

35. Влияние величины промежуточного холодильника на индикаторную диаграмму.

В параграфах 33 и 34 было подробно исследовано влияние промежуточного холодильника на кривую сжатия и на величину объемного к. п. д.

При этом сделано было молчаливое предположение о том, что линия выпуска на индикаторной диаграмме цилиндра низкого давления представляет собой горизонталь, т.-е., что давление в промежуточном холодильнике не меняется. Равным образом предполагалось, что давление во время поступления газа в цилиндр высокого давления остается неизменным, — в идеальном случае равным давлению выталкивания из цилиндра низкого давления; в действительности это давление меньше давления выталкивания на величину дроссельных потерь.

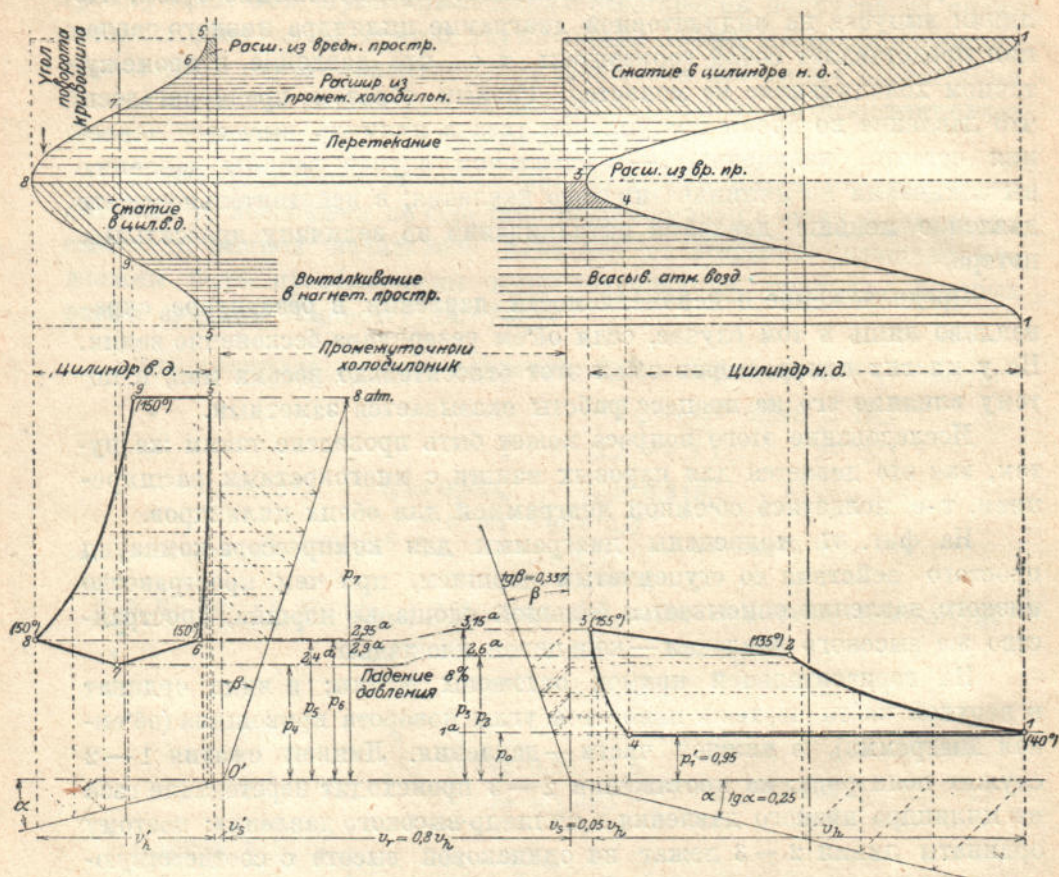
Предположение о неизменяемости давления в резервуаре справедливо лишь в том случае, если объем резервуара бесконечно велик. Но у многих компрессоров объем этот относительно весьма мал, и потому влияние его на процесс работы оказывается заметным.

Исследование этого вопроса может быть проведено таким же путем, как это делается для паровых машин с многократным расширением, т.-е. пользуясь объемной диаграммой для обоих цилиндров.

На фиг. 37 приведены диаграммы для компрессора-компаунд простого действия со ступенчатым поршнем, при чем пространство низкого давления описывается большой площадью поршня, пространство же высокого давления — кольцевой площадью.

На горизонтальной прямой отложены объемы; в виде ординат в верхней части чертежа наносятся углы поворота кривошипа (объемная диаграмма), в нижней части — давления. Линией сжатия 1—2 служит политропа; на протяжении 2—3 происходит перетекание газа из цилиндра низкого давления в цилиндр высокого давления; поэтому ординаты линии 2—3 лежат на одинаковой высоте с соответствующими точками линии 7—8 диаграммы цилиндра высокого давления, если пренебрегать потерями от дросселирования. Обе линии наносятся, исходя из точки 8, ордината которой определяется по температуре и объему охлажденного газа в конце периода втекания из уравнения: $p_8 V_8' = G R T_8$. Одновременно линия 3—2 может быть проведена выше линии 8—7 на величину потери давления. Для цилиндра высокого давления кривая 8—9 является линией сжатия, 5—6 линией расширения газа вредного пространства, 6—7 — линией расширения газа из промежуточного холодильника. Последняя линия 6—7 вычерчивается, исходя из точки 7, при чем точка 6 получается, как пересечение обеих линий расширения. Так как на пути 6—7 стенки не оказывают на характер изменения состояния значительного влияния, то кривая 6—7 является политропой, приближающейся к адиабате. Для кривой перетекания справедливо, как для смесей, соотношение $p \cdot V = \text{Const}$.

Выбранное в настоящем примере устройство со ступенчатым поршнем по фиг. 117 (страница 155) имеет то достоинство, что газы, выталкиваемые из пространства низкого давления, тотчас же находят для себя место в одновременно увеличивающемся пространстве высокого давления; поэтому промежуточный холодильник может иметь небольшие размеры.



Фиг. 37.

При другом возможном устройстве (по фиг. 133), когда пространство низкого давления имеет кольцевое основание, при ходе поршня вперед в обеих ступенях одновременно происходит всасывание, а при обратном ходе — одновременно сжатие. Газ, сжатый в пространстве низкого давления, должен накапливаться в промежуточном холодильнике до тех пор, пока поршень не достигнет конца хода, лишь после чего может начаться поступление газа в цилиндр высокого давления. Поэтому давление в промежуточном холодильнике во время выталкивания сильно возрастает, и линия 2—3 фиг. 37 в действительности является линией сжатия, при чем началом координат служит точка O' .

36. Силы, действующие на поршень.

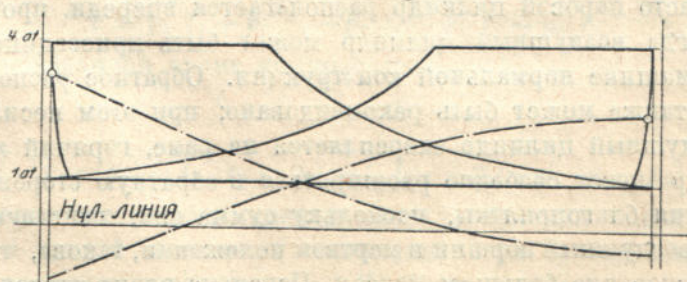
Для определения веса махового колеса и для нахождения прочных размеров передаточного механизма нужно знать величину переменной силы, действующей на шток. Сила эта для любого положения поршня равна разности полных давлений, действующих по обе стороны поршня; при этом должно быть также учтено инерционное давление масс.

Одноступенчатые компрессоры с выгодой выполняются в виде компрессоров двойного действия. Диаграммы $p v$ для обеих сторон цилиндра получаются при этом приблизительно одинаковыми; поэтому, для соответствующих положений поршня, при одинаковой полезной площади с обеих его сторон, силы, действующие на поршень, имеют одинаковую величину.

То же самое имеет место при двухступенчатых компрессорах простого действия со ступенчатым поршнем, сторона высокого давления которого имеет кольцевую площадь. Диаграмма усилий, действующих на поршень, имеет в этом случае вид, аналогичный диаграмме одноступенчатого компрессора двойного действия. Сравнительно большие двухступенчатые компрессоры имеют отдельные цилиндры двойного действия для низкого и для высокого давлений. Если каждый поршень приводится в движение от особого кривошипного механизма, то оба механизма могут иметь одинаковые размеры. Во всех приведенных случаях передаточный механизм работает одинаково хорошо как для хода вперед, так и для хода назад.

При рассмотрении усилий, действующих на передаточный механизм, необходимо различать два совершенно различных вида передачи движения.

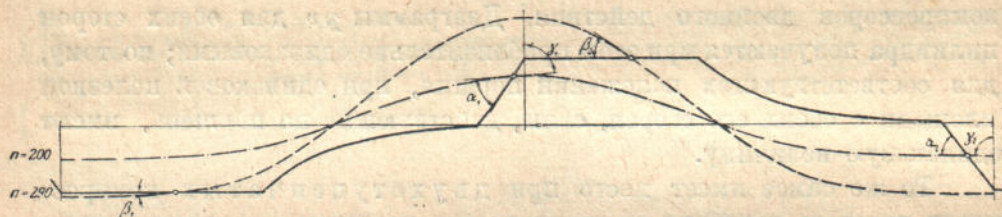
а) Привод от цапфы кривошипа. Энергия подводится к валу кривошипа помощью ременной или зубчатой передачи, или же от рядом установленной паровой машины, кривошип которой закреплен на коренном валу компрессора.



Фиг. 38.

На фиг. 38 представлены диаграммы $p v$ для обеих сторон цилиндра одноступенчатого компрессора двойного действия с ременной передачей. На той же фигуре нанесены кривые инерционных давлений масс. Характер распределения усилий получается при этом довольно неблагоприятным, в виду того, что перемены знака давления происходят вблизи мертвых точек.

Этот недостаток наглядно обнаруживается, если перерисовать диаграмму фиг. 38 так, чтобы абсциссами служили пути, проходимые кривошипом; абсциссы эти пропорциональны времени (фиг. 39). На диаграмме кривые инерционных давлений пересекают кривую усилий, действующих на поршень, под большими углами (α_1 и α_2). Поэтому соответствующее уменьшение величины усилий должно происходить в течение весьма короткого промежутка времени, вследствие чего могут возникать удары в подшипниках.



Фиг. 39.

Углы пересечения тем больше, чем меньше вредное пространство; если кривая расширения опускается менее круто, то кривошип проходит через мертвое положение более плавно (α_1 и α_2 — малы). Углы имели бы наибольшую величину ($\gamma_1 = \gamma_2 = 90^\circ$), если бы вредное пространство отсутствовало, так как падение давления происходило бы мгновенно.

При большом числе оборотов может случиться, что линия инерционных давлений масс пересечет линию усилий, действующих на поршень; при этом углы β_1 и β_2 малы и перемена направления усилия происходит при благоприятных условиях.

б) Привод от поршневого штока двигателя. Если двигателем служит паровая или газовая машина, то обычно применяется расположение, при котором воздушный и паровой или газовый цилиндры лежат на общей оси, один позади другого (расположение тандем); при этом оба цилиндра имеют всего один кривошипный механизм. Часто паровой цилиндр располагается впереди, против кривошипа, тогда воздушный цилиндр может быть присоединен сзади к паровой машине нормальной конструкции. Обратное расположение цилиндров также может быть рекомендовано; при этом несильно нагретый воздушный цилиндр закрепляется на раме, горячий же паровой цилиндр может свободно расширяться в обратную сторону. Условия движения благоприятны, поскольку сумма сил, действующих на паровой и воздушный поршни в мертвом положении, такова, что может сообщить ускорение большим массам. Перемена знака давления получается неблагоприятной, если сумма эта оказывается для ускорения масс недостаточной.

При расчете на прочность нужно руководствоваться суммой давления пара и давления воздуха в мертвом положении поршня, т. к. сжатый воздух во время расширения действует, как движущая сила. При этом величину инерционного давления не следует вычитать, т. к. механизм должен обладать достаточной прочностью и при малых

числах оборотов. Поэтому, работа на холостом ходу такого агрегата значительна, тогда как результирующая сила, действующая на механизм, уменьшается тем более и вызывает тем меньшее трение, чем быстрее работает машина.

При многоступенчатых компрессорах, приводимых в действие по типу а) или б), следует уделить определению сил, действующих на поршень, особое внимание. Если основные расчетные величины нанесены на энтропийную диаграмму, как это сделано, например, на ранее приведенной фиг. 30, то нецелесообразно вычерчивать диаграммы $p v$ в одинаковом масштабе объемов для областей высокого и низкого давлений, т. к. при этом абсциссы для диаграммы низкого давления пришлось бы брать очень большими, с тем, чтобы диаграмма для высокого давления не получилась слишком узкой.

Значительно удобнее сразу умножить давления на величины соответствующих площадей поршня и вычисленные произведения откладывать в виде ординат; абсциссами же должны служить соответствующие пути поршня. Получаемые при этом диаграммы однородны по своим размерам; значения результирующих сил находятся из них путем простого сложения ординат с учетом их знака.

Пусть, например, требуется определить силу, действующую при любом положении поршня на шток четырехступенчатого компрессора, схема которого показана на фиг. 31. При мгновенных значениях давлений p_1, p_2, p_3 и p_4 в отдельных ступенях и при внешнем давлении p_0 , имеем, согласно фиг. 31:

$$P = p_1 f_1 + p_3 f_3 - p_2 f_2 - p_4 f_4 - p_0 f_0 \dots (17)$$

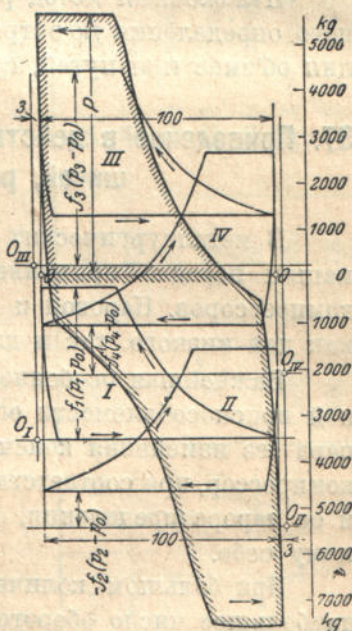
При показанной схеме компрессора

$$f_0 = f_1 - f_2 + f_3 - f_4;$$

поэтому

$$P = f_1 (p_1 - p_0) + f_3 (p_3 - p_0) - f_2 (p_2 - p_0) - f_4 (p_4 - p_0) \dots (18)$$

Значения отдельных членов этого уравнения определяем для ряда точек кривой изменения состояния, беря из энтропийной диаграммы переменные величины p . По соответствующим значениям v вычисляются абсциссы x диаграмм сил, действующих на поршень, для каждого члена и для каждой точки. При этом начальные точки сжатия и расширения всегда известны. Выбираем, напр., длину диаграммы, равной 100 мм; тогда при вредном пространстве в 3% начальному объему сжатия v_1 соответствует длина в 103 мм, другому же удельному объему v соответствует абсцисса $x = 103 \frac{v}{v_1}$ мм.



Фиг. 40.

При нанесении линии расширения следует исходить из конечного давления, при котором удельный объем v' соответствует абсциссе в 3 мм; какая-либо другая абсцисса $x' = 3 \frac{v}{v'}$ мм.

В таблице 12 приведены результаты этих простых вычислений для четырехступенчатого компрессора, рассмотренного в примере 29. На фиг. 40 нанесены результаты вычислений для отдельных ступеней, равно как значения полной силы, действующей на поршень. При сложении ординат необходимо строго различать силы движущие и силы сопротивления.

Изложенный метод рекомендуется применять для быстрого и точного определения по энтропийной диаграмме кривых давления в функции объемов или путей, проходимых поршнем.

37. Приведение в действие поршневого компрессора паровой машиной, работающей мятым паром.

В металлургических заводах мятый пар подъемных и прокатных машин нередко применяется для приведения в действие поршневых компрессоров. Паровой и воздушный цилиндры лежат один за другим как для низкого, так и для высокого давлений.

Важнейшая особенность такого агрегата состоит в неограниченной приспособляемости его числа оборотов к наличному количеству пара без изменения конечного давления сжатия. Поэтому, поршневой компрессор, при соответствующих размерах движущей паровой машины и ее парораспределения, может быть совершенно предоставлен самому себе.

При большом количестве отработанного пара компрессор имеет наибольшее число оборотов и наибольшую подачу; при уменьшении количества пара понижается число оборотов, а вместе с ним и подача. Компрессор останавливается, если подвод мятого пара прекратится, и опять начинает работать, как только пар начнет притекать вновь.

При этом достигается хорошее использование пара, мало отличающееся при известных условиях от результатов работы пара в турбокомпрессорах, приводимых в действие паровыми турбинами.

34. Пример. При испытаниях, произведенных Верхнесилезским Обществом по Котлонадзору над одним большим поршневым компрессором, при работе мятым паром были получены следующие данные:

нормальная подача (всасывается) $V = 12\,000$ куб. м/час,

повышение давления — с 1 до 7 атм. абс.,

число оборотов в минуту — 91,

расход пара на 1 куб. м всасываемого воздуха — 1,176 кг; давление пара: при впуске 1,0 атм. абс., при выпуске — 0,09 атм. абс.

При таких данных находим на диаграмме JS для водяного пара (диагр. Моллье) точку, соответствующую начальному состоянию пара ($p = 1,0$ атм.), в предположении 2% влажности (удельное паросодержание $x = 0,98$). Через полученную точку проводим вертикальную

Таблица 12.

