величины вредныя пространства у цилиндра и насоса,

2) возможно малое паденіе упругости пара при переходѣ его изъ одного рабочаго пространства въ другое (изъ цилиндра въ ресайверъ, изъ него въ слѣдующій цилиндръ и т. д.),

3) приспособленія для осушки пара передъ введеніемъ его въ машину,

4) приспособленія для устраненія охлажденія пара въ рабочихъ пространствахъ машины (покрышки, паровыя рубашки, приборы для удаленія изъ нихъ конденсаціонной воды и т. п.).

5) уравновѣшиваніе массъ, имѣющихъ качательное движеніе,

6) хорошо развитыя опорныя поверхности для трущихся частей машины и возможно болѣе равномѣрное распредѣленіе по нимъ давленія,

7) непрерывная и надежная смазка трущихся частей машины,

8) разумное, основанное на точномъ разсчетѣ, уменьшеніе вѣса частей, находящихся въ движеніи, и нагруженіе ихъ въ работѣ наиболѣе раціональными способами,

9) примѣненіе прессованной и кованной стали при выдѣлкѣ поршней, поршневыхъ штоковъ, валовъ, кривошиповъ, шатуновъ, ползуновъ, крейцкопфовъ, балансировъ и рычаговъ привода къ воздушному насосу и распредѣлительнымъ органамъ и т. п.,

10) простота и раціональность способовъ обработки, установки на мѣстѣ, сборки и разборки всѣхъ частей, пользованія смѣнными частями, дубликатами и т. п.,

---

*) На водокачкѣ въ *Chicago* въ 1876 г. была поставлена компаундъ-машина (мал. ц. 48 д. × 6 ф., бол. ц. 76 д. × 10 ф.), при ней балансиръ желѣзный клепаный 36 ф. длиною, 6 ф. 9 д. высотою въ срединѣ, **1850** пуд. вѣсомъ (*Z.* 1893, № 22). На водокачкѣ въ *Hull* (въ Англіи) въ 1876 г. поставлена одноцилиндровая корнуэльская маш. (діам. 90 дм., ходъ 11 ф.) съ желѣзн. балансиромъ 40 фут. длиною и 7 ф. высотою, **2480** пуд. вѣсомъ (*Engineering*, 1876 г.).

11) возможность большое число разъ пользоваться одними и тѣми же моделями при отливкѣ разныхъ частей, одними и тѣми же шаблонами при ковкѣ, при размѣткѣ передъ обработкой, во время обработки и т. п.

151. **Вѣсъ паровыхъ машинъ съ простымъ и многократнымъ расширеніемъ пара и общіе успѣхи развитія постройки ихъ.** Какое вліяніе оказали совмѣстное увеличеніе рабочаго давленія пара въ машинѣ и увеличеніе рабочей скорости поршня на уменьшеніе вѣса паровыхъ машинъ, лучше всего показываетъ таблица 32-я, въ которой собраны наиболѣе характерныя данныя этого рода для пароходныхъ машинъ, работающихъ на судахъ англійскаго военнаго флота, старыхъ и новыхъ (по даннымъ въ *Eng. News*, 1897, *aug.* 5).

Въ 1861 г. въ пароходныхъ машинахъ на 1 индик. силу приходился вѣсъ въ 62:13, или *4,8* пуда, а въ 1896 г. только 62:94, т. е. *0,66* пуда. Такимъ образомъ видно, что за 35 лѣтъ удалось понизить вѣсъ паровыхъ машинъ на судахъ въ $7^1/_4$ разъ, повысивши ихъ продуктивность въ *два* раза.

ТАБЛИЦА 32-я.

Паровыя машины на судахъ англійскаго военнаго флота.

Годъ постройки.	Названія судовъ.	Простое, двойное или тройное расширеніе пара въ машинѣ.	Давленіе пара въ котлѣ. lbs на кв. дм.	Скорость паровыхъ поршней. Футовъ въ мин.	*Одна тонна вѣса* паровыхъ машинъ, котловъ и воды въ котлахъ приходится на слѣдующее *число индикаторныхъ силъ* у машины. Паровыхъ машинъ	Паровыхъ котловъ	Воды въ котлѣ.	Валовой расходъ угля въ часъ на 1 индикат. силу. lbs.
1861	Warrior	простое	22	434	13	11,5	32	5—3,8
1872	Devastation	простое	30	500	13,7	13,6	53	4,4—3,1
1878	Inflexible	двойное	62	586	13	12	45	2,7—2,4
1888	Sanspareil	тройное	135	856	15,9	13,9	61	2,6—1,9
1894	Ferret	»	175	1080	75	69,7	389	2,3
1896	Desperate	»	215	1194	94	87	747	2,5—1,7
1897	Terrible	»	260	896	24	22,3	526	1,71
1897	Quail	»	220	—	88	80	539	2,6—1,64

Въ 1876 г. на всемірной выставкѣ въ Филадельфіи главнымъ двигателемъ ея была балансирная машина завода *Corliss* въ 2000 силъ, работавшая съ простымъ расширеніемъ пара. Вѣсъ машины равнялся 607.000 кг., т. е. на 1 силу приходилось 303 кг.

Въ моемъ распоряженіи имѣются данныя относительно вѣса и стоимости заводскихъ *горизонтальныхъ* паровыхъ машинъ *съ клапаннымъ распредѣленіемъ пара*, которыя исполняются въ настоящее время однимъ изъ лучшихъ заграничныхъ заводовъ.

Издѣлія этого завода въ послѣднее время начали пользоваться на русскихъ мануфактурахъ большой популярностью, и нѣкоторая разработка этихъ данныхъ показалась мнѣ поэтому имѣющею существенный интересъ для русской публики.

На основаніи этихъ данныхъ я высчиталъ и сгруппировалъ въ таблицы величины *относительнаго вѣса* паровыхъ машинъ даннаго завода.

Относительнымъ вѣсомъ паровой машины я называю ту часть полнаго вѣса паровой машины (съ маховикомъ и холодильникомъ), которая приходится на одну индикаторную силу машины во время ея работы при средней величинѣ наивыгоднѣйшей степени расширенія пара.

Сдѣлавши разработку вышеупомянутыхъ данныхъ, я обнаружилъ, что въ каждой группѣ машинъ различной силы, предназначенныхъ для работы при одномъ и томъ же давленіи пара при впускѣ въ цилиндръ, относительный вѣсъ машины измѣняется въ такихъ тѣсныхъ предѣлахъ, что для цѣлей практики его можно считать почти постояннымъ. Исключеніе въ этомъ случаѣ составляютъ только машины тройного расширенія.

Группировка полученныхъ мною результатовъ дана въ таблицахъ 33—36.

ТАБЛИЦА 33-я.

Одноцилиндровыя машины съ клапаннымъ распредѣленіемъ.

Давленіе пара при впускѣ въ цил. *атм.*	4,5	5,5	6,5	7
Коэфф. расширенія пара въ машинѣ .	5	6	7	8
Отношеніе максимальной индик. раб. къ средней	1,3	1,4	1,5	1,5
Относительный вѣсъ машины . . *кг.*	105	110	118	120

Вѣсъ маховика составляетъ въ горизонтальныхъ одноцилиндровыхъ машинахъ отъ 45 до 50% вѣса всей машины, независимо отъ того, будетъ ли передача канатная или ременная.

Вѣсъ холодильника и его насосовъ составляетъ около 15% отъ вѣса всей машины.

Если машина съ простымъ расширеніемъ пара дублируется для работы отъ одного и того же коренного вала при углѣ между кривошипами въ 90°, то вѣсъ ея повышается только на 80% противъ одинарной машины.

ТАБЛИЦА 34-я.

Машины Вульфа съ клапаннымъ распредѣленіемъ.

Давленіе пара при впускѣ въ цил. . . . . *атм.*	5	6,5	8
Коэфф. расширенія пара въ машинѣ.	7—9	10—12	13
Отношеніе максимальной индик. раб. къ средней . .	1,2—1,3	1,3	1,4
Относительный вѣсъ машины . . . . . *кг.*	135	145	164

Вѣсъ маховика составляетъ въ горизонтальныхъ машинахъ *Woolf* отъ 36 до 42% вѣса всей машины. Вѣсъ сдвоенныхъ машинъ на 80% болѣе вѣса одинарныхъ.

ТАБЛИЦА 35-я.

Компаундъ-машины съ клапаннымъ распредѣленіемъ.

Давленіе пара при впускѣ въ цил. . . . . *атм.*	5	6,5	7	8
Коэфф. расширенія пара въ машинѣ	9—8	9—7	9—8	12—10
Отношеніе максимальной индик. раб. къ. средней.	1,3	1,3	1,4	1,4
Относительный вѣсъ машины . . . . . *кг.*	126	128	130	135

Вѣсъ маховика въ горизонтальныхъ компаундъ-машинахъ составляетъ 32 до 40% вѣса всей машины, а вѣсъ холодильника съ его насосами — около 10%. Первая половина машины съ горячимъ цилиндромъ и холодильникомъ вѣситъ около 60% полнаго вѣса машины.

ТАБЛИЦА 36-я.

Машины тройного расширенія съ клапаннымъ распредѣленіемъ.

Давленіе пара—10 *атм.* Коэфф. расширенія пара 20—22.

Отношеніе максимальной индикаторной работы къ средней 1,5—1,3.

Число индикаторныхъ силъ . . .	300	500	750	1000	1200	1500	1800
Относительный вѣсъ машины	136	137	140	142	144	145	146

Вѣсъ маховика въ горизонтальныхъ машинахъ тройного расширенія пара составляетъ отъ 24 до 38% вѣса всей машины.

Разсмотрѣніе данныхъ, которыя приведены въ таблицахъ 33—36, показываетъ намъ слѣдующія особенности, имѣющія мѣсто въ заводскихъ паровыхъ машинахъ съ горизонтальными цилиндрами:

1. Наименьшій относительный вѣсъ получается совсѣмъ не у машинъ съ многократнымъ расширеніемъ пара, а у машинъ съ простымъ расширеніемъ пара, одноцилиндровыхъ и сдвоенныхъ.

2. Особенно невыгодно использованнымъ оказывается вѣсъ матеріала въ машинахъ *Вульфа* и въ машинахъ съ тройнымъ расширеніемъ пара большой силы.

3. Съ увеличеніемъ рабочаго давленія пара въ издѣліяхъ даннаго завода, которыя признаются въ промышленномъ мірѣ образцовыми, относительный вѣсъ машинъ не только не уменьшается, но даже замѣтно увеличивается.

4. Въ машинахъ тройного расширенія, разсчитанныхъ для работы при одинаковой начальной упругости пара, съ увеличеніемъ силы машины ея относительный вѣсъ замѣтно увеличивается.

5. На 1 *tn* вѣса одноцилиндровой машины приходится индикаторная работа отъ 9,5 до 8,5 силъ, въ машинахъ *Вульфа*—отъ 7,5 до 6 силъ, въ машинахъ компаундъ—отъ 8 до 7,5 силъ, а въ машинахъ тройного расширенія—отъ 7,3 до 6,8 силъ.

Сравнивая эти послѣднія цифры съ данными въ таблицѣ 32-й (§ 151) для морскихъ пароходныхъ машинъ, видимъ, что вопросъ объ уменьшеніи относительнаго вѣса заводскихъ паровыхъ машинъ съ горизонтальными цилиндрами далеко не вполнѣ еще разработанъ даже и лучшими машиностроительными фирмами, издѣлія которыхъ въ промышленномъ мірѣ берутся на расхватъ.

Насколько лучше обстоитъ дѣло съ вертикальными заводскими паровыми машинами, можно видѣть изъ примѣра, который опубликованъ въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1895, № 8. Это—машина тройного расширенія съ вертикальными цилиндрами, двигатель центральной электрической станціи при Императорской Военно-Медицинской Академіи въ СПБ. Число индикаторныхъ силъ ея 250, а *max* развиваемой индикаторной работы 1,3.250 или 325 силъ. Вѣсъ машины безъ маховика 13000 *кг.*, слѣд., на одну индикаторную силу приходится вѣсъ 13000 : 250, или **52** *кг.* Въ случаѣ горизонтальной машины такой же силы съ клапаннымъ распредѣленіемъ пара на одну индикаторную силу приходится вѣсъ машины безъ маховика въ **108** *кг.*, а съ маховикомъ 136 *кг.* (см. табл. 36).

Подобнаго же рода систематически подобранныхъ и разработанныхъ данныхъ относительно вѣса паровыхъ водоподъемныхъ машинъ въ литературѣ пока еще не имѣется; общій вѣсъ машинъ въ журнальныхъ статьяхъ почти никогда не указывается, обыкновенно приводится только вѣсъ нѣкоторыхъ частей машины, чѣмъ либо особенно выдающихся.

Лѣтъ 25 тому назадъ считалось, что общій вѣсъ пароваго шахтнаго насоса со штангами, который приходится на 1 дѣйствительную силу машины, можетъ быть приблизительно принимаемъ = 70—80 пуд. (около

1250 кг.), и что онъ распредѣляется почти поровну между паровою и насосною частями водоподъемной машины (см. *Тиме*, проф.—Справочная книга для горныхъ инж., 1879).

Въ 1895 г. была сдѣлана установка машинъ простого расширенія на водокачкѣ германскаго города *Barmen* для подачи 400.000 вед. воды въ сутки подъ напоромъ въ 200 мт. Въ подробномъ описаніи машинъ этой водокачки, кромѣ вѣса отдѣльныхъ частей, показанъ также и вѣсъ всей машины, дающій относительный вѣсъ ея въ 28 пуд., или 446 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1895, №№ 15—18).

Въ установкахъ машинъ тройного расширенія, сдѣланныхъ недавно на новомъ Московскомъ водопроводѣ, относительный вѣсъ машинъ оказался равнымъ 24—24,5 пуд. (384—400 кг.).

Примѣненіе машинъ многократнаго расширенія къ постройкѣ паровыхъ водоподъемныхъ машинъ отчасти удешевило постройку и эксплоатацію водокачекъ, но главнымъ образомъ повліяло на сильное развитіе соотвѣтственныхъ отдѣловъ машиностроенія, позволило удешевить стоимость изготовленія машинъ этого класса и ускорить исполненіе заказовъ.

На томъ самомъ мѣстѣ по площади, которое въ 1870 г. нужно было для постановки одной только водоподъемной машины, въ 1890 г. на Петербургскомъ водопроводѣ представлялась возможность поставить 4 машины, имѣющихъ каждая одинаковую подачу воды съ прежней (*Турчиновичъ*, Водоснабженіе СПБ., 1893).

Въ періодъ 1873—93 въ Америкѣ на большихъ водокачкахъ, гдѣ перекачивается въ сутки отъ 12 до 18 милліоновъ америк. галлоновъ (3,5—5,5 милл. вед.) воды, совершился постепенный переходъ, отъ компаундъ-машинъ къ машинамъ съ тройнымъ расширеніемъ пара; за это время гарантируемая заводами для машинъ продуктивность повысилась *вдвое*, а цѣны машинъ, благодаря конкурренціи заводовъ и совершенствованію ими организаціи своего производства, понизились болѣе чѣмъ на 30% (*Eng-g*, 1894, *janv.* 12).

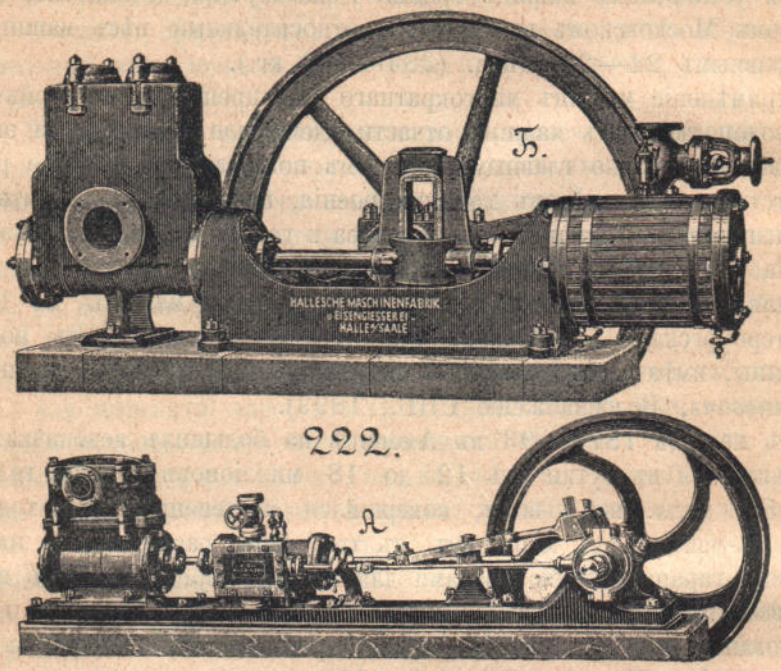
Первая машина для водокачки въ *Филадельфіи* (подача до 50.000 вед. въ сутки) строилась на только что возникшемъ тогда заводѣ *Roosevelt* съ **1800** г. по **1811** г. (*Eng-g*, 1876, *nov.* 3).

Новая водоподъемная станція въ *Бостонѣ* для подачи 30 милліон. галлон. (9 милл. вед.) воды въ сутки оборудована машинами завода *Allis* (около 800 *tn* вѣсомъ). Сдача заказа, согласно контракта, сдѣлана въ **18** мѣсяцевъ (*Eng. News*, 1897, *febr.* 4).

Такой же величины машины, какъ и предыдущія, для водокачки въ *Buffalo* были исполнены въ 1897 г. заводомъ *Lake Erie Engineering Works* (въ *Buffalo*) въ теченіе 150 дней (*The Engineer*, 1897, *oct.* 29).

Заводъ *Simpson & Co* въ Лондонѣ въ 1895 г. исполнилъ одинъ заказъ на 4 машины системы *Worthington* тройного расширенія, для подачи 1 милліона англ. галл. (370.000 вед.) воды въ сутки каждою машиной, въ **11** недѣль; изъ нихъ первая была готова уже чрезъ 4 недѣли отъ начала заказа, вторая чрезъ 7 недѣль, а 3-я и 4-я—въ теченіе послѣднихъ 4 недѣль (*The Engineer*, 1896, *janv.* 3).

152. **Заводскіе паровые насосы съ маховикомъ** выполняются для перекачки различныхъ жидкостей и при весьма разнообразныхъ условіяхъ работы. Подача, для которой они строятся, бываетъ отъ 40 до 2500 *lt* въ мин. Рабочее давленіе пара назначается обыкновенно отъ 4 атм. и выше. Число оборотовъ вала въ минуту въ такихъ насосахъ встрѣчается отъ 20 до 100, сообразуясь съ величиною хода поршня и нормальной его скоростью. Вѣсъ такихъ насосовъ съ увеличеніемъ ихъ силы обыкновенно уменьшается,—при одной конструкціи болѣе, при другой менѣе. Объясняется это уменьшеніе вѣса главнымъ



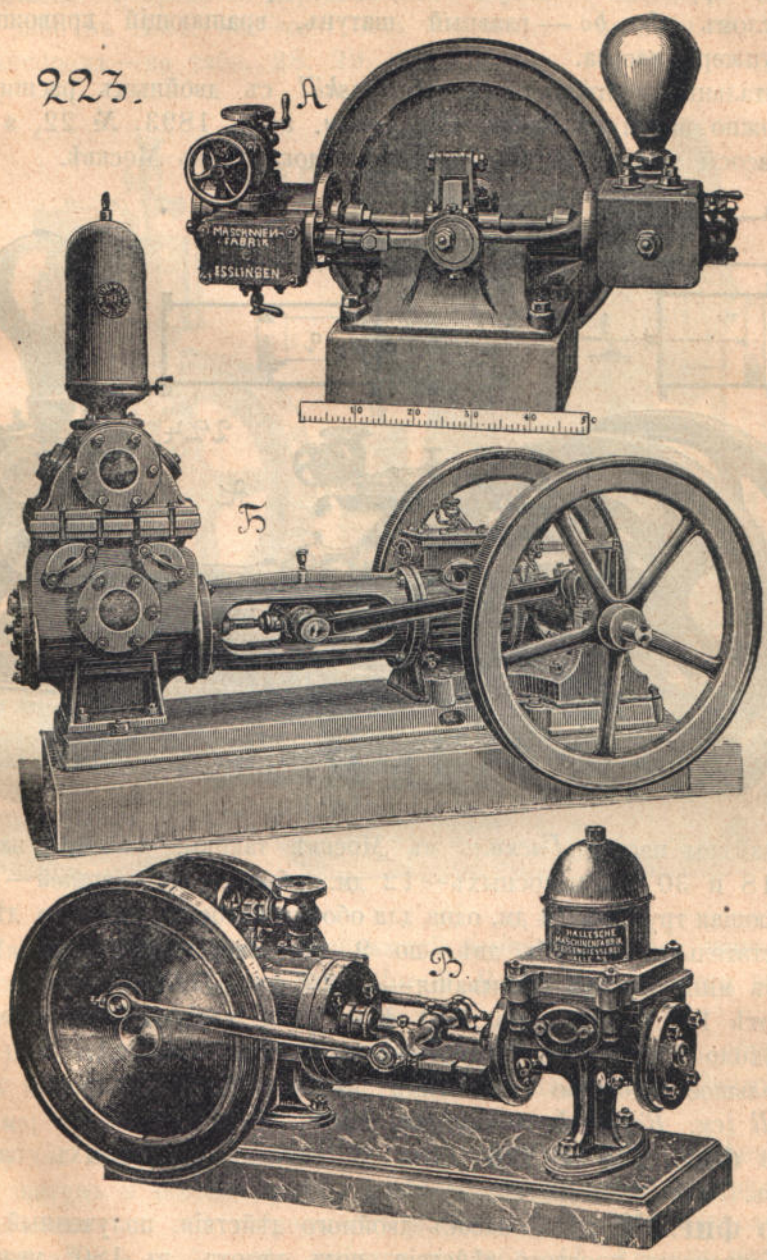
образомъ тѣмъ, что въ насосахъ небольшой силы многія части ихъ по необходимости приходится выполнять съ излишне большою крѣпостью, а также и тѣмъ, что нѣкоторыя изъ деталей безъ измѣненія ихъ вѣса и размѣровъ повторяются въ насосахъ большей и меньшей силы.

На **фиг. 222,** *А* изображено обыкновенное расположеніе частей пароваго насоса съ маховикомъ и колѣнчатымъ валомъ. При этомъ однако длина насоса выходитъ довольно значительною. Чтобы сократить ее примѣняется или сокращенный передаточный механизмъ съ поперечнымъ кулисснымъ прорѣзомъ (фиг. **222,** *Б*; фиг. **223,** *А*), или же механизмъ съ обратнымъ расположеніемъ шатуннаго механизма относительно парового цилиндра (фиг. **223,** *Б, В*; фиг. **224,** *А*); въ этомъ послѣднемъ случаѣ приходится употреблять 2 шатуна; обыкновенно ставятъ въ такомъ случаѣ и 2 маховика, соотвѣтственно уменьшая вѣсъ каждаго изъ нихъ.

Детальное устройство поперечныхъ направляющихъ различныхъ конструкцій къ сокращенному передаточному механизму можно найти въ *Атл. насосовъ* на табл. 41. Тамъ же на табл. 14, 55, 56 приве-

дено устройство паровыхъ насосовъ типовъ фиг. 222, *А* и фиг. 224, *А*.

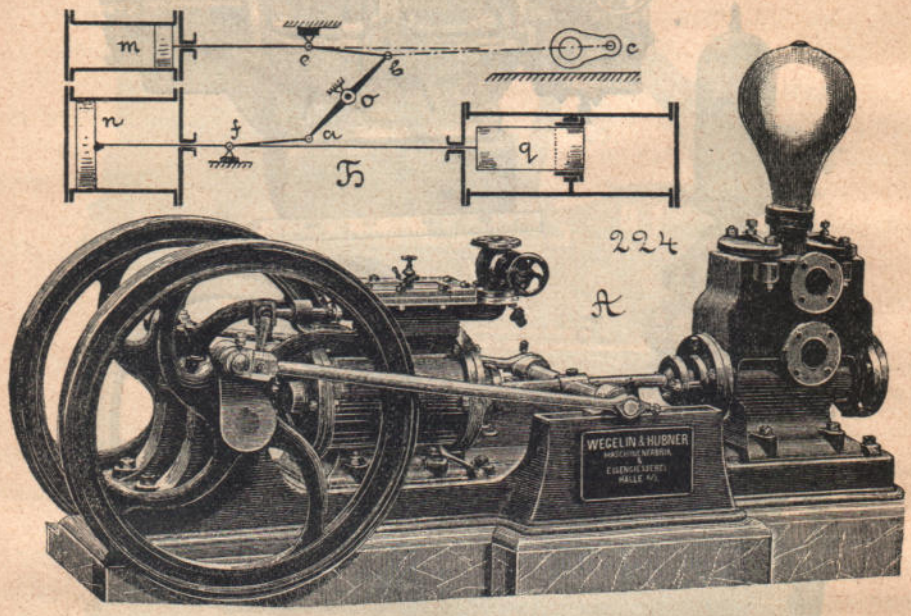
Въ большихъ насосахъ для сокращенія длины насоса часто располагаютъ насосный валъ надъ насоснымъ цилиндромъ, дѣлая передачу къ



валу коромысломъ и 2 шатунами. Чертежъ насоса съ такимъ расположеніемъ частей, исполненнаго бельгійскимъ заводомъ *Van den Kerchove* для городской водокачки въ Эссенѣ, можно видѣть въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1886, № 45.

Подобное этому расположеніе частей встрѣчается также въ компаундъ-насосахъ системы *Gaskill*, исполняемыхъ заводомъ *Holly & Co* въ *Lockport*. Схема передачи въ этихъ насосахъ представлена на фиг. **224**, *Б*: оба паровыхъ цилиндра *m*, *n* расположены одинъ надъ другимъ; *e*, *f* — ихъ ползуны; *be*, *af* — короткіе шатуны, спаренные коромысломъ *ab*; *bc* — главный шатунъ, вращающій кривошипъ *c*; *q* — плунжеръ насоса.

Детальные чертежи насосовъ *Gaskill* съ двойнымъ расширеніемъ пара можно найти въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1893, № 22, а видѣть такіе насосы можно на Алексѣевской водокачкѣ въ Москвѣ.



Размѣры насоса *Гаскиль* въ Москвѣ таковы: діаметры паровыхъ цил. — 18 и 30 дм., насосныхъ — 12 дм., общій ходъ поршней — 30 дм.; всасывающая труба въ 14 дм. одна для обоихъ насосовъ двойного дѣйствія, а нагнетательныхъ трубъ двѣ — по 9 дм. Насосы работаютъ при 28 обор. въ мин. Высота всасыванія — 19,25 фут., полная высота напора въ работѣ 113,3 фута. На 100 фун. угля машина даетъ продуктивность около 57 милліоновъ фунто-фут. (опыты 1885 г.).

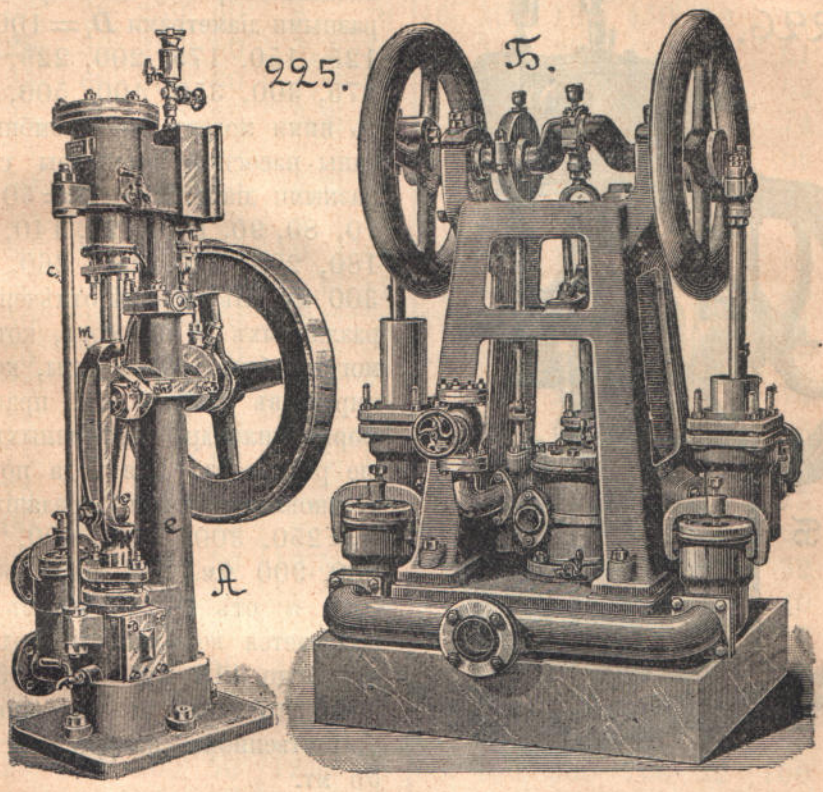
Большое сходство съ этими насосами имѣетъ также система *Maxwell* (см. *Revue de mécanique*, 1897, № 11).

На **фиг. 225** и **226** даны 3 типа вертикальныхъ паровыхъ насосовъ.

На **фиг. 225**, *Б* — насосъ двойного дѣйствія, полученный сдваиваніемъ насосовъ простого дѣйствія подъ угломъ въ 180° между ихъ кривошипами. Въ срединѣ между насосами внутри рамы расположенъ паровой цилиндръ. Валъ у насоса одноколѣнчатый, въ роли кривошиповъ находятся здѣсь утолщенныя спицы маховиковъ. Это — типъ завода *Wegelin & Hübner* въ Галле.

На **фиг. 225**, *А* — типъ завода *Schäfer Söhne* въ Крефельдѣ съ короткимъ шатуномъ и съ рамой *m* своеобразной формы, посредствомъ которой дѣлается соединеніе насоснаго штока и парового; станину насоса составляютъ чугунная колонна *e* и желѣзная тяга *c*.

Детальное устройство вертикальныхъ паровыхъ насосовъ съ маховикомъ дано въ *Атл. насосовъ*: безъ балансира — на табл. 9, 57, 58; съ балансиромъ—на табл. 28, 29, 45.



На **фиг. 226** имѣемъ изображеніе компаундъ-насоса, исполняемаго нѣмецкимъ заводомъ *Klein, Schanzlin & Becker*. Особенности конструкціи — въ слѣдующемъ:

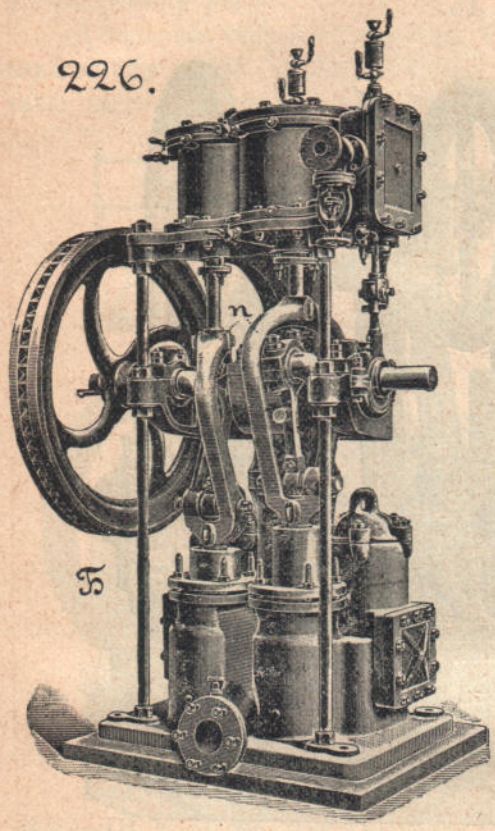
1) распредѣленіе пара дѣлается *однимъ золотникомъ*, общимъ для обоихъ цилидровъ; насосъ работаетъ поэтому также и *съ однимъ эксцентрикомъ*;

2) для передачи движенія отъ вала къ поршнямъ примѣняется короткій шатунъ и особой формы *скоба n*, нагружаемая центрально, но расположенная по обѣ стороны отъ плоскости дѣйствія шатуна; детальное изображеніе этой скобы имѣется на табл. 41 *Атласа насосовъ*.

3) своеобразное устройство прочной и легкой рамы.

Машиностроительные заводы, которые спеціально занимаются постройкою паровыхъ насосовъ съ маховикомъ, стремятся къ тому, чтобы возможно было удовлетворять наиболѣе разнообразнымъ потребностямъ

практики, имѣя въ своемъ распоряженіи *min* числа дорогихъ и сложныхъ моделей (цилиндровъ, рамъ и т. п.). Это достигается, заводя *серіи* насосовъ, въ составъ которыхъ могли бы входить одни и тѣ же главные элементы конструкціи. Примѣръ образованія такихъ *серій насосовъ* даетъ намъ таблица 37-я, данныя которой выработаны французскимъ заводомъ *Pinette*.



Въ составъ серіи насосовъ входятъ: паровые цилиндры съ **13** разными діаметрами $D_1 = 100$ мм., 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275, 300, 350, 400, 500, 600; съ ними могутъ быть комбинированы насосные цилиндры съ **16** разными діаметрами $D = 50$, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 220, 240, 260, 280, 300 мм. Въ таблицѣ отмѣчены **84** различныхъ № насосовъ, которые могутъ быть образованы, комбинируя въ удобной для практики формѣ цилиндры отмѣченныхъ выше размѣровъ. Для хода поршня установлены такія градаціи — $S = 250$, 300, 450, 600, 700, 800, 900 *мм*. При числѣ оборотовъ n отъ 16 до 60 въ мин. получается возможность подавать отъ 3 до 115 куб. мт. (250 — 9000 вед.) воды въ часъ при соотвѣтственномъ напорѣ отъ 6 до 55 мт.

Въ таблицѣ 37 обозначаютъ:

D_1 — діам. парового цилиндра въ *мм*.
D — » насоснаго » » »
S — общій ходъ поршней въ *мм*.
n — число оборотовъ насоснаго вала въ *мин*.
Q — подача воды въ куб. мт. въ часъ,
h — возможная высота напора въ *мт*.

153. **Соотношеніе между діаметрами насоснаго и парового цилиндра въ насосахъ съ маховикомъ.** Пусть обозначаютъ:

$h = h_1 + h_2$ — полная высота подъема жидкости въ *мт*.

z — полная высота потеряннаго напора при проходѣ жидкости чрезъ насосъ (см. ф-лу **90** въ § 100) въ *мт*.

D — діам. насоснаго цилиндра,
D_1 — діам. парового цилиндра,

ТАБЛИЦА 37-я.

Серіи паровыхъ насосовъ завода Pinette.

№	D_1 mm.	D mm.	S mm.	n въ мин.	Q cbm.	h mt.	№	D_1 mm.	D mm.	S mm.	n въ мин.	Q cbm.	h mt.
1	**100**	50	250	60	3,2	20	43	**300**	120	450	33	18,5	31
2	100	60	250	60	4,5	14	44	300	140	450	33	25	23
3	100	70	250	60	6,2	10	45	300	160	450	33	32	18
4	100	80	250	60	8	8	46	300	180	450	33	40	14
5	**125**	50	250	60	3,2	31	47	300	200	450	33	51	11
6	125	60	250	60	4,5	22	48	300	220	450	33	62	9
7	125	70	250	60	6,2	16	49	300	240	450	33	74	8
8	125	80	250	60	8	12	50	300	260	450	33	86	6
9	**150**	70	250	60	6,2	23	51	300	280	450	33	100	5
10	150	80	250	60	8	18	52	**350**	140	600	25	25	31
11	150	90	250	60	10	14	53	350	160	600	25	32	24
12	150	100	250	60	12,5	11	54	350	180	600	25	40	19
13	150	120	250	60	18,5	8	55	350	200	600	25	51	15
14	**175**	70	250	60	6,2	31	56	350	220	600	25	62	12
15	175	80	250	60	8	24	57	350	240	600	25	74	10
16	175	90	250	60	10	19	58	350	260	600	25	86	9
17	175	100	250	60	12,5	15	59	350	280	600	25	100	8
18	175	120	250	60	18,5	10	60	350	300	600	25	115	7
19	**200**	80	300	50	8	31	61	**400**	140	700	22	25	40
20	200	100	300	50	12,5	20	62	400	160	700	22	32	31
21	200	120	300	50	18,5	14	63	400	180	700	22	40	24
22	200	140	300	50	25	10	64	400	200	700	22	51	20
23	200	160	300	50	32	8	65	400	220	700	22	62	16
24	200	180	300	50	40	6	66	400	240	700	22	74	13
25	**225**	80	300	50	8	38	67	400	260	700	22	86	11
26	225	100	300	50	12,5	25	68	400	280	700	22	100	10
27	225	120	300	50	18,5	18	69	400	300	700	22	115	9
28	225	140	300	50	25	13	70	**500**	160	800	19	32	45
29	225	160	300	50	32	10	71	500	180	800	19	40	38
30	225	180	300	50	40	8	72	500	200	800	19	51	31
31	**250**	100	300	50	12,5	31	73	500	220	800	19	62	25
32	250	120	300	50	18,5	22	74	500	240	800	19	74	21
33	250	140	300	50	25	16	75	500	260	800	19	86	19
34	250	160	300	50	32	12	76	500	280	800	19	100	16
35	250	180	300	50	40	10	77	500	300	800	19	115	14
36	250	200	300	50	51	8	78	**600**	180	900	16	40	55
37	**275**	120	300	50	18,5	26	79	600	200	900	16	51	45
38	275	140	300	50	25	20	80	600	220	900	16	62	38
39	275	160	300	50	32	15	81	600	240	900	16	74	31
40	275	180	300	50	40	11	82	600	260	900	16	86	26
41	275	200	300	50	51	9	83	600	280	900	16	100	23
42	275	220	300	50	62	7	84	600	300	900	16	115	20

p — абсолютное давленіе пара въ котлѣ въ *атм*,

p_1 — абсолютное давленіе пара при впускѣ въ цилиндръ въ *атм*,

p_2 — абсолютное давленіе пара при выпускѣ изъ цилиндра въ *атм*,

ε — степень расширенія пара въ цилиндрѣ, т. е. отношеніе объема пара въ цилиндрѣ въ моментъ отсѣчки къ объему его при началѣ выпуска изъ цилиндра;

$a \cdot p_1$ — среднее давленіе пара на паровой поршень, направленное въ сторону движенія, гдѣ a — коэф., зависящій отъ степени расширенія пара въ цилиндрѣ;

ж — коэф. полезнаго дѣйствія парового насоса.

При разсчетѣ паровыхъ насосовъ можно принимать слѣдующія соотношенія:

$$p = 1{,}1 \cdot p_1, \text{ или } p_1 = 0{,}9 \cdot p \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{144}.$$

При работѣ насоса съ холодильникомъ . . . . $p_2 = 0{,}2$ атм.
» » » безъ холодильника . . . . $p_2 = 1{,}15$ »
. . **145**.

Соотношеніе между работою паровой и насосной части можетъ быть представлено слѣд. образ.:

$$10{,}33 \cdot ж \cdot D_1^2 \cdot (a \cdot p_1 - p_2) = D^2 \cdot (h + z), \text{ откуда}$$

$$\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 = \frac{h + z}{10{,}33 \cdot ж \cdot (a \cdot p_1 - p_2)} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{146}.$$

Величины коэф. a могутъ быть взяты слѣд. обр.:

$\varepsilon =$	$^9/_{10}$	$^8/_{10}$	$^3/_4$	$^7/_{10}$	$^2/_3$	$^6/_{10}$
$a =$	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,91

При опредѣленіи діаметра парового цилиндра по заданному діам. насоснаго цилиндра величину коэф. полезн. дѣйствія *ж* слѣдуетъ брать съ запасомъ.

При разсчетѣ большихъ насосовъ, которые будутъ въ хорошихъ рукахъ, можно брать $ж = 0{,}7$.

При разсчетѣ небольшихъ насосовъ, которые будутъ взяты изъ склада и могутъ очутиться въ условіяхъ, не особенно благопріятныхъ относительно ухода и ремонта, слѣдуетъ брать $ж = 0{,}6 - 0{,}5$.

Вычисленная по ф-лѣ **146** величина D_1 должна быть принята равной ближайшей большой по каталогу того или другого завода, отъ котораго желаютъ имѣть насосъ.

Можетъ представиться необходимость и въ обратномъ рѣшеніи вопроса, т. е. въ нахожденіи давленія пара, съ которымъ можетъ работать данный насосъ. Тогда по ф-лѣ **146** имѣемъ:

$$p_1 = \frac{1}{a} \cdot \left[p_2 + \left(\frac{D}{D_1}\right)^2 \frac{h + z}{10{,}33 \cdot ж}\right] \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{147}.$$

Задача № 26. Діаметръ насоснаго цилиндра $D = 100$ *мм.* Напоръ $h = 25$ мт., потерянная высота напора $z = 3$ мт. Давленіе въ котлѣ $p = 5$ атм. Впускъ пара въ цилиндръ будетъ дѣлаться на $^3/_4$ хода поршня. Изъ серій завода *Pinette* (см. табл. 37 въ предыдущемъ §) подобрать діаметръ парового цилиндра въ случаѣ работы насоса безъ кондетатора.

Рѣшеніе. $a = 0{,}96;\ p_1 = 0{,}9 \,.\, 5 = 4{,}5;\ p_2 = 1{,}15;$

$$a \,.\, p_1 - p_2 = 3{,}17;\ ж = 0{,}6;$$

$$\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 = \frac{25 + 3}{10{,}33 \,.\, 0{,}6 \,.\, 3{,}17} = 1{,}43;$$

$$D_1 = 1{,}2 \,.\, 100 = 120.$$

Ближайшій большій діаметръ по табл. 37 будетъ 125 *мм.*

Задача № 27. Насосомъ № 64 изъ серій завода *Pinette* (табл. 37) придется поднимать воду на высоту 32 *мт.* При какомъ наименьшемъ давленіи пара въ котлѣ будетъ возможна работа этого насоса съ конденсаторомъ, если потерянный напоръ можно принять $= 4$ *мт.*?

Рѣшеніе. $D_1 = 400;\ D = 200;\ h + z = 36$

$$\varepsilon = 0{,}7;\ a = 0{,}95;\ 1 : a = 1{,}053;\ ж = 0{,}65.$$

$$p = 1{,}1 \,.\, 1{,}053 \,.\, \left(0{,}2 + \frac{1}{4} \cdot \frac{36}{10{,}33 \,.\, 0{,}65}\right) = \text{около } 2 \text{ атм.}$$

При разсчетѣ компаундъ-насосовъ въ ф-лахъ **146** и **147** подъ D_1 надо подразумѣвать діаметръ большаго изъ 2 паровыхъ цилиндровъ, а ε — будетъ полная степень расширенія пара. Величины коэф. a могутъ быть взяты тогда слѣд. образ.:

$\varepsilon =$	$^5/_{10}$	$^4/_{10}$	$^1/_3$	$^3/_{10}$	$^1/_4$	$^1/_5$	$^1/_6$	$^1/_8$	$^1/_{10}$
$a =$	0,84	0,76	0,7	0,64	0,6	0,52	0,46	0,38	0,33

Задача № 28. Компаундъ-насосъ съ маховикомъ имѣетъ размѣры: діам. насоснаго плунжера $D = 9$ *дм.*, діам. малаго парового цил. $D_2 = 8$ дм., большого $D_1 = 12$ *дм.* Насосъ работаетъ при давленіи пара въ котлѣ $p = 6$ атм. съ конденсаторомъ. Наполненіе малаго цилиндра паромъ дѣлается на 0,45 хода поршня. Опредѣлить наибольшую высоту напора, подъ которымъ можетъ работать этотъ насосъ.

Рѣшеніе. $\varepsilon = 0{,}45 \,.\, \left(\frac{8}{12}\right)^2 = \frac{1}{5};\ a = 0{,}52;\ p_1 = 0{,}9 \,.\, 6 = 5{,}4;$

$$a \,.\, p_1 - p_2 = 0{,}52 \,.\, 5{,}4 - 0{,}2 = 2{,}6;\ ж = 0{,}7$$

$$h + z = 10{,}33 \,.\, 0{,}7 \,.\, 2{,}6 \,.\, \left(\frac{12}{9}\right)^2 = 18{,}8 \text{ мт.}$$

154. **Расходъ пара въ насосахъ съ маховикомъ.** Точное опредѣленіе этого расхода дѣлается совершенно такъ же, какъ и при разсчетѣ обыкновенной паровой машины. Здѣсь же мы приведемъ данныя для практическихъ подсчетовъ, которыя приходится дѣлать при опредѣленіи размѣровъ котла, питающаго насосъ паромъ.

Пусть обозначаютъ:

D_1 — діам. парового цилиндра въ *мт.*,

S_1 — ходъ парового поршня въ *мт.*,

ε — степень расширенія пара въ цилиндрѣ,

ε_0 — коэф. вреднаго пространства въ паровомъ цилиндрѣ,

n — число оборотовъ вала въ минуту,

γ_1 — вѣсъ 1 куб. *мт.* пара въ *кг.* при давленіи p,

β — коэф., исправляющій теоретическій разсчетъ, принимая во вниманіе всѣ потери пара (на охлажденіе его на пути къ цилиндру, на конденсацію въ цилиндрѣ, на просачиваніе чрезъ набивку поршня и т. п.),

R — расходъ пара насосомъ въ *кг.* въ *часъ*.

Съ точностію, совершенно достаточною для цѣлей практики, можно принимать равнымъ:

$$\gamma_1 = 0{,}55 \,.\, p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{148},$$

гдѣ p — абсолютное давленіе пара въ котлѣ.

$$R = \beta \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \,.\, S_1 \,.\, (\varepsilon + \varepsilon_0) \,.\, 2\,n \,.\, 60 \,.\, 0{,}55 \,.\, p.$$

Если ввести въ эту ф-лу вмѣсто $S_1 \,.\, n$ величину $30 \,.\, c$, гдѣ c — скорость парового поршня въ *мт.* въ *сек.*, то

$$R = \beta \,.\, 1555 \,.\, D_1^2 \,.\, c \,.\, p \,.\, (\varepsilon + \varepsilon_0) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{149},$$

или

$$\left.\begin{aligned} R &= \mathbf{A} \,.\, D_1^2 \,.\, c \,.\, p \\ \text{гдѣ} \quad \mathbf{A} &= 1555 \,.\, \beta \,.\, (\varepsilon + \varepsilon_0) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{150}.$$

Величину коэф. β можно принимать = отъ 1,5 до 2, затѣмъ $\varepsilon_0 = 0{,}05 - 0{,}08$. Величины коэф. **A** даны въ таблицѣ.

Величины коэф. A при $\varepsilon_0 = 0{,}07$.

β	При значеніяхъ ε.				
	0,75	0,5	0,25	0,2	0,1
1,5	1913	1330	746	705	396
2	2550	1773	996	940	529

Въ случаѣ компаундъ-насосовъ въ ф-лѣ **150** обозначаютъ: D_1 — діаметра большого парового цилиндра, ε — общую степень расширенія.

При опредѣленіи размѣровъ котла, питающаго насосъ паромъ, можно руководствоваться слѣдующими данными относительно полученія извѣстной вѣсовой единицы пара съ опредѣленной площади нагрѣва у котла:

Названія котловъ.	Килограммовъ пара съ 1 кв. *мт.* площади нагрѣва.	Фунтовъ пара съ 1 кв. фута площади нагрѣва.
Вертикальные съ поперечными водяными трубками	28—24	7—6
Обыкновенные заводскіе	20—16	5—4
Водотрубные	16—12	4—3

Подсчитанная по этимъ даннымъ величина площади нагрѣва берется равною ближайшей большей изъ таблицъ того завода, который будетъ ставить котелъ.

155. **Прямодѣйствующіе паровые насосы.** Такъ называются насосы съ непосредственной передачей отъ парового поршня къ насосному, работающіе безъ маховика и безъ шатуннаго механизма, который служитъ для ограниченія размаха поршней. Для этой послѣдней цѣли употребляются въ прямодѣйствующихъ насосахъ 2 средства: 1) *контръ-паръ*, т. е. впускъ свѣжаго пара въ паровой цилиндръ на встрѣчу перемѣщающемуся поршню, когда послѣдній еще не дошелъ до конца своего хода на небольшую величину, 2) *мятіе отработавшаго пара*, вызываемое преждевременнымъ закрытіемъ паровыпускного отверстія.

Въ сильныхъ насосахъ, работающихъ съ большимъ числомъ оборотовъ въ мин., для той же цѣли примѣняется также еще слѣдующее средство: послѣ того какъ будетъ закрыто паровыпускное отверстіе, сообщаютъ между собою пространства по обѣ стороны поршня и дѣлаютъ контръ-паръ, не расходуя на это свѣжаго пара. Операція эта можетъ происходить *автоматически*, не прибавляя къ насосу никакихъ лишнихъ механизмовъ. Для этого по концамъ парового цилиндра ставятъ двѣ короткія изогнутыя трубки; разстояніе между соединительными отверстіями каждой трубки съ цилиндромъ немного болѣе высоты парового поршня; на каждой изъ этихъ трубокъ поставленъ свой автоматическій клапанъ, который позволяетъ переходъ пара съ одной стороны на другую *только* по направленію движенія поршня. Когда поршень, подходя къ концу своего хода, минуетъ 1-е изъ отверстій соединительной трубки, работающій въ цилиндрѣ паръ устремится по соединительной трубкѣ въ пространство за поршнемъ, и давленія пара на обѣ стороны поршня уравновѣсятся; но затѣмъ все еще продолжающееся движеніе поршня вызоветъ сжатіе пара за поршнемъ, вслѣдствіе этого автоматическій клапанъ закроется, и контръ-паръ остановитъ дальнѣйшее движеніе поршня *).

*) На С.-Пб. водопроводѣ для подачи воды на фильтры поставлены англійскіе прямодѣйствующіе насосы съ діам. плунжера 29 дм. и ходомъ 24 дм. Послѣ постановки ихъ оказалось невозможнымъ давать имъ болѣе 22—25 оборотовъ поршня, вслѣдствіе недостаточно сильнаго мятія пара за поршнемъ и ударовъ парового поршня о крышку. Когда были поставлены на концахъ цилиндра автоматическіе клапаны для образованія контръ-пара, сдѣлалось возможнымъ повысить число оборотовъ поршня до 35—40 (см *Турчиновичъ, Водоснабженіе С.-Пб.*).

Такъ какъ прямодѣйствующіе насосы не имѣютъ механизма для ограниченія размаха поршня, поэтому и ходъ поршня въ такихъ насосахъ до нѣкоторой степени неопредѣленная величина: чѣмъ меньше рабочая скорость поршня, т. е. чѣмъ меньше величина силы инерціи частей, перемѣщающихся вмѣстѣ съ поршнемъ, тѣмъ меньше и величина пути, который поршень проходитъ послѣ начала сжатія пара за поршнемъ.

Въ 1897 г. на водокачкѣ въ *Hampton* дѣлались опыты съ прямодѣйствующими насосами системы *Worthington* съ тройнымъ расширеніемъ въ нихъ пара. Насосовъ двѣ группы, каждая изъ нихъ подаетъ болѣе 6.000,000 вед. въ 12 часовъ; оборотовъ (двойныхъ ходовъ) у поршней—20, оси цилиндровъ вертикальны. Нормальный ходъ поршней для этихъ насосовъ считался=60 дм., но во время опыта была обнаружена величина хода и въ 59,9 дм., и въ 60, 75 дм., и даже въ 61,5 дм., такъ что пришлось во все время опыта вести запись ходовъ поршней (*The Eng.*, 1897).

Преимущества, имѣющіяся на сторонѣ прямодѣйствующихъ насосовъ сравнительно съ маховичными, суть слѣдующія:

1) устройство ихъ можетъ быть выполнено проще, чѣмъ въ случаѣ маховичныхъ насосовъ,

2) мѣста въ помѣщеніи они занимаютъ много меньше,

3) по вѣсу они легче маховичныхъ насосовъ (иногда раза въ $2^1/_2$ — 3),

4) стоимость ихъ менѣе.

Къ числу важныхъ недостатковъ прямодѣйствующихъ насосовъ относили прежде *большое расходованіе ими пара*, который работаетъ въ нихъ безъ расширенія.

Вводить расширеніе пара не находили прежде возможнымъ, такъ какъ работа, преодолѣваемая насосомъ при установившейся его работѣ, почти постоянна, а работа, отдаваемая со стороны парового цилиндра, была бы перемѣнною.

Возраженіе это устранилось само собою съ присоединеніемъ къ насосу довольно простого прибора, которому дано названіе *компенсатора (Kraftausgleicher)*, и который исполняетъ при насосѣ совершенно ту же роль, какъ и маховое колесо, но можетъ быть устроенъ много уютнѣе и легче маховика: въ 1-ю половину хода поршня компенсаторъ поглощаетъ избытокъ работы, доставляемой паромъ, т. е. онъ заряжается, а во 2-ю половину хода поршня происходитъ отдача поглощенной компенсаторомъ работы, т. е. онъ разряжается. Та и другая операція происходятъ автоматически.

Значительнаго расширенія пара въ прямодѣйствующихъ насосахъ достигаютъ примѣненіемъ многократнаго расширенія пара въ нѣсколькихъ съ разными діаметрами цилиндрахъ, чрезъ которые заставляютъ проходить паръ въ послѣдовательномъ порядкѣ. Для большихъ подачъ воды, нефти и т. п. въ настоящее время строятъ прямодѣйствующіе насосы съ расширеніемъ пара при переходѣ его чрезъ 2 и 3 цилиндра. Устройство ихъ можетъ быть выполнено не только не сложнѣе, но даже проще соотвѣтственнаго устройства маховичной машины. Равнымъ образомъ и по отношенію къ расходу пара прямодѣйствующіе насосы съ многократнымъ расширеніемъ пара могутъ не уступать маховичнымъ насосамъ съ тѣми же условіями работы пара.

Но если прямодѣйствующій насосъ работаетъ безъ расширенія пара, какъ это и бываетъ всегда въ дешевыхъ рыночныхъ устройствахъ, имѣющихся въ готовности на складахъ, то по расходу пара такой насосъ долженъ замѣтно уступать маховичному той же силы.

Ф-лы **146** и **147** (см. § 153) устанавливающія соотношеніе между главными размѣрами паровой и насосной части и рабочимъ давленіемъ пара, примѣнимы также и здѣсь, только въ случаѣ работы насоса безъ расширенія пара въ нихъ нужно брать $a = 1$.

При опредѣленіи расхода пара по ф-лѣ **150** (см. § 154), въ нее нужно вносить $\varepsilon = 1$, если насосъ работаетъ безъ расширенія пара.

Изслѣдованію вопроса объ опредѣленіи наивыгоднѣйшаго соотношенія между размѣрами паровой части компаундъ-насосовъ и о разсчетѣ такихъ насосовъ при работѣ безъ компенсатора и съ компенсаторомъ посвящена работа инж.-мех. *В. Г. Шухова—Насосы прямого дѣйствія*, 1897 г., изданіе *Политехническаго Общества* въ Москвѣ. Къ ней и отсылаемъ желающихъ ознакомиться съ современнымъ положеніемъ этихъ вопросовъ.

Появленіе прямодѣйствующихъ насосовъ относится къ срединѣ 50-хъ годовъ, когда въ Нью-Іоркѣ для постройки ихъ былъ основанъ 1-й спеціальный заводъ. Основателемъ его былъ *Herny R. Worthington*, давшій впослѣдствіи свое имя нынѣ всемірно извѣстнымъ насосамъ его системы.

Успѣшное распространеніе этихъ насосовъ въ практикѣ вызвало многочисленныя имъ подражанія. Въ числѣ таковыхъ наибольшимъ успѣхомъ пользовались сначала издѣлія двухъ вскорѣ послѣ *Worthington* возникшихъ заводовъ *Geo F. Blake* въ Бостонѣ и *L. J. Knowles* въ Ворчестерѣ, слившихся впослѣдствіи въ одно акціонерное общество *Blake Mnfc. Co.*

За ними шли десятки другихъ изобрѣтателей, осуществившихъ работу прямодѣйствующаго насоса своеобразными, правда, но болѣе или менѣе сложными средствами.

Число существующихъ нынѣ конструкцій прямодѣйствующихъ насосовъ весьма велико, но далеко не всѣ изъ нихъ одинаково просты и удобны для практическаго употребленія. Здѣсь мы опишемъ устройство только наиболѣе простыхъ, характерныхъ и распространенныхъ въ практикѣ типовъ, отсылая желающихъ ознакомиться съ другими системами прямо къ литературнымъ источникамъ.

Въ сочиненіи *Whitham—Constructive steam engineering*, 1891, описаны насосы системъ *Worthington, Blake, Hall, Dean* и др.

Въ сочиненіи *Hartmann-Knoke* описаны насосы системъ:

Worthington,	*Schiele*,
Davey,	*Weston & Parker*,
Ward,	*Cameron-Tangyes*,
Strube,	*Blake*,
Cope & Maxwell,	*Hülsenberg* и др.

Въ сочиненіи *Poillon—Traité théor. et prot. de pomps* даны чертежи и описаніе прямодѣйствующихъ насосовъ:

Belleville	*Pickering*,
Duclos,	*Staffer*,
Farle,	*Tangyes*,
Mazeline,	*Tyler*,
Lloyd & Lloyd,	*Walker*,
Merryweather,	

Въ журналѣ *Engineering* дано описаніе прямодѣйствующихъ насосовъ въ слѣдующемъ порядкѣ:

1875, *july* 16—*Walker*.
1875, *nov.* 26—*Hathorn, Davey & Co, I.*
1876, *july* 21—*Hayward Tyler & Co.*
1876, *aug.* 11—*Parker & Weston.*
1886, *aug.* 13—*Fielding & Platt.*
1887, *sept.* 30—*Hathorn, Davey & Co, II.*
1888, *may* 11; 1892, *apr.* 22—то же, *III, IV.*
1898, *aug.* 26—*Lee, Howl & Co.*

Въ журн. *Revue de mécanique* за 1898 г. №№ 4—6 даны чертежи и описаніе слѣдующихъ, прямодѣйствующихъ насосовъ:

Belleville,	*Oddie & Hesse*,
d'Auria,	*Tangyes-Floyd*,
Groshon,	*Pullman-City*,
Mazeline,	*Roser*,
Manistee,	*Silver*,
Nicol,	*Stapfer*,
Pickering.	*Walker*,
Gordon & Maxwell	*Marsh*,
Lloyd & Lloyd,	*Blake*,
Merryweater,	*Worthington*.
Hayward Tyler,	

Въ *Журн. Общ. нѣм. инж.* имѣются чертежи и описаніе прямодѣйствующихъ насосовъ:

Huelsenberg—1885, №№ 21, 22, 39; 1888, №№ 25—26; 1895, № 44; 1884, №№ 44, 46.

Weir—1892, № 42, стр. 1211.

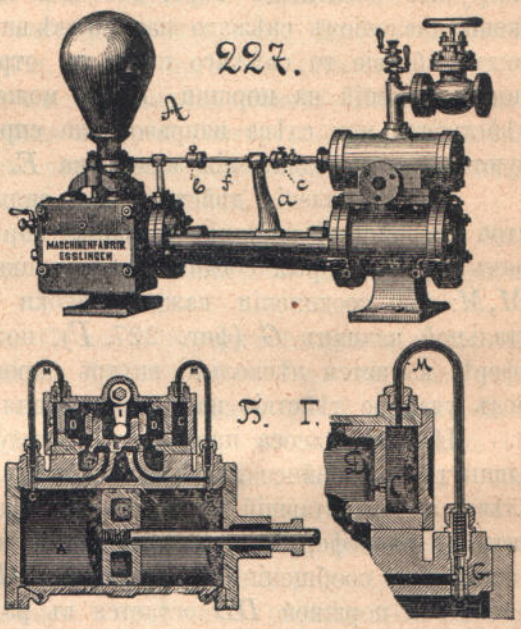
Cope & Maxwell, Tonkin, Weston & Parker, Williamson & Walker, Clarkson, Cameron, Blake, Zerah Colburn, Decker—1884 г., №№ 44, 46.