С т у п е н ь I.							С т у п е н ь II.						
p атм абс.	$f_1(p_1 - p_0)$ кг	t ° Ц	T ° Ц	v куб. м/кг	x кривой сжатия мм	x кривой расширения мм	p атм. абс.	$f(p_2 - p_1)$ кг	t ° Ц	T ° Ц	v куб. м/кг	x кривой сжатия мм	x кривой расширения мм
1,0	0	20	293	0,86	103	8,3	3,8	800	30	303	0,2335	103	7,9
1,3	319	43,6	316,6	0,71	85	—	5,0	1 145	57,0	330	0,1980	85,5	6,5
1,6	638	68	341	0,624	73,5	6,0	7,0	1 715	90,8	363,8	0,1520	67	—
2,0	1 062	85	358	0,524	62,6	—	9,0	2 290	117,5	390,5	0,1270	56	43
2,6	1 700	109,6	382,6	0,432	51,7	4,2	11,5	3 000	143,8	416,8	0,1065	47	—
3,2	2 340	132,3	409,3	0,374	44,6	—	14,5	3 860	170	443	0,0864	39,5	3,0
4,1	3 300	163,5	436,5	0,312	37,2	3,0							
С т у п е н ь III.							С т у п е н ь IV.						
13	1 050	35	308	0,0693	103	8,0	45	1 060	25,0	298	0,0194	103	9,5
19	1 540	68,4	314,4	0,0526	78,3	6,0	60	1 420	48,4	321,4	0,0157	83,2	—
25	2 050	98,0	371,0	0,0434	64,5	5,0	75	1 780	65,0	338,0	0,0132	70,0	6,5
32,5	2 700	125,5	398,5	0,0358	53,2	4,1	90	2 140	80,7	353,7	0,0115	61,0	—
40	3 340	147,5	420,5	0,0307	45,6	—	120	2 860	106,0	379,0	0,00925	49,0	4,5
50	4 200	170,5	443,5	0,0259	38,5	3,0	160	3 820	129,4	402,4	0,00736	39,2	—
							200	4 770	146,0	419,0	0,00613	32,5	3,0

прямую, пересекающуюся с кривой давления $p = 0,09$ атм.; длина полученного вертикального отрезка дает величину теоретического перепада теплоты при адиабатическом расширении, $H_0 = 84$ кал./кг. Т. к. расход пара на 1 куб. м всасываемого воздуха составляет 1,176 кг, то теоретический перепад теплоты, отнесенный к 1 куб. м воздуха,

$$H_0' = 84 \cdot 1,176 = 98,6 \text{ кал./куб. м.}$$

Из диаграммы JS для воздуха определяем изменение энтропии при изотермическом сжатии 1 кг воздуха в виде отрезка линии $t = 20^\circ$, заключенного между линиями $p = 1$ атм. и $p = 7$ атм. В таком случае работа при изотермическом сжатии

$$A L_{is} = 293 \cdot 0,1335 = 39,1 \text{ кал./кг.}$$

Удельный объем воздуха при всасывании

$$v = 0,86 \text{ куб. м/кг}$$

и, следовательно, работа при изотермическом сжатии, отнесенная к 1 куб. м, составляет

$$A L'_{is} = \frac{39,1}{0,86} = 45,5 \text{ кал./куб м.}$$

Поэтому общий к. п. д. установки

$$\eta = \frac{45,5}{98,6} = 0,46.$$

Необходимо отметить, что полученная величина η относится к случаю изотермического сжатия воздуха и адиабатического теплового перепада пара. Рассмотренный компрессор построен фирмой Frankfurter Maschinenbau A. G. vorm. Pokorny & Wittekind.

Б. Способы распределения в поршневых компрессорах.

38. Клапанное распределение.

В поршневых компрессорах распределение производится всего чаще самодействующими клапанами, посадка которых на седла происходит под действием пружинной нагрузки.

Большой частью бывает возможно применять всасывающие и нагнетательные клапаны одинаковых размеров и при том для больших машин в групповом расположении; поэтому, для получения больших проходных поперечных сечений можно устанавливать соответственно большое число клапанов.

При протекании газов на тарелки клапанов действуют силы, гораздо меньшие, чем при протекании воды; поэтому масса клапанной тарелки должна быть наименьшей; кроме того, высота под'ема клапана во всех случаях должна быть весьма малой. Чтобы получить, тем не менее, при открытом клапане достаточно проходное сечение, применяются кольцевые клапаны. Кольцеобразные щели седла перекрываются стальным кольцом толщиной примерно в 2 мм; кольцо это, таким образом, является как бы тарелкой клапана. Под'ем клапана редко превышает 4 мм.

Вес упомянутых колец, в сравнении с весом нагружающих его пружин, так мал, что клапан может быть установлен внутри цилиндра в любом положении; открывание может даже происходить в горизонтальном направлении.

Нагрузка пружины должна действовать таким образом, чтобы движение клапана происходило в точном согласии с движением поршня. Только путем опыта можно определить ту наименьшую нагрузку клапана, при которой происходит своевременное его закрывание. Если пружина слишком туга, то сопротивление, оказываемое ее автоматическому открыванию, будет чрезмерно велико; если же пружина слишком слаба, то происходит так наз. „дрожание“ тонкой стальной пластины.

Вредное пространство влияет на движение клапана в благоприятном смысле: благодаря расширению газа, давление на всасывающий клапан понижается постепенно, вследствие чего под'ем тарелки происходит плавно и постепенно.

Описанные распределительные органы требуют внимательного ухода; поэтому они должны быть легко доступны для осмотра и ремонта.

Расчет проходных поперечных сечений клапана производится по уравнению непрерывности:

$$f = F \frac{c}{w}.$$

Величина средней скорости газа в клапанах берется обычно в следующих пределах:

$$w = 20 \text{ до } 25 \text{ м/сек.}$$

При быстроходных компрессорах придерживаются нижней границы w , при больших же тихоходных воздуходувках — верхней; лишь в исключительных случаях величина скорости превышает 30 м/сек.

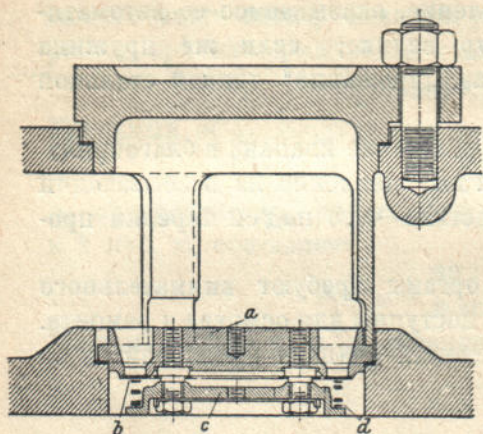
В вышеприведенном уравнении через F обозначена площадь поршня и через c скорость его движения. При расчете всасывающего клапана вместо c в приведенное уравнение можно подставлять величину средней скорости поршня $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$, т. к. всасывающий клапан находится в действии в течение почти всего хода поршня.

Движение нагнетательных клапанов совершается в иных условиях: в конце сжатия нагнетательный клапан открывается внезапно и с ударом и притом, когда поршень движется уже со значительной скоростью. Конечно, об'ем газа, выталкиваемого во время под'ема нагнетательного клапана, меньше, чем всасываемый об'ем, но зато выталкивание из цилиндра должно произойти в течение гораздо более короткого промежутка времени. Поэтому, при расчете площади f нагнетательного клапана, в вышеприведенную расчетную формулу следует подставить среднюю скорость поршня за период выталкивания. Скорость эту можно проще всего определить, вычерчивая диаграмму скоростей поршня от конца сжатия до мертвого положения в функции или угла поворота кривошипа, или времени. Средняя ордината вычерченной кривой и является искомой средней скоростью

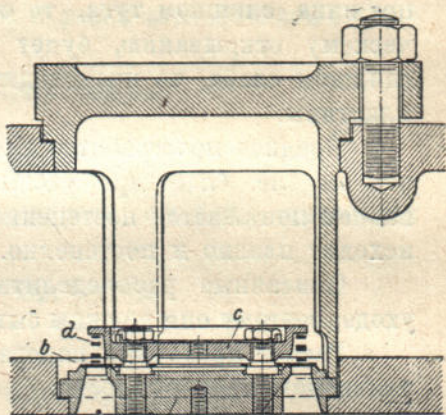
поршня в период выталкивания сжатого газа. При этом для нагнетательных клапанов по большей части получаются меньшие полные площади, чем для всасывающих; впрочем, результат вычислений зависит от отношения давлений.

Приведем данные о некоторых новых конструкциях клапанов.

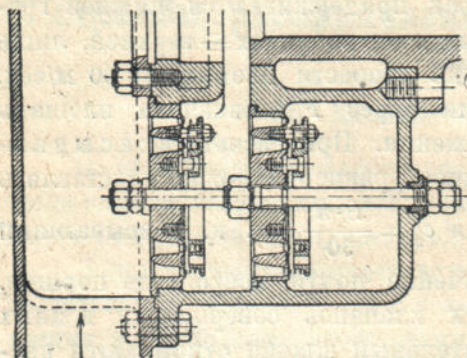
Фирма А. Borsig применяет в своих компрессорах исключительно самодействующие кольцевые клапаны конструкции, запатентованной Lindemann'ом (см. фиг. 41—44). Перекрытие клапанного



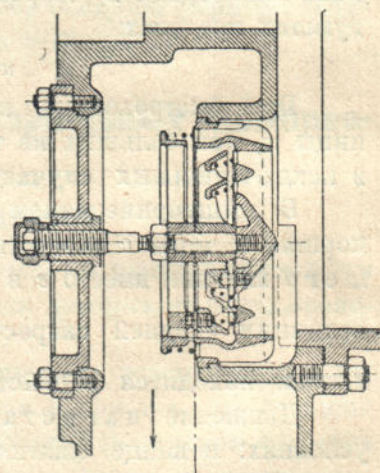
Фиг. 41.



Фиг. 42.



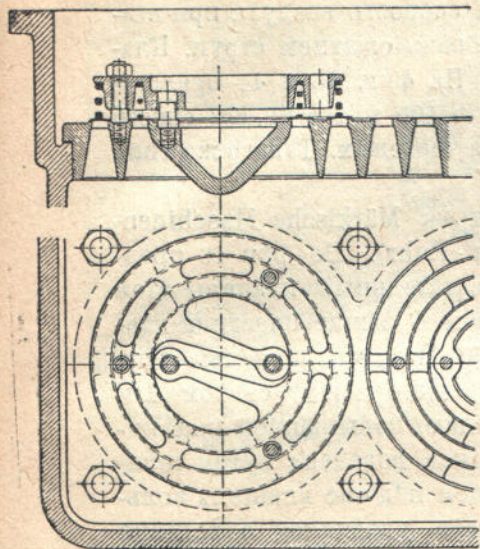
Фиг. 43.



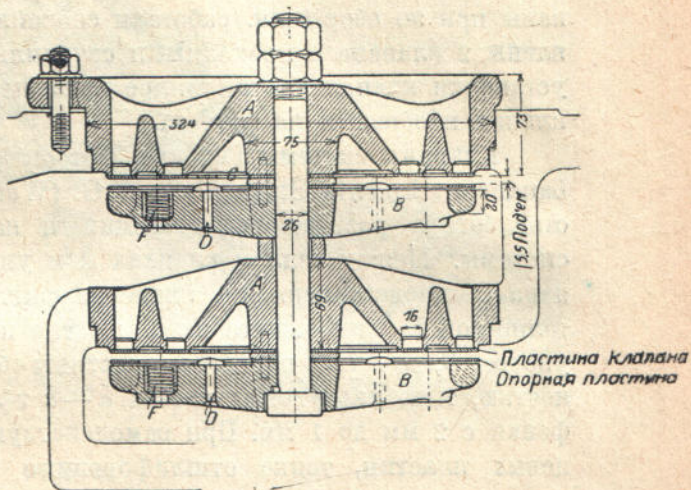
Фиг. 44.

седла *a* производится кольцеобразной стальной пластиной *b* толщиной от $\frac{3}{4}$ до 2 мм; пластина эта снабжена двумя пружинящими направляющими, работающими без трения. Цилиндрическая стальная пружина *d* находится между пластиной *b* клапана и упором *c*. Всасывающий и нагнетательный клапаны взаимно заменяемы, т. к. они совершенно одинаковой формы. Поэтому при такой конструкции требуется сравнительно малое число запасных частей.

В воздуходувном цилиндре диам. в 1 630 мм, при ходе в 1 200 мм и числе оборотов 80/мин. фирмой А. Borsig установлено 11 всасываю-

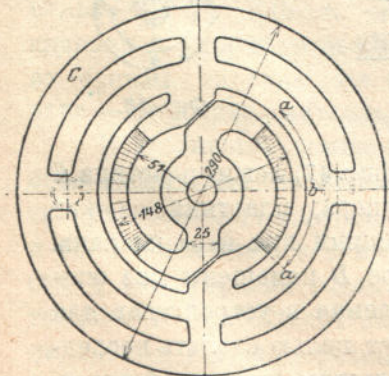
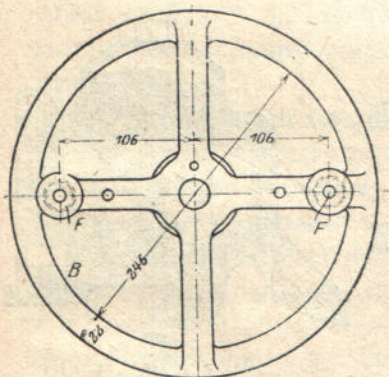


Фиг. 45.

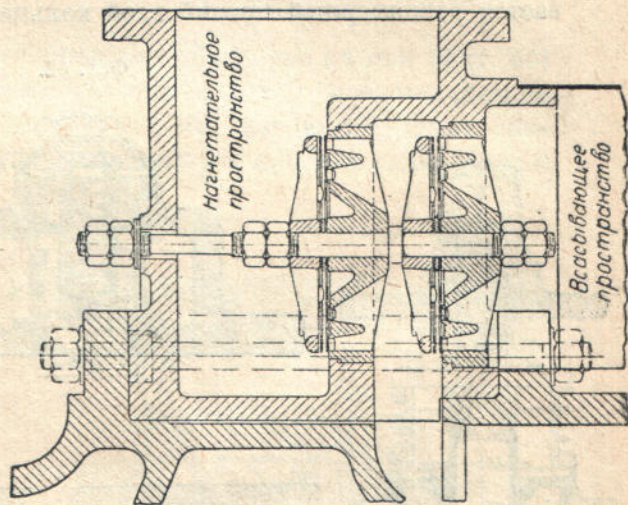


Фиг. 46.

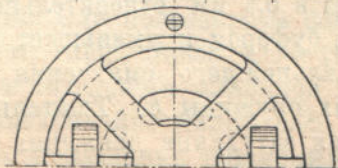
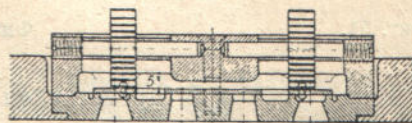
Фиг. 47.



Фиг. 48.



Фиг. 49.

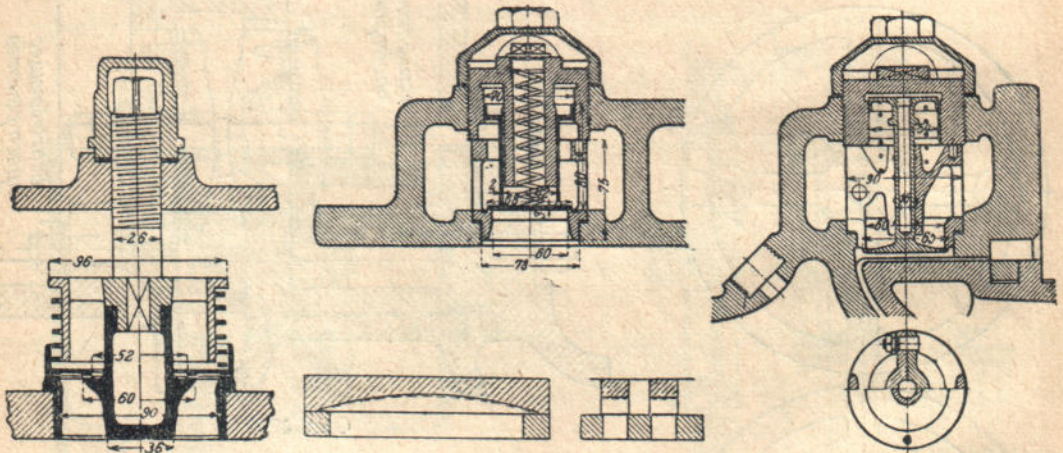


Фиг. 50.

щих и 7 нагнетательных клапанов. Для каждого клапана свободное проходное сечение $f=340$ кв. см, при чем скорость воздуха при всасывании w достигает 18 м/сек., если пренебречь сжатием струи. Клапаны при 90 обор./мин. работали спокойно. На фиг. 43 и 44 представлены 2 клапана с проходными сечениями в 100 и 400 кв. см; способ установки клапанов в цилиндре показан на чертежах. Такого же типа клапан изображен на фиг. 45.

Клапаны системы Гербигера строит фирма Märkische Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholtz A. G. (Wetter-Ruhr). На фиг. 46 представлены в разрезе всасывающий и нагнетательный клапаны этой системы. Между седлом клапана A и упором B лежит пластина клапана C , представленная в плане на фиг. 48. Эта стальная пластина толщиной в 2 мм зажата на шпинделе посередине между седлом A и упором B ; дуговые переходы пластины обладают повышенной эластичностью, т. к. на дуговых частях $a-a$ толщина доведена путем шлифовки с 2 мм до 1 мм. При самодействующем под'еме внешних кольцевых пластин, тонко отшлифованные части ударяются о головки медных заклепок D , прежде чем под'ем собственно кольцевой пластины достигнет своей наибольшей величины; таким устройством обеспечивается равномерный прогиб всей кольцевой пластины.

Фиг. 52.

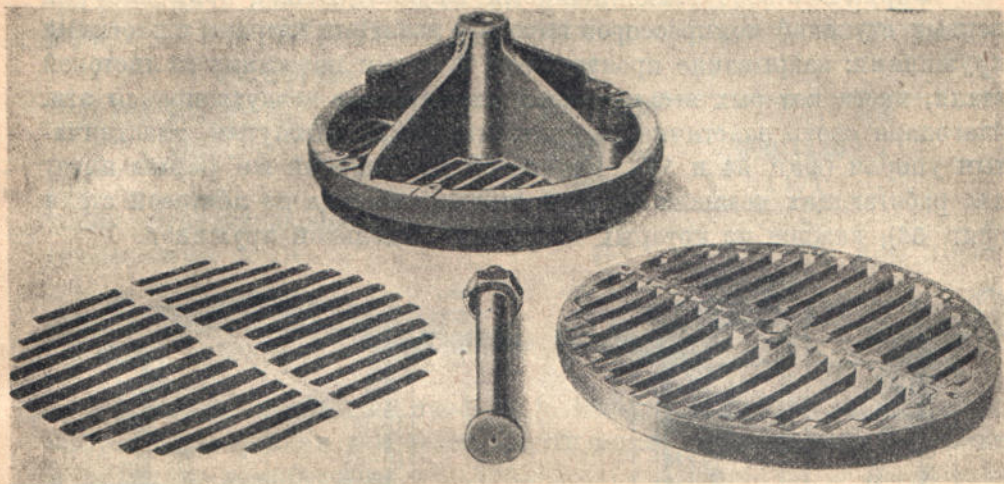


Фиг. 51.