Въ сочиненіи *Richard—Exp. de Chicago en 1893* имѣются данныя относительно слѣдующихъ системъ прямодѣйствующихъ насосовъ:

Worthington,	*Burnham*,
Blake,	*Dean*,
Nisbet,	*Henwood*,
Drewett-Davidson,	*Harlow*,
Mason,	*Hooker*,
Greenwood,	*Valley* и др.

Въ 1896 г. *Oddie & Hesse* патентовали устройство сдвоеннаго прямодѣйствующаго насоса, въ которомъ паръ можетъ работать съ расширеніемъ, не переходя для этого въ другой цилиндръ. Свою систему они назвали «*Oddesse*». Въ ней въ каждомъ цилиндрѣ по 2 плоскихъ золотника—основной и расширительный Въ общемъ конструктивная сторона этого устройства пока еще мало обработана и довольно сложна. Рисунки и описаніе этого насоса желающіе найдутъ въ слѣд. журналахъ: *Engineering*, 1896, *march* 20; *The Engineer*, 1896, *oct.* 23; журн. *Minssen-Mittheilungen etc.*, 1898, № 24; журн. *Uhland*, 1897, № 14; *Revue de mécanique*, 1898, *juillet*, стр. 30.

156. **Паровой насосъ системы Decker** изображенъ на **фиг. 227,А**: золотникъ у него обыкновенный цилиндрическій, уравновѣшенный; перестановка его дѣлается поводкомъ *a*, который жестко связанъ съ поршневымъ штокомъ; въ концѣ каждаго хода поводокъ ударяетъ въ резиновые кружки, которые золожены съ ударной стороны въ гайки *b* и *c*, посаженныя на золотниковомъ стержнѣ *f*. Хотя уравновѣшенный золотникъ требовалъ для своего передвиженія и небольшой силы, тѣмъ не менѣе въ концѣ каждаго хода поршней на штокъ ихъ съ ударомъ передавался вращательный моментъ, изгибавшій штокъ то въ одну сторону, то въ другую.



Насосы этого типа въ свое время строились весьма многими заводами, между прочимъ ихъ строилъ также и заводъ *Worthington* до изобрѣтенія своего сдвоеннаго насоса.

Нѣкоторые заводы продолжаютъ строить ихъ и по настоящее время. Насосъ системы *Belleville*, напр., отличается отъ насоса системы *Decker* главнымъ образомъ тѣмъ, что вмѣсто поводка *a* между поршневымъ и золотниковымъ штокомъ у него введенъ ломаный рычагъ. Благодаря этому, усиліе, необходимое для передвиженія золотника въ насосѣ *Бельвиля*, нагружаетъ поршневой штокъ его то растягивающимъ образомъ, то сжимающимъ, но не сгибающимъ.

Насосы системы *Decker* строились съ діам. насоснаго поршня или плунжера отъ 50 до 400 мм. при ходѣ поршня отъ 125 до 900 мм. и работали при числѣ оборотовъ отъ 60 до 20 въ мин.

157. **Насосъ системы Cameron** въ исполненіи завода *Tangyes Br.* представленъ на **фиг. 227**, *Б, Г*. Отличіе этой системы отъ предыду-

щей заключается въ томъ, что поршень дѣйствуетъ здѣсь не на распредѣлительный золотникъ, размѣры котораго во всѣхъ такихъ насосахъ довольно значительны, а на особый клапанъ, нагруженный весьма небольшой силой.

Распредѣлительный золотникъ *E* представленъ на **фиг. 227,** *Б* сдвинутымъ въ крайнее лѣвое положеніе: свѣжій паръ входитъ въ лѣвую часть цилиндра, а выходитъ изъ правой. Верхняя часть золотника *E* охвачена рамой, которая составляетъ одно цѣлое съ системой поршней *D*, *D*, передвигающихъ золотникъ.

Идея использованія этихъ двухъ поршней *D*, *D*, для передвиженія главнаго золотника *E* заключается въ слѣдующемъ: у поршней *D*, *D* одинаковаго діаметра имѣются 4 плоскія стороны, которыя возможно нагрузить давленіемъ пара; двѣ изъ нихъ, внутреннія, всегда нагружены давленіемъ свѣжаго пара, а двѣ внѣшнія могутъ быть подставляемы подъ дѣйствіе то свѣжаго пара, то отработавшаго, слѣдовательно, разность давленій на поршни *D*, *D* можетъ выразиться силою, которая дѣйствуетъ или слѣва направо, или справа налѣво. Этой силой и пользуются для передвиженія золотника *E*.

Для проявленія дѣйствія этой силы приспособлено слѣдующее простое устройство: внѣшнія стороны поршней *D*, *D* находятся въ камерахъ *C*, *C*, которыя соединены съ концами парового цилиндра трубками *M*, *M*; при соединеніи каждой трубки *M* съ цилиндромъ поставленъ стальной клапанъ *G* (фиг. 227, *Г*), ножка котораго, заправленная по сферѣ, выдается нѣсколько внутрь парового цилиндра и подставляется подъ ударное дѣйствіе пароваго поршня въ концѣ хода его.

Дѣйствіе насоса происходитъ слѣдующимъ образомъ: золотникъ *E* сдвинутъ въ крайнее лѣвое положеніе; свѣжій паръ входитъ въ цилиндръ слѣва, а отработавшій паръ изъ пространства правѣе поршня *A* выходитъ въ атмосферу или холодильникъ; въ это время камеры *CC*, находящіяся въ сообщеніи съ поршнями *DD*, заполнены свѣжимъ паромъ, и система поршней *DD* остается въ равновѣсіи; когда поршень *A* будетъ подходить къ правой крышкѣ парового цилиндра, наступитъ моментъ, когда поршень ударитъ въ ножку праваго клапана *G* и подниметъ его; результатомъ этого будетъ то, что правая камера *C* будетъ сообщена съ атмосферою или холодильникомъ, произойдетъ опоражниваніе правой камеры *C*, и давленіемъ свѣжаго пара со стороны лѣвой камеры *C* на систему поршней *DD* они будутъ передвинуты слѣво направо; золотникъ *E* будетъ поставленъ при этомъ въ крайнее правое положеніе.

Какъ только это совершится, начнется впускъ свѣжаго пара въ правое рабочее пространство парового цилиндра и выпускъ отработавшаго пара изъ лѣваго пространства, поршень *A* будетъ двигаться справа налѣво, и въ то же время заполнится свѣжимъ паромъ правая камера *C*.

Затѣмъ совершенно то же самое повторится съ лѣвой стороны.

Подъемъ клапана *G* и передвиганіе золотника *E* изъ одного крайняго положенія его въ другое совершаются еще до конца хода поршня, такъ что ограниченіе размаха поршня дѣлается здѣсь контръ-паромъ.

Рычагъ *I*, заведенный своимъ нижнимъ концомъ внутрь углубленія въ золотникѣ *E*, служитъ для предварительной перестановки золотника *E* отъ руки, когда въ камерахъ *C* при пусканіи насоса въ ходъ еще нѣтъ пара.

Эта необходимость передвиганія золотника *E* отъ руки при пусканіи насоса въ дѣйствіе представляетъ собою одно изъ важныхъ неудобствъ этой системы: когда насосъ попадаетъ въ неумѣлыя руки, долго неудается пустить его въ ходъ.

Другимъ неудобствомъ этой системы является ударное дѣйствіе поршня *A* на ножки клапановъ *G*, которыя выставляются внутрь цилиндра: результатомъ этого является выбиваніе клапаномъ *G* своего сѣдла и утечка пара изъ паровой коробки въ пароотводную трубу чрезъ ту камеру *C*, которая сообщена чрезъ разбитый клапанъ *G* съ пространствомъ, которое находится впереди движущагося парового поршня.

Въ *Атласѣ насосовъ* на табл. 7 и 8 имѣется детальное устройство насоса системы *Cameron* въ исполненіи завода Имераторскаго Техническаго Училища: ось клапана въ этой конструкціи горизонтальна, и разбиваніе клапаннаго сѣдла устранено; подверженныя охлажденію трубки *M* также выполнены болѣе цѣлесообразно.

Описанное устройство насоса было изобрѣтено американцемъ *Scott Cameron*, а исполненіе его было передано извѣстной англійской фирмѣ *Tangyes Br*.

Первыя установки насосовъ *Cameron* въ англійскихъ и американскихъ шахтахъ относятся къ началу 70-хъ годовъ. Въ одной изъ установокъ условія работы были слѣдующія: подача 3000 вед. въ часъ, напоръ 1000 фут., рабочее давленіе пара 40 *lbs*, оборотовъ въ мин. 10, паровой цил. $D_1 = 26$ дм., насосный $D = 6{,}5$ дм., общій ходъ поршней 72 дм.

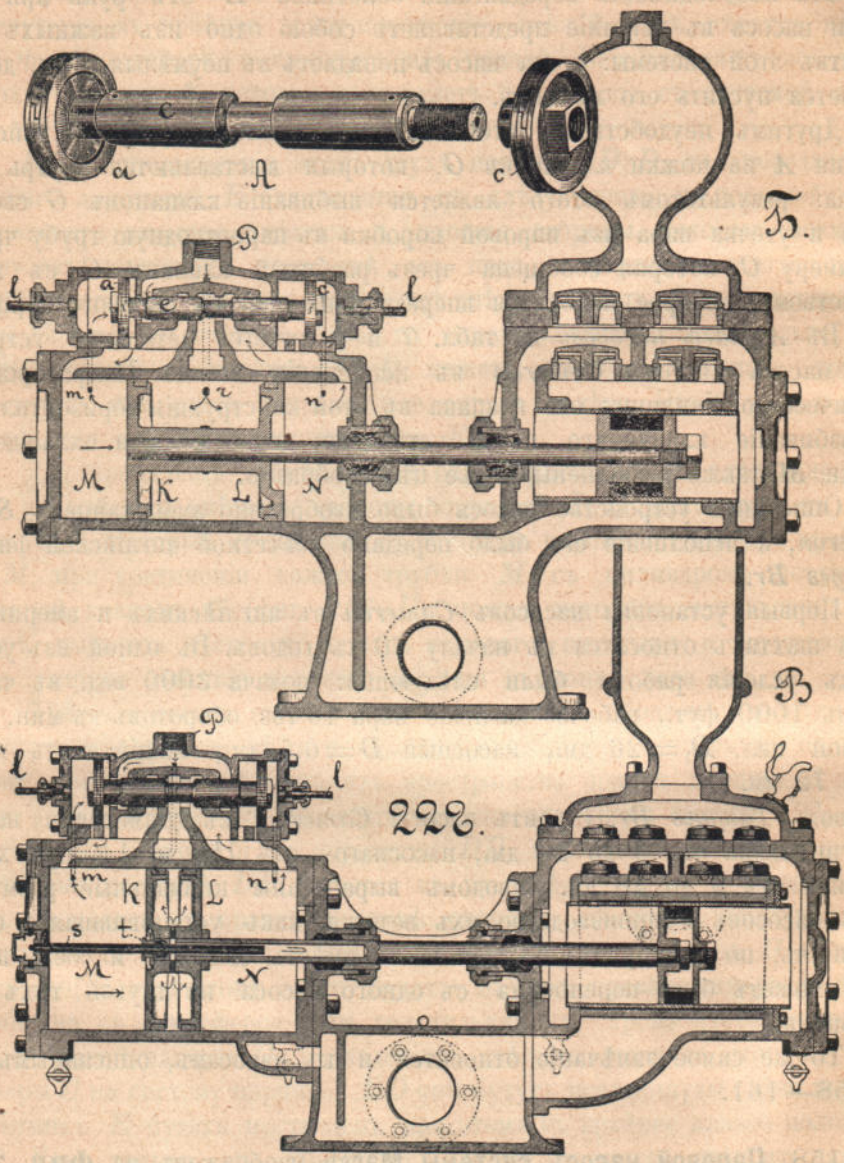
Заводъ *Tangyes Br*. строитъ насосы *Cameron* съ діаметрами парового цилиндра отъ 3 до 26 дм., насоснаго—отъ $1^1/_2$ до 14, при ходѣ поршней отъ 9 до 48 дм. Заводомъ выработаны нормальные размѣры этихъ насосовъ и производство ихъ ведется, какъ установившаяся спеціальность, по калибрамъ. Каждая часть имѣетъ свой № и безъ приладки можетъ быть переносима съ одного насоса на другой тѣхъ же размѣровъ.

То же самое замѣчаніе относится и къ насосамъ, описаннымъ въ §§ 158—161.

158. **Паровой насосъ системы Marsh** изображенъ на **фиг. 228** въ двухъ своихъ конструктивныхъ видоизмѣненіяхъ (*Б*, *В*). Устройство паровой части этого насоса отчасти напоминаетъ собою предыдущее устройство *Камерона*, но детальная разработка основной идеи распредѣленія пара въ насосѣ Марша много проще и совершеннѣе, чѣмъ у *Камерона*.

Золотникъ въ насосѣ *Marsh* не плоскій, а цилиндрическій, уравновѣшенный, весьма легко передвигаемый, поддающійся точному выполне-

нію на станкѣ обточкою и сохраняющій приданную ему форму и послѣ долгаго времени работы. Детальное выполненіе этого золотника *e* и способъ соединенія его съ распредѣлительными поршнями *a* и *c* показанъ вверху на **фиг. 228, *A***.



Въ насосѣ *Cameron* перемѣщенія золотника зависятъ отъ распредѣлительныхъ клапановъ *G* (фиг. 227, *Г*), на которыя поршень при каждомъ своемъ размахѣ дѣйствуетъ ударнымъ образомъ, разстраивая въ концѣ концовъ плотность замыкаемаго ими отверстія и способствуя утечкѣ пара, какъ объ этомъ говорилось въ предыдущемъ §. Въ насосѣ *Марша* ни распредѣлительныхъ клапановъ *G*, о которыхъ сейчасъ говорилось, ни ударнаго воздѣйствія на какія-либо другія части нѣтъ.

Дѣйствіе парораспредѣлительнаго прибора *Марша* 1-й конструкціи легко понять изъ разсмотрѣнія **фиг. 228**, *Б*, гдѣ весь насосъ показанъ въ продольномъ разрѣзѣ. Паровой поршень насоса состоитъ изъ 2 дисковъ *K* и *L*; разстояніе между ними должно быть нѣсколько болѣе хода поршня; пространство между дисками всегда сообщено съ пароприводной трубой *P* посредствомъ бокового канала, представленнаго на фиг. 228, *Б* пунктиромъ вверхъ отъ отверстія *r*, которое расположено на срединѣ длины цилиндра. По концамъ парового цилиндра находятся еще 2 такихъ же отверстія *m* и *n*, которыя посредствомъ двухъ другихъ поперечныхъ каналовъ сообщаютъ рабочія пространства *M* и *N* парового цилиндра съ тѣми частями золотниковой коробки, въ которыхъ находятся золотниковые поршни *a* и *c*.

Всѣ части распредѣлительнаго прибора показаны на фиг. 228, *Б* въ крайнемъ правомъ положеніи: свѣжій паръ изъ котла входитъ въ лѣвую часть *M* парового цилиндра, а изъ правой его части *N* отработавшій паръ удаляется наружу, или въ холодильникъ, или въ атмосферу.

Въ періодъ движенія поршневыхъ дисковъ *KL* слѣва направо на обѣ стороны лѣваго золотниковаго поршня *a* давитъ свѣжій паръ съ упругостію p_1, а на обѣ стороны праваго золотниковаго поршня *c* давитъ отработавшій паръ съ упругостію p_2.

Если f_1 будетъ вся площадь поршневыхъ дисковъ *a* и *c*, а f_2 — площадь поперечнаго сѣченія заточки между поршнями *a* и *c* съ одной стороны и золотникомъ *e* съ другой, тогда въ изображенномъ на чертежѣ положеніи система поршней *a* и *c* нагружена слѣва давленіемъ $f_2 \cdot p_1$, а справа — $f_2 \cdot p_2$. Разность этихъ давленій, т. е. $f_2 \cdot (p_1 - p_2)$, и является тою силою, которая удерживаетъ золотникъ *e* съ поршнями *a* и *c* въ крайнемъ правомъ положеніи.

Такъ будетъ продолжаться до тѣхъ поръ, пока дискъ *L* рабочаго поршня, подходя къ своему крайнему правому положенію, не откроетъ сообщенія между каналами *n* и *r*. Когда это совершится, свѣжій паръ войдетъ въ золотниковую камеру правѣе поршня *c*, чрезъ это сейчасъ же измѣнится и нагруженіе системы поршней *a c*, а именно: поршень *a* по прежнему будетъ нагруженъ давленіемъ $f_2 \cdot p_1$, дѣйствующимъ слѣва направо; правый же поршень *c* будетъ нагруженъ слѣва направо давленіемъ $(f_1 - f_2) \cdot p_2$, а справа налѣво давленіемъ $f_1 \cdot p_1$; въ результатѣ явится избыточная разность давленій

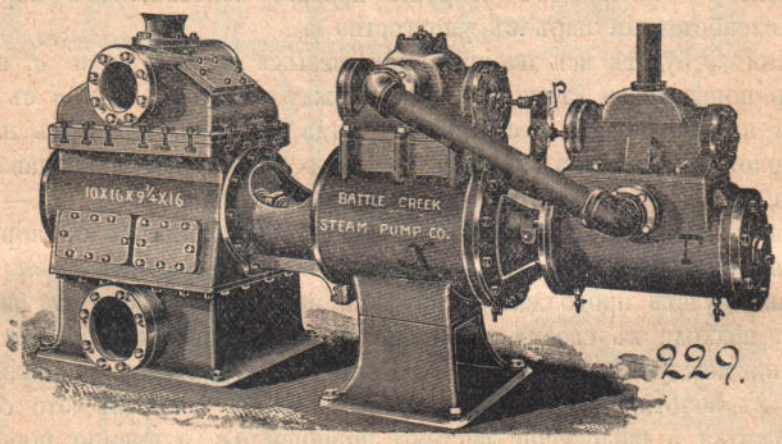
$$f_1 \cdot p_1 - (f_1 - f_2) \cdot p_2 - f_2 \cdot p_1 = (f_1 - f_2) \cdot (p_1 - p_2),$$

которая будетъ дѣйствовать справа налѣво и передвинетъ сейчасъ же систему золотниковыхъ поршней въ крайнее лѣвое положеніе. Тогда откроется выходъ отработавшаго уже пара изъ лѣвой части *M* парового цилиндра наружу и получится доступъ свѣжаго пара въ правую часть *N* парового цилиндра: поршень *KL* будетъ двигаться справа налѣво, а золотникъ *e* съ его системою поршней *a* и *c* будетъ удерживаться въ крайнемъ лѣвомъ положеніи нагрузкою $f_2 \cdot (p_1 - p_2)$, которая дѣйствуетъ справа налѣво.

Затѣмъ въ концѣ хода поршня въ крайнемъ лѣвомъ его положеніи произойдетъ такимъ же образомъ автоматическая перекидка золотника слѣва направо и т. д.

При пусканіи насоса *Marsh* въ дѣйствіе нѣтъ надобности передвигать систему золотниковыхъ поршней отъ руки, какъ это бываетъ нужно дѣлать въ насосахъ *Cameron*; но если бы произошла случайная остановка золотника *e* при его перемѣщеніи какъ разъ на срединѣ его хода, возможно помогать ему посредствомъ пробокъ *l*, *l*, пробуя вдвигать ихъ внутрь. Размѣры этихъ пробокъ таковы, что провалиться внутрь золотниковой коробки они не могутъ ни въ какомъ случаѣ.

Какъ видно изъ приведеннаго выше описанія дѣйствія насоса *Marsh*, распредѣляющимъ органомъ здѣсь является самъ паровой поршень *KL* безъ какихъ-либо внѣшнихъ частей, въ видѣ рычаговъ, кулиссъ, поводковъ и т. п. элементовъ, которыя имѣемъ, напр., въ насосахъ *Blake*, *Worthington* и др. Но зато, какъ это было уже упомянуто, здѣсь нужно имѣть паровой поршень обязательно съ 2 дисками *K* и *L*, а общая длина парового цилиндра въ насосѣ *Marsh* этого типа выходитъ чрезъ это почти вдвое болѣе обыкновеннаго.



Для паровыхъ насосовъ съ болѣе длиннымъ ходомъ, чтобы не встрѣтиться съ необходимостію имѣть весьма длинные цилиндры, *Marsh* даетъ нѣсколько видоизмѣненную конструкцію, показанную на фиг. 228, *B*: поршневые диски *KL* здѣсь поставлены гораздо ближе и въ пространство между ними паръ проводится неподвижной трубкой *s* чрезъ сальникъ *t* у поршня. Распредѣлительный приборъ въ этой 2-й конструкціи будетъ дѣйствовать совершенно такъ же, какъ и въ 1-й.

Изъ числа особенностей въ устройствѣ собственно насосной части отмѣтимъ здѣсь *вставной цилиндръ*, *клапаны системы Марша* (см. § 122, *a*) и *всасывающій колпакъ*, расположенный въ рамѣ насоса и приспособленный для воспринятія мятаго пара изъ насоса для подогрѣва накачиваемой насосомъ воды, если по условіямъ работы насоса это можетъ считаться полезнымъ.

Насосы *Marsh* строятся съ діаметрами у парового цилиндра отъ $2^1/_2$ до 16 дм., у насоснаго отъ $1^3/_8$ до 10 дм., при общемъ ходѣ поршней отъ 2 до 16, рѣдко до 20 дм., для самыхъ разнообразныхъ назначеній, какъ съ горизонтальными цилиндрами, такъ и съ вертикальными.

На **фиг. 229** дано изображеніе компаундъ-насоса системы *Marsh*, отличающагося большой простотой конструкціи. Устройство горячаго цилиндра *Г* ничѣмъ не отличается отъ только что описаннаго выше, ст. б. и длина этого цилиндра почти вдвое болѣе хода поршня; тогда какъ поршень холодного цилиндра *X* состоитъ изъ одного диска, а не двухъ, и длина цилиндра здѣсь одинарная. Распредѣлительный уравновѣшенный золотникъ большого цилиндра связанъ съ таковымъ же у малаго цилиндра передаточнымъ рычагомъ *p*. Оба золотника будутъ имѣть совершенно согласное движеніе, но разный размахъ. Такіе насосы строятся пока съ одной только парой паровыхъ цилиндровъ, имѣющихъ діаметры 10 и 16 дм., а ходъ поршней 16 дм.; съ ними комбинируется насосная часть съ діам. или $9^1/_4$ или 10 дм. Дѣлая до 50 обор. въ мин., такіе насосы могутъ подавать до 1900 *lt* въ мин.

Появленіе насосовъ *Marsh* относится къ 1888 г. Ихъ строитъ американскій заводъ *The Battle Creek Steam Pump Co.*

159. **Паровой насосъ системы Blake.** Существенныя части этого насоса изображены на **фиг. 230**: нижній видъ представляетъ продольный вертикальный разрѣзъ парового цилиндра; сверху помѣщенъ продольный горизонтальный разрѣзъ клапанной коробки. Золотниковъ у этого насоса 2—нижній *C* и верхній *D*; оба они изображены сбоку отдѣльно.

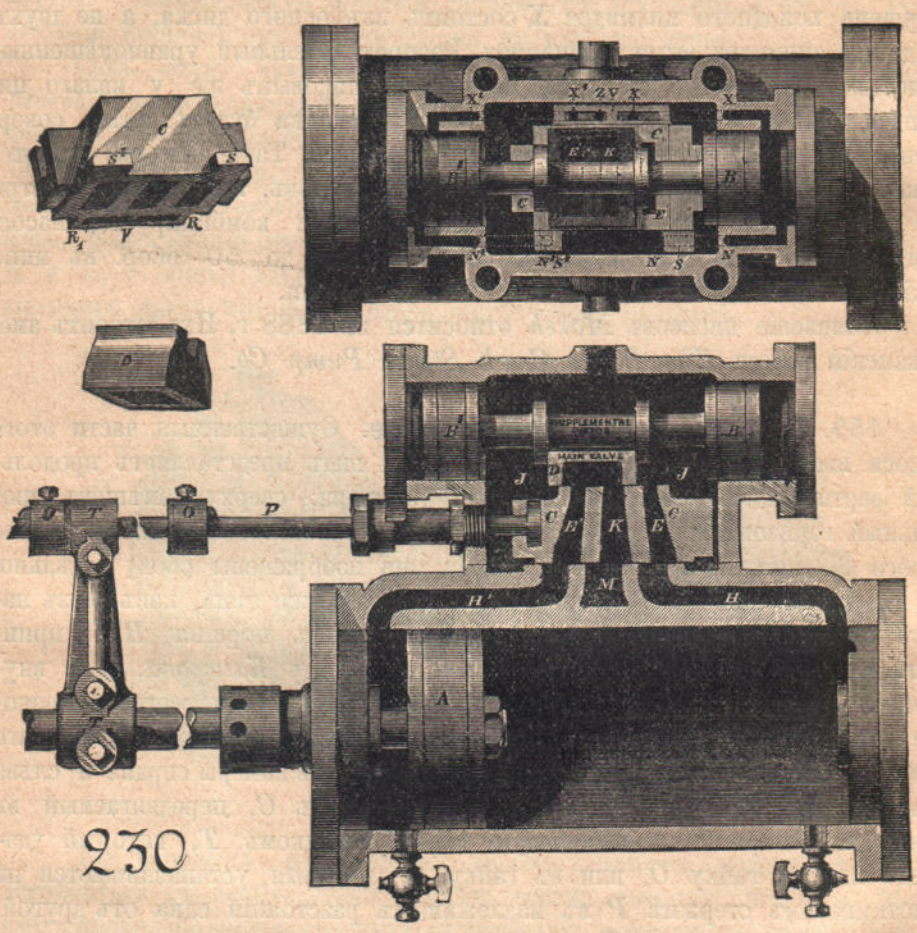
Верхній золотникъ у насоса *Blake* такого же типа, какъ и въ насосѣ *Камерона*; при немъ 2 распредѣлительныхъ поршня *BB'*; принципъ перестановки ихъ тотъ же самый, какъ и у *Камерона*, т. е. внутреннія стороны поршней *BB'* воспринимаютъ на себя всегда одинаковое давленіе, а внѣшнія поочередно нагружаются давленіемъ то свѣжаго пара, то мятаго. Впускомъ того или другого пара въ камеры справа и слѣва отъ поршней *BB'* управляетъ нижній золотникъ *C*, передвигаемый въ концѣ хода поршня на небольшую длину поводкомъ *T*, который ударяетъ или въ гайку *O*, или въ гайку O_1, которыя устанавливаются на золотниковомъ стержнѣ *P* въ надлежащемъ разстояніи одна отъ другой.

Верхній золотникъ *D*—обыкновенный коробчатый, глухой, тогда какъ нижній золотникъ *C* имѣетъ 3 широкихъ проходныхъ отверстія и 2 рабочихъ зеркала—сверху и снизу; кромѣ этого, у него на одномъ продольномъ боку имѣются на концахъ 2 выступа *S* и *S'*, а на другомъ одинъ длинный выступъ въ срединѣ; въ немъ на шпоночной машинѣ сдѣланы два углубленія *R*, R_1, раздѣленные центрально расположенной стѣнкой *V*. Всѣ эти особенности устройства золотника *C* ясно видны на отдѣльномъ его изображеніи.

Каналы у золотника *C* снизу настолько широки, что, при передвиганіи его вправо и влѣво отъ средняго положенія, на нижнемъ зеркалѣ его остаются все еще достаточныя площади прохода для пара.

Отъ зеркала, по которому ходитъ золотникъ C, ведутъ къ камерамъ поршней BB' каналы NN и $N'N'$ для впуска свѣжаго пара и каналы XX и $X'X'$ для выпуска отработавшаго въ этихъ камерахъ пара чрезъ центральное сверленіе Z, сообщенное съ пароотводной трубой.

На чертежѣ изображенъ тотъ самый моментъ, когда поршень A подходитъ къ крайнему лѣвому положенію, и поводокъ T готовъ ударить въ лѣвую гайку O', чтобы переставить золотникъ C. Послѣдній былъ до этого въ крайнемъ правомъ своемъ положеніи; выступъ его S'



перекрывалъ отверстіе N', а выступъ S держалъ открытымъ каналъ N и давалъ свѣжій паръ въ камеру, расположенную правѣе поршня B. Уйти изъ этой камеры свѣжій паръ не могъ, такъ какъ каналъ XX въ это время замкнутъ; наоборотъ, каналъ $X'X'$ сообщенъ съ каналомъ Z, и въ камерѣ слѣва отъ поршня B' господствуетъ такое же давленіе, какъ и въ пароотводной трубѣ M; благодаря этому, система поршней была сдвинута справа налѣво.

Когда поводокъ T, ударившись въ гайку O', сдвинетъ золотникъ C въ его крайнее лѣвое положеніе, произойдетъ слѣдующее: выступъ S золотника C закроетъ отверстіе N, а выступъ S', сдвинувшись влѣво рас-

кроетъ отверстіе N' и дастъ возможность свѣжему пару проникнуть въ камеру лѣвѣе поршня B'; въ то же время перегородка V между углубленіями X и X' на другомъ боку золотника C передвинется справа налѣво, замкнетъ отверстіе X' и поставитъ между собою въ сообщеніе каналы X и Z; благодаря этому, паръ, заключенный въ камерѣ правѣе поршня B, получитъ возможность удалиться оттуда наружу чрезъ сверленіе Z и пароотводный каналъ M. Слѣдовательно, на поршень B' слѣва будетъ передаваться давленіе свѣжаго пара, а поршень B справа будетъ воспринимать на себя давленіе, господствующее въ пароотводномъ каналѣ M, и вся система поршней BB' передвинется тотчасъ же слѣва направо въ крайнее правое положеніе, послѣ чего по каналамъ $E'H'$ будетъ поступать свѣжій паръ въ *лѣвое* рабочее пространство парового цилиндра, а *правое* посредствомъ каналовъ HEK чрезъ внутреннюю полость золотника D будетъ сообщено съ паровыпускной трубой M: поршень A начнетъ двигаться слѣва направо.

Въ концѣ хода поршня повторятся подобныя же перемѣщенія всѣхъ частей, но только въ обратномъ направленіи, послѣ того какъ поводокъ T ударитъ въ правую гайку O и передвинетъ золотникъ C слѣва направо.

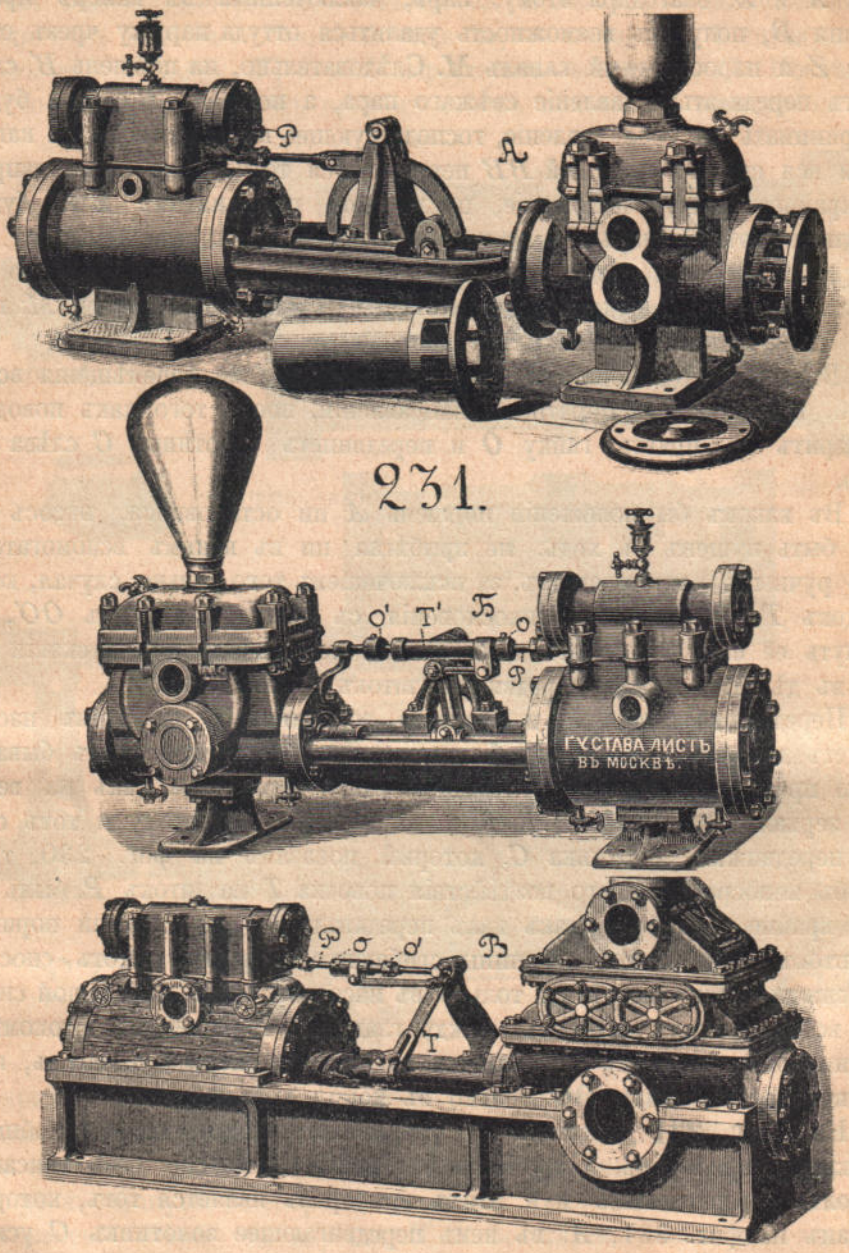
Въ какомъ бы положеніи поршень A ни остановился, насосъ можетъ быть пущенъ въ ходъ, не прибѣгая ни къ какимъ вспомогательнымъ ручнымъ манипуляціямъ, за исключеніемъ того только случая, когда поводокъ T дойдетъ до соприкосновенія съ одною изъ гаекъ OO', но сдвинуть ее еще не успѣетъ до остановки хода. Тогда при пусканіи насоса въ дѣйствіе нужно передвинуть штокъ P отъ руки.

Передвижка штока P и плоскаго золотника C въ этомъ насосѣ требуетъ довольно значительной силы, такъ какъ при этомъ бываетъ нужно преодолѣть треніе, возбуждаемое давленіемъ пара какъ на верхнемъ зеркалѣ золотника C, такъ и на нижнемъ. Поэтому и тотъ способъ передвижки золотника C, который показанъ на фиг. 230, т. е. способъ непосредственнаго воздѣйствія поводка T на штокъ P, былъ бы здѣсь крайне неудобенъ, такъ какъ передавалъ бы на главный поршневой штокъ значительной величины сгибающіе моменты. Этотъ способъ передвижки можно встрѣтить только въ насосахъ очень небольшой силы, а во всѣхъ другихъ случаяхъ между главнымъ поршневымъ штокомъ и золотниковымъ штокомъ P вводится какая-либо система рычаговъ, воздѣйствующая на гайки OO' только въ концѣ хода поршня.

На **фиг. 231** показаны 3 различныхъ конструкціи подобныхъ рычажныхъ приборовъ. Устройство и дѣйствіе ихъ ясно безъ описанія. Наиболѣе совершеннымъ изъ этихъ приборовъ является тотъ, который показанъ на фиг. 231, A: въ немъ передвигающее золотникъ C усиліе передается на штокъ P, почти не вызывая у него перекоса, тогда какъ въ приборахъ, изображенныхъ на фиг. 231, $Б$, $В$, при передвижкѣ штока P на него передается не только растягивающее или сжимающее дѣйствіе внѣшней силы, но еще и сгибающее. Вредныя послѣдстія такого выгиба штока P въ приборѣ, изображенномъ на фиг. 231, $Б$, стре-

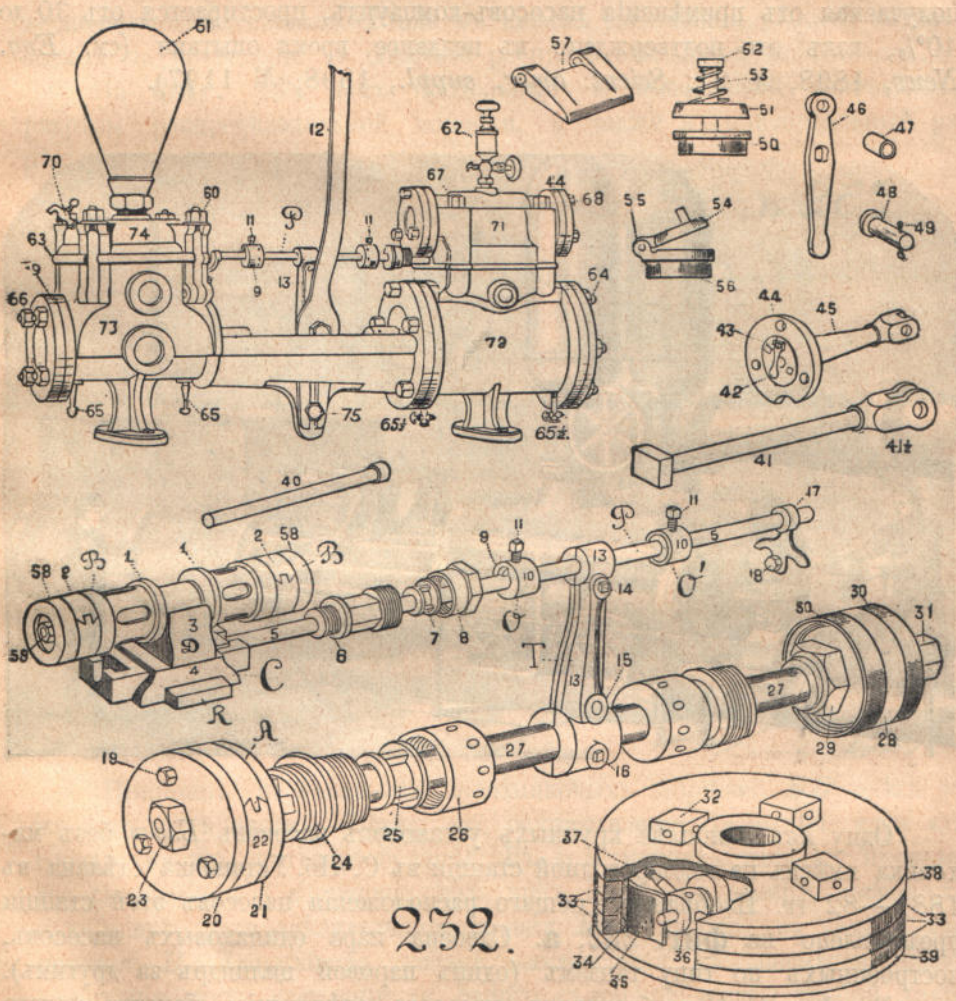
мятся устранить, развивая длину втулки T', которая ходитъ по стержню P между гайками O и O'.

Многіе англійскіе заводы, строющіе насосы системы *Blake*, употребляютъ способъ передвижки золотниковаго штока P, показанный на



фиг. 185: по концамъ парового цилиндра наружу подвѣшены на шарнирахъ n рычаги mn; золотниковый стержень P сочлененъ съ этими рычагами mn шарнирнымъ болтомъ t, который заправленъ въ свое гнѣздо съ небольшимъ зазоромъ; внутрь цилиндра чрезъ сальники входятъ упор-

ные болты *a*; подходя къ своему крайнему положенію, паровой поршень ударяетъ въ конецъ болта *a*, находящійся внутри цилиндра, выдвигаетъ болтъ наружу, тѣмъ самымъ передвигаетъ штокъ *P* съ золотникомъ *C*, а болтъ *a*, находящійся на лѣвомъ концѣ цилиндра, вдвигаетъ внутрь на столько же, на сколько правый болтъ *a* выдвинулся изъ цилиндра наружу. Золотниковый стержень *P* съ такимъ приборомъ работаетъ безъ перекоса, но при большомъ числѣ оборотовъ у насоса послѣдній работаетъ съ непріятными для уха толчками поршня о болты *a*, передвигающіе распредѣлительный механизмъ.



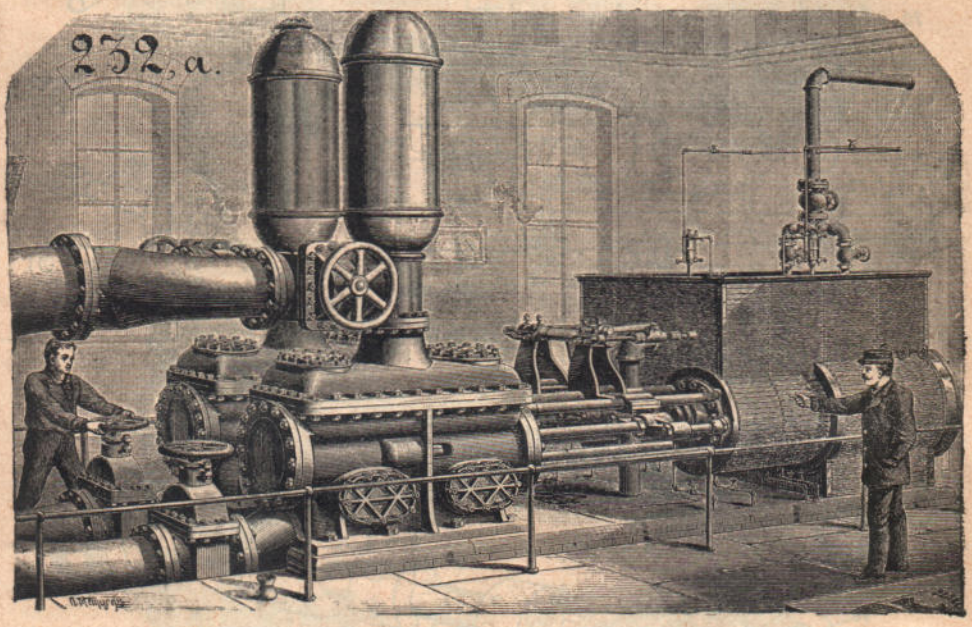
На **фиг. 232** одинъ изъ небольшихъ насосовъ системы *Blake* показанъ въ разобранномъ видѣ. Всѣ **77** отдѣльныхъ частей его занумерованы и выполняются лучшими машиностроительными заводами по калибрамъ, съ возможностью замѣны частей одного насоса соотвѣтственными частями другого тѣхъ же размѣровъ безъ пригонки и приладки.

Въ моемъ *Атласѣ насосовъ* на табл. 26, 27, 32, 49 и 50 даны чертежи одного горизонтальнаго и одного вертикальнаго насоса *Блэка*

русскаго издѣлія. Детальное изображеніе цилиндра и распредѣлительныхъ золотниковъ въ крупномъ масштабѣ дано на табл. 32.

Діаметръ паровой части насосовъ *Blake* выполняется отъ $2^1/_2$ до 30 дм., насосной отъ $1^1/_2$ до 24, при общемъ ходѣ поршней отъ 3 до 24 дм. Число оборотовъ (*max*) въ малыхъ насосахъ дается до 150 въ мин., а въ большихъ—до 50—60.

Въ послѣднее время насосы системы *Blake* строятся также и по системѣ компаундъ, располагая 2 насоса рядомъ, при параллельныхъ осяхъ у паровыхъ и насосныхъ цилиндровъ. Экономія въ расходѣ пара, получаемая отъ примѣненія насосовъ-компаундъ, простирается отъ 30 до 40%, какъ это подтверждено въ недавнее время опытами (см. *Eng. News*, 1898, № 21; *Scient. amer. suppl.*, 1898, № 1197).



Одну изъ наиболѣе крупныхъ установокъ насосовъ *Блэкъ* безъ маховика имѣемъ на водопроводной станціи въ С.-Пб. Установка сдѣлана въ 1881—82 гг. Изображеніе общаго расположенія насосовъ этой станціи представлено на **фиг. 232, а**. Сдвоена пара одинаковыхъ насосовъ, построенныхъ по типу тандэмъ (одинъ паровой цилиндръ за другимъ).

Размѣры С.-Петербургскихъ насосовъ слѣдующіе: діаметръ малаго парового цил. 18 дм., большого — $33^3/_8$, насоснаго плунжера — 20 дм., общій ходъ поршней—$24^1/_2$, оборотовъ въ мин. 30, скорость поршней въ сек. 2 фут.; число индикаторныхъ силъ 175; у каждаго насоса двойного дѣйствія по 60 резиновыхъ клапановъ всасывающихъ и столько же нагнетательныхъ; площадь прохода у каждаго клапана 5 кв. дм. Насосы подаютъ до $1^1/_2$ милліона ведеръ въ сутки на высоту 180 фут. Детальное устройство поршневого стакана съ кольцевыми выточками, въ

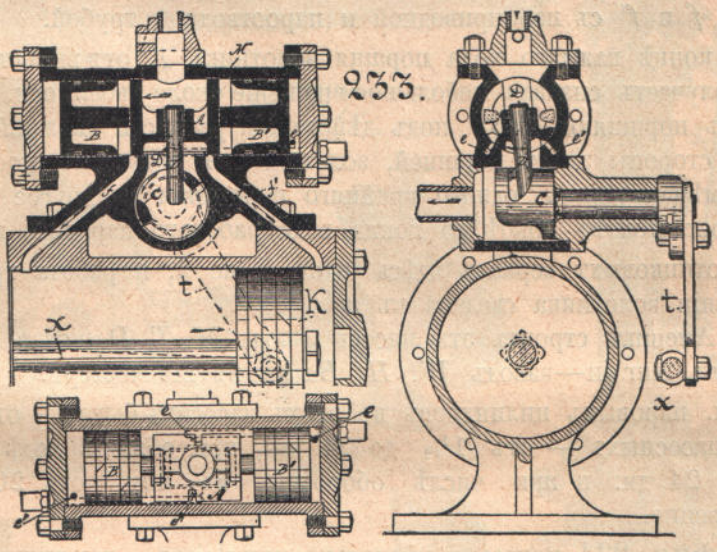
которомъ безъ набивки работаетъ пустотѣлый, плавающій въ водѣ, насосный плунжеръ, приведено на табл. 5 въ моемъ *Атл. насосовъ*.

Болѣе подробное описаніе, сопровождаемое недетальными эскизами на большихъ таблицахъ можно найти въ брошюрѣ Турчиновича (см. § 21).

Распространеніе американскихъ насосовъ *Blake* началось въ Россіи лѣтъ 20 тому назадъ при помощи весьма опытныхъ въ коммерческомъ дѣлѣ рукъ и, благодаря этому главнымъ образомъ, этотъ типъ насосовъ оказался у насъ въ числѣ наиболѣе распространенныхъ.

160. **Паровой насосъ системы Davidson** представляетъ собою усовершенствованіе системы *Blake* въ смыслѣ уменьшенія работы, затрачиваемой на приведеніе въ движеніе распредѣлительныхъ золотниковъ.

На **фиг. 233** данъ продольный и поперечный вертикальные разрѣзы распредѣлительной коробки, а также и горизонтальный разрѣзъ ея.



Принципъ передвиженія золотниковыхъ поршней BB' здѣсь тотъ же, что и въ насосѣ *Blake*, но осуществленіе основной идеи здѣсь гораздо проще и цѣлесообразнѣе. Въ золотниковую коробку проведены два сверленія e и e', первое изъ нихъ ведетъ въ камеру, расположенную правѣе распредѣлительнаго поршня B', а второе—въ камеру лѣвѣе поршня B. Дальнѣйшая задача заключается въ послѣдовательномъ сообщеніи этихъ сверленій ee' одного съ паропроводной трубой, другого съ пароотводной. Это дѣлаетъ цилиндрическій золотникъ A, вращеніе которому въ концѣ каждаго хода поршня передается внутренней рукоятью D; а на нее воздѣйствуетъ кулисса c, приводимая въ движеніе рычагомъ t, который заимствуетъ свое движеніе отъ парового штока посредствомъ шатуна x.

На фиг. 233 изображенъ тотъ моментъ, когда рабочій поршень K подходитъ въ паровомъ цилиндрѣ къ крайнему правому положенію,

и кулисса *c*, вращаемая рычагомъ *t*, уже успѣла повернуть цилиндрическій золотникъ *A*, раскрывши каналъ *e* для впуска свѣжаго пара въ камеру правѣе распредѣлительнаго поршня *B'*, а каналъ *e'*—для выпуска пара изъ камеры лѣвѣе поршня *B* въ пароотводную трубу. Система поршней *BB'* тотчасъ же передвинется справа налѣво, и свѣжій паръ каналомъ *f'* начнетъ поступать въ рабочее пространство цилиндра справа отъ поршня *K*, а изъ пространства лѣвѣе поршня *K* отработавшій паръ будетъ уходить въ пароотводную трубу.

Такимъ образомъ видимъ, что въ насосѣ *Davidson* золотникъ *A* различными своими частями исполняетъ всѣ роли, которыя въ насосѣ *Blake* приходились на долю двухъ золотниковъ: двѣ внутреннія и 2 внѣшнія кромки золотника *A*, расположенныя по образующимъ, управляютъ сообщеніемъ каналовъ *ee'* съ пароприводной и пароотводной трубой, а двѣ внѣшнія и двѣ внутреннія кромки, расположенныя параллельно плоскимъ основаніямъ золотника *A*, управляютъ сообщеніемъ каналовъ *f* и *f'* съ пароприводной и пароотводной трубой.

Въ концѣ каждаго хода поршня золотникъ *A* отъ внѣшняго механизма получаетъ сначала небольшое вращеніе около своей оси, а затѣмъ вмѣстѣ съ поршнями *BB'*, подъ дѣйствіемъ разности давленій пара на внѣшнія стороны этихъ поршней, золотникъ *A* получаетъ поступательное перемѣщеніе изъ одного крайняго положенія въ другое, въ которомъ и остается въ покоѣ до конца хода рабочаго парового поршня.

Золотниковыхъ зеркалъ здѣсь одно, а не 2, и работа тренія при перемѣщеніи золотника сведена къ *min*.

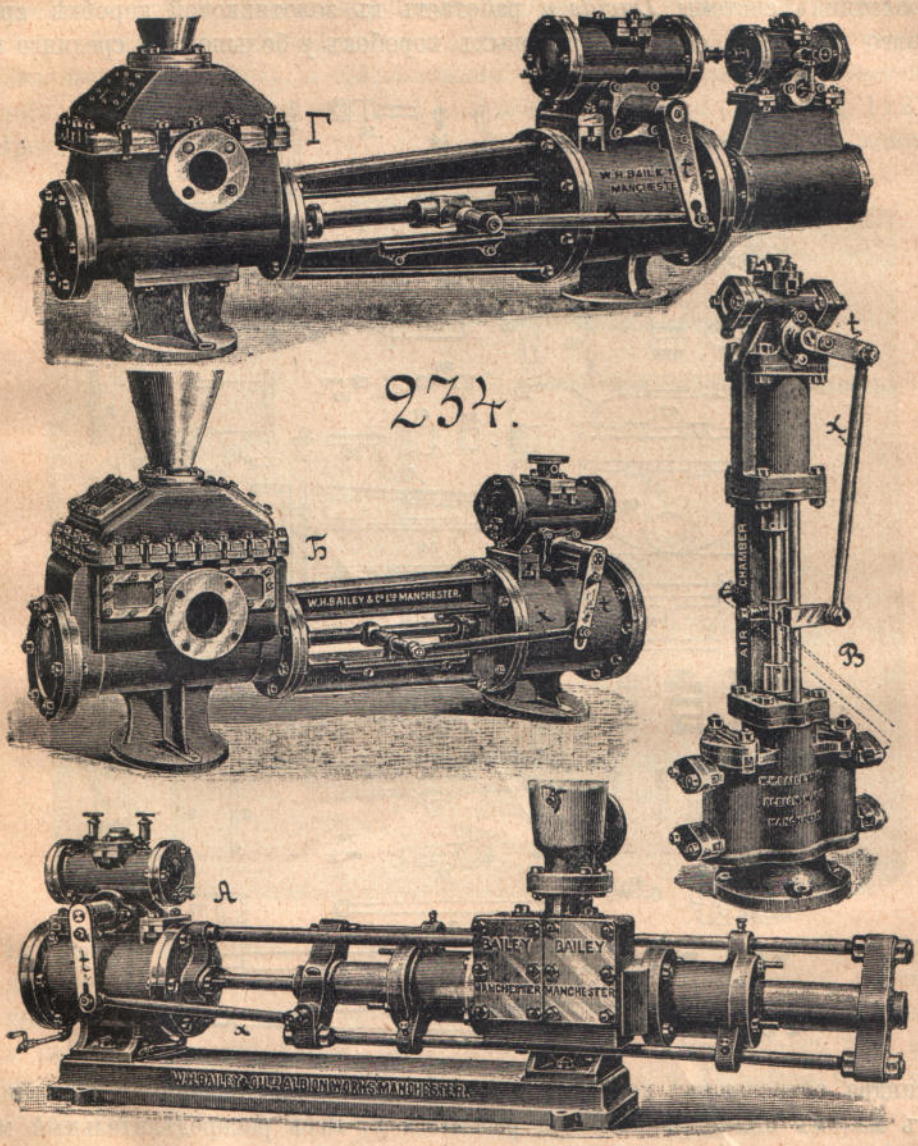
Въ Америкѣ строитъ эти насосы заводъ *M. T. Davidson* въ Брукминѣ, а въ Англіи—заводъ *W. H. Bailey* въ Манчестерѣ.

Діам. паровыхъ цилиндровъ въ этихъ насосахъ бываетъ отъ $2^1/_2$ до 38 дм., насосныхъ — отъ $1^1/_2$ до 24 дм., при общемъ ходѣ поршней отъ 3 до 24 дм. и при числѣ оборотовъ въ мин. отъ 200 до 50 соотвѣтственно.

На **фиг. 234** показано нѣсколько примѣровъ, дающихъ понятіе объ общемъ расположеніи частей и характерныхъ особенностяхъ деталей у насосовъ *Davidson*: *Б*—типъ обыкновеннаго питательнаго насоса съ горизонтальными цилиндрами; *В* — типъ вертикальнаго насоса для той же цѣли — съ воздушнымъ колпакомъ, расположеннымъ внутри полости насосной рамы и съ золотниковой коробкой — надъ паровымъ цилиндромъ; *А*—типъ насоса высокаго давленія для питанія гидравлическаго аккумулятора; *Т*—типъ компаундъ-насоса.

Въ компаундъ-насосахъ имѣется распредѣлительный золотникъ описанной выше конструкціи только у одного изъ паровыхъ цилиндровъ, напр., большого, а при другомъ цилиндрѣ—обыкновенный цилиндрическій золотникъ. Совпаденіе осей у золотниковыхъ коробокъ совсѣмъ необязательно; въ случаѣ, если этого совпаденія нѣтъ, передача движенія отъ одного золотника къ другому будетъ происходить такъ же, какъ и въ насосѣ-компаундъ системы *Marsh* (см. фиг. 229).

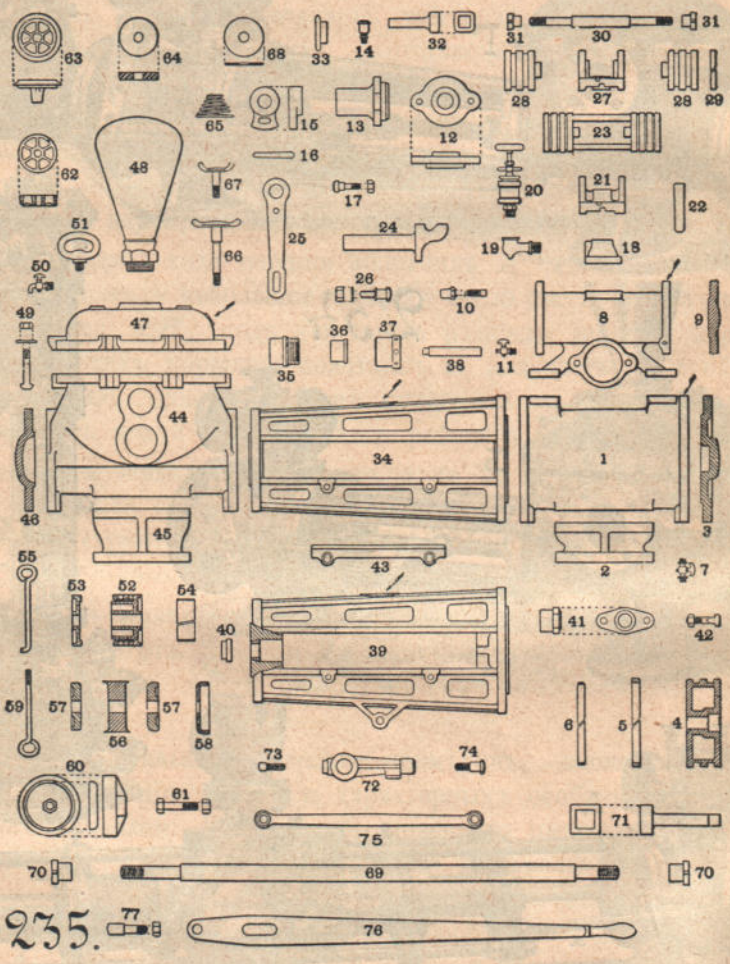
Компаундъ-насосы системы *Davidson* съ 2 паровыми цилиндрами строятся обыкновенно съ длиною хода или въ 12, или въ 14 дм., съ діаметрами паровыхъ цилиндровъ 6 и 10 дм., или 7 и 12, 8 и 14, 10 и 16, 12 и 18 дм. Насосы съ размахомъ поршня въ 12 дм. дѣлаютъ 100 обор. въ мин., а при размахѣ въ 14 дм.—80 или 85 оборотовъ.



На **фиг. 235** сгруппированы всѣ составныя части насоса *Davidson* съ однимъ паровымъ цилиндромъ: №№ 1—7 относятся къ частямъ парового цилиндра, 8—33 къ парораспредѣлительному органу, 34—43 къ рамѣ между насоснымъ и паровымъ цилиндрами, 44—77 къ насосному цилиндру. Всѣхъ частей—70. Части за №№ 27—33 относятся

къ насосу съ діам. парового цилиндра болѣе 10 дм. и представляютъ собою отдѣльныя части распредѣлительнаго золотника: распредѣлительные поршни **28** скрѣпляются въ такомъ случаѣ въ одно цѣлое посредствомъ центральнаго болта **30**.

На **фиг. 236** имѣемъ изображеніе насоса *Davidson* многократнаго расширенія: малый цилиндръ поставленъ дальше всѣхъ отъ насоснаго; золотникъ системы *Davidson* работаетъ въ золотниковой коробкѣ средняго цилиндра; оси золотниковыхъ коробокъ у большого и средняго ци-



235.

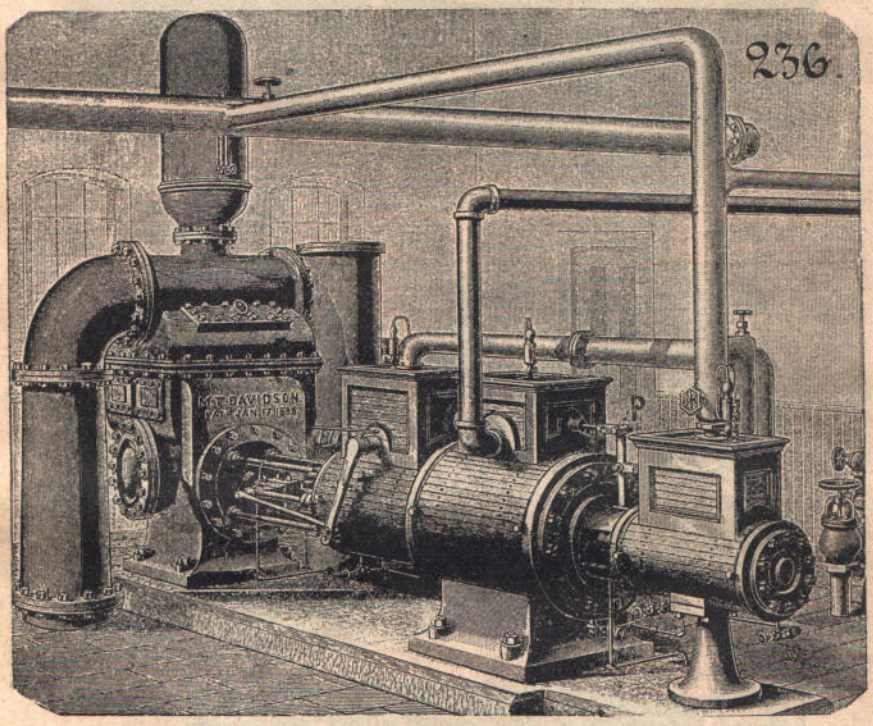
линдра совпадаютъ; передача движенія къ уравновѣшенному золотнику въ маломъ цилиндрѣ дѣлается рычагомъ *p*. Весь распредѣлительный механизмъ въ компаундъ-насосахъ этого типа выходитъ весьма простымъ.