Фиг. 54.

Фиг. 53.

Перед упором B (представлен в плане на фиг. 47) лежит пластина E с игрой в 0,5 мм относительно плоскости упора; пластина служит как бы буфером и уменьшает шум, происходящий при игре клапана. Для дальнейшего смягчения ударов в упоре B помещены две спиральных пружины F . Тщательность, проявляемая в устройствах для создания затухания движения клапанов, имеет целью сделать последние пригодными для работы в машинах с большим числом оборотов. На фиг. 49 показано, каким образом такие клапана устанавливаются в цилиндре. Каждый набор клапанов с седлами и общим шпинделем закреплен в кольцевой коробке так, что легко может быть заменен



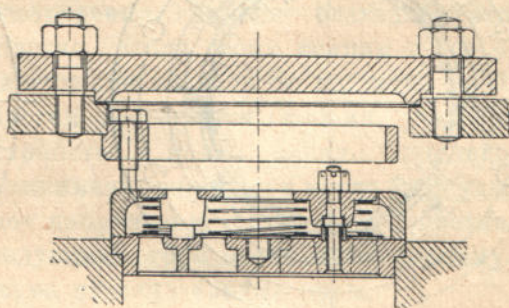
Фиг. 55.

новым. Закрепление коробки достигнуто пропущенными сквозь нее крышечными болтами.

Применяемый фирмой Maschinenfabrik Eszlingen клапан (фиг. 50) отличается своей компактностью. Тарелка клапана, представляющая собой стальную пластину толщиной в 2 мм, нагружена двумя спирально свитыми пружинами, удерживаемыми в крышке радиальными штифтами.

По одной и той же модели изготавливаются всасывающий и нагнетательный клапаны; высота под'ема составляет 5 мм.

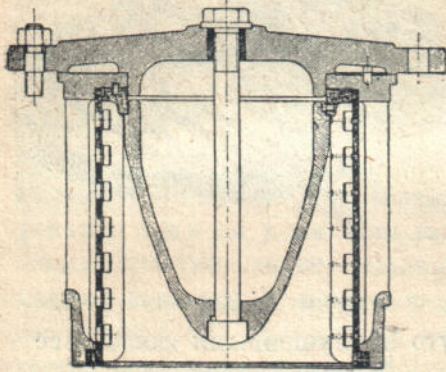
Простотой конструкции отличаются клапаны с пружинной нагрузкой (фиг. 51), изготавливаемые фирмой Maschinenbau A. G. Balcke; седло клапана и упор изготавливаются из бронзы, тарелка же клапана — из дюрана-металла.



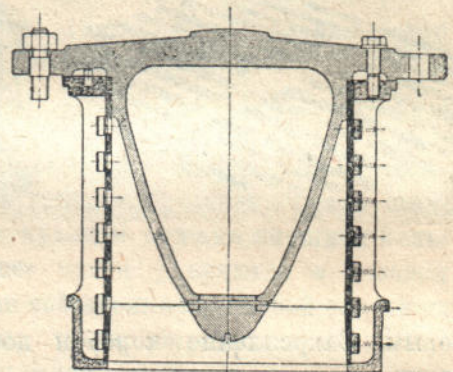
Фиг. 56.

В небольших компрессорах высокого давления применяются простые тарелчатые клапаны с большой высотой под'ема; клапаны эти требуют особенно тщательного выполнения. Они показаны на фиг. 52 и 53 и применены в компрессоре фирмы Breitfeld, Daněk & C-ie (Prag) (см. § 48). Тарелки всасывающего и нагнетательного клапанов изготовлены из никелевой стали и имеют чрезвычайно малый вес. Для смягчения ударов тарелки снабжены направляющими поршнями, которые одновременно служат и воздушными катарактами. Поршень и тарелка представляют собой одно целое; поэтому седло всасывающего клапана разрезано по длине. При диаметре в свету в 60 мм, высота под'ема клапана составляет, в соответствии с известным правилом, 15 мм.

Фирма Deutsche Maschinenfabrik Duisburg-Demag применяет для первых ступеней компрессоров высокого давления клапаны с плоскими пружинами; закрывание производится тонкими полосками из листовой стали, масса которых весьма мала; при проходе воздуха полосы эти, благодаря своей эластичности, прижимаются к выгнутым пластинчатым упорам (фиг. 54 и 55). Кольцевой клапан этой же фирмы имеет два работающих независимо друг от друга кольца из листовой стали (фиг. 56), каждое из которых нагружено отдельной пружиной.



Фиг. 57.



Фиг. 58.

Фирма Maschinenfabrik Hohenzollern A.-G. (Düsseldorf Grafenberg), строит клапаны следующей своеобразной конструкции (см. фиг. 57 и 58). Седлом клапана служит цилиндрическая трубчатая поверхность, снабженная отверстиями. Закрывание отверстий производится не плоскими листовыми полосками, а самопружинящимися тонкими стальными трубками. Эти цилиндрические трубки плотно пришлифованы к седлам; неосприкасающиеся концы каждого кольца движутся во время открывания отверстий во всасывающем клапане навстречу друг другу в нагнетательном же — в обратном направлении.

Клапаны эти устанавливаются группами сбоку, по концам цилиндров двойного действия. Два из числа наибольших компрессоров,

приводимых в движение паровыми машинами, имеют следующие размеры:

Установка	I	II
диаметр воздушного цилиндра . .	720/1160	860/1370 мм
„ парового „ . .	675/1150	900/1325 „
ход „ „ . .	1000	1300 „
число оборотов паровой машины .	80	75
всасываемый об'ем	154	250 куб. м/мин.

39. Клапаны Гутермута.

Клапаны, введенные проф. М. F. Gutermuth'ом (Darmstadt), отличаются своеобразием как своей конструкции, так и способа установки в цилиндре компрессора.

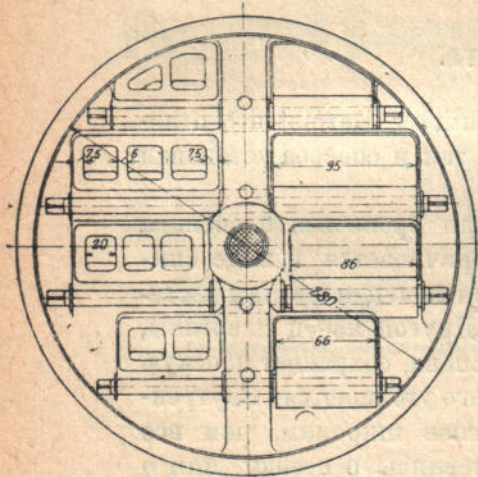
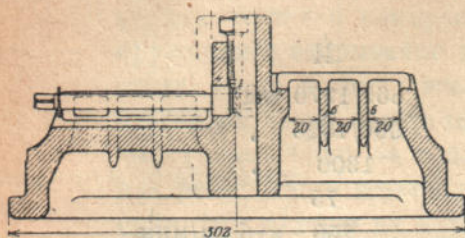
Запорным органом служит стальная или бронзовая пластинка толщиной в 1 — 1,5 мм; пластинка эта наворачивается в виде спиральной пружины на стержень, при чем один конец пластины вставляется в продольный паз этого стержня. Другой конец пластины, служащий для закрывания щели в седле клапана, сохраняет плоскую форму и при больших давлениях иногда немного утолщается. Внутренний виток пружины делается несколько более широким, чем все остальные с тем, чтобы эти последние не терлись о стенки или о соседние клапаны.

Шпиндель, на котором держится клапан, делается на 1 мм толще стержня, служащего для изготовления спирали; благодаря этому пружина сидит в шпинделе плотно, входя своим концом в его продольный паз. Дальнейшее закрепление клапана не является необходимым. Неподвижность шпинделей достигается скобами, установочными винтами и т. п.; все устройство в целом должно быть таково, чтобы путем поворачивания и зажимания шпинделя могло быть удобно и надежно достигнуто требуемое напряжение пружины. Сопротивление клапанов протекающей воздушной струе очень мало; поэтому на шпиндель действуют лишь весьма незначительные силы.

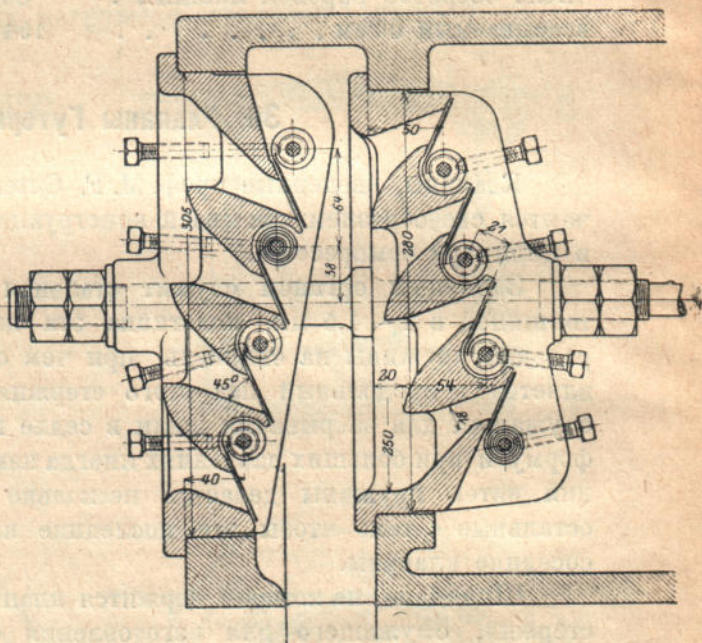
Клапан, несмотря на малую его толщину, обладает, благодаря устройству решетчатых седел, достаточной сопротивляемостью по отношению даже весьма высоких давлений. Клапаны Гутермута хорошо оправдали себя на деле в компрессорах для углекислоты при давлении в 60 — 80 атм.

Каналы седел составляют острые углы с опорной плоскостью; делается это с тем, чтобы жидкость могла протекать без значительного изменения направления своего движения. При этом клапан в открытом положении прилегает к струе сбоку. Высота под'ема клапана ограничивается толщиной струи, а не сопротивлением нагрузки. Вследствие этого, под'ем может получиться большим; при закрывании под'ем уменьшается последовательно вместе с витками, так что даже при больших числах оборотов главного вала клапан работает очень спокойно и с малым сопротивлением проходу воздуха.

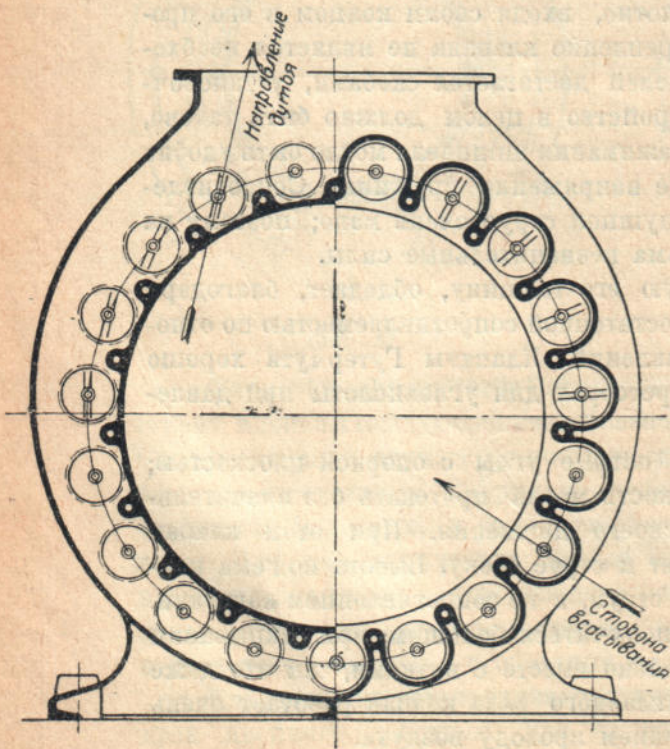
Фиг. 59.



Фиг. 60.



Фиг. 62.

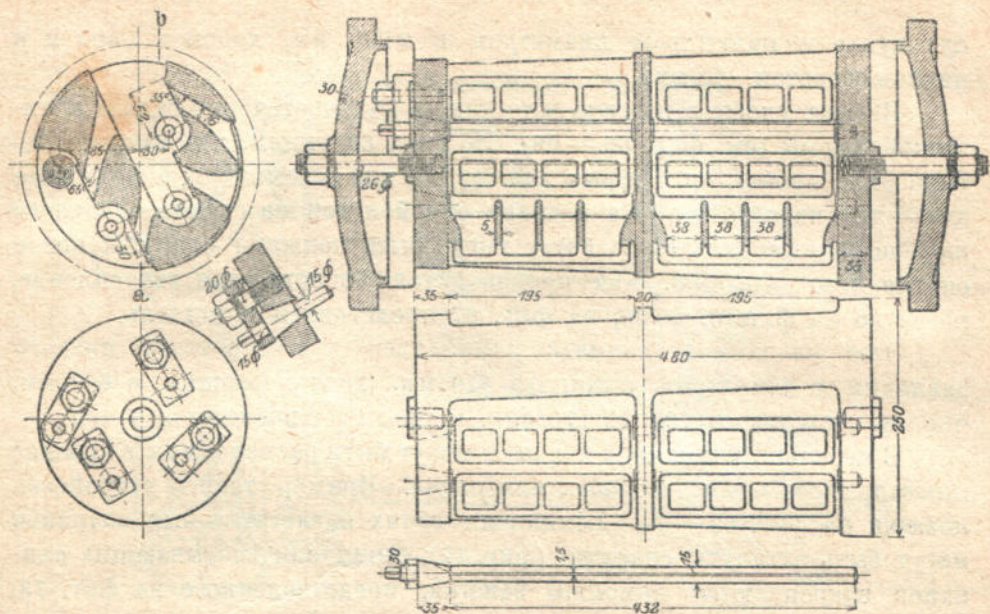


Фиг. 61.

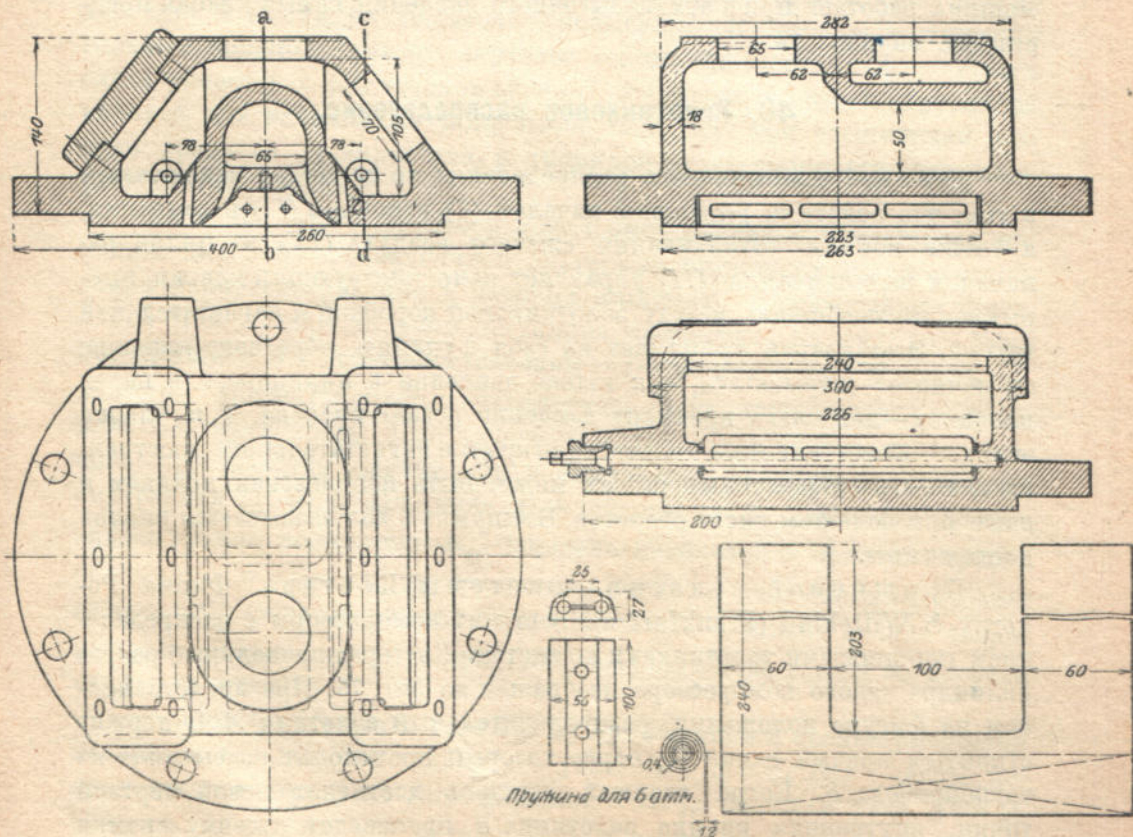
На фиг. 59 — 62 представлен нормальный комплект клапанов воздуходувки, состоящий из одной всасывающей и одной нагнетательной группы в их обычной сборке. На круговой площадке, принадлежащей каждой из этих групп, рас-

положено по 8 клапанов. Клапаны всасывающих щелей направлены в сторону оси цилиндра; направление шпинделей всех всасывающих клапанов совпадает с направлением касательных, благодаря чему входящий воздух сохраняет по возможности свое движение. По той же причине шпинделя нагнетательных клапанов направлены радиально, как это видно из представленного на фиг. 61 поперечного разреза клапанной коробки.

Описанный комплект клапанов принадлежит воз-



Фиг. 63—68.



Фиг. 69—74.

духодувке с цилиндром диаметром в 2200 мм, ходом в 1500 мм и числом оборотов—40/мин.

Весьма удобная вставка в цилиндр получается при седлах конической формы (см. фиг. 63—68). Из фиг. 63 видим, что имеется четыре ряда щелей, из которых два служат для всасывания, а остальные два— для нагнетания. Оба клапана одной и той же группы насажены на общий шпindel (фиг. 63) и могут быть поджаты снаружи после снятия левой крышки. Как производится неподвижное закрепление, показано на фиг. 67 и 68; на фиг. 67 представлен шпindel.