Насосы компаундъ системы *Davidson* пользуются въ Америкѣ довольно большимъ распространеніемъ. Кромѣ 10 водоподъемныхъ станцій города *Brooklyn* *), имѣющихъ суточную подачу въ 127 милліоновъ гал-

*) Чертежи Бруклинскихъ насосовъ многократнаго расширенія помѣщены въ журналѣ *Eng. News*, 1892 г., марта 12.

лоновъ (болѣе 38 милліоновъ ведеръ), этими же насосами оборудовано водоснабженіе 25 станцій въ другихъ городахъ съ наименьшею суточною подачею въ $1^1/_2$ милліона галлоновъ и съ наибольшею—въ 12 милліоновъ.

Воспользовавшись идеей *Davidson*, заводъ *Blake* въ послѣднее время также передѣлалъ свое распредѣленіе пара: главный золотникъ, передвигаемый паровыми поршнями, оставленъ плоскимъ и поставленъ теперь ближе къ рабочему цилиндру, а вспомогательный золотникъ сдѣланъ цилиндрическимъ и расположенъ теперь надъ главнымъ золотникомъ (см. *Eng. News*, 1898, № 21; *Scient. amer. suppl.*, 1898, № 1197). Чрезъ это облегчилось для внѣшняго механизма передвиженіе вспомо-

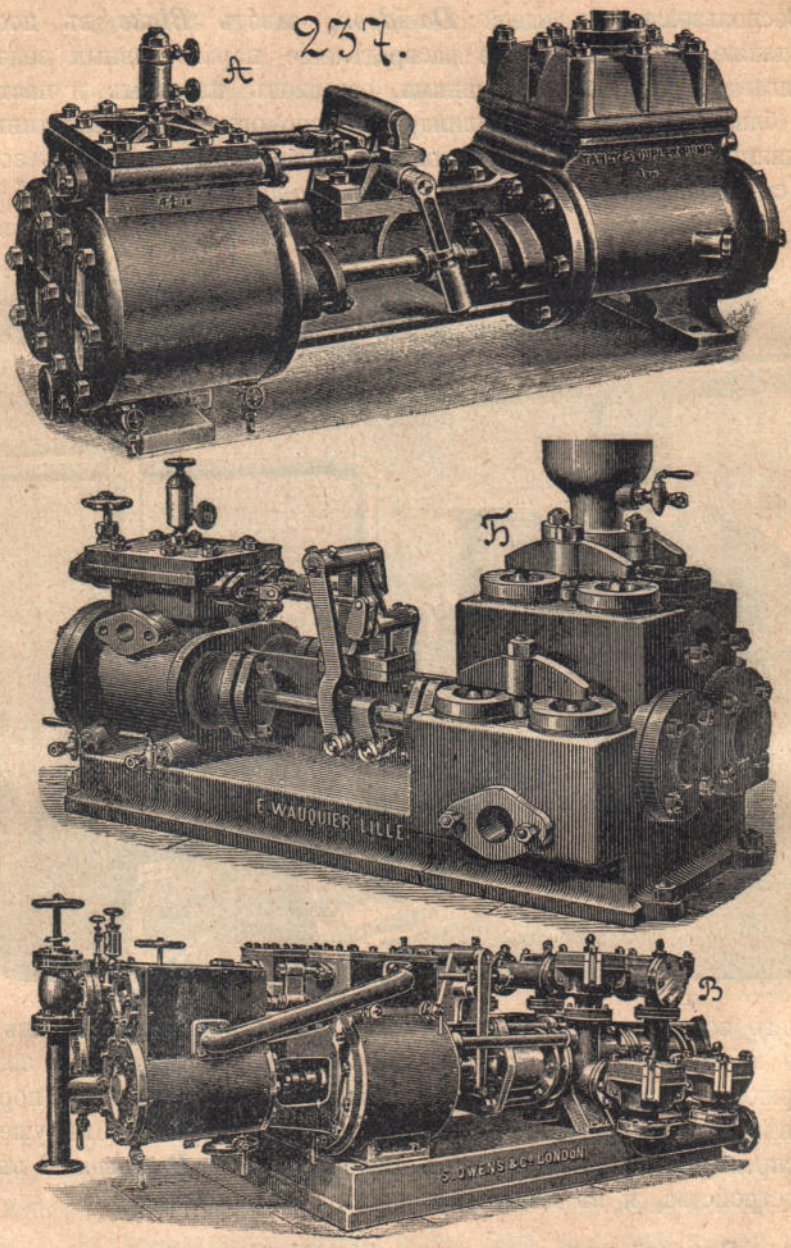


гательнаго золотника, но число трущихся золотниковыхъ зеркалъ осталось по прежнему два, и трудная часть работы передвиженія золотниковъ приходится теперь на долю паровыхъ вспомогательныхъ поршней, а не внѣшняго механизма, такъ что и въ этомъ улучшенномъ уже видѣ парораспредѣленіе *Blake* уступаетъ таковому же у *Davidson* и въ простотѣ устройства, и въ цѣлесообразности деталировки его.

161. **Паровой насосъ системы Worthington** представляетъ собою типъ наиболѣе остроумнаго и совершеннаго парового прямодѣйствующаго насоса изъ числа извѣстныхъ до сихъ поръ. Изобрѣтеніе его послѣдовало въ1848 г. Главныя особенности устройства и работы этого насоса суть:

1) ограниченіе размаха парового поршня путемъ *сжатія* отработавшаго пара, т. е. безъ расходованія на это свѣжаго пара,

2) *сдваиваніе* насосовъ съ цѣлію полученія болѣе непрерывной струи воды въ нагнетательной трубѣ и для устраненія мертвыхъ положеній поршня, на которыхъ насосъ могъ бы останавливаться,

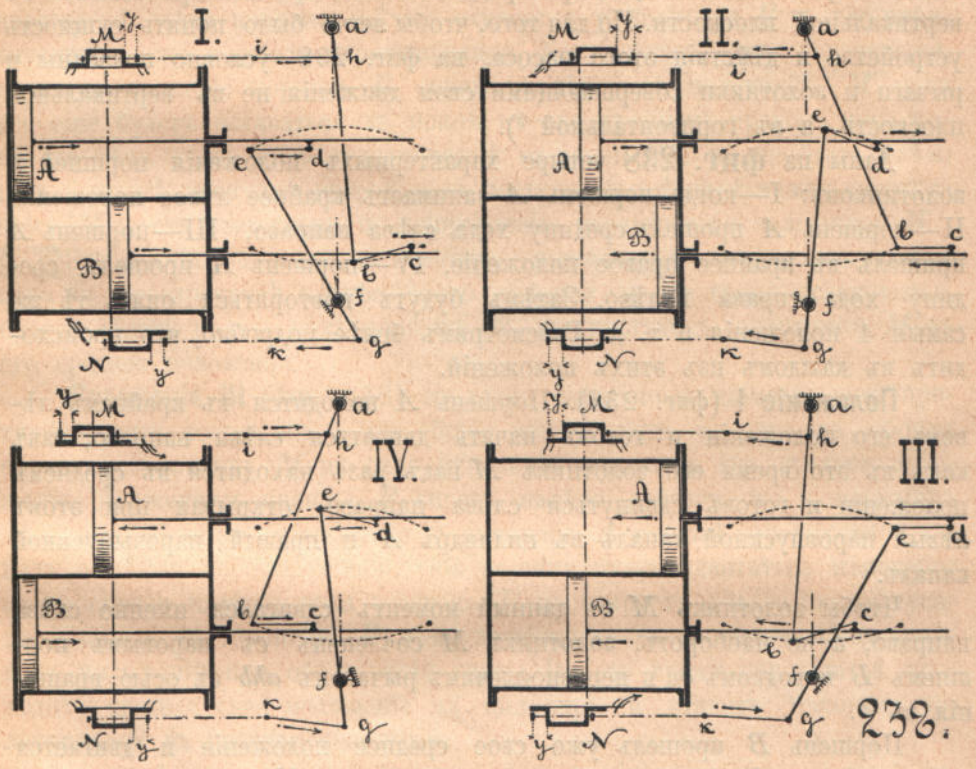


3) работа насосныхъ и паровыхъ поршней съ *паузами* въ концѣ каждаго хода, позволяющими насоснымъ клапанамъ сѣсть на мѣсто до начала слѣдующаго хода поршня.

Сдваиваніе насосовъ сдѣлано такимъ образомъ, что распредѣлительные органы одной стороны насоса находятся въ зависимости отъ паро-

вого поршня другой и притомъ такъ, что, когда паровой поршень одной стороны насоса находится въ крайнемъ своемъ положеніи, въ это время паровой поршень другой стороны продвинулся немного далѣе своего средняго положенія *).

На **фиг. 237**, *А*, *Б* имѣемъ общій видъ насоса и внѣшнихъ частей его распредѣлительныхъ органовъ, на **фиг. 238** даны 4 послѣдовательныхъ характерныхъ положенія поршней и золотниковъ, на **фиг. 239** имѣемъ продольный вертикальный разрѣзъ насоса и всѣ его 67 занумерованныхъ частей.



Какъ видно по фиг. 239, паровой золотникъ этого насоса имѣетъ совершенно тѣ же самыя формы, какъ и обыкновенный золотникъ паровой машины вообще, съ тою лишь разницею, что длина внутренней перекрыши у него равна нулю, или же сдѣлана = 0,5 — 1 мм.

Паровыхъ каналовъ въ каждомъ цилиндрѣ—4, изъ нихъ 2 внѣшніе служатъ только для впуска пара въ цилиндръ, а 2 внутреннихъ—только для выпуска пара изъ цилиндра. Когда поршень, подходя къ крайнему своему положенію, перекроетъ своимъ тѣломъ соотвѣтственный паровыпускной каналъ, оставшійся въ цилиндрѣ мятый паръ при по-

*) Съ одной стороны этотъ принципъ *Worthington*, а съ другой стороны идею *Marsh*,—о возможности работать безъ внѣшнихъ распредѣлительныхъ органовъ, эксплуатируетъ въ своихъ сдвоенныхъ насосахъ американецъ *Hall*. Изображеніе его системы распредѣленія можно найти въ сочиненіи *Whitham* (см. § 155), на стр. 469.

слѣдующемъ движеніи поршня будетъ подвергнутъ сжатію, и образованная такимъ образомъ паровая подушка произведетъ остановку дальнѣйшаго размаха поршня, не требуя на это затраты свѣжаго пара.

Полученіе паузы въ концѣ каждаго хода поршня достигается тѣмъ, что каждый золотниковый стержень соединенъ со своимъ золотникомъ не наглухо, а при помощи поступательной пары, въ которой между ея элементами умышленно оставленъ по направленію перемѣщенія золотника небольшой зазоръ y (см. фиг. 238).

Золотниковое зеркало у горизонтальнаго насоса дѣлается также всегда горизонтальнымъ, а распредѣлительные рычаги работаютъ въ вертикальной плоскости. Но для того, чтобы легче было понять сущность устройства и дѣйствія этого насоса, на фиг. 238 условно показаны и рычаги и золотники совершающими свои движенія не въ вертикальной плоскости, а въ горизонтальной *).

Даны на **фиг. 238** четыре характерныхъ положенія поршней и золотниковъ: I—когда поршень A занимаетъ крайнее лѣвое положеніе, II—поршень A прошелъ средину хода слѣва направо, III—поршень A пришелъ въ крайнее правое положеніе, IV—поршень A прошелъ средину хода справа налѣво. Затѣмъ будутъ повторяться опять тѣ же самыя 4 положенія и т. д. Разсмотримъ болѣе подробно, что происходитъ въ каждомъ изъ этихъ положеній.

Положеніе I (фиг. 238). Поршень A находится въ крайнемъ лѣвомъ его положеніи и готовъ начать двигаться слѣва направо, такъ какъ въ это время его золотникъ M какъ разъ находится въ среднемъ положеніи и готовъ сдвинуться слѣва направо, открывая при этомъ лѣвый паровпускной каналъ въ цилиндръ A и правый паровыпускной каналъ.

Чтобы золотникъ M въ данный моментъ сдвигался именно слѣва направо, а не наоборотъ, золотникъ M сочлененъ съ паровымъ поршнемъ B поводкомъ bc и неравноплечимъ рычагомъ ahb съ осью вращенія въ a.

Поршень B прошелъ уже свое среднее положеніе и двигается слѣва направо. Въ этотъ моментъ его золотникъ N, дойдя до крайняго праваго положенія, остается нѣкоторое время въ покоѣ и даетъ свободный проходъ свѣжему пару въ лѣвое паровпускное окно цилиндра B.

Золотникъ N не начнетъ перемѣщаться справа налѣво до тѣхъ поръ, пока, при начавшемся движеніи поршня A вправо, золотниковый стержень kN не передвинется влѣво на величину y, т. е. на величину зазора, который оставленъ въ поступательной парѣ между золотникомъ N и его стержнемъ.

Величина зазора y установлена однако такимъ образомъ, что, когда поршень A начнетъ закрывать паровыпускной каналъ справа въ цилиндрѣ B, въ этотъ моментъ золотникъ N еще не долженъ прекращать впускъ свѣжаго пара въ цилиндръ B слѣва.

---

*) Такъ строитъ между прочимъ насосъ *Worthington* заводъ *Easton, Anderson & Co* въ Лондонѣ.

Съ этого момента начинается сжатіе пара въ пространствѣ справа отъ поршня *B* и постепенное закрываніе лѣваго паровпускного канала въ цилиндрѣ *B*. Пока это закрываніе происходитъ, поршень *B* все время остается въ покоѣ въ крайней правой своей точкѣ, сдвинувши золотникъ *M* тоже въ крайнее правое его положеніе. Когда наконецъ поршень *A* пройдетъ средину своего хода и поставитъ золотникъ *N* въ его среднее положеніе, мы получаемъ II-е характерное положеніе.

Положеніе II (фиг. 238). Оно отличается отъ I только тѣмъ, что роли обоихъ золотниковъ и поршней перемѣнились: теперь золотникъ *N* находится въ среднемъ положеніи и при продолжающемся движеніи поршня *A* слѣва направо сейчасъ откроется у цилиндра *B* правое паровпускное окно и лѣвое паровыпускное. Какъ только это совершится, начнется движеніе поршня *B* справа налѣво, но золотникъ *M* пока все еще будетъ оставаться въ покоѣ въ его крайнемъ правомъ положеніи до тѣхъ поръ, пока золотниковый стержень *iM* не пройдетъ влѣво путь, равный величинѣ зазора *y*, въ поступательной парѣ между золотникомъ *M* и его стержнемъ по направленію перемѣщенія золотника *M*. Затѣмъ, подобно вышеописанному, поршень *A* произведетъ сжатіе пара въ пространствѣ правѣе этого поршня и на время остановится, будетъ дѣлать паузу, пока поршень *B* не поставитъ золотникъ *M* въ его среднее положеніе.

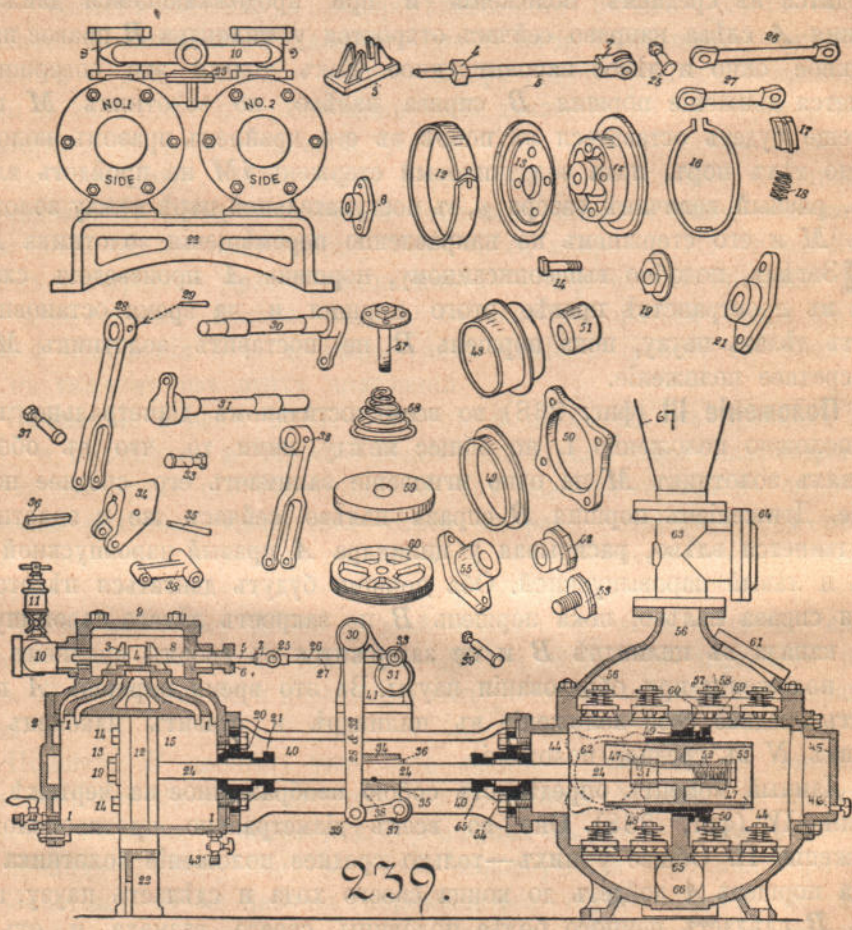
Положеніе III (фиг. 238) во всемъ остальномъ діаметрально противоположно положенію I, но общее между ними то, что въ обоихъ случаяхъ золотникъ *M* на одно мгновеніе занимаетъ его среднее положеніе. Движеніемъ поршня *B* справа налѣво сейчасъ же и золотникъ *M* сдвинется влѣво, раскрывая у цилиндра *A* правый паровпускной каналъ и лѣвый паровыпускной. Оба поршня будутъ двигаться нѣкоторое время справа налѣво, пока поршень *B* не закроетъ лѣваго паровыпускного канала въ цилиндрѣ *B* и не задержится въ своемъ крайнемъ лѣвомъ положеніи при образованіи паузы. Въ это время поршень *A* проходитъ среднее свое положеніе въ цилиндрѣ и ставитъ наконецъ золотникъ *N* въ среднее положеніе.

Данный моментъ опредѣляетъ собою изображенное на чертежѣ положеніе IV (фиг. 238). Оно во всемъ діаметрально противоположно положенію II. Общее у нихъ—только среднее положеніе золотника *N*. Когда поршень *A* дойдетъ до конца своего хода и сдѣлаетъ паузу, поршень *B* сдѣлаетъ немного болѣе половины своего размаха, и отъ IV положенія мы переходимъ къ I-му и т. д.

Ознакомившись съ характеромъ работы насоса *Worthington*, видимъ, что пусканіе насоса въ ходъ можетъ начинаться съ какого угодно момента, что помогать при этомъ распредѣлительному прибору какими-либо ручными манипуляціями нѣтъ надобности, и что мертвыхъ положеній, съ которыхъ поршни не могли бы сдвинуться, у этого насоса нѣтъ. По желанію, можно заставить такой насосъ дѣлать не болѣе 2 оборотовъ въ минуту, но онъ же свободно можетъ дѣлать и 100 оборотовъ въ мин.

Не смотря на то, что у парового цилиндра этого насоса на каждой сторонѣ находится по два паровыхъ канала,—одинъ паровпускной и одинъ паровыпускной, въ составъ объема вреднаго пространства у насоса входитъ только первый изъ нихъ, а 2-й въ концѣ хода поршня всегда бываетъ перекрытъ поршнемъ.

На **фиг. 239** изображенъ насосъ *Worthington* въ томъ видѣ, какъ его строитъ заводъ изобрѣтателя. Набивки для плунжера въ показанной на чертежѣ конструкціи нѣтъ, ее замѣняетъ смѣнный, аккуратно приточенный къ плунжеру, бронзовый стаканъ **48**.



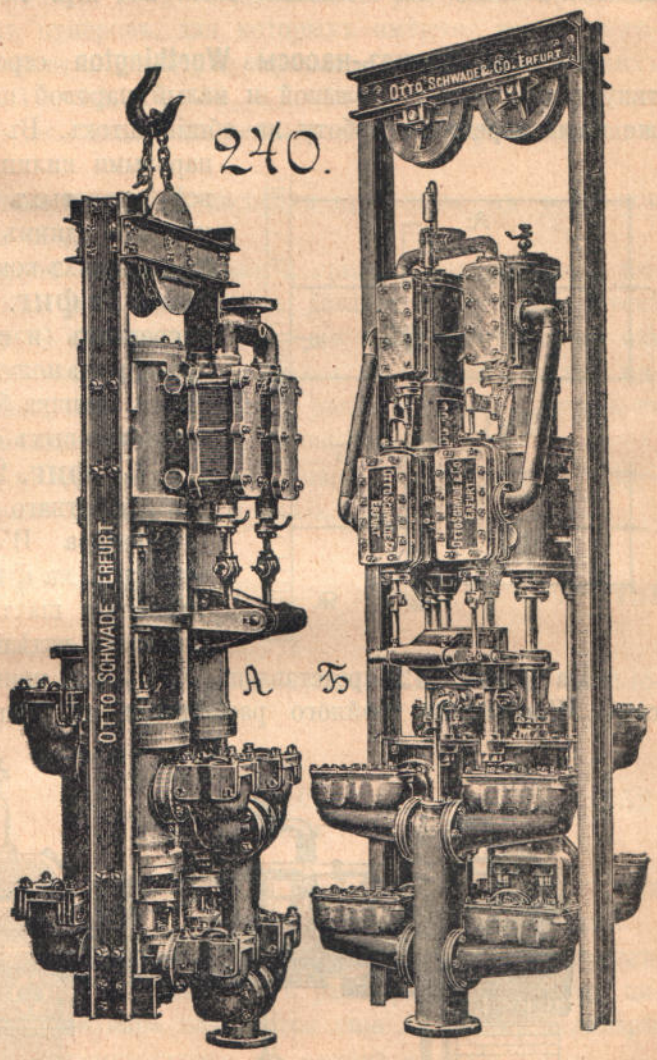
239.

Зазоръ въ соединеніи между золотникомъ и ведущимъ его стержнемъ, тотъ самый зазоръ, величиною котораго опредѣляется продолжительность паузы въ концѣ хода поршня, можетъ быть сдѣланъ или между золотникомъ *3* и камнемъ *4*, который заводится между ушками золотника и приводитъ его въ движеніе, или же во внѣшнихъ частяхъ распредѣлительнаго механизма, напр., въ шарнирахъ *ik* на фиг. 238, или въ шарнирахъ *hg*.

На **фиг. 237**, *А*, *Б* даны два другихъ конструктивныхъ типа насосовъ *Worthington* — англійскій и французскій; на **фиг. 159**, *С*, *Д*

(см. § 76) имѣли два нѣмецкихъ конструктивныхъ типа того же насоса, *C*—для питанія гидравлическихъ прессовъ и аккумуляторовъ, *D*—для работы при умѣренныхъ напорахъ; тамъ же на **фиг. 160** показаны 2 типа вертикальныхъ насосовъ *Worthington* для питанія котловъ и т. п.

На **фиг. 240**, *A* имѣемъ общій видъ конструктивнаго устройства вертикальнаго насоса *Worthington*, приспособленнаго для работы въ подвѣшенномъ состояніи при разработкѣ шахтъ. Это типъ нѣмецкаго завода *Schwade* съ паровыми и насосными деталями, отлично приспособленными для массовой фабрикаціи.



Детальное устройство насосовъ русскаго издѣлія по системѣ *Worthington* представлено въ моемъ *Атл. насосовъ* на таблицахъ 24—25, 33—34—35, 52—53—54, 76.

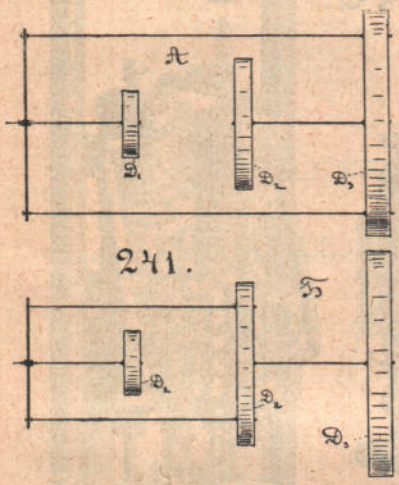
Насосы *Worthington* являются, какъ мы видѣли, насосами четверного дѣйствія, работающими по раціональному графику. Въ той формѣ, которая была описана въ этомъ §, паръ работаетъ безъ расширенія; слѣд., эта конструктивная форма будетъ, съ точки зрѣнія расхода пара, столь же невыгодна, какъ и всякая другая форма прямодѣйствующаго насоса, работающаго безъ расширенія; но и въ этомъ случаѣ на сторонѣ системы *Worthington* остается еще нѣкоторый *плюсъ*, въ видѣ равномѣрности подачи жидкости при умѣренныхъ размѣрахъ колпака, въ видѣ простоты и цѣлесообразности всего устройства, въ видѣ большой растяжимости предѣловъ рабочей скорости, въ видѣ хорошихъ условій для работы клапановъ и др.

Если желаютъ имѣть въ насосѣ *Worthington* болѣе экономныя условія для работы пара, слѣдуетъ примѣнять насосы системы компаундъ.

Діаметры паровыхъ цилиндровъ у простыхъ насосовъ *W.* измѣняются въ предѣлахъ отъ 2 до 29 дм., насосныхъ—отъ $1^1/_8$ до 20 дм., ходъ поршней отъ $2^3/_4$ до 24 дм., при числѣ размаховъ поршней въ мин.—отъ 250 до 40 соотвѣтственно.

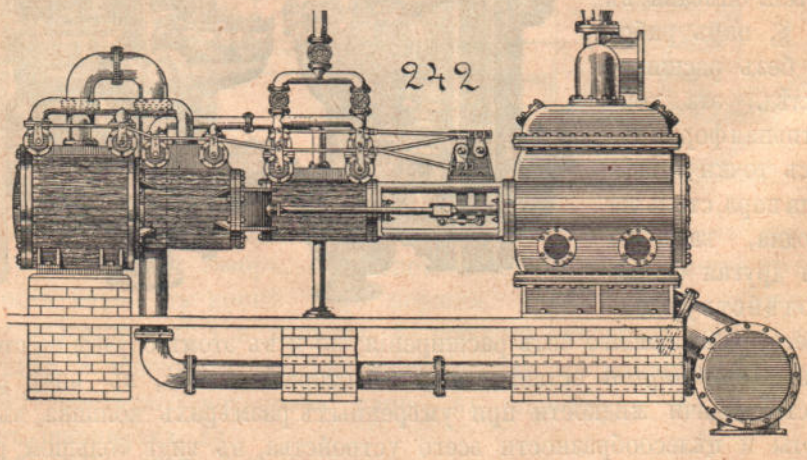
Построеніе діаграммы относительнаго перемѣщенія поршней и золотниковъ желающіе найдутъ въ сочиненіи *Pechan-Leitfaden des Maschinenbaues*, III-е изданіе, табл. 27, стр. 183.

162. **Компаундъ-насосы Worthington** строятся обыкновенно по типу тандэмъ, т. е. большой и малый паровой цилиндръ одной и той же пары передаютъ работу на общій штокъ. Въ случаѣ насосовъ съ 3 паровыми цилиндрами разнаго діаметра, всѣ 3 паровыхъ поршня связаны бываютъ или однимъ общимъ штокомъ, или же въ такихъ комбинаціяхъ, которыя показаны на **фиг. 241**, гдѣ между малымъ и среднимъ (или большимъ и среднимъ) цилиндромъ можетъ быть поставлена одна общая крышка безъ сальника, и общее число паровыхъ сальниковъ будетъ = 4.



На **фиг. 237**, *В* имѣемъ изображеніе шахтнаго горизонтальнаго компаундъ-насоса *Worthington* англійскаго издѣлія, а на **фиг. 240**, *Б*—типъ вертикальнаго шахтнаго компаундъ-насоса нѣмецкаго издѣлія.

На **фиг. 242** представленъ одинъ изъ примѣровъ устройства насоса *Worthington* тройного расширенія, съ распредѣленіемъ пара кра-



нами *Корлисса* и съ поверхностнымъ холодильникомъ, расположеннымъ на всасывающей трубѣ насоса; расположеніе паровыхъ што-

ковъ сдѣлано по схемѣ **фиг. 241**, *Б*. Малый и средній цилиндръ такихъ насосовъ строятся обыкновенно безъ паровой рубашки, а большой—съ рубашкою; всѣ 3 цилиндра ограждены отъ лучеиспусканія дурными проводниками тепла.

Чертежъ и описаніе компаундъ-насоса *Worthington* можно имѣть также въ журн. *Тх. Сб.*, 1890 г., № 6, стр. 292.

Компаундъ-насосы заводъ *Worthington* строитъ съ 1863 г., и въ настоящее время насосы съ 2 парами паровыхъ цилиндровъ (2 малыми и 2 большими) онъ готовитъ, какъ обыкновенный рыночный продуктъ, въ видѣ 33 различныхъ нумеровъ, для которыхъ имѣются всегда въ готовности и литье, и поковка. Діаметры паровыхъ цилиндровъ въ такихъ насосахъ бываютъ 8, 10, 12, 14, 16, 17, $18^1/_2$, 20, 25, 29, ходъ поршней 10, 15 и 18 дм., число одиночныхъ ходовъ поршня въ мин. отъ 40 до 125.

Данныя для разсчета компаундъ-насосовъ приведены въ сочиненіи *Шухова—Насосы*, изд. 2-е.

Если $D_1 D_2 D_3$ будутъ діаметры малаго, средняго и большого цилиндра компаундъ-насоса, p_1 — абсолютное давленіе пара при впускѣ въ малый цилиндръ, p_2 — абсолютное давленіе пара при выпускѣ изъ насоса, тогда для опредѣленія наивыгоднѣйшаго соотношенія между діаметрами паровыхъ цилиндровъ, на основаніи данныхъ, приведенныхъ въ сочиненіи *Шухова*, можно написать слѣдующія ф-лы:

1) для насосовъ, въ которыхъ работа пара совершается послѣдовательно въ 2 цилиндрахъ (фиг. 237, *В*; 240, *Б*):

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{151}$$

2) для насосовъ, въ которыхъ работа пара совершается послѣдовательно въ 3 цилиндрахъ (фиг. 242):

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 = \sqrt[3]{\frac{p_1}{p_2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{152.}$$

Нужно обратить вниманіе на то, что въ ф-лѣ **151** во 2-й части р-ва имѣемъ корень квадратный, а въ ф-лѣ **152** — корень кубичный.

Ф-лы **151** и **152** имѣютъ отношеніе только къ такимъ компаундъ-насосамъ, въ которыхъ паръ работаетъ безъ расширенія въ маломъ цилиндрѣ. Если же расширеніе пара начинается еще въ маломъ цилиндрѣ, т. е. насосъ работаетъ съ компенсаціею, въ такомъ случаѣ:

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot p_1}{p^2}} - 1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{153,}$$

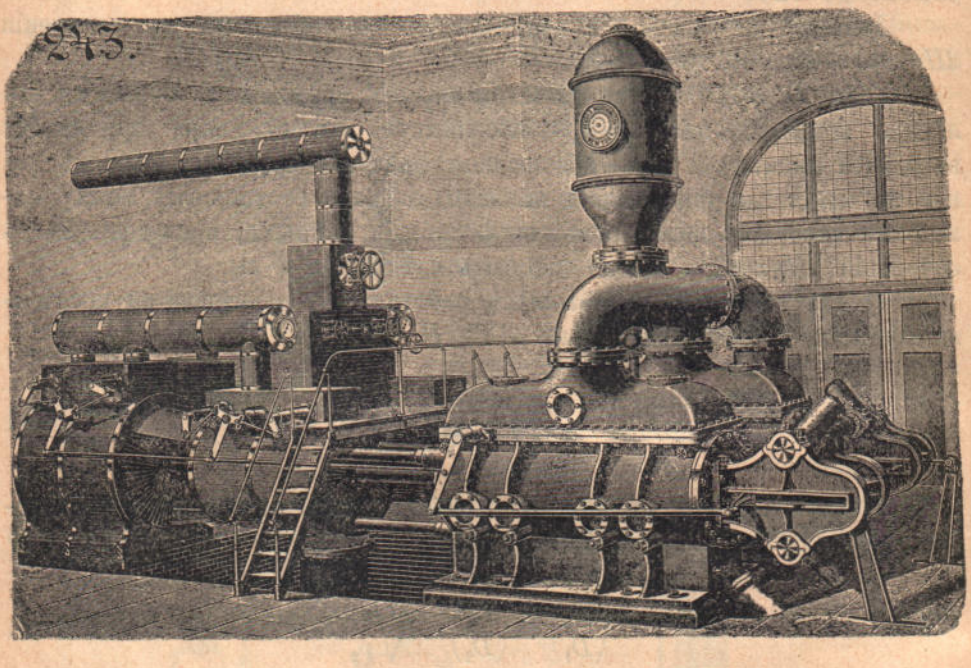
гдѣ α — отношеніе хода поршня во время впуска пара въ малый цилиндръ ко всему ходу поршня.

На **фиг. 243** имѣемъ общій видъ компаундъ-насоса *Worthington* съ гидравлическимъ компенсаторомъ. Описаніе устройства и дѣйствія его, а также и способъ производства разсчета насосовъ, работающихъ съ компенсаторами *Worthington*, можно найти въ сочиненіи *Шухова—Насосы*.

Изобрѣтеніе компенсатора для прямодѣйствующихъ компаундъ-насосовъ сдѣлали одновременно *) въ Англіи *Davies* и въ Германіи—*Hülsenberg*. Патентъ *Davies* пріобрѣтенъ заводомъ *Worthington*.

Съ устройствомъ и разсчетомъ компенсаторовъ разныхъ системъ можно познакомиться по слѣдующимъ литературнымъ источникамъ:

Компенсаторъ системы *Hülsenberg*—см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1895, № 44, стр. 1309—описаніе и теорія прибора.



Компенсаторъ системы *Davies-Worthington*—см. сочиненіе *Шухова—Насосы прямого дѣйствія*, изд. 2-е, 1897 г.—описаніе и теорія прибора.

Компенсаторъ *Luigi d'Auria*—см. *Revue de mécanique*, 1898, *juillet*, стр. 22;—*Engineering News*, 1897, *aug.* 26, стр. 133—описаніе прибора.

Компенсаторъ *Ph. Oddie*—см. *The mecanical engineer*, 1899, *febr.* 18, стр. 250—описаніе прибора.

Историческій очеркъ дѣятельности завода *Worthington* въ періодѣ 1860—1891 гг. и данныя о послѣдовательномъ совершенствованіи кон-

---

*) См. *Журн. Общ. нѣм. инж.* 1885 г., № 34, стр. 668.

струкціи насосовъ этого завода желающіе найдутъ въ *Eng. News*, 1893, *march* 23.

163. **Примѣненіе насосовъ Worthington въ водопроводномъ дѣлѣ** началось въ Америкѣ. Самыя первыя установки этихъ насосовъ были сдѣланы еще въ 1854 г. въ *Savannah* и въ 1856 г. въ *Cambridge*; на этой послѣдней станціи суточная подача воды была въ 90.000 вед. на высоту 100 фут., паровая часть была выполнена по системѣ компаундъ, малый паровой цилиндръ діам. 12 дм. помѣщался внутри большого съ діам. 25 дм. (см. *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 22, стр. 607).

Первая установка насосовъ *duplex-compound* по типу **фиг. 237**, *B* была сдѣлана въ 1863 г. на водокачкѣ въ *Charletown*.

Въ 1880 г. уже 200 американскихъ городовъ были снабжены на своихъ станціяхъ водоснабженія насосами *Worthington;* продуктивность ихъ считалось возможнымъ имѣть тогда въ предѣлахъ 50—65 (какъ *max* 77) милліоновъ фунто-фут. 1000 *lbs* пара (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1893, № 22, статья проф. *Riedler*).

Въ 1888 г. проф. *Gutermuth*, возвратившись изъ поѣздки въ Америку, констатируетъ, что тамъ насосами *Worthington* оборудовано *212* водоподъемныхъ станцій съ 242 большими насосами компаундъ, а малыхъ насосовъ въ потребленіи тамъ же—свыше 30.000 штукъ (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1888, № 32, стр. 739).

Въ 1886 г. были уже извѣстны въ Америкѣ (въ гор. *Boston*, *Montreal*, *New Bedford*, *Gravesand*, *Jersey City*—№ 7) шесть крупныхъ насосныхъ установокъ *Worthington* съ общей суточной подачей воды въ 39.000.000 галлоновъ, *min*—2, *max*—12 милліоновъ (см. *Engineering*, 1886, *aug.* 20).

На Парижской всемірной выставкѣ 1889 г. станція *Эйфелевой* башни питалась насосами *Worthington* системъ компаундъ, подача воды 6.500.000 галл. въ сутки, напоръ 980 фут. (см. *Engineering*, 1899, *may* 3, стр. 492), давленіе пара 150 *lbs*.

Компаундъ-насосы системы *Worthington* своимъ распространеніемъ на европейскихъ водопроводныхъ станціяхъ обязаны главнымъ образомъ отличному выполненію ихъ англійскимъ заводомъ *J. Simpson & Co.* Въ числѣ лучшихъ установокъ этого завода до 1891 г. считались 4 водопроводныя станціи съ насосами *Worthington*, на которыхъ расходъ пара на индикаторную силу въ часъ былъ полученъ отъ 8,2 до 7,3 *кг.*, а расходъ угля 0,95—0,8 *кг.* (см. *The Engineer*, 1891, мартъ).

На всемірной выставкѣ въ *Чикаго* въ 1893 г. насосная станція *Worthington* была оборудована вертикальными компаундъ-насосами ($D_1 = 760$, $D_2 = 1530$, $S = 1580$ мм.), которые подавали въ сутки $4^1/_2$ милл. ведеръ воды *) (см. *Richard*, *Exp. de Chicago*).

Насосы *Worthington* съ послѣдовательной работой пара въ трехъ паровыхъ цилиндрахъ появились въ 1-й разъ на интернаціональной вы-

---

*) Рисунки и описаніе всѣхъ насосовъ *W.*, экспонированныхъ въ Чикаго, помѣщены въ журн. *The Eng.*, 1893, *march* 24, стр. 245—255.

ставкѣ въ *Lyon* въ 1894 г., гдѣ для нихъ гарантированъ былъ расходъ пара въ часъ на индикаторную силу въ **7** кг. Отчетъ о результатахъ, полученныхъ на новѣйшихъ установкахъ насосовъ этого типа, — см. въ § 164—165.

164. **Условія работы и продуктивность насосныхъ паровыхъ установокъ, сдѣланныхъ въ послѣднее 20-лѣтіе.** Въ этомъ § сгруппированы въ сжатой формѣ наиболѣе интересныя и характерныя литературныя данныя, выясняющія главныя условія работы наиболѣе крупныхъ насосныхъ установокъ послѣдняго 20-лѣтія, расходъ ими топлива, пара, продуктивность и т. п. Тутъ же сдѣланы указанія, гдѣ можно найти чертежи описанныхъ здѣсь насосовъ и различныя дополнительныя данныя, болѣе подробно обрисовывающія всю обстановку опытовъ. Данныя приведены для насосовъ компаундъ и тройного расширенія.

А. Компаундъ-насосы, работающіе съ маховикомъ.

1. Водокачка гор. *Москвы* (ст. *Алексѣевское*) для подачи 580 тысячъ вед. воды въ сутки. Машина *компаундъ*, распредѣленіе пара скользящими золотниками, насосы четверного дѣйствія съ клапанами *Ридлера*. Строитель—зав. *бр. Бромлей* въ Москвѣ. Опыты—1888 г.

Діам. паров. поршней 12×18 дм., плунжеровъ $7^1/_2$ дм., общій ходъ поршней 22 дм., оборотовъ вала въ мин. 90, скорость поршней 5,5 фут. (1,68 мт.) въ сек. Высота напора 115 фут. Давленіе въ котлѣ 5 атм., степень расширенія пара въ машинѣ 1 : 10.

Относя разсчетъ къ условному топливу съ 10-кратной испарительной способностью, получали продуктивность машины

на 100 фн. «условнаго топлива». . . . . 59,5 милліоновъ фунто-фут.

Детальные чертежи этой машины и насосовъ помѣщены въ моемъ *Атл. насос.*, табл. 19, 20, 22, 23, 37, 38, 39, 46, 47. 48.

2. Водокачка въ *Берлинѣ* (*Wasserwerk am Mueggelsee*) для подачи 120 куб. мт. въ мин. (ок. 600 тыс. вед. въ часъ) подъ напоромъ 26 мт. (85 фут.). Машина *компаундъ*, распредѣленіе пара клапанами, насосы четверного дѣйствія. Строитель—зав. «*Cyclop*» въ Берлинѣ. Опыты 1898 г. въ теченіе 48 часовъ.

Діам. паров. цил. 500×840 мм. ($19^3/_4$×33 дм.), плунжеры 380 мм. (15 дм.), общій ходъ 1100 мм. (3,6 фут.), оборотовъ въ мин. 45 (*max* — 55), скорость поршней 1,65 мт. (5,4 фут.) въ сек. Расходъ угля на эффективную силу **1,115** кг. (2,54 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля . . . . . 87,5 милл. фунто-фут.

Опыты описаны въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1898, № 51.

3. Водокачка въ гор. *Ulm* для подачи 90 *lt* въ сек. (52,5 тыс. вед. въ часъ) на высоту 48 мт. (157,5 фут.). Машина *компаундъ*, распредѣленіе пара клапанами, насосы четверного дѣйствія. Строитель—зав. *G. Kuhn* въ Штутгартѣ. Опыты 1896 г.

Діаметры паров. цил. 330×500 мм. (13×19¾ дм.), плунжеры 230 мм. (9 дм.), общій ходъ 760 мм. (30 дм.), оборотовъ въ мин. 48, скор. поршней 1,22 мт. (4 фут.). При опытахъ обнаружилось, что *n* можно довести до 65 въ мин., имѣя вполнѣ спокойный ходъ машины. Коэф. полезн. дѣйствія машины и насосовъ 0,86. Расходъ пара на индикаторную силу — **8,26** *кг.* (18,21 *lbs*), а на эффективную силу **9,6** кг. (21,16 *lbs*). Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара . . . . . 93,6 милл. фн.-фт.

Опыты описаны въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1898, № 10.

4. Водокачка въ *Вѣнѣ* (*Wasserwerk von Breitensee*) для подачи 8000 куб. мт. (650 тыс. вед.) въ сутки подъ напоромъ 33 мт. (108 фут.). Машина *компаундъ*, распредѣленіе пара клапанное, насосы четверного дѣйствія съ клапанами *Ридлера*. Строитель — *Maerky, Bromovsky & Schulz* въ *Koeniggraetz*. Опыты 1897 г. въ теченіе 20 часовъ.

Діам. паров. цил. 420×650 мм. (16½×25½ дм.), плунжеровъ 270 мм. (10½ дм.), общій ходъ 750 мм. (29½ дм.), оборотовъ въ мин. 40 (*max* — 50), скорость поршней въ сек. $c = 1$ мт. (3,28 фут.). Давленіе въ котлѣ 7 атм., питательная вода 38°*C*, вакуумъ въ конденсаторѣ до 70 см. ртутнаго столба. Индикаторныхъ силъ 66, коэф. полезн. дѣйствія машины и насоса 0,863. Расходъ угля на индикаторную силу **1,265** кг. Расходъ пара на индикаторную силу **8,04** кг. (17,72 *lbs*), на дѣйствительную силу 9,32 кг. (20,54 *lbs*). Конденсаціонной воды показано 18,4%. Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара . . . . 96,4 милл. фунто-фт.

Опыты и конструкція машины описаны въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1899, № 1.

5. Водокачка въ *Witten* (Вестфалія) для подачи 216 куб. мт. въ мин. (400 тыс. вед. въ сутки) на высоту 106 мт. (348 фт.). Машина *компаундъ*, клапанное распредѣленіе пара, насосы четверного дѣйствія. Строитель — зав. *G. Kuhn in Stuttgart*. Опыты 1896 г. въ теченіе 8 часовъ.

Діам. паров. цил. 550×825 мм. (21¾×32½ дм.), плунжеръ 240 мм., (9½ дм.), общій ходъ поршней 1100 мм. (3,6 фут.); оборотовъ у вала 50 въ мин., скорость поршней 1,83 мт. (6 фут.). Давленіе въ котлѣ во время опыта 5 атм. по маном. и напоръ 84 мт. (новые котлы на 8 атм. еще не были поставлены). Индикаторныхъ силъ 187, на треніе 12,5%. Расходъ пара на индикаторную силу **8,23** кг., на дѣйствительную 9,3 кг. Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара . . . . 96,6 милліон. фн.-фт.

При употребленіи пара въ 8 атм. ожидалось уменьшеніе расхода пара на 1 эффект. силу до 8,45 кг., и тогда продуктивность повысилась бы до 106 милл. фн.-фт.

Опыты описаны въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1898, № 10, стр. 269.

6. Водокачка въ *Colchester* (въ Англіи) для подачи 1½ милл. галл. (650 тыс. вед.) въ сутки подъ напоромъ 247 фут. Машина *компаундъ*,

съ вертик. цил. Строитель — *Easton, Anderson & Goolden*, опыты 1894 г.

Горячій цил. 14 дм. діам., *два* холодныхъ по 20 дм.; насосы *Армстронга* (§ 37), діам. поршня $11^1/_2$, плунжера $8^1/_4$; общій ходъ поршней 36 дм. Оборотовъ вала 31,5 въ мин., скорость поршней 3,15 фут. (0,96 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 120 *lbs* (8,2 атм.), 1 *lbs* угля испарялъ 12,13 *lbs* воды. Индикаторныхъ силъ 107, на треніе 15%. Расходъ угля на индикаторную силу **0,794** кг. (1,75 *lbs*), на эффективную силу—0,93 кг. (2,05 *lbs*). Расходъ пара на индикаторную силу—**8,06** кг. (17,77 *lbs*), на эффективную силу—9,11 кг. (20,09 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля. . . . . 107.693.000 фн.-фт.
» 1000 *lbs* пара . . . . 98.500.000 »

Опыты описаны въ журн. *The Engineer.*, 1896, *jan.* 10, *pg.* 33.

7. Водокачка въ *Newton* (С. А. Шт.) для подачи 5 милл. амер. галл. (1,5 милл. вед.) подъ напоромъ 235 фут. Машина *компаундъ* съ маховикомъ, распредѣленіе пара кранами *Корлисса*, насосы четверного дѣйствія. Строитель—зав. *Blake Mnfg. C°*. Опыты 1892 г., производилъ ихъ проф. *Peabody* въ теченіе 12 час.

Діам. паров. цил. 21 × 42 дм., плунжеровъ 13,5 дм., общій ходъ поршней 40 дм., оборотовъ въ мин. 38, скорость поршней 1,28 мт. ($4^1/_4$ фут.). Давленіе въ котлѣ 123 *lbs* (8,4 атм.), въ конденсаторѣ 68,8 см. ртутн. столба; питательная вода 47°*C*. Индикаторныхъ силъ 253, коэф. полезн. дѣйствія машины и насоса 0,958; 1 *lbs* угля испарялъ 9,83 *lbs* воды. Расходъ угля на индикаторную силу **0,685** кг. (1,51 *lbs*), пара — **6,84** кг. (15,08 *lbs*). Продуктивность машины получилась равной:

на 112 *lbs* угля. . . . 130,45 милліоновъ фунто-фут.
» 1 милл. англ. калорій. 116,17 » » »

Подробное описаніе опытовъ съ этою машиною изложено мною въ журн. *Техническій Сборникъ*, 1893 г., №№ 1 и 2, на основаніи брошюры проф. *Peabody*. Чертежи машины помѣщены въ *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 34, стр. 1034.

Б. Компаундъ-насосы, работающіе безъ маховика.

Водокачка въ *Memphis* на 8 милл. галл. (2,4 милл. вед.) въ сутки. Насосы *Worthington*, сист. компаундъ, съ охлажденіемъ пара, съ компенсаторами, краны *Корлисса*. Строитель—*J. Simpson & Co*, опыты 1891 г.

Паровые цилиндры—діам. 30 и 60 дм., плунжеръ 27 дм., общій ходъ 48 дм. Давленіе въ котлѣ—7 атм. Оборотовъ въ минуту 16, скорость $c = 25{,}6$ дм. (0,6 мт.) въ сек. Насосы двойного дѣйствія, 28 всасыв. и 28 нагнетат. клап., діам. $4^3/_4$ дм. Напоръ 250 фут. Индикаторныхъ силъ 605, на треніе 7%. Питательная вода 67° *C*. Пару съ 1 кв. фут. поверхности нагрѣва 5,14 *lbs*. Угля при 10-кратномъ испареніи на индикаторную силу **0,79** кг. (1,74 *lbs*); расходъ пара

на индикаторную силу **7,12** кг. (15,7 *lbs*). При опытахъ подача была 11 милл. галл. вмѣсто 8, а продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара. . . . . 117.325.000 фунто-фут.

Опыты описаны въ *Engineering*, 1892, *febr.* 12, стр. 192—194.

B. Насосы безъ маховика, въ которыхъ паръ работаетъ послѣдовательно въ трехъ цилиндрахъ.

1. Водокачка въ *Hampton* (въ Англіи—*West Middlesex Waterworks*) для подачи 16 милл. англ. галл. (6 милл. вед.) въ сутки. Насосы *Worthington тройного* расширенія, съ вертик. цил., кранами *Корлисса*, съ компенсаторами и балансиромъ. Строитель—*J. Simpson & Co*, опыты 1896—97 гг. въ теченіе 12 час.

Діам. паров. цил. 18½, 29, 45 дм., плунжеровъ 29, общій ходъ 60 дм. Отношеніе объемовъ у паров. цил. = 1 : 2, 44 : 6. При двухъ машинахъ—2 насоса двойного дѣйствія. Цилиндры высокаго и средняго давленія—на одной вертикали, низкаго давленія—на другой; между ними—балансиръ. Вѣсъ всѣхъ частей машины, оказывающихъ на работу ея инерціонное дѣйствіе, приведенный къ площ. сѣченія большого цилиндра, = 11,05 *lbs* на кв. дм. (0,777 кг. на кв. см.). Оборотовъ въ мин. 20, скорость поршней 40 дм. (1,02 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 95 *lbs* (6,5 атм.), въ конденсаторѣ—отъ 27 до 27,7 дм.

Опыты были произведены два раза 21.XII.96 и 5.II.97, въ 1-й разъ подъ напоромъ 92 фут., а 2-й подъ напоромъ 129 фут., при разной степени напряженности топки и съ питаніемъ котла то холодной водой (4—6° *C*), то горячей (48—53° *C*).

Напряженность топки котловъ и продуктивность машинъ можно охарактеризовать слѣдующими данными:

			Опытъ 1896 г.	Опытъ 1897 г.	
Сгорало угля на 1 кв. фут. рѣшетки въ часъ.			9,34	13,6	*lbs*
1 ф. угля испарялъ воды			9,964	9,423	»
Снимали пара съ 1 кв. фут. поверхности нагрѣва въ часъ.			2,86	3,945	»
Температура газовъ у борова трубы. . . .			171	263°	*C*
Расходъ пара въ часъ	на индикаторную силу		15,08	15,43	*lbs*
	»		**6,84**	**7,0**	*кг.*
»	на эффективную силу		17,45	17,10	*lbs*
»	»		**7,92**	**7,76**	*кг.*
Продуктивность въ милліонахъ фн.-фт.	на 112 *lbs* угля	холодное питаніе.	126,65	122,3	
		горячее »	136,76	130,9	
	на 1000 *lbs* пара		113,35	115,8	
Угля на индикаторную силу-часъ		холодное питаніе. . .	0,685	0,744	*кг.*
		горячее » . . .	**0,635**	**0,694**	»
Угля на эффективную силу-часъ		холодное » . . .	0,794	0,821	»
		горячее » . . .	**0,735**	**0,770**	»

Опыты описаны въ журналѣ *The Engineer*, 1897, sept. 24, pg. 308—310.

2. Водокачка въ *Hornsey Sluice* (въ Амер.) для подачи 5 милл. амер. галл. (1,5 милл. вед.) въ сутки. Насосы *Worthington* **тройного** расширенія, съ горизонт. цил., клапанами *Корлисса* и компенсаторами. Строитель—*J. Simpson & C°*. Опыты 1894 г.

Діам. пар. цил. 16, 25, 42 дм., плунжеровъ 17,5, общій ходъ 43,5 дм. Два насоса двойного дѣйствія; напоръ 263 фут. Оборотовъ 25,2 въ мин., $c=3$ фут. (0,93 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 130 *lbs* (8,8 атм.). Индикаторныхъ силъ 353, на треніе 15,6%. Фунтомъ угля испарялось 10,7 *lbs* воды. Расходъ угля на индикаторную силу **0,598** кг. (1,34 *lbs*), на дѣйствительную силу—0,721 *кг*. (1,59 *lbs*). Расходъ пара на индикаторную силу — **6,44** кг. (14,2 *lbs*), на эффективную силу — 7,62 кг. (16,8 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля . . . . 139.500.000 фунто-фут.

Опыты описаны въ *Engineering*, 1894, *nov*. 30. pg. 817.

Г. Насосы тройного расширенія, работающіе съ маховикомъ.

1. Водокачка гор. *Москвы* (ст. Мытищи) для подачи $1^1/_2$ милл. ведеръ въ сутки каждой изъ 3 машинъ на высоту 97 фут. Машины **тройного** расширенія, распредѣленіе пара клапанное, цил. горизонтальные, у насосовъ—клапаны *Ридлера*. Строитель—зав. *Бр. Бромлей* въ Москвѣ. Опыты—1893 г., производила ихъ «*Высочайше* утвержденная комиссія при постройкѣ Московскаго водопровода» въ теченіе 6 сутокъ.

Діам. паров. цил. $10\times15\times26$ дм. ($254\times381\times660$ мм.), діам. плунжеровъ у насосовъ четверного дѣйствія $11^1/_2$ дм. (292 мм.), общій ходъ поршней 30 дм. (762 мм.); оборотовъ вала въ минуту 72, скорость поршней въ сек. 6 фут. (1,83 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 12 атм. Индикаторныхъ силъ 109, коэф. полезн. дѣйствія машины и насосовъ 0,837. Расходъ пара на индикаторную силу **6,34** кг. (13,98 *lbs*). Продуктивность машины, по взаимному соглашенію, исчислялась на 100 фн. сожженнаго топлива, имѣющаго условную 10-кратную испарительную способность и была получена

на 100 фн. «условнаго топлива» . . . . 99.534.648 фунто-фут.

на 100 фн. нефти . . . . . .122,5 милл. » »

Опыты и мотивировка разсчета описаны въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общ*. за 1893—4 г., № 5, а на нѣмецкомъ языкѣ (съ чертежами)—въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1895, № 5.

2. Водокачка въ *Washington* («**U**—*Street Station*») для подачи 5 милл. амер. галл. (1,5 милл. вед.) въ сутки. Машина **тройного** расширенія, съ гориз. цил., съ маховикомъ. Строитель—*Nordberg Mnfc C°*. Опыты—1896 г. въ теченіе 10 дней.

Діам. паров. цил. 16, 30, 45 дм., плунжеровъ 10 дм., общій ходъ 40 дм. Три насоса двойного дѣйствія. Оборотовъ 45,5 въ минуту, ско-

рость поршня 5 фут. (1,67 мт.) въ сек. Напоръ 350 фут. Давленіе въ котлѣ 150 *lbs* (10,2 атм.), вакуумъ въ конденсаторѣ—26 дм. ртутн. столба. Питательная вода—87°*C*. Индикаторныхъ силъ 347, на треніе 9%. Фунтъ угля выпаривалъ 9,3 *lbs* воды. Расходъ угля на индикаторную силу **0,671** кг. (1,48 *lbs*), пара—**6,26** кг. (13,81 *lbs*). Продуктивность машины

на 100 *lbs* влажнаго угля	121.749.000	фунто-фут.
» » сухого »	124.870.000	» »
на 1000 » пара	130.290.000	» »
на 1 милл. англ. калорій	124.784.000	» »

Опыты описаны въ *Engineering*, 1896, *dec.* 18, *pg.* 815; въ журн. *The Engineer*, 1897, *apr.* 30.

3. Водокачка гор. *Москвы* (ст. *Алексѣевское*) для подачи 1,5 милл. вед. каждой изъ трехъ машинъ на высоту 155 фут. Машины **тройного** расширенія, распредѣленіе пара клапанное, цил.—горизонтальные, насосы четверного дѣйствія съ клапанами *Ридлера*. Строитель — зав. *Доброва и Набгольцъ* въ Москвѣ. Опыты — 1893 г., производила ихъ «*Высочайше* утв. комиссія для постройки Московскаго водопровода»; испытанія были трехсуточныя и двухнедѣльныя.

Діам. паров. цил. малаго и средняго $10^1/_{16} \times 18^1/_4$ дм. при ходѣ поршней 32 дм., а у большого цил.—діам. 29 дм., ходъ 36 дм. Отношеніе рабочихъ объемовъ паровыхъ цил. = 1 : 3,2 : 10,14; общая степень расширенія пара 1 : 22,5 при наполненіи у малаго цил. въ 45%. Оборотовъ у вала въ мин. 60, *max* скорости поршней 6 фут. (1,83 мт.) въ сек. Діам. насосныхъ плунжеровъ $11^1/_2$ дм. Давленіе въ котлѣ 11 атм., перегрѣвъ пара на величину до 6°*C*; питательная вода до входа въ экономайзеръ 70°*C*, по выходѣ изъ него 130—140°*C*. Температура газовъ при входѣ въ экономайзеръ 250°*C*, по выходѣ изъ него 150°*C*. Индикаторныхъ силъ 168, коэф. полезнаго дѣйствія машины и насосовъ 0,887.

При двухнедѣльныхъ испытаніяхъ обнаруженъ былъ расходъ пара на индикаторную силу **6,17** *кг.* (13,6 *lbs*).

Трехдневное испытаніе показало продуктивность машинъ, если относить ее къ топливу, имѣющему 10-кратную испарительную способность, слѣдующею:

на 100 фн. условнаго топлива . . .	133.477.000	фн.-фт.
на 112 » » » . . .	148.049.000	» »
на 100 фн. нефтян. остатк.	163,5 милл.	» »

Двухнедѣльное испытаніе машинъ дало продуктивность:

на 100 фнт. условнаго топлива . . .	131,45 милл.	фн.-фт.
на 112 » » » . . .	147,22 »	» »
на 1000 фн. пара.	123,2 »	» »
на 100 фнт. нефтян. остатковъ . . .	161,03 »	» »

Опыты описаны въ *Бюллетеняхъ Политехническаго Общества*, 1895—6 г., № 1 и въ *Журн. общ. нѣм. инж.* 1895, № 25.

Въ 1898 г. на той же водокачкѣ и тѣмъ же заводомъ поставлены машины нѣсколько большей силы. Діам. паров. цил. малаго и средняго 13 и 22 дм., ходъ поршней 32 дм.; діам. большого цилиндра $34^1/_2$ дм., ходъ его 36 дм. Отношеніе рабочихъ объемовъ паровыхъ цилиндровъ 1 : 2,87 : 7,91. Діаметръ насосныхъ плунжеровъ $13^1/_4$ дм. Число дѣйствительныхъ силъ машины 228, индикаторныхъ силъ 250,5; коэффиціентъ полезнаго дѣйствія машины и насосовъ 0,88.

Расходъ пара на дѣйствительную силу въ часъ 6,55 кг., а на индикаторную—5,76 кг. (12,7 *lbs*). Продуктивность машины

на 1000 фнт. пара . . . . . 135,3 милліон. фн.-фт.