Этот клапанный комплект принадлежит компрессору низкого давления с диаметром цилиндра 410 мм, ходом поршня в 600 мм, числом оборотов от 160 до 170/мин. и противодавлением в 6 атм.

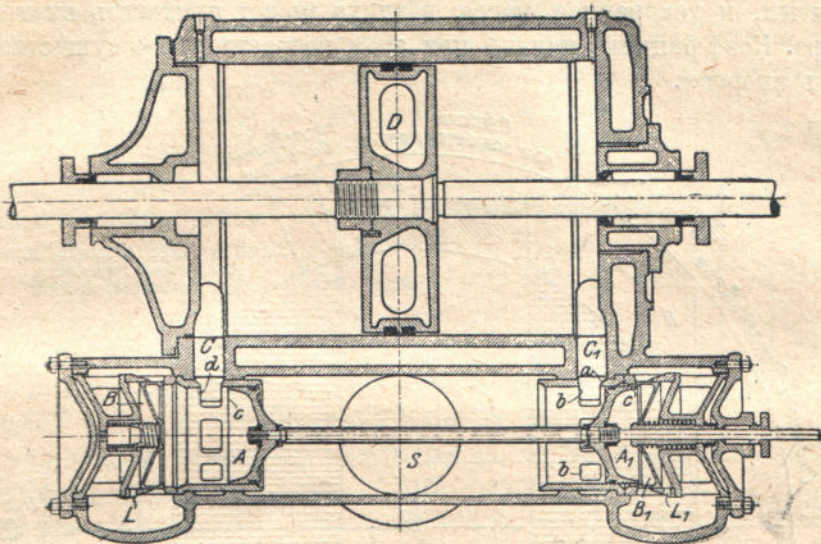
В небольших машинах клапаны могут быть расположены в крышке цилиндра, без особых коробок или седел. Пример такого устройства показан на фиг. 69—74. Шпиндели обоих нагнетательных клапанов могут быть затянуты снаружи (фиг. 72); шпиндели всасывающих клапанов закрепляются помощью зажима, представленного на фиг. 73, в стенке, обращенной в сторону от цилиндра.

Рассматриваемая крышка принадлежит вертикальной машине с диаметром в 250 мм, ходом в 300 мм, числом оборотов 170/мин.; машина работает при 6 атм. избыточного давления; самый клапан представлен на фиг. 74.

40. Золотниковое распределение.

Действие золотникового распределения по существу заключается в том, что золотник управляет началом (*I*) и концом (*II*) всасывания, а также концом выталкивания сжатого воздуха (*IV*) из цилиндра; началом выталкивания (*III*) управляет самодействующий клапан, прерывающий сообщение между золотниковой коробкой и нагнетательной трубой. Этот клапан принимает на себя функцию обратного клапана; он начинает открываться, как только давление в цилиндре, т.-е. перед клапаном—несколько превысит давление позади клапана. Т. к. клапан этот оказывает влияние только на открытие нагнетательного пространства, то его естественный подъем может быть использован целиком и даже при большом числе оборотов. Бесшумный ход оказывается вполне достижимым.

Поршневой золотник системы Кестера. Фирма *Rockny & Wittekind* (Frankfurt a/M.) строит компрессоры с распределением поршневыми золотниками по системе Кестера; продольный разрез цилиндра такого компрессора изображен на фиг. 75. При представленном на фигуре положении распределительный золотник $A A_1$ держит открытым правый канал C_1 , через который происходит всасывание из трубопровода S . Когда главный поршень достигнет левой мертвой точки, внутренняя кромка золотника a произведет отсечку кромки канала b . При движении главного поршня D вправо, поршневой золотник A_1 , все еще движущийся влево, открывает канал своей внешней кромкой c , вследствие чего воздух проталкивается поршнем к обрат-



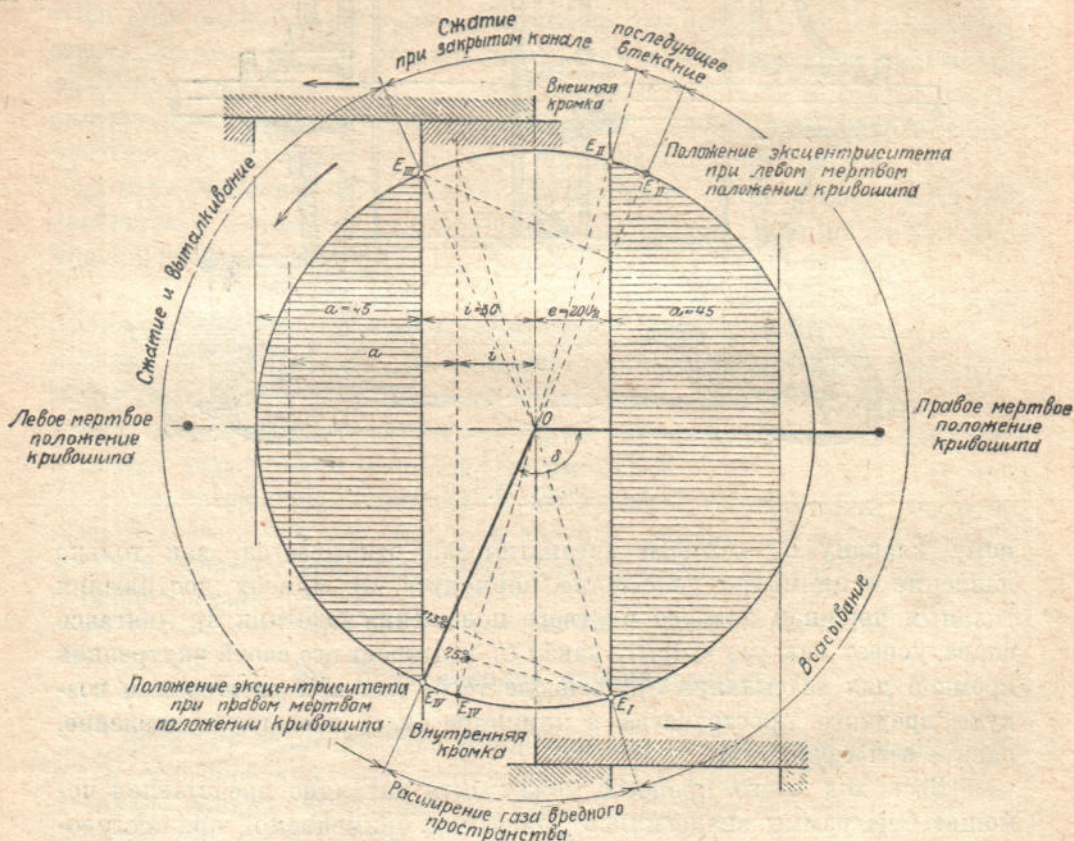
Фиг. 75.

ному клапану B_1 который автоматически открывается, как только давление в цилиндре достаточно повысится. В момент достижения главным поршнем правого мертвого положения золотник A_1 , двигаясь слева, успеет как раз закрыть канал C_1 и откроет его своей внутренней кромкой для всасывания лишь после того, как при расширении воздуха вредного пространства в цилиндре будет достигнуто давление, равное атмосферному.

Весь ход этого процесса может быть наглядно представлен помощью диаграммы, аналогичной диаграмме, применяемой при исследовании парораспределения в паровых машинах. Диаграмма распределения для правой стороны цилиндра изображена на фиг. 76. Если перекрыши e и i золотника сделаны одинаковыми, то OE_{IV} есть положение эксцентриситета эксцентрика, соответствующее положению OK кривошипа. При положении OE_I расширение газа вредного пространства окончилось и начинается открывание канала C_1 внутренней кромкой золотника. При положении E_{II} , диаметрально противоположном положению E_{IV} , поршень находится в правом мертвом положении, и золотник прекращает всасывание, после чего начинается сжатие. E_{III} дает положение эксцентриситета в момент начала открывания нагнетательного пространства, лежащего между A_1 и B_1 впереди обратного клапана.

Целесообразно брать угол между кривошипом и эксцентриситетом несколько больше, чем только что указано, а перекрыши делать неодинаковыми. При угле запаздывания KOE'_{IV} большем угла KOE_{IV} , расширение получается несколько больше требуемого, и в цилиндре перед началом всасывания образуется небольшой вакуум. Этим вызывается ускорение масс воздуха, как только начнется втекание. Если же поршень находится в правой мертвой точке (положение эксцентрисита-

тета E'_{II}), то золотник держит канал для втекания еще несколько приоткрытым, и ускоренная масса воздуха может притекать внутрь цилиндра. Коэффициент подачи при этом возрастает, без существенных потерь энергии.



Фиг. 76.

Но и сам распределительный золотник оказывает вытесняющее действие, что можно обнаружить при рассмотрении дальнейшего движения золотника. При повороте эксцентриситета из положения E'_{IV} сжатый воздух, находящийся между A_1 и клапаном B_1 , будет вытесняться в нагнетательный патрубок, пока золотник не придет в свое правое мертвое положение E_0 . Остаток воздуха, заключенный при этом положении золотника между A_1 и B_1 (вредное пространство распределительного поршня), расширяется при обратном ходе золотника влево, пока в положении E_{III} не установится сообщение этого остатка воздуха с цилиндром через внешнюю кромку золотника, в связи с чем произойдет, благодаря сжатию, наполнение сжатым воздухом пространства, заключенного между A_1 и B_1 . Когда, наконец, откроется клапан B_1 , начнется нагнетание, каковое и закончится в точке E'_{IV} .

Сжимающее действие, оказываемое распределительным поршнем, видно из индикаторной диаграммы и диаграммы распределения (фиг. 77); индикаторная диаграмма относится к пространству, заключенному между золотником и клапаном B_1 . По кривой $OIII$ происходит обрат-

ное расширение, а по *IIIIV* — сжатие; кривая *VIVO* соответствует выталкиванию, при чем по линии *IVO* совершается выталкивание только из пространства распределительного поршня.

Работу, определяемую площадью этой диаграммы, нужно прибавить к индикаторной мощности главного цилиндра. Из опытов найдено, что работа распределительного поршня составляет примерно 2,5% основной индикаторной работы.

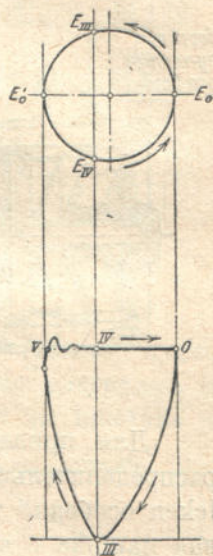
Неоднократно упоминавшийся обратный клапан в распределении Кестера вытаскивается из ковальной стальной болванки и может быть сделан очень легким. Чтобы клапан при открывании не ударялся об ограничитель хода, устроены отверстия *L* и *L*₁ (фиг. 75), через которые во время приподнимания клапана выталкивается воздух, заключенный между клапаном и ограничителем хода. Но как только обратный клапан перекроет отверстия *L*, образуется воздушный буфер, препятствующий удару клапана об ограничитель хода.

Из фиг. 76 видно, что после закрытия канала *C*₁ внешней кромкой золотника (положение эксцентриситета *E'*_{IV}, положение золотника *IV*), поршневой золотник производит вытесняющее действие до тех пор, пока не достигнет правой мертвой точки (линия *IVO*). Но объем этого количества воздуха составляет примерно только $\frac{1}{40}$ объема, описываемого главным поршнем; поэтому и подъем клапана после закрытия канала *C*₁ уменьшается примерно до $\frac{1}{30}$ — $\frac{1}{40}$ нормальной своей величины; в силу этого клапан, будучи очень близко к своему седлу, надежно закрывается при мертвом положении (положение эксцентриситета *E*₀) золотника. Все это вместе взятое вызывает весьма постепенное закрытие клапана, происходящее в течение всего хода поршня; при таких условиях пружинная нагрузка клапана может быть мала (примерно 0,008 — 0,01 кг на 1 кв. см площади клапана).

При определении размеров поперечных сечений каналов не следует допускать для средней скорости величин, превышающих 35 м/сек.

Для испытания степени плотности деталей распределения фирма *Rokorny, Wittekind* пользуется приспособлением, показанным на фиг. 78. В чугунном сосуде *G* устроен обратный клапан *V* со своим седлом *S*. Если в сосуде существует избыточное давление, то воздух, протекающий через неплотности между клапаном и седлом, может удаляться только по трубочке *R*₁ в стеклянный сосуд *F*; при этом будет происходить вытеснение по трубочке *R*₂ количества воды, соответствующего объему воздуха. Вытесненная вода собирается и взвешивается. Таким же путем может быть испытана плотность распределительного золотника *K* (см. фиг. 79).

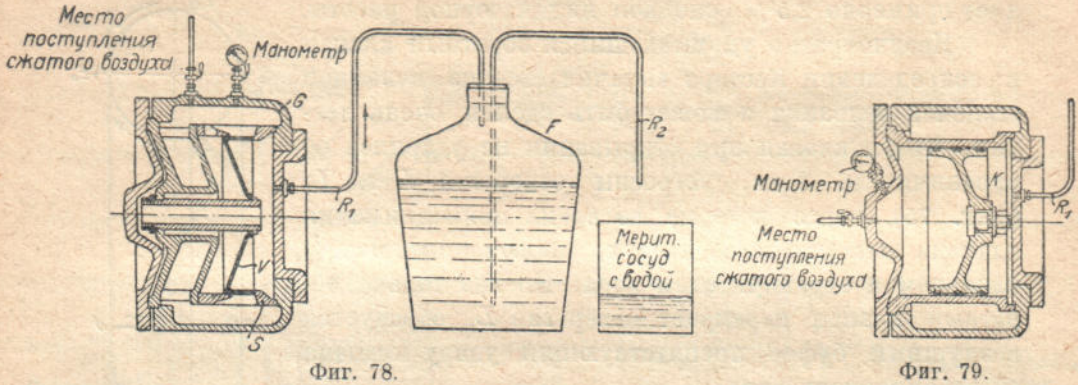
Поршневой золотник системы *Icken'a* (строит фирма *G. A. Schütz, Wurzen i S.*). На каждом конце цилиндра, по направлению, перпендикулярному к оси машины, передвигаются два поршневых



Фиг. 77.

золотника (фиг. 80 и 81), жестко связанные между собой двумя штангами и получающие принудительное возвратно-поступательное движение от эксцентрика.

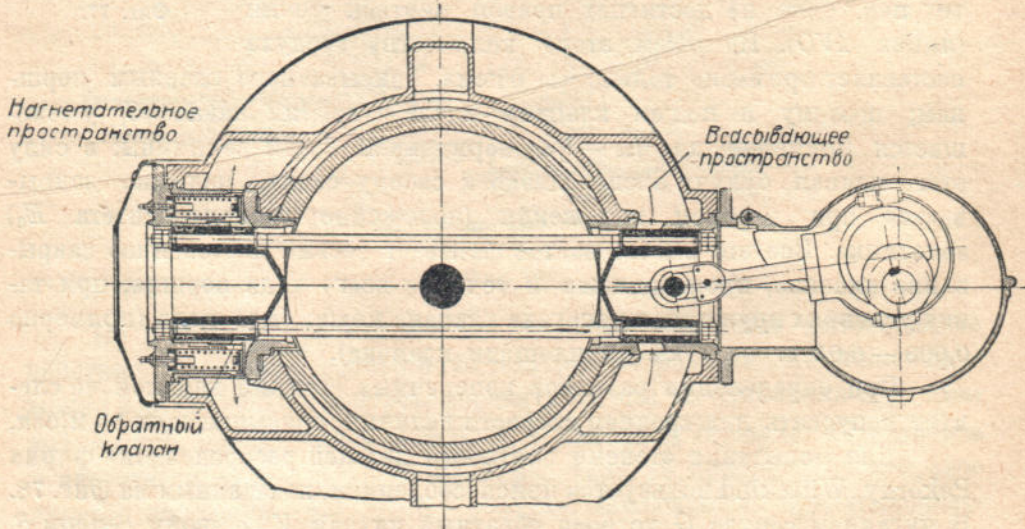
Один поршень открывает проход при всасывании, другой — при нагнетании; концентрично вокруг нагнетательного распределительного поршенька расположен кольцевой клапан, нагруженный пружиной.



Фиг. 78.

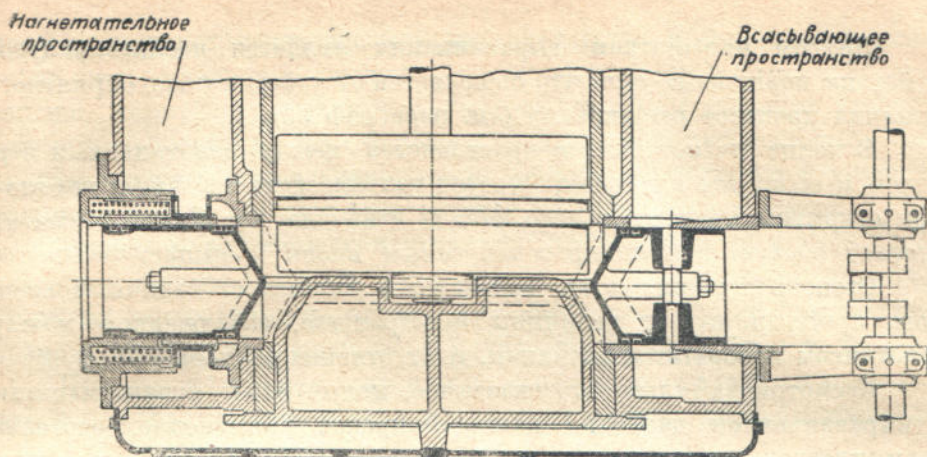
Фиг. 79.

Для приведения в действие эксцентрика требуется устройство распределительного вала; в связи с только что сказанным система Isken особенно удобна в тех случаях, когда двигателем служит паровая машина с клапаным распределением.



Фиг. 80.