4. Водокачка восточной части гор. *Лондона* (*at Waltham Abbey*) для подачи $1^1/_2$ милл. галл. (550 тыс. вед.) въ сутки на высоту 444 фут. Машина **тройного** расширенія, *первая* изъ машинъ этого класса, поставленныхъ на городскихъ водокачкахъ; цилиндры вертикальные, распредѣленіе пара скользящими золотниками; насосы тройного дѣйствія. Строитель — *Richardson & Sons* въ *Hartlepool.* Опыты — 1888 г.

Діам. паровыхъ цил. $18 \times 32^1/_2 \times 51$ дм., плунжеровъ 12, ходъ поршней 36 дм., оборотовъ въ мин. 24, скорость поршней 28,8 дм. (0,73 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 130 *lbs* (8,8 атм.). Индикаторныхъ силъ 160, коэф. полезн. дѣйствія машины и насосовъ 0,875. Расходъ пара на индикаторную силу **5,85** кг. (12,9 *lbs*), на дѣйствительную силу 5,67 кг. (14,7 *lbs*). Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара . . . . . 134,7 милліон. фунто-фут.

Опыты описаны въ журн. *The Engineer*, 1889, авг. 16.

5. Водокачка въ *St. Paul* (въ Америкѣ) на 10 милл. галл. (3 милл. вед.) въ сутки, напоръ 147 фут., машина **тройного** расширенія, съ маховикомъ, съ вертик. цил. Строитель — *E. P. Allis & Co.* Опыты—1898 г., дѣлалъ ихъ инж. *Hunt* въ теченіе трехъ сутокъ.

Діам. паров. цил. $21^1/_2$, 38, 56 дм., насосн. плунжеровъ $24^3/_4$ дм., общій ходъ 42 дм.; оборотовъ въ мин. 27, скорость $c = 3,15$ ф. (0,96 мт.) въ сек. Насосы тройного дѣйствія. Давленіе въ котлѣ 128 *lbs* (8,7 атм.). Индикаторныхъ силъ 280, на треніе 6,11%; вѣсъ машины 200 *tn.* Пару съ 1 кв. фт. поверхн. нагрѣва 7,57 *lbs.* Пару на индикаторную силу **5,81** кг. (12,82 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля . . . . . 130 милліоновъ фунто-фут.

на 1000 *lbs* пара . . . . . 144,463 » » »

Опыты описаны въ *Engineering News.* 1898, *dec.* 29, стр. 421.

6. Водокачка въ *Ливерпуль* (*Aubree Street Station*) для подачи 7 милл. галл. ($2^1/_2$ милл. вед.) въ сутки подъ напоромъ 102 фут. Машина **тройного** расширенія, вертик. цил., краны *Корлисса.* Строитель— *Hathorn, Davey & Co.* Опыты 1897 г.

Діам. паров. цил. 15, 23, 38 дм., плунжеровъ 22, общій ходъ 36 дм., оборотовъ у вала 34 въ мин., скор. поршней 34 фут. (1,04 мт.) въ сек. Индикаторныхъ силъ 180, на треніе 13,2%. Давленіе въ котлѣ

140 *lbs* (9,5 атм.), 1 *lbs* угля испарялъ 9,5 *lbs* воды. Насосы *тройного* дѣйствія. Расходъ угля на индикаторную силу—**0,66** кг. (1,46 *lbs*). Расходъ пара на индикаторную силу—**5,79** кг. (12,76 *lbs*), на эффективную силу—6,63 кг. (14,62 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля . . . . . 131.730.000 фн.-фт.
» 1000 *lbs* пара . . . . . 134.330.000 » »

Опыты описаны въ журн. *The Engineer*, 1897, *oct.* 15, *pg.* 380.

7. Водокачка въ *Roterdam* для подачи 150 тысячъ галл. (50 тыс. вед.) въ сутки каждой машиной при напорѣ 100 фут. Машины **тройного** расширенія, съ гориз. цил., съ махов. Строитель—*Fyenoord Works*, опыты 1896 г.

Діам. паров. цил. $15^3/_4$, $24^3/_8$ и $36^1/_4$ дм., плунжеровъ $15^3/_8$, общій ходъ $35^3/_8$ дм., оборотовъ у вала 44 въ мин., скорость поршней 52 дм. (1,32 мт.) въ сек. Индикаторныхъ силъ 230, золотники—скользящіе; коэф. полезнаго дѣйствія машины и насосовъ для машины № 7—0,793, для № 8—0,848; на треніе и др. потери тратится отъ 15,2 до 20,7%. Давленіе въ котлѣ 12 атм. Расходъ пара машинами оказался слѣдующимъ:

на индикаторную силу—№ 7 . . . . 5,84 кг. (12,88 *lbs*)
» » » —№ 8 . . . . **5,62** » (12,4 *lbs*)
» дѣйствительную силу—№ 7 . . . 7,37 » (16,25 *lbs*)
» » » —№ 8 . . . . **6,64** » (14,63 *lbs*).

Опыты описаны въ журн. *The Engineer*, 1897, 30 апрѣля.

8. Водокачка въ *Buffalo* на 30 милл. галл (9 милл. вед.) въ сутки, машина **тройного** расширенія, съ маховикомъ, съ вертик. цил. и кранами *Корлисса*. Строитель—*Lake Erie Engineering Works* въ *Buffalo*. Опыты 1897 г., дѣлали ихъ инж. *Carlton* и *Barrus* въ теченіе 12 час.

Діам. паров. цил. 37, 63, 94 дм., насосн. плунжера 42 дм., общій ходъ 60 дм. Оборотовъ въ мин. 21, скорость поршней $c = 42$ дм. (1,065 мт.) въ сек. Насосы тройного дѣйствія. Давленіе въ котлѣ 166 *lbs* (11,3 атм.). Индикаторныхъ силъ 1186, работа на треніе 5,06%. Гидродинамическій напоръ 200 фут. (6 атм.). Питательная вода 38° *C*. Расходъ пара на индикат. силу: безъ конденсаціонной воды въ рубашкахъ и трубахъ **4,85** кг. (10,7 *lbs*), всего пара **5,62** кг. (12,39 *lbs*). Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара . . . . . 152.041.000 фунто-фут.
» 1 милл. англ. калорій . . . 135.403.000 » »

Опыты описаны въ *Eng. News*, 1897, *sept.* 30, № 14, стр. 214; *The Engineer*, 1897, *oct.* 29. Заказъ исполненъ въ 150 дней.

9. Водокачка въ *Millwaukee* (*North Point Station*) для подачи 18 милл. амер. галл. (5,5 милл. вед.) въ сутки. Машина **тройного** расширенія, съ маховикомъ, съ вертик. цил., кранами *Корлисса*. Строитель—*E. P. Allis & Co*, конструкторъ *Irving Reynolds*. Опыты 1892—93 г. въ теченіе 24 час. каждый разъ.

Діам. паров. цил. 28, 48, 74 дм., плунжеровъ 32, общій ходъ 60 дм., оборотовъ у вала 20 въ мин., скорость поршней 40 дм. (1,1 мт.) въ сек. Напоръ 160 фут., давленіе въ котлѣ 120 *lbs* (8,2 атм.), питательная вода 56° *C*. Насосы тройного дѣйствія. Индикаторныхъ силъ 575, на треніе 9%. Фунтомъ угля испарялось 8,8 *lbs* воды. Опыты были сдѣланы сначала самимъ заводомъ, затѣмъ профессоромъ *Carpenter* и, наконецъ, представителями *Sibley College*.

Опыты **строителя** машины.

Угля на индикаторную силу	**0,63**	кг.	(1,387 *lbs*).
Пара » »	**5,51**	»	(12,15 *lbs*).
Милліоновъ фн.-фт. на 112 *lbs* угля			142
» » » 1 милл. англ. калорій .			127,1

Опыты проф. **Carpenter**.

Угля на индикаторную силу	**0,60**	кг.	(1,326 *lbs*).
Пара » »	**5,35**	»	(11,8 *lbs*).
» на эффективную силу	5,9	»	(13 *lbs*).
Милліон. фн.-фт. на 112 *lbs* угля			152,63

Опыты *Sibley College*.

Коэф. полезн. дѣйствія машины и насоса			0,9178
Пара на индикаторную силу	**5,3**	кг.	(11,678 *lbs*).
Милліон. фн.-фт. на 100 *lbs* угля			143,5
» » » 1000 *lbs* пара			152,448
» » » 1 милл. англ. калорій			137,056

Опыты описаны профессоромъ *Thurston* въ *Engineering*, 1894, *june* 15—22. Чертежи—въ *Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 34, стр. 1032—3

10. Водокачка въ *St. Gallen* (Швейцарія). Машина **тройного** расширенія, гориз. цил., паровые клапаны *Зульцера*, насосные—проф. *Ридлера*. Строитель—*Gebr. Sulzer* въ Винтертурѣ. Опыты 1897 г., въ теченіе 36 часовъ, дѣлалъ опыты проф. *Stodola*.

Діам. паров. цил. 360,4 мм. ($14^1/_4$ дм.), 600,5 мм. ($23^3/_4$ дм.), 875 мм. ($34^1/_2$ дм.); діам. насосн. поршня 165 мм. ($6^1/_2$ дм.), его штока 85 мм. ($3^3/_8$ дм.); общій ходъ поршней 1000 мм. (3,28 фт.). Отношеніе рабочихъ объемовъ у паровыхъ цил. 1 : 2,1 : 6,2. Оборотовъ вала въ мин. 60, скорость поршней 2 мт. (6,56 фут.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 10,5 атм. по манометру, вакуумъ въ конденсаторѣ 66 см. ртути. Высота всасыванія 3,6 мт., гидродинамическій напоръ 342 мт. (**1122** фут.). Индикаторная работа 210,8 силъ, на треніе 17,3—19,4%. Топливо—коксъ, теплотворная способность 5523—7051, золы 7,2—17,5%; 1 кг. кокса испарялъ 5,78—9,43 кг. воды. Расходъ кокса на индикаторную силу **0,56** кг., на дѣйствительную 0,696 кг. Расходъ пара на индикаторную силу отъ **5,17** до 5,37 кг. (11,406 *lbs*).

Опытъ 6 марта 1897 былъ изъ наиболѣе удачныхъ. За всѣ 8 часовъ израсходовано пара 8809 кг., сгустилось въ рубашкахъ и паропроводѣ 91,4, введено въ машину 8702,2 кг., чему соотвѣтствуетъ расходъ

пара въ часъ 2398,5 *lbs*. Работа насоса, вычисленная по индикаторной діаграммѣ самого насоса, = 170,58 сил., чему соотвѣтствуетъ работа въ часъ

170,58 . 3600 . 550 = 337 . 748 . 400 фунто-фут.

Продуктивность машины получится поэтому равной

на 1000 *lbs* пара. . . . . 140.800.000 фунто-фут.

Опыты описаны въ *Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.*, 1898, №№ 8, 9, 10. Тамъ же даны и чертежи всей установки.

11. Водокачка въ *Indianapolis* на 20 милл. галл. (6 милл. вед.) въ сутки, машина **тройного** расширенія. Строитель — *Snow Steam Pump Co.* въ *Buffalo*. Опыты 1898 г., дѣлалъ ихъ проф. *Goss* въ теченіе 8 час.

Діам. паров. цил. 29, 52, 80 дм., насосн. плунжера 33 дм., общій ходъ 60 дм. Оборотовъ въ мин. 21,5. Скорость $c = 43$ дм. (1,1 мт.) въ сек. Насосы тройного дѣйствія. Давленіе въ котлѣ 156 *lbs* (10,6 атм.), степ. сух. пара 98,8%, индикаторныхъ силъ 755, на треніе — 4,6%. Гидродинам. напоръ — 6 атм. Расходъ пара на индикаторную силу въ часъ **5,107** кг. (11,26 *lbs*). Питательная вода — 44° *C*. Продуктивность машины

на 1000 *lbs* пара. . . . . 167.800.000 фунто-фут.
на 1 милл. англ. калорій . . . 150.100.000 » »

Опыты описаны въ *Eng. News*, 1898, *sept*. 29, № 13, стр. 206.

12. Водокачка въ *Boston* (*Chestnut Hill Station*) для подачи 18 милл. амер. галл. (5,5 милл. вед.) въ сутки подъ напоромъ 137 фут. Машина **тройного** расширенія съ вертик. цил. и скользящими золотниками, съ 3 насосами двойного дѣйствія, клапаны — *Ридлера*. Строитель — *E. D. Leavitt*. Опыты 1895 г.

Діам. паров. цил. 13,7 × 24,4 × 39 дм., ходъ поршней 72 дм., насосн. плунжеры — діам. 17½ дм., ходъ 48 дм., оборотовъ въ мин. 50; скорость паровыхъ поршней 10 фут. (3,05 мт.), насосныхъ 6,66 фут. (2,03 мт.) въ сек. Давленіе въ котлѣ 185 *lbs* (12,6 атм.). Индикаторныхъ силъ 576, коэф. полезн. дѣйствія машины и насосовъ 0,894; 1 *lbs* угля испарялъ 8,88 *lbs* воды. Расходъ угля на индикаторную силу **0,553** кг. (1,22 *lbs*). Расходъ пара на индикаторную силу **5,08** кг. (11,2 *lbs*), на эффективную силу — 5,69 кг. (12,55 *lbs*). Продуктивность машины

на 112 *lbs* угля. . . . 157 милл. фунто-фут.

Опыты съ машиной и устройство ея описаны въ *Engineering*, 1896, *dec*. 25; въ *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1893, № 23; въ журн. *Eng. News*, 1892, *dec*. 22. Стальныя отвѣтственныя части машины (валы, кривошипы, шатуны, ползуны, балансиры и др.) выписаны отъ *Круппа*, закалены въ маслѣ, послѣ закалки рабочія поверхности расшлифованы.

165. **Расходъ пара въ паровыхъ насосахъ и др. паровыхъ машинахъ.** Въ этомъ § сгруппированы весьма поучительныя опытныя данныя относительно расхода пара въ паровыхъ машинахъ всѣхъ наименованій, въ томъ числѣ и въ паровыхъ насосахъ. Въ каждомъ изъ примѣровъ отмѣчены наиболѣе характерныя особенности въ условіяхъ работы машины и указанъ литературный источникъ, изъ котораго почерпнуты приводимыя здѣсь данныя. Это послѣднее сдѣлано съ тою цѣлію, чтобы желающіе могли провѣрить по оригиналамъ эти данныя и попутно, ознакомиться какъ съ конструкціею упоминаемыхъ здѣсь устройствъ, такъ и со всѣми подробностями въ обстановкѣ ихъ работы.

Во всѣхъ приводимыхъ здѣсь данныхъ **П** обозначаетъ *часовой расходъ пара*, выраженный въ *кг.* и приходящійся на 1 индикаторную силу машины, $\mathbf{П}_1$—на эффективную.

Многія изъ этихъ данныхъ являются весьма курьезными и до нѣкоторой степени даже неожиданными. Внимательный просмотръ ихъ, сопоставленія и взаимныя сравненія представляются поэтому крайне интересными и поучительными.

А. *Паровыя машины, работающія вовсе безъ расширенія пара или же съ расширеніемъ его* **ВЪ ОДНОМЪ** *цилиндрѣ.*

1. Паровые прямодѣйствующіе насосы на водокачкахъ Ю.-З. ж. д., издѣліе англ. зав. *Hayward Tyler* 80-хъ годовъ (*Engineering*, 1893, *nov.* 10) . . . . . **П = 140 — 312** *кг.*

2. Прямодѣйствующій паровой насосъ *Камерона.* Издѣліе завода Императорскаго Техническаго Училища 1879 г. Опыты инженеровъ Н. П. Зимина и К. П. Карельскихъ (*Извѣстія Политехническаго Общества,* вып. III, 1885 г., стр. 70). Давленіе пара 40 фунт. Топливо—антрацитъ съ испарительной способностью 5,5—6. Подача 1100—1450 вед. воды на высоту 40 фут. Расходъ угля на 1 эффект. силу въ часъ 52 — 56 фн. (21 — 22,5 кг.). Расходъ пара на 1 эффект. силу. . . . . $\mathbf{П_1 = 128 — 110}$ *кг.*

3. Пульзометръ американскаго издѣлія. Опыты инженеровъ Н. П. Зимина и К. П. Карельскихъ 1879 г. въ теченіе 10 сутокъ при разныхъ условіяхъ работы. Подача 1050 — 1650 вед. въ часъ на высоту 40 фут. Ударовъ въ мин. 40—50. Давленіе въ котлѣ 45—50 фунт. Топливо — грушевскій антрацитъ, 1 ф. его испарялъ около $5^1/_4$ ф. воды. Расходъ топлива на 1 эффект. силу 47—83 фн. (19—33 кг.). Подогрѣвъ воды 3—9°*C.* (*Извѣстія Политехническаго Общества,* вып. III, 1885 г.). Расходъ пара на эффект. силу въ часъ . . $\mathbf{П_1 = 180 — 107}$ *кг.*

4. Пульзометръ нѣмецкаго издѣлія изъ наименѣе производительныхъ. Опыты на ж. д. *Berlin-Bromberg* 1886 г. Расходъ пара на 1 эффективную силу (при подогрѣвѣ воды на 0,35—2,6°*C*) въ часъ. $\mathbf{П_1 = 140 — 104}$ *кг.*

5. Пульзометръ нѣмецкаго издѣлія изъ наиболѣе производительныхъ. Опыты 1885 г. на выставкѣ въ Герлицѣ. Ударовъ въ мин.

40—42, подача въ мин. 4 куб. мт. (325 вед.) на высоту 9 мт. (25,5 фут.). Подогрѣвъ воды до 1° *C* (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1885 г., стр. 755). На 1 эффект. силу . . . . . **П₁ = 47 — 38** кг.

6. Одноцилиндровыя паровыя водокачки съ зубч. передачей и маховикомъ на Ю.-Зап. ж. д., издѣліе зав. *Cockerill* 80-хъ годовъ (*Engineering*, 1893, *nov.* 10, статья инж. А. П. Бородина). **П = 37 — 49**.

7. Паровые насосы типа *Вортингтонъ*, издѣліе московскихъ заводовъ 80-хъ годовъ, на водокачкахъ Ю.-Зап. ж. д. (статья Бородина А. П., *Engineering*, 1893, *nov.* 10). . . . . **П = 35 — 83**.

8. Питательный насосъ завода *Blake*, ходъ $S = 8{,}06$ дм., число индик. силъ 3,96; $n = 54$ обор. въ мин., $p = 68$ *lbs* (*Eng. News*, 1898, *nov.* 24) . . . . . **П = 42,5** кг.

9. Питательный насосъ завода *Worthington*, ходъ $S = 8{,}05$ дм., $n = 54$ обор. въ мин., давленіе пара $p = 67$ *lbs* (*The Engineer*, 1899, *fanv.* 13). . . . . **П = 42** *кг.*

10. Паровая турбина *Ляваля*, 10 силъ, опыты инж. *Vincotte* съ мятіемъ пара при впускѣ (Журналъ *Minssen—Mittheilungen aus der Praxis*, 1896, № 4) безъ конденсатора:

Давленіе въ котлѣ	6,80	6,85	6,92	6,0	атм.
При впускѣ въ турбину	3,26	4,72	6,17	6,31	»
Оборотовъ вала въ мин. . . .	24050	23850	23660	24140	
Нагрузка на тормазѣ	1	2	3	4	
Эффективныхъ силъ	3,36	6,66	9,99	13,44	
Пара на 1 эфф. силу въ кг . .	40,45	27,01	**22,40**	21,50	

11. Одноцилиндровая машина на пароходѣ «*Michigan*» 1861 г., 200 силъ, $n = 17$, $p = 2{,}5$ атм., въ конденсаторѣ 0,118 атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 25) . . . . . **П = 14,8.**

12. Паровозъ *Great Eastern Railway Co.* въ Англіи, діам. цил. $16^1/_2$ дм., ходъ поршней 22 дм., рабочая скорость поршней около 8,5 фут. (2,6 мт.), давленіе въ котлѣ 120 *lbs*. Опыты производилъ *Bryan Donkin* въ 1896 г. (*Engineering*, 1897, апрѣля 9); на пути изъ *Stratford* въ *Linn* (142 версты) машина развивала во время опыта 121 индик. силу и расходовала пара 15,2 кг. (33,4 *lbs*), на обратномъ пути — $N = 137$ инд. силъ. . . . . **П = 14,1** кг.

13. Товарный 8-колесный паровозъ Пенсильванской ж. д., опыты 1891 г., 680 индик. силъ, $p = 11^1/_4$ атм., 19 дм. цил., 26 дм. ходъ, діам. ведущ. колесъ 50 дм., вѣсъ въ работѣ 57,5 *tn*. (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1894, № 11). . . . . **П = 12,91**.

14. Насосы прямого дѣйствія зав. *Hathorn, Davey & Co* въ Лидсѣ (250 индик. с., $n = 6 - 8$, $p = 64$ фн.), продуктивность на топливо 10-кратнаго испаренія отъ 83 до 100 милл. фн.-фт. (*Engineering*, 1876, *nov.* 17). . . . . **П = 12,07.**

15. Водокачка *East London W. W.* (*Bow*), машина корнуэльской сист., съ конденсаторомъ, балансирная, съ верт. цил.—діам. 86 дм., ходъ 10 фут., насосн. плунжеры—діам. $43^3/_4$ дм., ходъ 9 фут.; скорость поршней *max* 3 фут. (0,91 мт.) въ сек.; $p=37$ *lbs* (2,5 атм.); индикаторныхъ силъ 183 (*Engineering*, 1897, *apr.* 9, опыты *Bryan Donkin*); въ рубашкѣ сгущалось пара на 1 инд. с. 0,53 кг. (0,94 *lbs*); *netto* . . . . . **П=10,88** кг. (24 *lbs*).

16. Курьерскій паровозъ зав. *Henschel*, 2 ведущихъ и 2 бѣгущихъ оси, 50 *tn* вѣсу, діам. цил. 430 мм., ходъ 600 мм., $p=12$ атм., діам. ведущихъ колесъ 1930 мм. Результаты опытовъ на линіи *Berlin—Erfurt* (*Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens*, 1894, № 3—4).

Скорость хода поѣзда . . .	50	60	70	80	90	*klmt*
Расходъ пара на индик. с.	**10,12**	10,43	10,82	11,55	12,74	*кг.*
» угля » . . .	1,26	1,33	1,39	1,52	1,73	»

17. Сдвоенная паровая машина на водокачкѣ въ *Barmen* съ гориз. цил. и клапаннымъ распредѣленіемъ. Издѣліе зав. *Egestorff* въ Ганноверѣ 1885 г. Подача воды 2×5000 куб. мт. (800 тыс. вед.) въ 24 часа на высоту 200 мт. Давленіе пара $5^1/_2$ атм., скорость поршня 0,88 мт. въ сек., индикаторныхъ силъ 2×202,4, коэф. полезнаго дѣйствія маш. и насосовъ 0,91 (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1895, №№ 15—18). Расходъ угля на индик. силу 1,22—1,3 кг. Температура питательной воды 14° *C*. . . . . **П**=10,3—**9,98**.

18. Одноцилиндровая маш. на пароходѣ «*Gallatin*», 1874—75 г., $p=5^3/_4$ атм.; безъ конденсатора 212 индик. силъ, $n=53$, расходъ пара на индик. силу 12,21 кг.; съ конденсаторомъ ($p_0=0,159$ атм.)... 282 силы, $n=62$ обор. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 25) . **П=9,85**.

19. Водокачка въ *Buffalo*, машина *Holly Mnfc. Co* горизонтальная (142 инд. с.), съ маховикомъ (4400 пуд.), *простое* расш. пара ($p=46$ фн.), $c=0,65$ мт., угля на индик. силу 0,88 кг., продуктивность на 100 *lbs* угля=86 милл. фн.-фт. (*Engineering*, 1879 нояб. 7). . . . . **П=9,73**.

20. Паровая турбина *Лявaля* на выставкѣ въ *Бордо* въ 1895, 100 силъ, $p=11$ атм. въ котлѣ, въ турбинѣ—8 атм., вакуумъ при выходѣ изъ нея 66,5 см. ртути, оборотовъ вала 12800 въ мин. Опыты дѣлала комиссія изъ инженеровъ по назначенію бюро выставки при работѣ турбины на полную силу и половинную (*Mittheilungen aus der Praxis des D.-Kessel & D.-Maschinen-Betriebes*, 1896, № 4).

$N=98$ эффективныхъ силъ . . . . **П=9,16**
$N=49,6$ » » . . . . **П**=10,82.

21. Одноцилиндровая машина, съ кранами *Корлисса*, 1880 г. *безъ рубашки*, $p=7^3/_4$ атм., *безъ конденсатора*,—138 индик. силъ, пара на инд. с. 11,15 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 25 — данныя проф. *Peabody*); съ конденсаторомъ ($p_0=0,158$ атм.)—160 силъ. . **П=8,86**.

22. Заводская сдвоенная паров. маш. 1890 г. съ простымъ расширеніемъ пара, гориз. цил., съ холодильникомъ; 280 силъ, $p = 6^3/_4$ атм., перегрѣвъ пара до 231°*C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу—безъ перегрѣва пара 1,416, съ перегрѣвомъ 1,051; расходъ пара на индик. силу — безъ перегрѣва 12,54 кг., съ перегрѣвомъ . . . . . **П = 8,35.**

23. Одноцилиндровая машина Корлисса, издѣліе франц. зав. 1883 г., $p = 6$ атм. (*Z. d. Ver. deutsch. Ing.*, 1898, № 25, опыты на зав. въ *Creusot*):

безъ конденс., безъ рубашки . . .	$N = 180$	инд. силъ	**П** =	11,0
» съ » . . .	183	»	»	9,75
съ конденсат., безъ рубашки . . .	$N = 152$	»	»	8,08
» съ » . . .	152	»	»	**7,76.**

24. Заводская вертик. маш. 1894 г., сдвоенные цил. *простого* расширенія, кривошипы $\alpha = 90^0$, 40 силъ, $p = 9$ атм., перегрѣвъ пара до 364°*C* при входѣ въ цил. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу 0,847 кг. . . . . **П = 7,71.**

25. Одноцилиндровыя машины издѣлія завода *Corliss* въ *Providence*, въ 1857 г. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1895, № 9, стр. 262) . . . **П = 7,7.**

26. Первыя примѣненія перегрѣтаго пара профессоромъ *Hirn*, начатыя въ 1857 г., въ 1869 г. дали съ одноцил. маш слѣд. результаты: $p = 4,5$, $t = 230$ (перегрѣвъ на 80°*C*), цил. 600×1700, $n = 27$, $c = 1,53$ мт., расходъ пара на индик. силу — безъ перегрѣва 10 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1895, № 9), съ перегрѣвомъ . . . . **П = 7,7.**

27. Первые паровые двигатели *Schmidt* 1892 г., 20 индик. силъ, $p = 8,2$ атм., перегрѣвъ до 357°*C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1897, № 50). . . . . **П = 7,57.**

28. Одноцилиндровый двигатель *Schmidt* 1895 г., 20 силъ, съ охлажд. пара, $p = 8,8$ атм., перегрѣвъ пара до 365°*C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1896, 5 дек.; 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу 1,06 кг. . . . . **П = 6,73.**

29. Паровой двигатель *Schmidt* въ 70 силъ, $p = 11^3/_4$ атм., перегрѣвъ до 350°*C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1896, № 12). . . . **П = 4,55.**

Б. *Компаундъ-машины съ послѣдовательною работою пара* **въ двухъ** *паровыхъ цилиндрахъ.*

1. Компаундъ-насосы типа *Вортингтонъ*, издѣліе московскихъ заводовъ 80-хъ годовъ, на водокачкахъ Ю.-З. ж. д. (статья Бородина А. П., *Engineering*, 1893, *nov.* 10). . . . . **П = 23 — 42.**

2. Компаундъ-насосъ завода *Blake* для питанія котла, $S = 8,06$ дм., индикат. силъ—5,61; $n = 40$ обор. въ мин., $p = 113$ *lbs* (*Eng. News*, 1898, *nov.* 24), паров. цил. — $D_1 = 6$ дм., $D_2 = 9$ дм., насосный — $D = 3^1/_2$ дм. . . . . **П = 23,6.**

3. Компаундъ-насосъ завода *Worthington* для питанія котла $S = 8{,}05$ дм., $n = 40$ обор. въ мин., $p = 112$ *lbs* (*The Engineer*, 1899, *janv.* 13). . . . . **П = 23,6.**

4. Компаундъ-паровозъ Пенсильванской ж. д., товарный 8-колесный, опыты 1891 г., 700 индик. силъ, $p = 12{,}5$ атм., діам. цил. 13 и 21 дм., ходъ 26 дм., діам. ведущ. кол. 50 дм., вѣсъ въ работѣ 57,5 *tn* (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1894, № 11); по діаграммамъ дано. **П = 10,76.**

5. Водокачка *London Hydraulic Power Co (Blackfriars)*, машины съ верт. цил., системы *компаундъ*, съ конденсаторомъ; малый цил. 19 дм., два большихъ по 25 дм., насосы тройного дѣйствія—діам. плунж. 5 дм., общій ходъ 24 дм.; $p = 79$ *lbs* (5,4 атм.), $c = 3{,}5$ ф. (1,07 мт.); индикаторныхъ силъ 160—175 (*Engineering*, 1898, *apr.* 9, опыты *Bryan Donkin*) . . . . . **П = 9,97.**

6. Насосная станція при канализаціи гор. *Берлина* 1897 г., машины *компаундъ*, строитель *Freund & Co* въ Берлинѣ, 85 инд. силъ, *max* 60 обор., $8^1/_2$ атм. (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1897, № 46); расходъ угля на индик. силу 1,1 кг . . . . . **П = 9,73.**

7. Товарный компаундъ-паровозъ Мексиканской ж. д., сист. *Johnstone*, больш. цил. кольцомъ окружаетъ малый цил., $p = 12$ атм., 500 индик. силъ, на 1 кв. мт. поверхн. нагрѣва испарялось воды въ часъ 23—33 кг., тяга 6,7—8,2 *tn* (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1894, № 18); по діаграммамъ дано. . . . . **П = 11—9,4.**

8. Четырехъ-цилиндровые компаундъ-паровозы (*The mecanical Engineer*, 1899, *apr.* 29).

Скорость поршня въ минуту. . . .		300	510	690	810 *фут.*
Расходъ	10 кратн. расш.	10,8	10,5	10,4	10,3 *кг.*
пара **П**	11 » »	13,0	10,6	9,8	**9,5** »

9. Компаундъ-машины системы *Willans* 1887 г. безъ конденсатора, $n = 400$ (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1892; стр. 960; 1898, стр. 689)

$p =$ 7 атм. . . .	N = 25	индик. сил.	**П** = 11,70
9 »	31	» »	9,58
11 »	36,5	» »	**8,79**

10. Курьерскій *компаундъ*-паровозъ зав. *Henschel* системы *von Borries*, 2 ведущихъ и 2 бѣгущихъ оси, 50 *tn* вѣсу, діам. цил. 440 и 660 мм., ходъ 600 мм., діам. ведущихъ кол. 1940 мм., $p = 12$ атм. Результаты опытовъ на линіи *Berlin-Erfurt* (*Organ f. d. Fortschr d. Eisenbahnwesens*, 1894, №№ 3—4, стр. 108):

Скорость хода поѣзда . . .	50	60	70	80	90 *klmt*
Пара на индикат. силу .	**8,48**	8,60	8,81	9,33	10,27 *кг.*
Угля » » » . .	1,05	1,08	1,10	1,19	1,33 »

11. Курьерскій компаундъ-паровозъ на линіи *Boston-Providence*, 775—960 инд. силъ, 35—90 килом. въ часъ, сила тяги 2350 —

5250 кг. (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1894, № 34); по діаграммамъ дано. . . . . **П** = 10,2—**7,93**.

12. Большія заводскія компаундъ-машины, издѣлія лучшихъ нѣмецкихъ машиностроительныхъ фирмъ (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 29; 1895, № 9).

въ 1870 г. . . . . **П** = **8,27** кг.
» 1874 г. . . . . **7,8** »

13. Компаундъ - насосы на водокачкѣ въ г. *Ulm* (см. § 164, *A*) . . . . . **П** = **8,26.**

14. Компаундъ - насосы на водокачкѣ въ г. *Witten* (см. § 164, *A*) . . . . . **П** = **8,23.**

15. Компаундъ - насосы на водокачкѣ въ г. *Colchester* (см. § 164, *A*) . . . . . **П** = **8,06.**

16. Компаундъ - насосы на водокачкѣ въ *Вѣнѣ* (см. § 164, *A*) . . . . . **П** = **8,04.**

17. Водокачка въ *Karlsruhe* (1894 г.) на 50 (*max* 70) тыс. вед. въ часъ, напоръ до 55 мт. (180 фут.), двигатель—*компаундъ*-машина 180 индик. силъ, $n = 30$ об., діам. цил. 590 × 880 мм., ходъ 1100 мм., скорость поршней $c = 1,1$ мт.; давленіе въ котлѣ 7 атм., питательная вода 11°*C*; 1 кг. угля испарялъ 9,16 кг. воды при теплотворной способности 7080 калорій (*Журн. Minssen, Mitth. aus der Praxis*, 1895, № 11, опыты проф. *Brauer*) . . . . . **П** = **7,66.**

18. Нефтекачка системы *Worthington*, *компаундъ*, съ компенсаторомъ, 130 индик. силъ, $c = 0,5$ мт., $p = 60—100$ фн., нагнет. труба 6 дм. діам., длина ея 40 киломт.; коэф. полезн. дѣйствія 0,906—0,923; продуктивность на 112 *lbs* угля до 115 милл. фн.-фт.; угля на индикат. силу 0,79 кг. (1,74 *lbs*), пару—отъ 16,83 до 17,15 *lbs* (*Engineering*, 1886, *oct.* 1, инж. *Mair*) . . . . . **П** = **7,63**.

19. Курьерскіе компаундъ-паровозы французской Сѣверной ж. д., издѣліе зав. *Société alsacienne* въ Бельфортѣ 1896 г. Съ четырьмя паровыми цил., индикаторныхъ силъ отъ 700 до 1150, поверхность нагрѣва у котла 175,6 кв. мт., давленіе пара 15 атм., полный вѣсъ паровоза 50 *tn* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, №№ 43, 51; 1899, №№ 14,15). Расходъ пара на индик. с. при наивыгоднѣйшихъ условіяхъ работы

при скорости хода поѣзда. .	125	110	90	70—60 киломт. въ часъ
П =	9,8	9	8	**7,6**

20. Компаундъ-локомобиль, съ конденсаторомъ, завода *Wolf* (*Buckau*), индикат. силъ 78, оборотовъ въ мин. 100, скорость поршней 1,47 мт. въ сек., температура питат. воды 33°*C*, расходъ угля на тормазную силу въ часъ 0,95 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1888, № 34), расходъ пара на тормазную силу . . . . . $П_1$ = **7,48**.

21. Нефтекачка *Worthington*-компаундъ на $1^1/_2$ милліона амер. галлоновъ (350 тыс. пуд.) въ сутки *Standart Oil Pipe Line*. Напоръ соотвѣтствуетъ 2000 фут. вод. столба. Опыты проф. *Denton* (*Enginee-*

ring, 1891, *oct.* 2), расходъ пара на дѣйствит. силу 7,71 кг. (17 *lbs*), а на индикаторную—16,4 *lbs* . . . . . **П=7,44** кг.

22. Водоподъемная компаундъ-машина на водокачкѣ въ *Essen* (Вестфалія), издѣліе завода *Van den Kerchove* въ Гентѣ. Цилиндры горизонт., краны *Корлисса*. Подача воды 5,7 куб. мт. въ мин. (280.000 вед. въ часъ) на высоту 84 мт. (575 фт.) при длинѣ нагнетательной вѣтви 3100 мт. (2,9 версты). Давленіе пара $5^1/_4$ атм., оборотовъ въ мин. 52, скорость поршня въ сек. 1,3 мт. (4,5 ф.). Индикаторныхъ силъ 130 (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1886, № 45) . . **П=7,4** кг.

23. Водокачка гор. *Koenigliche Weinberge* (возлѣ Праги) для подачи 1 милл. вед. въ сутки на высоту 270 фут. Машина компаундъ, клапанное распред. пара, насосы четверного дѣйствія съ клапан. *Ридлера*. Строитель—*Maerky*, *Bromovsky & Schulz*; опыты 1892 г. Индикаторныхъ силъ 122, коэф. полезн. д. машины и насоса 0,839; $p=$ 7,5 атм., $n=42$ (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1894, № 46, табл. 26 и 27) . . . . . **П=7,4**

24. Заводская машина *Вульфа* 1891 г., съ коромысломъ, 340 силъ, $p=5,2$ атм., перегрѣвъ пара до 222°*C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу безъ перегрѣва пара 1,271 кг., съ перегрѣвомъ 0,953; расходъ пара на индик. силу безъ перегрѣва 10,14 кг., съ перегрѣвомъ. . . . . **П=7,38.**

25. Компаундъ-насосы съ маховикомъ на водокачкѣ гор. *Pirmagens* (см. *Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1884, № 17), давл. пара 5 атм., оборотовъ въ мин. 55, индикаторныхъ силъ 34—38.

Работа одного малаго цилиндра, безъ конденсатора. . . . . П=14,3.
» компаундъ-насоса » » . . . . 12,4.
» » » съ конденсаторомъ . . . . **7,3.**

26. Компаундъ-насосы съ маховикомъ на водокачкѣ гор. *Bergisch-Gladbach* (бл. Кельна), $Ж=10000$ чел., $Q_1=15000$ вед. въ часъ, $h=105$ мт., $n=60$, индик. силъ 85, $ж=0,87$ для всей станціи, $p=8,5$ атм. Опыты 1899 г., продолжительность ихъ 7 дней (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1899, № 24) . . . . . **П=7,13.**

27. Компаундъ-насосы системы *Worthington* съ компенсаторомъ на водокачкѣ въ *Memphis* (см. § 164, *Б*). . . . . **П=7,12.**

28. Подземный паровой шахтный насосъ системы компаундъ съ маховикомъ при *Wilhelmsschacht*. Установка зав. *Erhardt & Sehmer*. Подача воды 300 куб. мт. (24000 вед.) въ часъ, напоръ 380 мт. (около 1250 фут.). Машина въ 443 индикаторныхъ силы, коэф. полезн. дѣйствія 0,772. Золотники Ридера и Мейера. Рабочее давленіе пара при входѣ въ паровую трубу изъ котла 5,15 атм., передъ входомъ въ машину 5,29 атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1887, № 37, стр. 801). Расходъ питательной воды—на дѣйств. силу 10,4 кг., на индик. с.—8 кг.; расходъ пара *netto* на эффективн. с.—8,9 кг. на индикаторную **П=7,0** *кг.*

29. Компаундъ-насосы съ маховикомъ на водокачкѣ въ г. *Newton* (см. § 164, *A*). . . . . **П = 6,84.**

30. Водокачка въ *Hampton*, компаундъ-насосъ системы *Worthington*, съ компенсаціей (*Engineering*, 1889, 4 янв., сообщеніе проф. *Unwin*) . . . . . **П = 6,78.**

31. Заводская *компаундъ*-машина, распредѣленіе *Fricart*, 1891 г., 560 силъ, $p = 6,5$ атм., перегрѣвъ пара до 230° *C* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу безъ перегрѣва пара 0,897 кг., съ перегрѣвомъ 0,737; расходъ пара безъ перегрѣва его на индик. силу 8,5 кг., съ перегрѣвомъ . . . . . **П = 6,75.**

32. Водокачка *New River W. W.*, *Stoke Newington*, насосы *Worthington-компаундъ*, съ компенсаціей (*Engineering*, 1889, 4 янв., инж. *Cowper*). . . . . **П = 6,70.**

33. *Компаундъ*-машина издѣлія *Maschinenfabrik Augsburg* 1880 г., 150 индик. силъ, $p = 6$ атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1893, № 23). **П = 6.62.**

34. Водокачка *Hammersmith* (*West Middlesex*), машина *Вульфа*, вертикальная, съ коромысломъ (*Engineering*, 1889, 4 янв.) . **П = 6,58.**

35. Водокачка *Lambeth Ditton*, маш. *компаундъ*, вертикальная, коромысловая (*Engineering*, 1889 г., 4 янв.) . . . . . **П = 6,46.**

36. Паровая воздуходувная машина *компаундъ*, съ гориз. цил., издѣліе зав. *Bolzano, Tedesco & Co* (въ Богеміи) 1895 г., 640 инд. силъ, $n = 38$, $p = 7,5$ атм., коэф. пол. дѣйствія 0,858 (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1898, № 42). . . . . **П = 6,33.**

37. *Компаундъ*-локомобиль завода *Wolf* въ Магдебургѣ, 200 индик. силъ, $n = 112$ обор., $p = 10$ атм., съ конденсаторомъ, питательная вода 37° *C*; расходъ угля на эффект. силу 0,773 кг. (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1895, стр. 321), пара на эффект. силу . . . . . $П_1 = 6,26$.

38. Балансирная *компаундъ*-маш. америк. зав. *Leavitt* 1885 г., 250 силъ, $n = 13$, $p = 8$ атм., въ конденсаторѣ $p_0 = 0,072$ атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1898, № 25). . . . . **П = 6,23.**

39. Заводская *компаундъ*-машина, издѣліе *Rice & Largent Engine Co* (*Providence*) 1898 г., 1500 индик. силъ, $p = 8$, 8 атм., цилиндры $675 \times 1270 \times 914$ мм., $n = 160$, $c = 4,875$ мт. въ сек., угля на индик. силу 0,55 кг. (*Uhland, pract. Masch.-Constr.*, 1899, № 5). **П = 5,8—6,2.**

40. Воздуходувная компаундъ-машина для доменнаго производства въ 950 индик. силъ. Строитель *Elsaessische Maschinenbau-Gesellschaft* въ Мюльгаузенѣ. Цилиндры вертикальные, распредѣленіе пара кранами *Корлисса*. Давленіе пара 9 атм., оборотовъ вала въ мин. 35 (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1899, № 15). Расходъ пара на индик. с., включая конденсаціонную воду въ трубахъ и во всѣхъ паровыхъ рубашкахъ. **П = 6,14.**

41. Компаундъ-машина на центральной электрической станціи въ Берлинѣ (*Markgrafenstrasse*) въ 1000 индик. силъ. Издѣліе завода *Van der Kerchove* въ Гентѣ, краны *Корлисса*, цилиндры вертик., давленіе пара 7 атм., 14-кратное расширеніе, 75 обор. въ мин., скорость пор-

шней 3,63 мт. или 12 фут. въ сек. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1890, № 28). . . . . **П**=6 *кг.*

42. Заводская *компаундъ*-машина, издѣліе *Gebr. Sulzer* 1894 г., 580 силъ, $p=6,5$ атм., перегрѣвъ пара до 302° *C* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 6); расходъ угля на индик. силу безъ перегрѣва 1,715 кг., съ перегрѣвомъ 1,404; расходъ пара на индикат. силу безъ перегрѣва 6,756 кг., съ перегрѣвомъ . . . . . **П=5,476.**

43. Заводская *компаундъ*-машина, издѣліе зав. *Schoeller*, 100 индик. силъ, перегрѣвъ пара до 360° *C*, $p=11$ атм., угля на индик. силу 0,766 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1896, № 48). . . . . **П=4,806.**

44. Заводская *компаундъ*-машина съ перегрѣвомъ пара, издѣліе *Maschinenfabrik Augsburg* 1895 г., 200 индик. силъ (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1896, № 10)

$p=$ 6 атм. . . . $N=159$ . . . $t=240°C$ . . . **П**=5,1
$p=10$ » . . . $N=198$ . . . $t=260°C$ . . . **П=4,71.**

45. Заводскія компаунъ-машины, работающія съ перегрѣвомъ пара, издѣліе зав. *Vaucher & Co*, 1897 г., 727 индик. силъ, $p=11$ атм. перегрѣвъ до 268°*C* (*Z. d. Ver. deutsch. Ing.* 1898, № 5). **П=4,603.**

46. Паровой двигатель *Schmidt*, компаундъ, завода *Beck & Henkel* въ Касселѣ, 75 инд. силъ, $p=13$ атм. въ котлѣ, 12 атм. въ цил., 0,1 атм. въ конденсаторѣ, $n=116$ (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1895, стр. 5; 1898, стр. 689, проф. *Schroeter*); расходъ угля на индик. силу 0,574 кг.; при перегрѣвѣ пара до 318°*C*. . . . . **П**=4,87
» » 344°*C*. . . . . **П=4,55.**

47. Паровой двигатель *Schmidt*, компаундъ, 100 инд. с., $n=81$, $p=12,5$ атм., въ конденсаторѣ 0,1 атм., перегрѣвъ пара до 338°*C* (*Журн. Общ. нѣм. инж.* 1898, № 25) . . . . . **П=4,40.**

48. Заводская *компаундъ*-маш. въ *Eiswerk Nürnberg*, 90 индик. с., перегрѣвъ до 350°*C*; $c=2,13$ мт. (*Zeitschr. d. Ver. d. Ing.* 1897, № 51) . . . . . **П=4,37.**

49. *Компаундъ*-маш. на зав. *Крупп*а, 60 силъ, $p=11$ атм., *перегрѣвъ* пара до 357°*C*, расходуетъ угля на индик. силу 0,68 кг., на дѣйствительную—0,77 кг., пара на дѣйств. силу—4,907 кг. (*Z. d. Ver. d. I.*, 1896, № 48) . . . . . **П=4,334.**

В. *Компаундъ-машины съ послѣдовательною работою пара въ* **трехъ** *паровыхъ цилиндрахъ.*

1. Заводская машина *тройного* расширенія системы *Willans* (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, № 33), 40 силъ, $n=416$, $p=12$ атм., пара на индикаторную силу безъ холодильника 8,36 кг., съ холодильникомъ. . . . . **П=6,85.**

2. Насосы *Worthington* на водокачкѣ въ *Hampton*, паръ работаетъ послѣдовательно въ 3 цилиндрахъ (см. § 164, *B*) . **П**=7—**6,84 кг.**

3. Машина тройного расширенія на пароходѣ *„Meteor“*, 1888 г., 2000 индик. силъ, $n=72$, $p=11$ атм., въ конденсаторѣ $p_0=0,192$ (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1891, стр. 1419; 1898, стр. 689, опыты *Kennedy*) . . . . . **П=6,72.**

4. Машина тройного расширенія на англійскомъ пароходѣ *„Meteor“*, издѣліе зав. *Thomson* въ Глазговѣ, цил. вертикальные, 2021 индик. с., 72 обор. въ мин., скор. поршней 2,9 мт. въ сек., давленіе пара $10^1/_4$ атм., питательная вода 73°*C*. Опыты на ходу сдѣлалъ проф. *Kennedy* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1890, № 2). Расходъ угля на индик. силу въ часъ 0,9 кг. пара . . . . . **П=6,7** *кг.*

5. Насосы *Worthington* на водокачкѣ въ *Hornsey Sluice*, паръ работаетъ послѣдовательно въ 3 цилиндрахъ (см. § 164, *B*) . **П=6,44.**

6. Насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара и съ маховикомъ на водокачкѣ въ с. *Мытищахъ* (Московскій нов. водопроводъ), $N=109$ индик. силъ, $p=12$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . . . **П=6,34.**

7. Водокачка въ *Washington*, насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара и съ маховикомъ, $N=347$ индик. силъ, $p=10$ атм. (§ 164, *Г*) . . . . . **П=6,26.**

8. Машина *тройного* расширенія на пароходѣ *„Iona“*, 1890 г., 650 инд. силъ, $n=60$, $p=12,5$ атм. въ котлѣ, въ цил. 11 атм., въ конденсаторѣ $p_0=0,049$ атм., противодавленіе на поршень бол. цил. 0,13 атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1891, стр. 1419; 1898, стр. 689, опыты *Kennedy*). . . . . **П=5,98.**

9. Водокачка въ *Waltham Abbey*, *первая* по времени устройства водокачка съ тройнымъ расширеніемъ пара (1888 г.), $N=160$ индик. силъ, $p=8,8$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . . . **П=5,85.**

10. Заводская машина *тройного* расширенія, 400 силъ, гориз. цил., распредѣленіе кранами *Fricart*, $p=10,5$ атм., расходуетъ угля на индик. силу 0,673 кг. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1892, стр. 365). **П=5,82.**

11. Насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара, завода *Allis & Co*, на водокачкѣ въ *St. Paul*, $N=280$ индик. силъ, $p=8,7$ атм. (см. § 164, *Г*). . . . . **П=5,81.**

12. Водокачка въ *Ливерпулѣ*, насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара, $N=180$ индик. с., $p=9,5$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . **П=5,79.**

13. Насосы тройного расширенія, съ маховикомъ, на водокачкѣ въ с. *Алексѣевскомъ* (Московскій нов. водопроводъ), $p=11$ атм., небольшой перегрѣвъ пара (см. § 164, *Г*)

$N=168$ индик. силъ . . . . . **П=6,17** кг.
$N=250$ » » . . . . . **П=5,76** »

14. Заводская маш. *тройного* расширенія, издѣліе *Maschinenfabrik Augsburg* 1890 г., 200 индик. силъ, $p=10,5$ атм., $n=70$, опыты проф. *Schroeter* (*Z. d. Ver. d. Ing.*, 1890, № 1; 1893, № 29). **П=5,63.**

15. Водокачка въ *Ротердамѣ*, насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара, $N=230$ индик. с., $p=12$ атм. (см. § 164, *Г*). **П=5 84—5,62.**

16. Водокачка въ *Buffalo*, насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара, $N=1186$ индик. с., $p=11,3$ атм. (см. § 164, *Г*). . **П = 5,62.**

17. Машина *тройного* расширенія на электр. ст. въ СПБ., издѣліе зав. *Schichau* 1894 г., 250 (*max.* 325) инд. с., $n=175$, $c=2,22$ мт. въ сек. (*Журн. Общ. нѣм. инж.*, 1895, № 8). Шестимѣсячные опыты. Расходы *brutto*: 1 кг. угля испарялъ 5,55 кг. воды; для полученія 1 *Kilowatt* нужно было 2,48 кг. угля и 13,94 кг. воды; угля на инд. силу 1,38 кг., пара 7,77. Расходы *netto*: 1 кг. угля испарялъ 7,12 кг. воды; для полученія 1 *Kilowatt* нужно 1,33 кг. угля или 8,8 кг. пара; угля на индикаторную силу 0,88 кг., пару. . **П = 5,53.**

18. Заводская машина *тройного* расширенія, издѣліе *Maschf. Augsburg* 1895 г., 1500 индик. силъ, давленіе въ котлѣ 7,5 атм., въ цил. 6,9 атм., въ конденсаторѣ 0,058—0,064 атм., за поршнемъ бол. цил. 0,117—0,134 атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1896, стр. 249, проф. *Schroeter*).

Безъ перегрѣва пара, въ цил.			$T=164$,	$N=1007$	инд. с. .	П = 5,90
»	»	»	» = »	$N=990$	» .	6,05
»	»	»	» = »	$N=1217$	» .	6,39
Съ перегрѣвомъ	»	»	» = 215,	$N=1042$	» .	**5,38**
»	»	»	» = 215,	$N=1183$	» .	5,66
»	»	»	» = 213,	$N=1207$	» .	5,83

19. Заводская машина *тройного* расшир., съ вертик. цил., на ф-кѣ Саввы Морозова, издѣліе *Gebr. Sulzer* 1893 г., 1250 силъ, $p=11$ атм. (*Z. d. Ver. d. I.*, 1894, №№ 3 и 18) . . . . . **П = 5,33.**

20. Машина *тройного* расшир. на мельницѣ *Nagy-Kikinda* (Венгрія), издѣліе *Gebr. Sulzer*, 380 индикат. силъ, $p=10$ атм. (*Z. d. Ver. d. I.*, 1890, № 39) . . . . . **П = 5,325.**

21. Насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара завода *Allis & Co* на водокачкѣ въ *Millwaukee*, $N=575$ индик. с., $p=8,2$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . . . **П = 5,51—5,3.**

22. Заводская машина *тройного* расшир., съ гориз цил., издѣліе зав. *Ruston & Co* въ Прагѣ, 1000 силъ, $p=12$ атм., краны *Корлисса*, у бол. и средн. цил., клапаны—у мал. цил. (*Z. d. Ver. d. I.*, 1895, № 35) . . . . . **П = 5,27.**

23. Насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара, завода *Gebr. Sulzer*, на водокачкѣ въ *St.-Gallen*, $N=211$ инд. с., $p=10,5$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . . . **П = 5,37—5,17.**

24. Заводская машина *тройного* расширенія на прядильной у Кенига въ СПБ., издѣліе *Gebr. Sulzer* 1895 г. на 2500 силъ, цил. $760\times1130\times2.1310\times2000$, $n=56$, $c=3,73$ мт.; испытывалась на 1875 силъ, снималось пара 19 кг. съ 1 кв. мт. площади нагрѣва, испарит. способн. угля 8,56; расходовалось угля на индик. силу 0,578 кг. (*Z. d. Ver. d. I.*, 1896, № 20) . . . . . **П = 5,125.**

25. Водокачка въ *Indinapolis*, насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара и съ маховикомъ, завода *Snow*, $N = 755$ индик. с., $p = 10{,}6$ атм. (см. § 164, *Г*) . . . . . **П = 5,1.**

26. Насосы съ тройнымъ расширеніемъ пара завода *Leavitt* на водокачкѣ въ *Boston*, $N = 576$ индик. силъ, $p = 12{,}6$ атм. (см. § 164, *Г*). . . . . **П = 5,08** *кг.*

27. Заводская машина *тройного* расширенія, 800 силъ, $p = 11{,}5$ атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 6), перегрѣвъ до 265°*C*; расходъ угля на индик. силу безъ перегрѣва 0,6462 *кг.*, съ перегрѣвомъ 0,6176; расходъ пара на индик. силу безъ перегрѣва 5,969, съ перегрѣвомъ . . . . . **П = 5,04.**

28. Машина *тройного* расширенія, издѣліе зав. *Ed. Vaucher & Co in Mühlhausen* 1897 г., 800 индик. силъ, $n = 70$, краны *Корлисса*, $p = 11{,}5$ атм., въ конденсаторѣ 0,1 атм. (*Z. d. Ver. d. Ing.* 1898, № 5); при работѣ безъ перегрѣва пара на 1 индик. силу угля 0,617 кг., пара 5,75 кг.; при работѣ съ перегрѣвомъ пара до 274°*C* на 1 индик. силу угля 0,50 кг. . . . . **П = 4,67.**

Г. *Компаундъ-машины* четверного *расширенія.*

Заводская машина *четырехкратнаго* расширенія, на ф-кѣ *Саввы Морозова сынъ и К°* въ Орѣхово-Зуевѣ, издѣліе зав. *Gebr. Sulzer* 1898 г., 1450 индик. с., 15 атм., $n = 75$ обор., цил. $48 \times 70 \times 102{,}5 \times 150$ см., ходъ 1,5 мт.; на треніе 112 инд. с., или 7,98% отъ полной работы (*Бюллетени Политехническаго Общ.*, 1898, № 8, стр. 35). . . . . **П = 4,725.**

Замѣченныя опечатки и поправки.

Страницы.	*Строка.*	*Напечатано.*	*Слѣдуетъ.*
10	18 св.	насосомъ	съ насосомъ
22	22 „	*Cos*	*Cos α*
83	2 „	общихъ	обоихъ
101	9 „	пространство	пространства
114	22 „	въ него	въ нее
218	2 сн.	пасажены	насажены
261	10 „	больше будетъ h_1	меньше буд. h_1
202	10 „	2,2	почти 2
78	2 „	*e Pochart t*	*et Pochart*

Названное въ § 23 (на стр. 48) сочиненіе профессора И. А. Тиме вышло въ настоящее время *вторымъ* изданіемъ, значительно дополненнымъ противъ 1-го и обнимающимъ собою теперь свѣдѣнія также и относительно многихъ новѣйшихъ шахтныхъ насосныхъ установокъ, сдѣланныхъ за границею и на югѣ Россіи. Атласъ при этомъ новомъ сочиненіи по отдѣлу насосовъ состоитъ изъ 21 небольшихъ таблицъ (10×6 дм.), схематически иллюстрирующихъ устройство цѣлыхъ установокъ, а также и отдѣльныхъ деталей насосовъ.

На фиг. *73, a* (стр. 107) узкую бѣлую вертикальную полосу между нижними всасывающими клапанами надо сдѣлать черною: въ этомъ мѣстѣ находится глухая стѣнка, герметично отдѣляющая эти клапаны одинъ отъ другого.

Поправки къ § 77. На стр. 201 въ ф-лѣ **53** вмѣсто $1{,}025 . A . c^2$ нужно имѣть (см. ф-лу *19* на стр. 92) слѣдующее:

$$y_7 = \frac{5 . A}{12} \cdot (1{,}11 . c)^2 = 0{,}509 . A . c^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{53.}$$

Въ случаѣ постоянной скорости у обоихъ поршней имѣли бы потеряннымъ напоръ, одинаковый съ y_4 (см. ф-лу 46), т. е.

$$y_7 : y_4 = 0{,}509 : 0{,}5 = 1{,}018.$$

На стр. 201 вмѣсто ф-лы **54** надо имѣть слѣдующую:

$$y_5 : 2y_6 : 4y_7 = 13{,}12 : 3{,}28 : 2{,}04 = 6{,}_{45} : 3{,}_{22} : 1.$$

На стр. 202 въ ф-лѣ **55** вмѣсто $4{,}51 . A . c^2$ нужно имѣть (см. ф-лу *32* на стр. 161) слѣдующее:

$$y_8 = \frac{11 . A}{6} \cdot (1{,}047 . c)^2 = 2{,}01 . A . c^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{55.}$$

На стр. 202 въ строкѣ 14-й сверху вмѣсто выраженія «въ $2^1/_4$ раза меньшій y_8» надо поставить другое—«почти одинаковый съ нимъ». Дѣлая сравненіе раціональныхъ насосовъ двойного и тройного дѣйствія при одинаковой скорости поршня у нихъ, вмѣсто ф-лы *56* на стр. 202 надо написать слѣдующую:

$$4 \,.\, y_7 : 3 \,.\, y_8 = \frac{4 \,.\, 0{,}509}{3 \,.\, 2{,}01} = 2{,}96 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{56}.$$

На стр. 202 въ ф-лѣ **57** вмѣсто $4{,}1 \,.\, A \,.\, c^2$ нужно имѣть (см. ф-лу *19* на стр. 92) слѣдующее:

$$y_9 = 4 \,.\, y_7 = 4 \,.\, 0{,}509 \,.\, A \,.\, c^2 = 2{,}036 \,.\, A \,.\, c^2 \;.\;.\;.\;.\;.\; \mathbf{57}.$$

Сравнивая ф-лы **57** и **53**, видимъ, что *у раціональныхъ насосовъ тройного и четверного дѣйствія, величина потерянного напора, отнесенная къ единицѣ производительности насоса, почти одинакова.*

На стр. 203 въ строкѣ 5 снизу вмѣсто выраженія «которые стоятъ впереди насосовъ тройного дѣйствія» надо поставить «и тройного».

Въ ф-лахъ **41—57** были предположены одинаковыми слѣдующія величины: $2\,r$—размахъ поршня и D—діаметръ трубопровода.

ОГЛАВЛЕНІЕ.

Стр.

Классификація насосовъ въ зависимости отъ производительности ихъ за время одного оборота поршня или вала

Насосы простого дѣйствія.

Насосы двойного дѣйствія.

а. Насосы двойного дѣйствія I-й группы.

б. Насосы двойного дѣйствія II-й группы.

в. Насосы двойного дѣйствія III-й группы.

Насосы тройного дѣйствія.

Насосы четверного дѣйствія.

Насосы многократнаго дѣйствія.

Нѣкоторыя спеціальныя конструкціи насосовъ.

Разсчетъ поршневыхъ насосовъ.

Опредѣленіе главныхъ размѣровъ насоса.

Главнѣйшія детали насосовъ, размѣры ихъ и конструктивное устройство.

Паровые насосы.

[illegible]

Худяков

—

Построен

Насосов