При описанной конструкции, так же, как и при распределении клапанами, всасываемый и нагнетаемый воздух движутся различными путями; поэтому, следует ожидать меньшего нагревания всасываемого воздуха, чем в том случае, когда одни и те же стенки каналов омываются как всасываемым, так и горячим сжатым воздухом. Каналы могут быть короткими и широкими; проходимый золотником путь будет в таком случае мал, а также и вредное пространство (4% между главным поршнем и золотниками, 0,4% между нагнетательным золот-

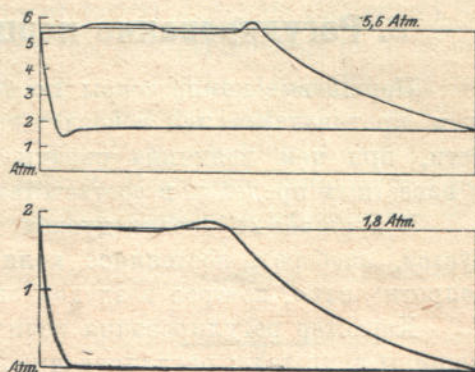


Фиг. 81.

ником и обратным клапаном). Механизм эксцентрика может иметь малые размеры, т. к. поршневой золотник совершенно разгружен и никакого вытеснения воздуха не производит; по той же причине и собственное трение золотника также мало.

Обратные клапаны при больших размерах периметра могут иметь малую высоту подъема; доступ к ним извне обеспечен отъемной крышкой.

На фиг. 82 изображены индикаторные диаграммы с правильными кривыми всасывания и нагнетания. Диаграммы эти относятся к двухступенчатому компрессору двойного действия, всасывающему при 110 оборотах в минуту от 6 000 до 7 000 куб. м воздуха в час.



Фиг. 82.

41. Золотниковые распределения с выравниванием давлений.

Для повышения величины объемного к. п. д. было предложено устраивать перепуск газа со стороны нагнетания на сторону всасывания при мертвом положении поршня. Перепуск легко может быть достигнут с помощью соответствующего канала, отлитого в теле золотника.

Благодаря перепуску давление, вместо того, чтобы уменьшаться по кривой расширения постепенно, падает сразу резко, принимая по обе стороны поршня одинаковое значение, которое, благодаря смешению, превышает атмосферное.

Работа расширения при этом обратно не выигрывается. Поэтому величина потребной мощности в машинах с выравниванием давлений больше, чем в машинах с той же подачей воздуха, но без выравнивания давлений.

Другим недостатком выравнивания является неблагоприятное действие поршневых сил, что объясняется отсутствием благоприятного влияния процесса расширения (см. параграф 36).

В конце нагнетания, в пространстве между золотниковым зеркалом и обратным клапаном, остается газ высокого давления; газ этот, при открытии нагнетательного канала в начале следующего сжатия утекает обратно в цилиндр и тем самым вновь повышает давление.

Степень влияния этих недостатков зависит от величины вредного пространства, от величины пространства, заключенного между золотником и обратным клапаном, и от отношения давлений.

Несмотря на то только что сказанное, малые золотниковые машины с выравниванием давлений нашли широкое применение, особенно в химической промышленности, благодаря своей простоте и надежности в работе.

В машинах, служащих для создания разрежения воздуха (вакуум-насосы), принцип перепуска имеет капитальное значение; вопросу этому посвящена отдельная глава настоящей книги.

В. Регулирование поршневых компрессоров.

Поршневые компрессоры по большей части работают с неизменным противодавлением в воздушном колпаке или в нагнетательной сети, при чем величина подачи компрессора должна изменяться в известных пределах в соответствии с потребностью.

В поршневых воздуходувках доменных печей и вагранок требуется, наоборот, постоянное количество дутья, тогда как величина сопротивления, которое воздуходувка преодолевает, сильно меняется.

Характер регулирования величины подачи сообразуется с типом машины-двигателя; регулирующие приспособления могут быть разбиты на две группы, в зависимости от того, может или не может изменяться число оборотов самого двигателя.

42. Регулирование величины подачи путем изменения числа оборотов.

Согласование величины подачи компрессора с потребностью достигается так же, как в поршневых насосах, путем изменения числа оборотов, т. к. подача и число оборотов пропорциональны друг другу.

Двигателем по большей части служит паровая машина, оказывающаяся весьма пригодной для приведения в действие поршневых компрессоров, особенно при расположении воздушного и парового цилиндров по типу тандем. Число оборотов паровой машины можно изменять в широких пределах тремя различными способами, а именно: от руки, с помощью центробежного регулятора или, наконец, путем воздействия сжатого воздуха на регулирующие органы паровой машины.

Установка от руки возможна потому, что компрессор с паровым двигателем в известных пределах регулирует сам себя. Если установить от руки определенное наполнение парового цилиндра, то ком-

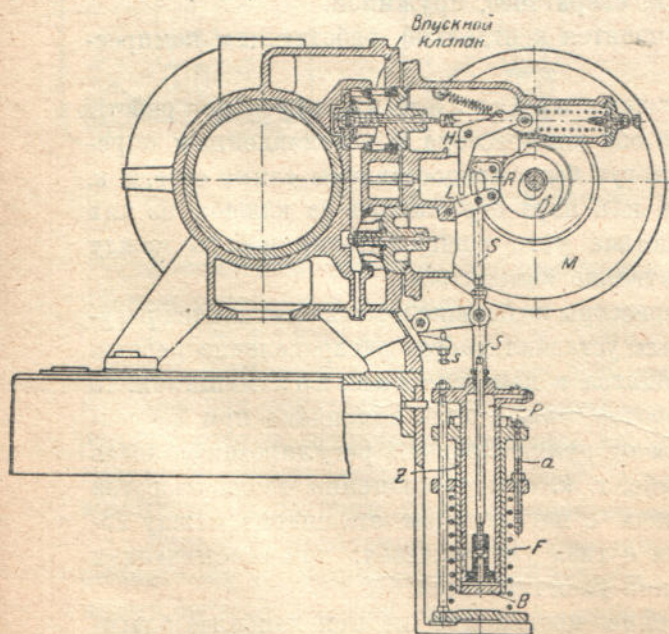
прессор доставит некоторое конечное давление и сам собой приспособит свою подачу к меняющейся потребности: если воздуха требуется больше, компрессор вращается быстрее, при чем давление воздуха, вследствие больших сопротивлений, несколько падает; напротив, компрессор вращается медленнее, когда воздух потребляется в меньшем количестве, при чем давление воздуха несколько повышается.

Такого рода саморегулирование компрессоров при постоянном давлении пара по большей части оказывается достаточным. При таких условиях центробежный регулятор служит только для предотвращения возможности разноса машины, в случае поломки трубы и т. д.

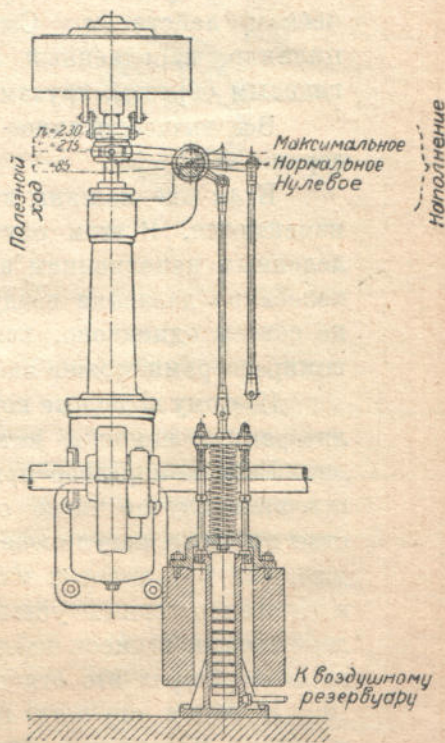
При изменяющемся давлении пара наполнение делается несколько больше требуемого, давление же соответственным образом дросселируется от руки.

Если величина подачи должна изменяться с помощью центробежного регулятора, то машинист должен устанавливать число оборотов, соответствующее потребной подаче, путем изменения нагрузки муфты; саморегулирование при этом невозможно.

В качестве примера применения третьего метода регулирования опишем исполненное фирмой Maschinenfabrik G. A. Schütz (Wurzen i. S.) автоматическое регулирующее устройство, рассчитанное на постоянное давление воздуха. Допустимые малые колебания давления служат здесь для воздействия на паровпускные клапаны (фиг. 83). Полученное давление воздуха действует на дно *B* подвижного цилиндра *Z*, охватывающего неподвижный плунжер *P*. Если при уменьшении потребления воздуха давление его несколько повышается, то цилиндр *Z*



Фиг. 83.



Фиг. 84.

опускается вниз и захватывает с собой помощью штанги S рычажок L так, что ролик детали R прикасается к рычагу H паровпускного клапана на большем плече и таким путем уменьшает степень наполнения. При этом число оборотов понижается в соответствии с уменьшением подачи. Помощью винта S игольчатый клапан устанавливается так, чтобы степень наполнения не могла сделаться меньше минимальной величины, требующейся для холостого хода машины.

Такая перестановка наполнения наступает только в тех случаях, когда давление воздуха изменится настолько, что будет в состоянии преодолеть сопротивление трения регулирующего поршня. В пределах этих колебаний давления компрессор обладает вышеупомянутым саморегулированием при неизменном наполнении. Когда трение в передаче будет преодолено, тогда дальнейшее повышение давления тотчас же вызовет уменьшение наполнения, при чем компрессор достигает пониженного числа оборотов, соответствующего меньшей подаче, быстрее нежели это может произойти при саморегулировании.

Аналогичным образом влияет регулятор на наполнение при изменении давления пара. Если давление пара повышается, то компрессор начинает вращаться быстрее; вследствие этого давление воздуха также повышается, пока, под действием регулирующего поршня, наполнение не уменьшится и число оборотов снова не понизится.

На фиг. 84 показано автоматическое регулирующее устройство предложенное фирмой I. C. Breinl (Prag-Smichow).

Точка опоры регулирующего рычага переставляется при повышении давления воздуха так, что наполнение уменьшается. Для этой цели применяется регулятор подачи с резко выраженным статическим действием. Сжатый воздух подводится в регулирующий цилиндр, наполненный маслом; поршень этого цилиндра нагружен, главным образом, грузами и, сверх того, пружиной.

Все вышеописанное относится к отдельно работающим компрессорам.

Если две машины включены параллельно, то условия работы изменяются. В этом случае оба компрессора с установленным определенным наполнением не могут быть предоставлены самим себе, т. к. колебания давления воздуха или пара отражаются на каждом из них не совсем одинаково, вследствие чего распределение работы между компрессорами может значительно изменяться.

Поэтому подобные компрессоры по большей части снабжаются регуляторами, с помощью которых устанавливается распределение работы.

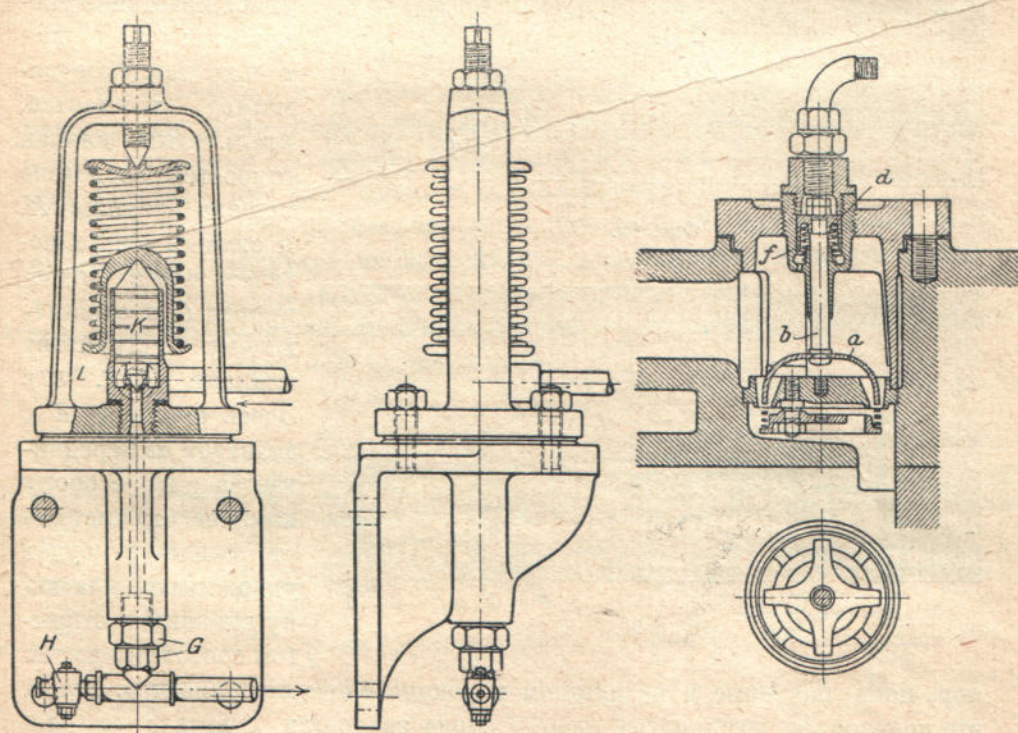
Если компрессор приводится в действие газовой машиной, то и в этом случае число оборотов может быть изменяемо при посредстве простого регулирования от руки. Пределы регулирования здесь уже, чем при паровой машине, т. к. при уменьшении числа оборотов в газогенераторных установках с нагнетанием отношение между содержаниями в смеси воздуха и газа уменьшается; при всасывающих газогенераторах это отношение увеличивается.

В обоих случаях горение происходит не при наиболее благоприятных условиях и даже может вовсе прекратиться.

43. Регулирование подачи при неизменном числе оборотов.

Число оборотов компрессора может меняться вовсе или же изменяться в узких пределах, если машина приводится в действие ременной передачей; изменение числа оборотов часто даже является нежелательным, если, например, компрессор связан с газовой машиной или с электромотором.

При таких условиях компрессору нужно придать размеры, рассчитанные на наибольшую подачу, требующуюся при постоянном числе оборотов. Если потребление воздуха уменьшается, то, благодаря повышению давления в сборном резервуаре, уменьшается также и подача.



Фиг. 85—88.

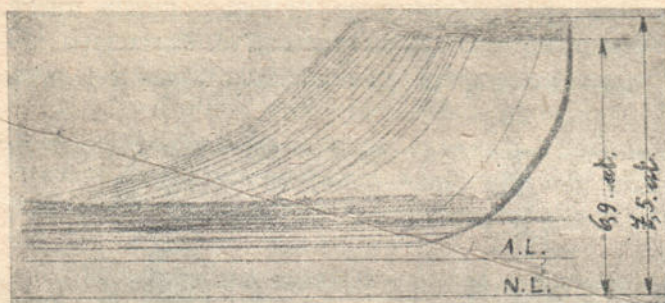
Рассмотрим наиболее употребительные приспособления, применяемые в подобных случаях.

а) Регулирование „на выпуск“. Как только давление превыдет наибольшую допустимую для него величину, всасывающие клапаны под действием этого повышенного давления автоматически поднимаются и выпускают всосанное количество газа обратно во всасывающее пространство. Как только давление в резервуаре упадет, всасывающие клапаны снова становятся свободными.

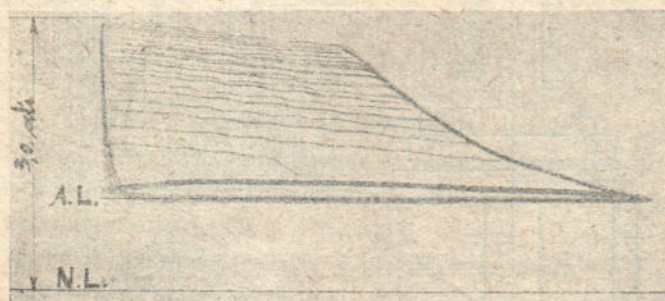
Величина требуемой работы изменяется при этом несколько порывисто, но в машинах двойного действия выпуск всосанного воздуха может быть произведен сначала в одной части цилиндра и только при дальнейшем повышении давления — в обеих его частях.

При компрессорах со ступенями давления влияние сжатия должно быть уничтожено как в цилиндре низкого, так и высокого давления.

Примером регулирования на выпуск может служить устройство, выполняемое фирмой А. Borsig (Tegel-Berlin), см. фиг. 85—88. На первой из этих фигур представлен нагруженный пружиной поршень *K* с игольчатым клапаном *L*; заключенное между ними цилиндрическое пространство сообщается с нагнетательным воздушным колоколом.



Фиг. 89.



Фиг. 90.

пор, пока давление в воздушном колоколе снова не понизится. Когда это произойдет, игольчатый клапан снова закроется, и воздух, находящийся в трубопроводе, будет постепенно уходить через неплотности поршня *d*, благодаря чему под'ем захвата помощью вспомогательной пружины *f* происходит безударно. Это обратное движение может быть ускорено в большей или меньшей степени путем надлежащей установки крана *H*. Целесообразно сообщать трубку, ведущую от воздушного колокола, с соединительным трубопроводом между регулирующим поршнем и клапанами при помощи перепускного трубопровода с краном с тем, чтобы иметь возможность включать машину на холостой ход от руки. Благодаря такому устройству, компрессор может быть пущен в ход без нагрузки.

Ход изменения давления внутри компрессора в течение периода регулирования наглядно изображен на диаграммах, приведенных на фиг. 89 и 90; диаграммы эти сняты с компаунд-компрессора с ременной передачей (ход — 250 мм, число оборотов — 200/мин).

Нанесенная жирными линиями диаграмма для области низкого

При нормальной величине конечного давления, пружинная нагрузка удерживается в равновесии; но как только давление заметно повысится, игольчатый клапан откроется вследствие под'ема поршня *K*, и сжатый воздух потечет через трубопровод *G* к отжимающему устройству клапана (фиг. 87). Здесь поршень *d* с захватом *ab* передвигается в сторону клапана, отожмет его от седла и будет удерживать пластину клапана в открытом состоянии до тех

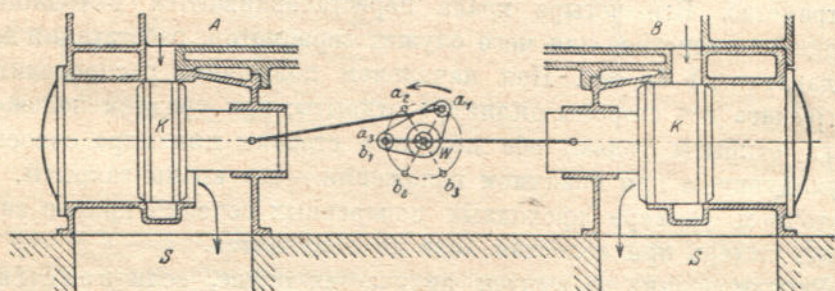
давления относится к холостому ходу и имеет поэтому небольшие высоты; соответствующая диаграмма для области высокого давления представляет собой прямую, параллельную атмосферной линии. Потребная работа при холостом ходе не может быть значительной и составляет, по заводским данным, 8—15% нормальной работы сжатия.

Кроме того, диаграммы показывают, что нагрузка машины по выключении органа выпуска повышается до полного своего значения не сразу, а постепенно.

В машинах двойного действия резкость изменения нагрузки может быть смягчена путем введения регулирующего выпуска сначала только в одной части цилиндра и лишь при дальнейшем повышении давления в обеих частях. Для этого могут служить два поршневых клапана с грузами различной величины.

По сравнению с пружинной нагрузкой регулирующего поршня, весовая нагрузка имеет то достоинство, что при ней ход поршня может быть взят достаточно большим, без дополнительного возрастания нагрузки, как это бывает в случае применения пружин.

Тем не менее, обыкновенная весовая нагрузка при колеблющемся давлении в резервуаре не дает полной уверенности в том, что поднимающийся поршень продолжит это свое движение до конца; это было бы так, если бы нагрузка во время подъема поршня могла уменьшаться и снова возрастала при его опускании.



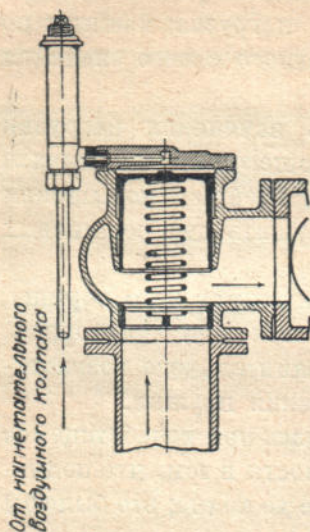
Фиг. 91.

Воздуходувки сталелитеен требуют, чтобы дутье могло быть прекращено быстро, без необходимости останавливать двигатель, при чем весь процесс должен продолжаться максимум 10 секунд.

В приспособленных к такому действию сдвоенных воздуходувках регулировка производится в четыре уступа, при чем стороны цилиндра 1, 2, 3 или 4 могут быть выключены одна за другой. Во всасывающие патрубки клапанных коробок вставлены поршневые золотники K (фиг. 91) так, что в случае разгрузки дутье направляется в обратную сторону, т.е. во всасывающее пространство S . Ширина золотников, а также привод к ним от распределительного вала w должны быть подобраны так, как это показано на фиг. 91 для одного цилиндра.

При полной работе оба золотника цилиндра держат перепускные каналы закрытыми; кривошипы при этом занимают положение $a_1 b_1$. После поворота на 60° ($a_2 b_2$) сторона A цилиндра открыта, а сторона B

еще закрыта. При дальнейшем повороте ($a_3 b_3$) открываются обе стороны цилиндра. При следующем полуобороте производится аналогичным образом распределение во втором цилиндре.



Фиг. 92.

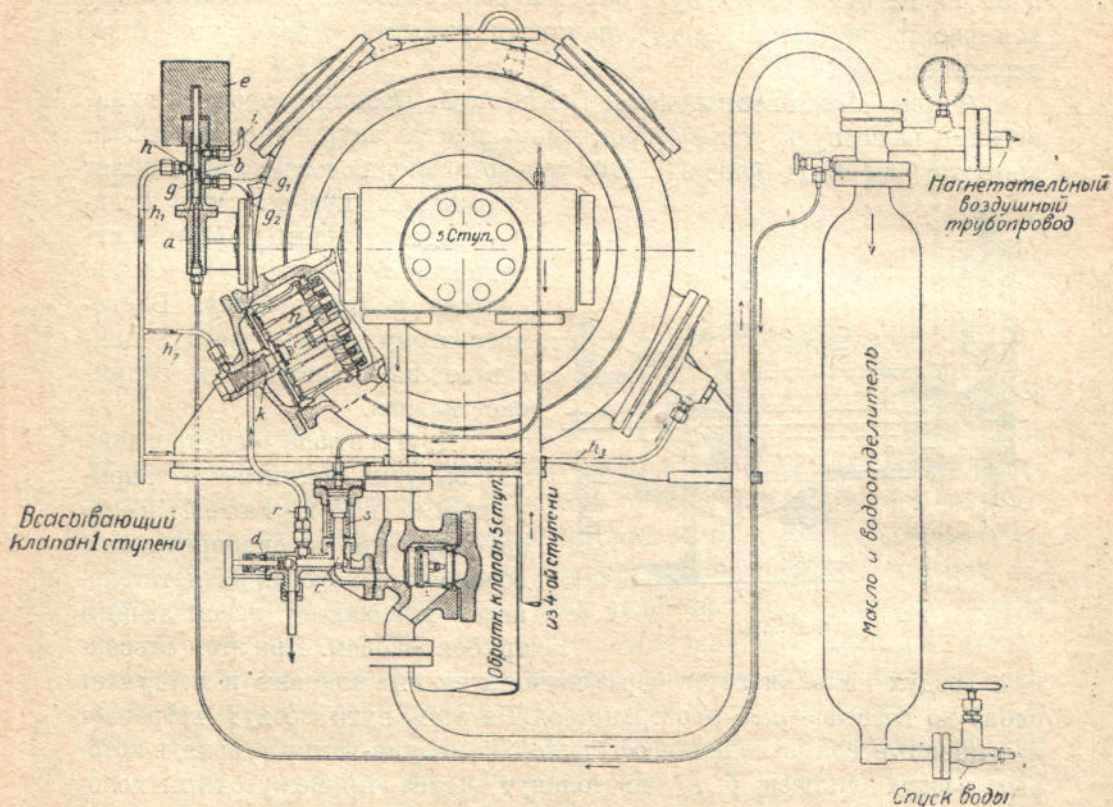
Фирма Siegener Maschinenbau A.-G. vorm. A. & H. Oechelhäuser выполнила такого рода регулирующее устройство для сталелитейной фирмы Peiner Walzwerk. Горизонтальная двоякая воздушная двоякая имеет цилиндры диаметром в 1 500 мм; ход равен 1 500 мм; при 80 обор./мин. всасываются 800 куб. м/мин. воздуха, сжимаемого до 2 атм. Нормальными органами распределения служат самодействующие двухседельные клапаны с очень малым собственным весом клапанных тарелок; в каждом всасывающем пространстве находится 40 клапанов, в каждом нагнетательном пространстве — 28.

Прекращение дугья во время перерывов в работе производится при помощи вставленного в каждую всасывающую камеру крана; при своем открывании краны эти отводят воздух обратно во всасывающее пространство. Все четыре крана переставляются находящимся в будке машинистом, для чего служит сервомотор, работающий водой при давлении в 30 атм. При начальном положении распределительного рычага все стороны цилиндра открыты; при среднем положении рычага открыты только обе передние стороны цилиндра двоякой воздушной, а при конечном положении — все краны закрыты. При достаточном размере проходных поперечных сечений кранов значительных потерь при холостом ходе не получается.

Регулирование на выпуск получается также, если всасывающий трубопровод автоматически закрывается, как только давление достигнет своего наибольшего значения; при этом при ходе поршня вперед в цилиндре образуется разрежение, исчезающее при следующем же ходе поршня назад. При такой системе регулирования не возникает значительных потерь в работе только в том случае, если нагнетательные клапаны абсолютно плотны. Поэтому между обоими концами цилиндра устанавливают перепускную трубу, которая открывается одновременно с закрыванием всасывающего трубопровода.

На фиг. 92 представлен такого рода запорный клапан, включенный во всасывающий трубопровод; показанная конструкция принадлежит фирме Pokorny, Wittekind (Frankfurt a/M.). Под действием пружины полное сечение клапана бывает открыто до тех пор, пока нормальное конечное давление не превзойдено. Если же требуется воздуха меньше, чем подается, то давление в резервуаре повышается, и распределение поршневого клапана переставляется так, что сжатый воздух может поступить на верхнюю сторону клапана и проинформировать его закрывание. Когда давление понизится, то распределение

прерывает имевшее ранее место сообщение; воздух, находящийся над поршневым клапаном, уходит, и клапан может снова открыться. Это устройство весьма целесообразно особенно для малых машин.

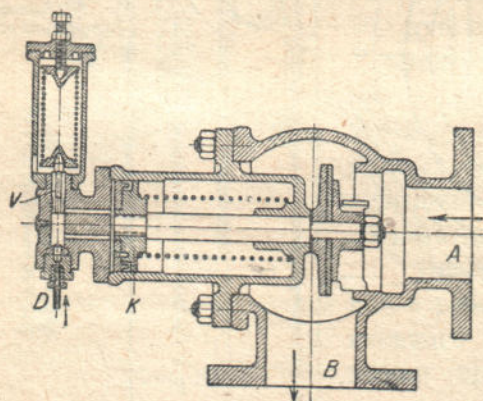


Фиг. 93.

Фирма Berliner Maschinenbau A.-G. vorm. L. Schwartzkopf применяет для своих компрессоров высокого давления с электрическим приводом регулирующее устройство, представленное на фиг. 93. Как только конечное давление в вертикальной трубе превзойдет допустимую величину, сжатый воздух приподнимает распределительные поршни *a* и *b*, пока не установится сообщение между отверстиями *g* и *h*; благодаря этому, сжатый воздух ступени II может из трубопровода *g*₁ перейти в *h*₁ *h*₂ *h*₃ и начать действовать на поршни *k*, которые помощью нажимных штифтов *n* держат открытыми пластины всасывающих клапанов ступеней I и II. При этом давление во всех ступенях падает, и выпускной клапан *c* автоматически открывается под действием пружины *s*, благодаря чему сжатый воздух выйдет наружу. Для уравнивания неизбежных неплотностей на поршнях *k*, имеется еще один источник воздуха для распределительного поршня *b*; вытекающий из *c* воздух перед выходом дросселируется помощью вентилля *d* на 2 атм. и по трубопроводу *g*₂ со включенным в него обратным клапаном *r* подводится к распределительному поршню *b*. Если конечное давление в вертикальной трубе понизится на 8—10 атм., то груз *e* передвинет распределительный поршень *b* в его начальное положение,

при чем сообщение g с h прерывается и устанавливается сообщение h с i так, что воздух из k может вытекать наружу. Пружина o снова отодвигает штифты n , после чего начинается игра всасывающих клапанов. Выпускной клапан остается однако еще открытым, пока в ступени IV не будет достигнуто определенное давление, благодаря чему компрессор не должен сразу начинать работать с полным противодавлением.

Фирма Maschinenbauanstalt Balcke A.-G. (Bochum) строит регулирование на выпуск, при котором производится закрывание всасывающего трубопровода (фиг. 94). Как только давление воздуха превзойдет



Фиг. 94.

свою нормальную величину, передistribительный поршеньек передвигается вверх, одновременно сжимая контр-пружину. Благодаря этому, сжатый воздух действует на поршень k и закрывает клапан.

Другого рода регулирование „на выпуск“ достигается закрытием нагнетательного трубопровода и одновременным сообщением коробки нагнетательного клапана с всасывающим трубопроводом. При этом всосан-

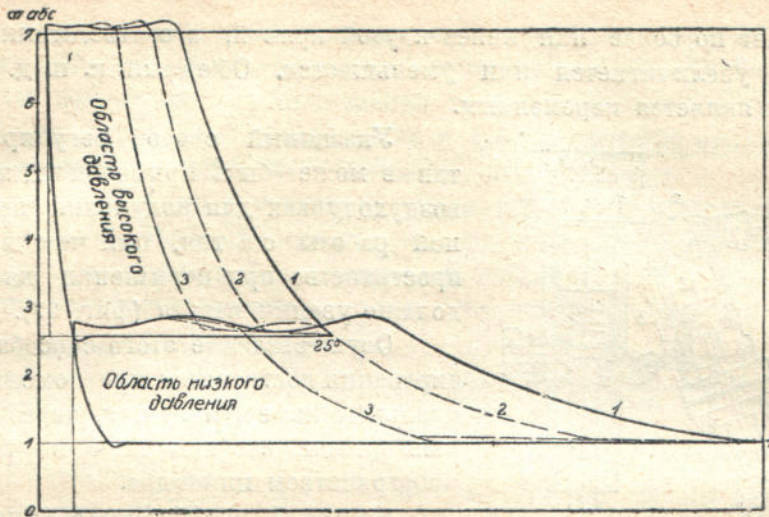
ный воздух выталкивается через нагнетательные клапаны и поступает снова во всасывающее пространство. На этом пути воздух встречает повышенные сопротивления, особенно в компаунд-компрессорах, в которых воздух должен быть протолкнут через промежуточный холодильник.

б) Регулирование всасываемого количества газа в пределах одного хода поршня путем изменения начала сжатия. По окончании всасывания, во время первой части обратного хода поршня, цилиндр держат сообщенным со всасывающим пространством; вследствие этого сжатие начнется лишь после того, как часть всосанного объема будет вытолкнута в атмосферу.

Для производства такого рода регулирования фирма Pokorny-Wittekind A.-G. (Frankfurt a/M.) снабжает компрессор вспомогательным золотником, с помощью которого всосанное количество воздуха выпускается во всасывающее пространство на устанавливаемой от руки большей или меньшей части сжимающего хода.

Действие такого регулирования наглядно представлено на диаграмме компаунд-компрессора, подача которого может быть уменьшена с 8 000 до 4 000 куб. м./час. (фиг. 95).

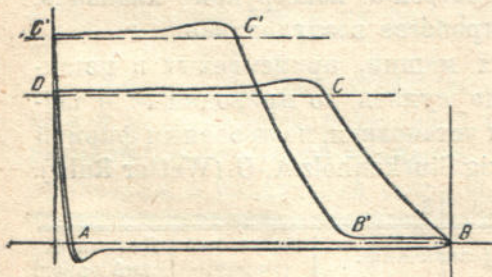
В компрессорах с самодействующими клапанами этот метод регулирования может быть осуществлен путем установки между цилиндром и всасывающим пространством особого золотника; золотник этот по конструктивным соображениям и в виду недостатка места выполняется по большей части в виде крана Корлисса.



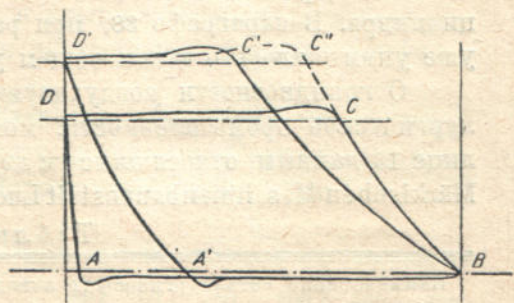
Фиг. 95.

Передвижение его производится кулиссой, при чем открытие клапана поддерживается приблизительно постоянным; закрывание же может быть произведено от руки или под действием сжатого воздуха.

Вместо воздействия на распределение от руки можно пользоваться сервомотором, приводимым в движение водой, находящейся под давлением. В доменных воздуходувках величина сопротивления иногда значительно превосходит свое нормальное значение. Если двигателем служит газовая машина, то индикаторная мощность может быть повышена лишь в ограниченных пределах. Поэтому, воздуходувка должна быть приспособлена к тому, чтобы количество дутья уменьшалось при возрастании давления, при чем работа сжатия остается приблизительно постоянной. В этом случае с успехом можно применить регулирование наполнением.



Фиг. 96.

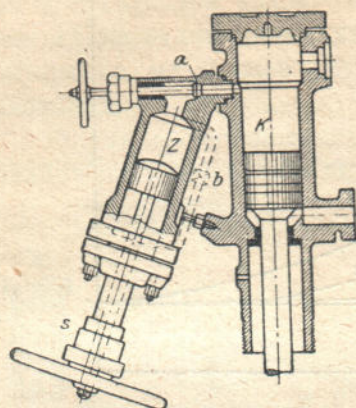


Фиг. 97.

На фиг. 96 представлены нормальная диаграмма и равновеликая ей диаграмма для более высокого конечного давления и меньшей подачи. Сжатие начинается только после того, как поршень пройдет часть пути (BB') при обратном ходе.

в) Увеличение вредного пространства. Этот метод регулирования состоит в том, что вредное пространство искусственно увеличивается так, что расширение воздуха вредного пространства

протекает по более или менее крутой кривой, в соответствии с чем подача увеличивается или уменьшается. Объемный к. п. д. таким образом является переменным.



Фиг. 98.

Указанный способ регулирования также может быть применен в доменных воздуходувках для получения неизменной работы сжатия, при чем вредное пространство при повышении давления должно увеличиваться (фиг. 97).

Осуществление этого способа регулирования достигается при помощи специальных камер, могущих, через запорные органы, сообщаться с внутренним пространством цилиндра.

Фирма L. A. Riedinger (Augsburg) присоединяет к цилиндру компрессора *K* (фиг. 98) регулирующий цилиндр *Z*, сообщающийся с рабочим цилиндром через вентиль *a*. Если перепускная труба *b* открыта, то обе стороны регулирующего цилиндра *Z* увеличивают своим объемом вредное пространство, при чем регулирующий поршень удерживается шпинделем *s* в желаемом положении может быть точно установлен сообразно с подачей.

Г. Выполненные поршневые компрессоры.

44. Одноступенчатые компрессоры.

Для получения умеренных давлений обычно применяются компрессоры двойного действия. Крупные поршневые воздуходувки, встречающиеся на металлургических заводах (доменные, сталелитейные), устанавливаются горизонтально; они снабжаются групповыми клапанами, расположенными в большом числе концентрически, вокруг цилиндра. В параграфе 38, при рассмотрении конструкции клапанов, уже упоминалось о таком общем устройстве воздуходувки.

О грандиозности воздуходувных машин, применяемых в металлургической промышленности, можно судить по приводимым в таблице 13 данным, относящимся к двум установкам, построенным фирмой Märkischen Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholtz A.-G. (Wetter Ruhr).

Таблица 13.

Наименование металлургического завода (заказчика).		Лахенский завод.	Диллингенский завод.
Диаметр парового цилиндра высокого давления	мм	1 500	1 200
„ „ „ низкого „ „	„	2 300	1 800
„ „ „ обоих цилиндров воздуходувки . . .	„	2 000	1 600
Общий ход поршня	„	1 800	1 600
Наибольшее число оборотов в минуту	„	60	80
Средняя скорость поршня	м/сек.	3,6	4,27
Давление дутья, избыточное давление	атм.	2,5	2,0
„ пара в котле	„	10	8
Общее число воздушных клапанов	„	8 × 20	8 × 18
Размеры коренного подшипника	мм	630 × 850	580 × 760
„ цапфы кривошипа	„	40 × 400	360 × 360
„ крестовины	„	340 × 400	270 × 360
Диаметр поршневого штока	„	250	210
Общий вес	тонны	465	340

В компрессорах можно применять одноступенчатые цилиндры двойного действия, если конечное избыточное давление не превышает 5 атм. В известных случаях можно получать и большее давление в одном цилиндре, если его рубашка и крышка хорошо охлаждаются и если клапаны выполнены с особенной тщательностью.

На фиг. 99 и 100 показана конструкция горизонтальных компрессоров фирмы A. Borsig (Berlin - Tegel); основные данные об этих компрессорах приведены в нижеследующей таблице:

Диаметр цилиндра	мм	200	300	275	440	350	350	500	500	650
Ход поршня	"	200	200	250	250	350	400	400	600	600
Число оборотов		220	220	200	200	190	180	180	160	130
Допускаемое давление	атм.	7	3	7	2	4	7	2	4	2
Всасываемый объем	куб. м/мин.	2,6	6,0	4,75	14,0	11,2	11,1	26,0	27,6	47,5
Диаметр всасывающей трубы	мм	60	80	80	150	125	125	200	175	250
Диаметр нагнетательной трубы	"	50	70	70	125	100	100	175	150	225

На каждой лобовой стороне цилиндра расположены в пустотелых крышках два всасывающих и два нагнетательных клапана.

Клапаны, находящиеся на задней стороне цилиндра, легко доступны; для доступа к установленным клапанам с кривошипной стороны цилиндра необходимо снабдить крышку удлинением в виде фонаря. Вилкообразные трубы, присоединенные к всасывающему и нагнетательному трубопроводам, служат одновременно опорами цилиндра.

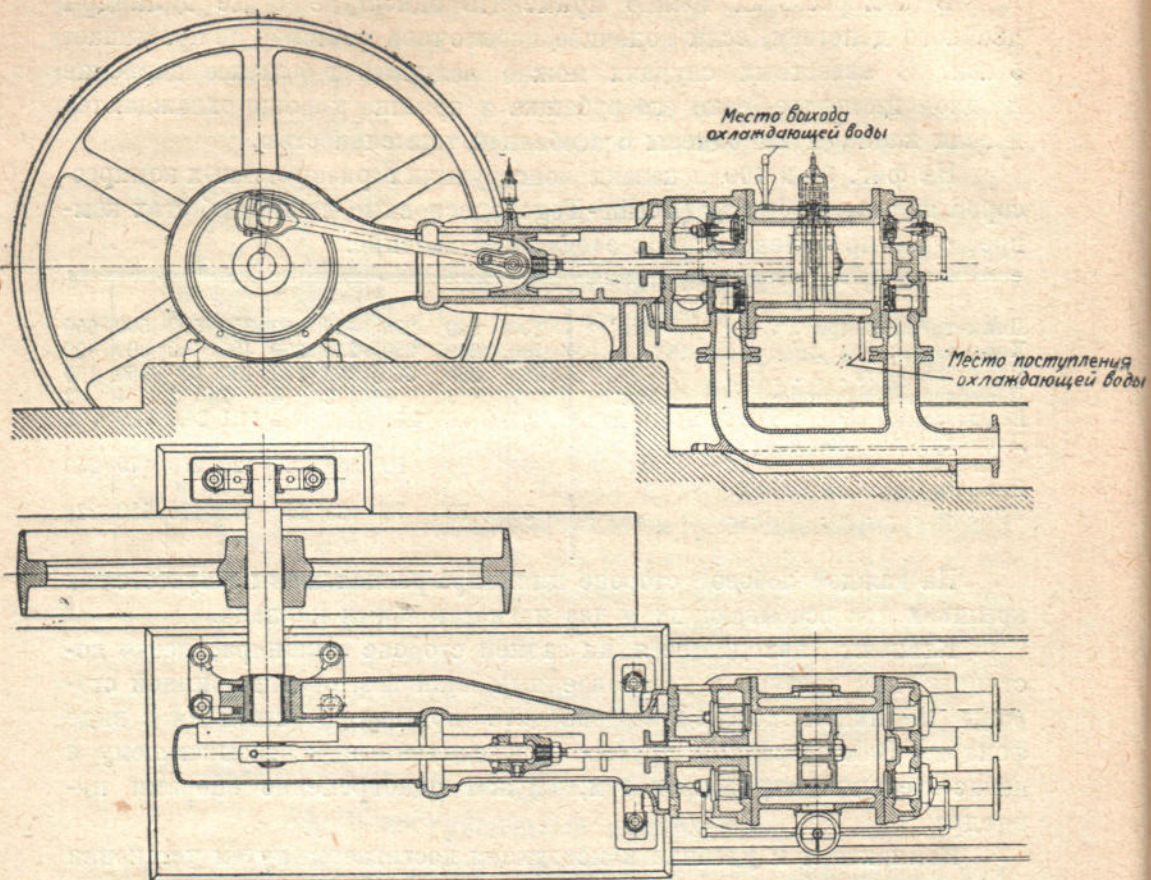
Компактная и удобная конструкция достигается путем установки клапанов в рубашке сбоку; при этом можно хорошо охлаждать крышку (см. фиг. 101), на которой изображен компрессор, построенный фирмой Sächsische Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann (Chemnitz); диаметр — 370 мм, ход — 300 мм.

Хорошее охлаждение рубашки и крышки обеспечено в компрессоре, представленном на фиг. 102 и построенном фирмой Zwickauer Maschinenfabrik A.-G.

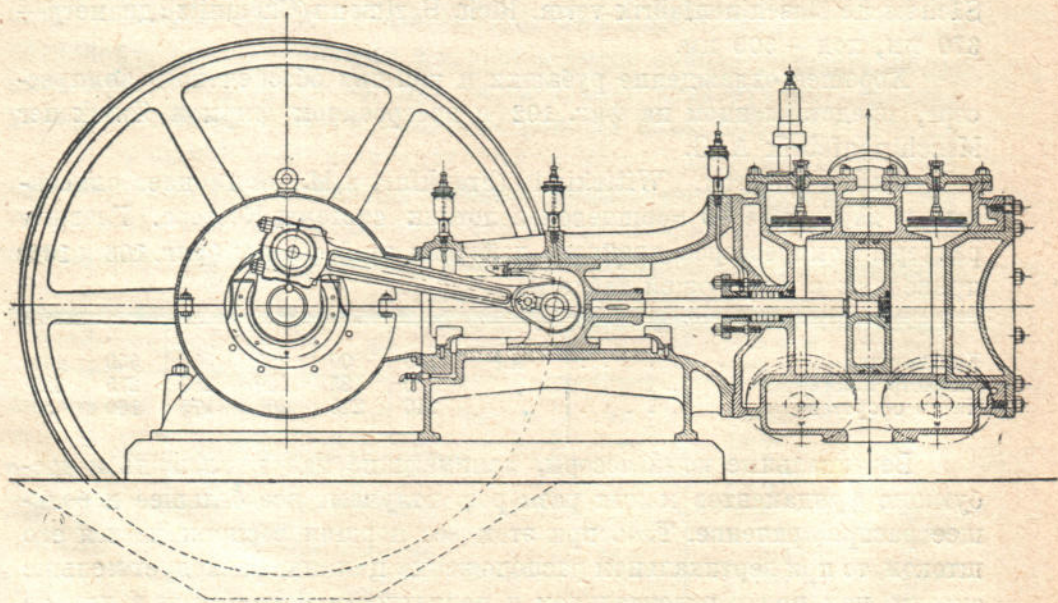
Фирма Pokorny, Wittekind (Frankfurt a/M.) применяет описанный в параграфе 40 поршневой золотник системы Кестера. Главные размеры компрессоров двойного действия этой фирмы (фиг. 103 и 104) приведены в следующей таблице:

Ход поршня	мм	150	200	250	300	350	400
Диаметр цилиндра	"	110	185	220	250	275	325
Число оборотов		240	225	200	175	160	150

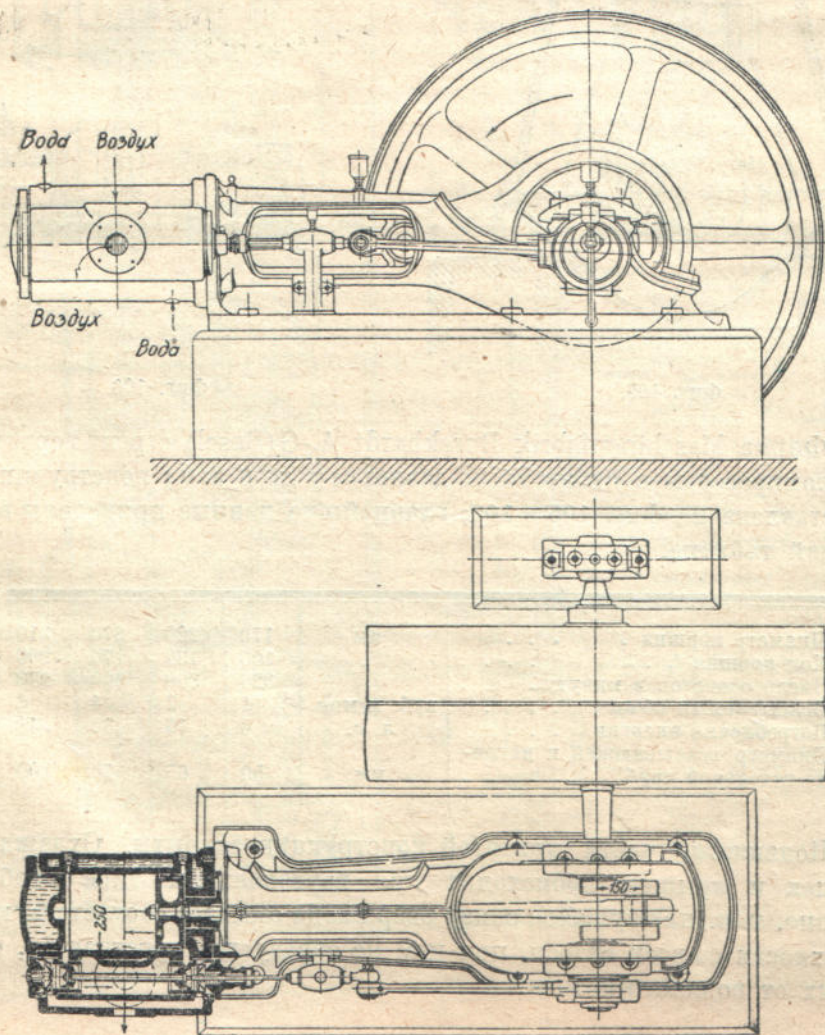
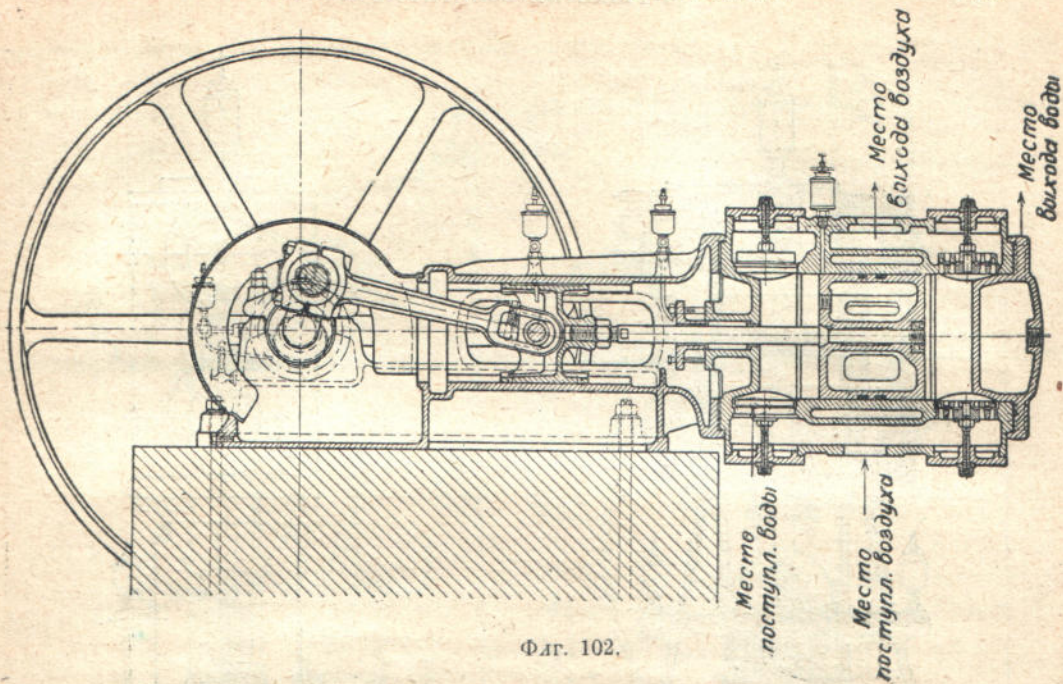
Вертикальные компрессоры, занимающие малую площадь и требующие фундаментов малых размеров, получают все большее и большее распространение. Т. к. при этом вес поршня воспринимается его штоком, то при вертикальном расположении цилиндр расходует меньше смазки, чем при горизонтальном, и неплотности появляются в нем не так быстро. В силу этого число оборотов вертикальных компрессоров может быть весьма велико.

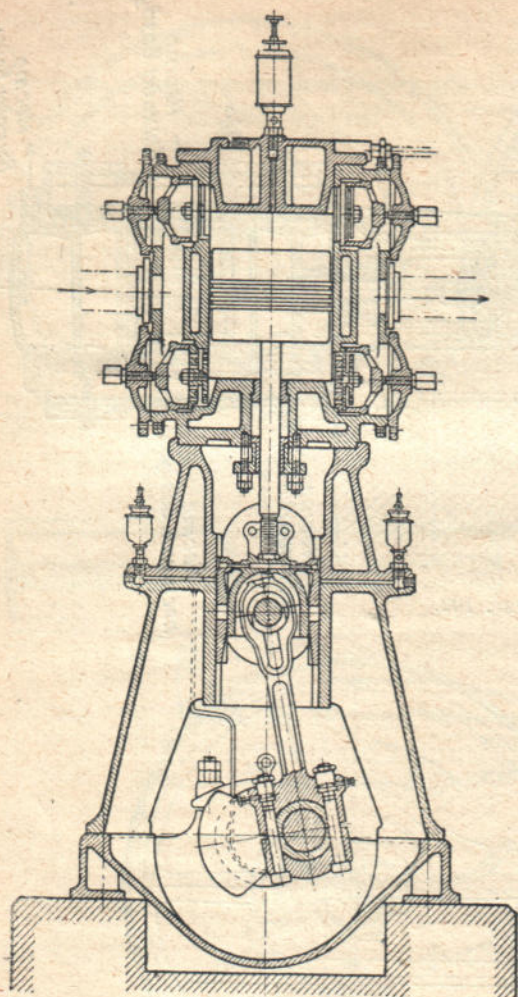


Фиг. 99—100.

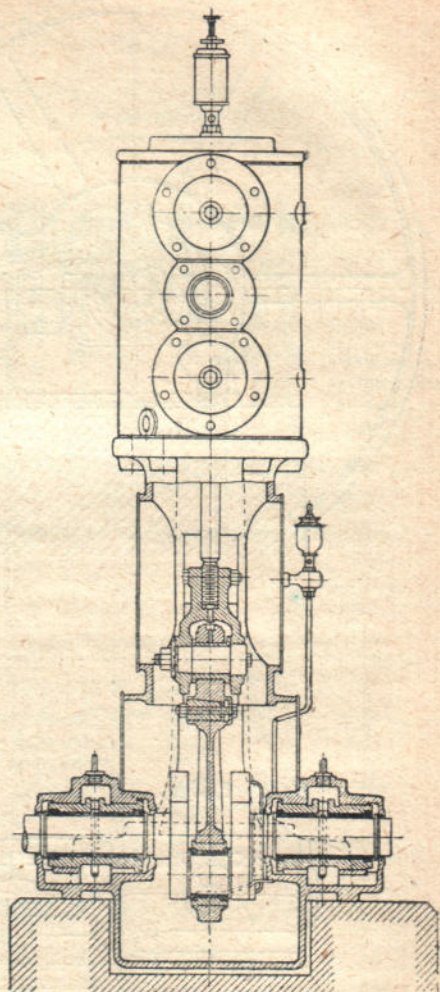


Фиг. 101.





Фиг. 105,

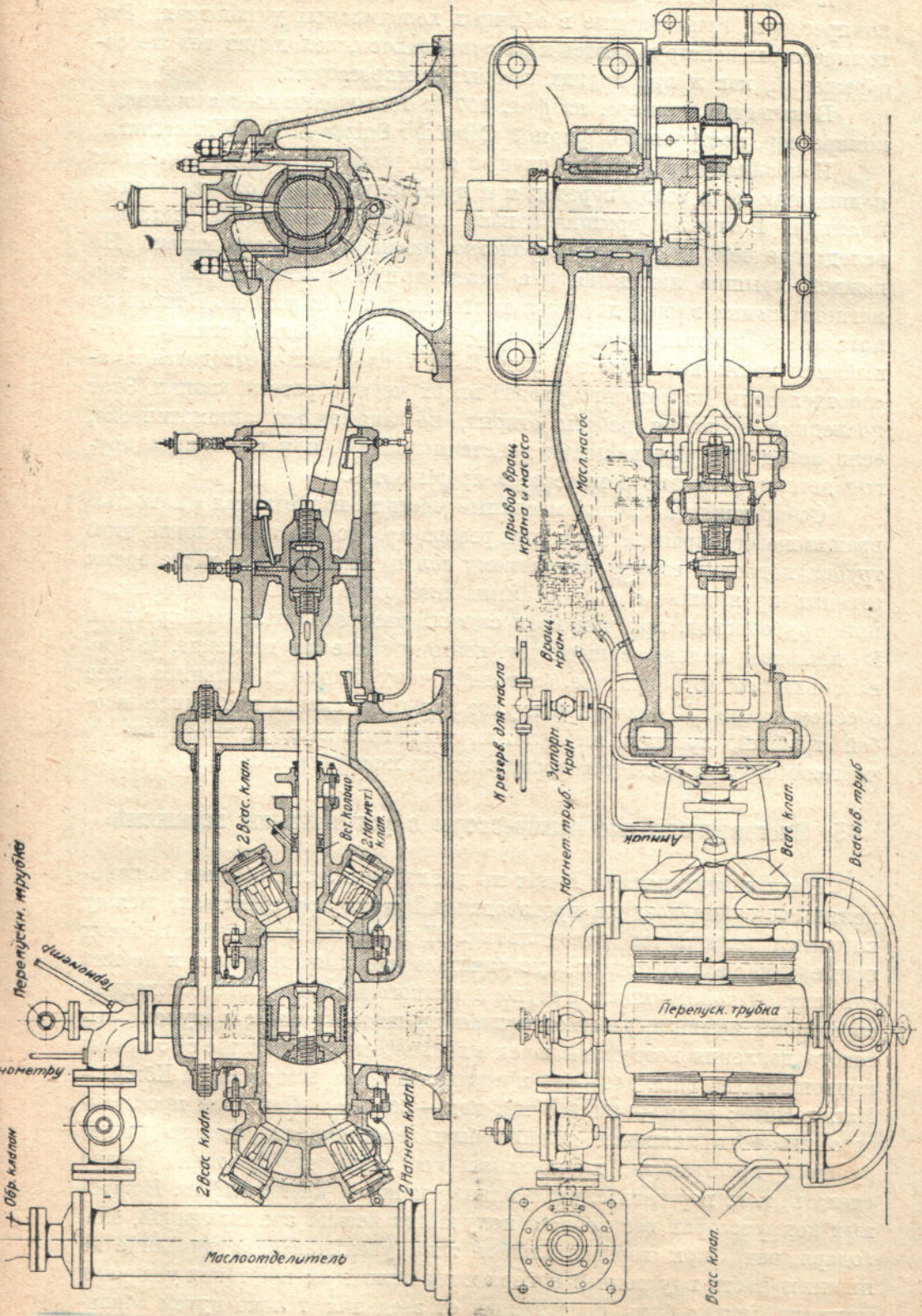


Фиг. 106.

Фирма Maschinenfabrik Burckhardt A.-G (Basel) строит вертикальные компрессоры с избыточным давлением до 6 атм.; конструкция их представлена на фиг. 105 и 106; главные данные приведены в следующей таблице:

Диаметр поршня	мм	170	220	270	310
Ход поршня	"	100	130	170	200
Число оборотов в минуту		320	300	300	280
Всасываемый объем	куб. м/мин.	1	2	4	6
Потребление энергии	л. с.	6	16	32	48
Диаметр всасывающей и нагнетательной труб	мм	50	65	76	100

Подвижные части при этой конструкции закрыты. Охлаждение рубашек и крышек происходит при вертикальном типе особенно успешно, т. к. движущаяся снизу вверх вода омывает соответствующие поверхности со всех сторон, при чем не образуется пространств, отрезанных от водяного потока.



Фиг. 107—108.

К числу одноступенчатых компрессоров могут быть отнесены компрессоры, применяемые в обычных холодильных установках. Эти компрессоры конструируются и рассчитываются, исходя из тех же соображений, как и при других газовых компрессорах.

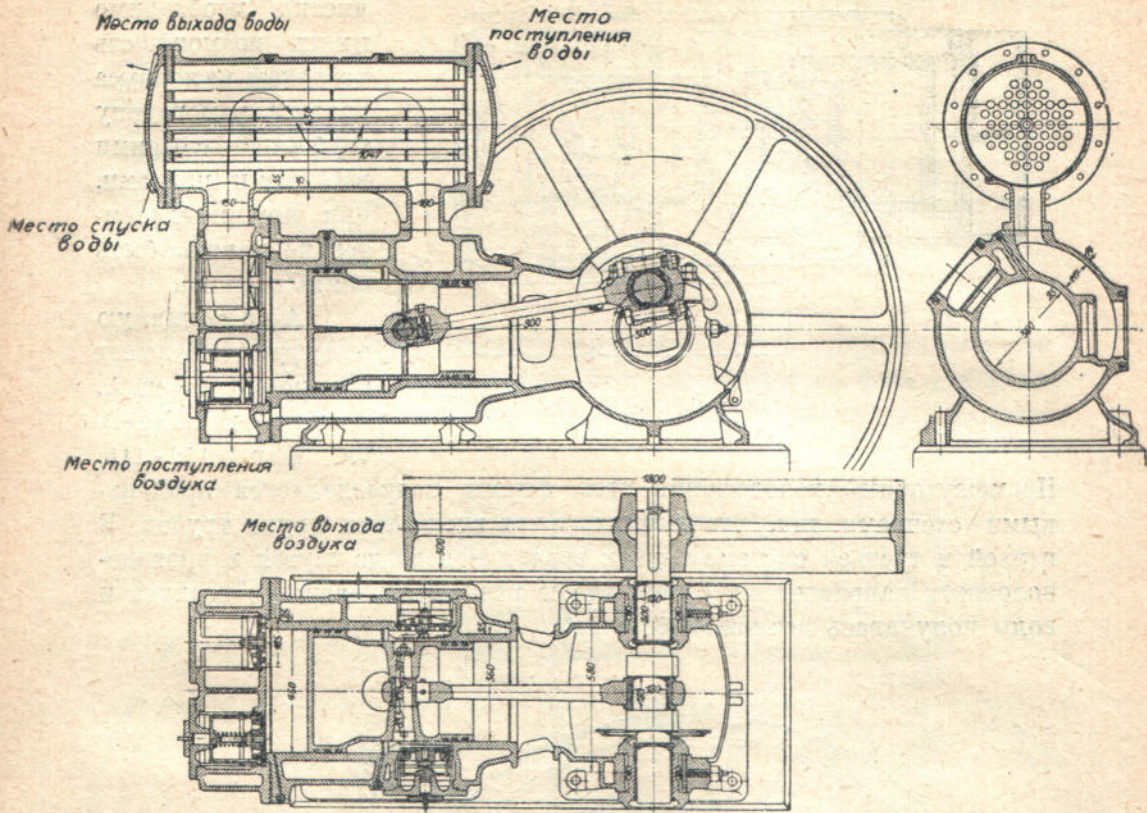
В качестве примера, на фиг. 107 и 108 представлен аммиачный компрессор, построенный фирмой Cebrüder Sulzer A.-G. (Winterthur).

Направляющая для крейцкопфа оканчивается спереди коренным подшипником, а сзади переходит в пустотелую раму, охватывающую цилиндр. Вогнутые крышки близко подходят к выпуклому поршню, вследствие чего вредное пространство оказывается очень малым. На каждой крышке находятся два всасывающих клапана вверху и два нагнетательных внизу; доступ к клапанам легок и удобен. Благодаря показанной в плане перепускной трубке, может быть достигнут полный или частичный холостой ход. Газы после сжатия отводятся в маслоотделитель, из которого уходят вверх через обратный клапан. Этот последний во время работы открыт, но закрывается автоматически, если вследствие прекращения действия клапана или какой-либо другой детали, действие компрессора прерывается.

Собирающиеся на дне масляные частицы нагнетаются с помощью вращающегося крана в масляный резервуар. Особое ответвление этой трубки подводит смазку к вставному кольцу сальника и в то же время отводит проникшие в кольцо аммиачные газы обратно во всасывающий трубопровод, при чем кран служит распределительным органом. Во вставном кольце существует поэтому такое же давление, как во всасывающем трубопроводе, благодаря чему плотность сальника более обеспечивается. К нажимной втулке сальника смазка подводится особой трубкой, при чем циркуляция по направлению показанных на чертеже стрелок создается вращающимся масляным насосом.

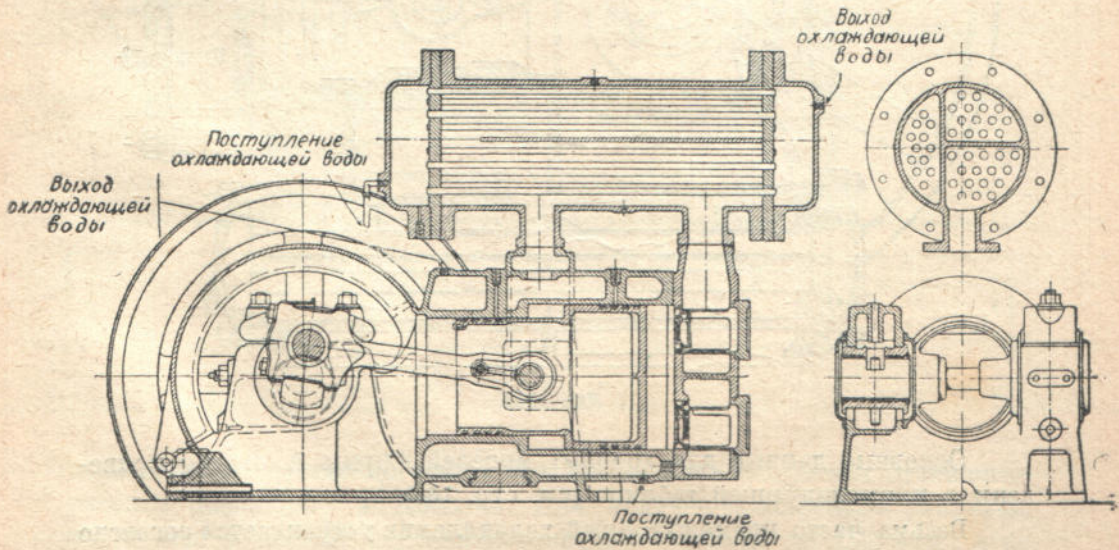
45. Многоступенчатые компрессоры с уступчатыми поршнями.

Если воздух должен получить давление в 8 атм. и более, то изменение состояния воздуха производится в двух пространствах, между которыми включается холодильник. При малых и средних подачах применение только одного уступчатого поршня приводит к весьма компактной конструкции; в ступени низкого давления, расположенной со стороны крышки, работает полная площадь поршня; в ступени высокого давления воздух заключен в кольцевом пространстве со стороны кривошипа (на фиг. 109—111 представлен компрессор завода Königin-Marien-Hütte; диам. — 450/360 мм, ход — 300 мм). При этом пространство высокого давления должно быть герметически отделено от наружного пространства поршневыми кольцами, что довольно трудно сделать, т. к. поршень служит одновременно и крейцкопфом. В крупных компрессорах вес поршня получается весьма значительным, благодаря чему при горизонтальном типе увеличивается давление на нижнюю часть внутренней поверхности цилиндра; при таких условиях цилиндр может быть предохранен от заедания только путем обильного его смазывания.

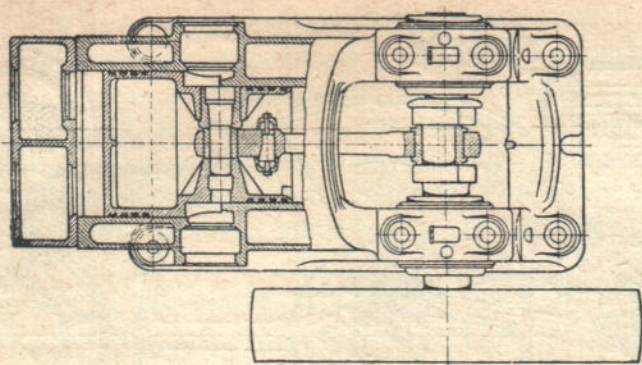


Фиг. 109—111.

Клапаны первой ступени могут быть удобно помещены в крышке; клапаны второй ступени устанавливаются сбоку. Промежуточный холодильник обычно располагается над машиной; воздух омывает латунные трубки и принужден двигаться перпендикулярно к поверхностям



Фиг. 112—114.

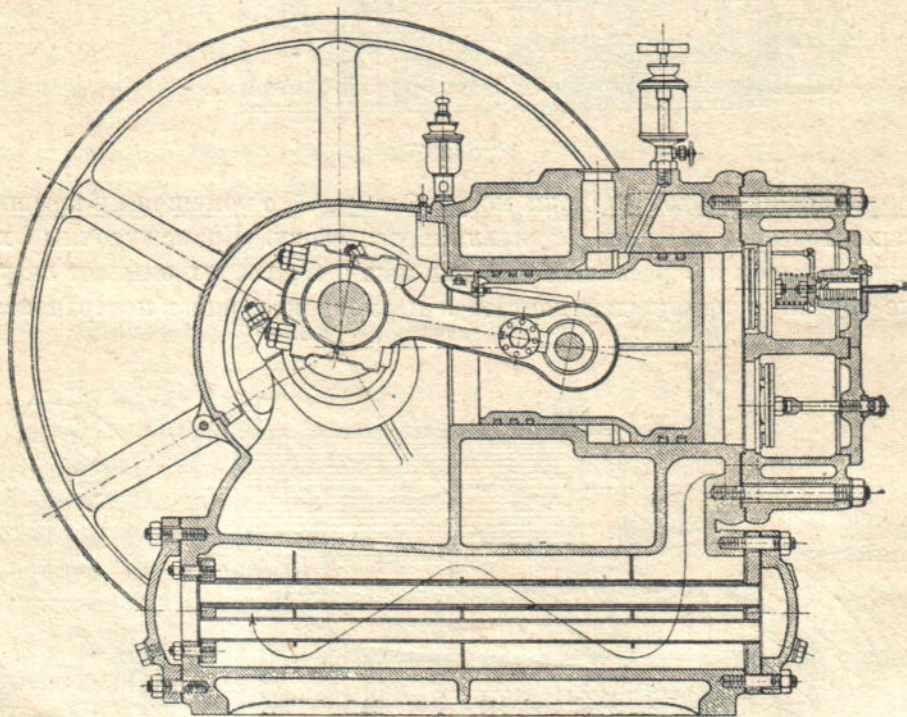


Фиг. 115.

охлаждения. Для чистки необходимо иметь возможность извлекать из корпуса наружу всю группу труб вместе с обеими вставными плитами, при чем предварительно должна быть снята крышка.

Аналогичную конструкцию имеет компрессор фирмы А. Borsig (Berlin-Tegel), см. фиг. 112-115.

Промежуточный холодильник этой фирмы подразделяется продольными стенками так, что воздух течет вдоль трех групп трубок. В первой и третьей системе трубок воздух и вода движутся в противоположных направлениях с тем, чтобы разность температур воздуха и воды получалась возможно большей.



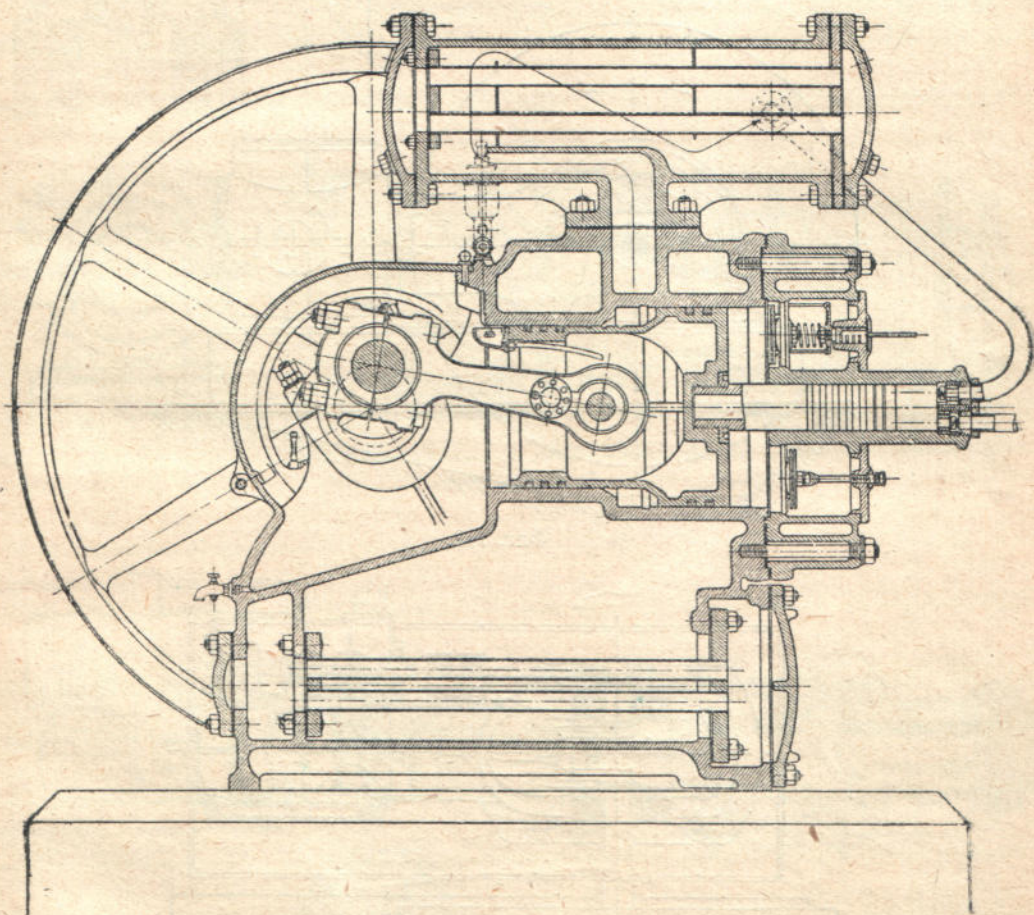
Фиг. 116.

Основные данные для ходовых моделей фирмы А. Borsig приведены в нижеследующей таблице (см. стр. 155).

Весьма часто промежуточный холодильник устраивается согласно фиг. 116 в ноге станины (компрессор фирмы Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz). Диаметры цилиндров составляют 520/420 мм, ход—220 мм

Диаметр цилиндра. . .	мм	150/360	500/400	550/440	600/480	650/520	735/570
Ход	"	250	300	350	400	450	500
Число оборотов		210	200	190	170	160	150
Всасываемый объем	куб. м/мин.	7,8	11,2	15,0	18,4	22,9	30,0
Конечное избыточное давление.	атм.	8	8	8	8	8	8
Диаметр всасывающей трубы	мм	150	175	200	225	250	275
Диаметр нагнетательной трубы	"	80	90	100	125	125	150

Примером трехступенчатого компрессора с трехступчатым поршнем может служить компрессор, представленный на фиг. 117 (Rich. Hartmann A.-G.). Ход этой машины составляет всего 125 мм, диаметры



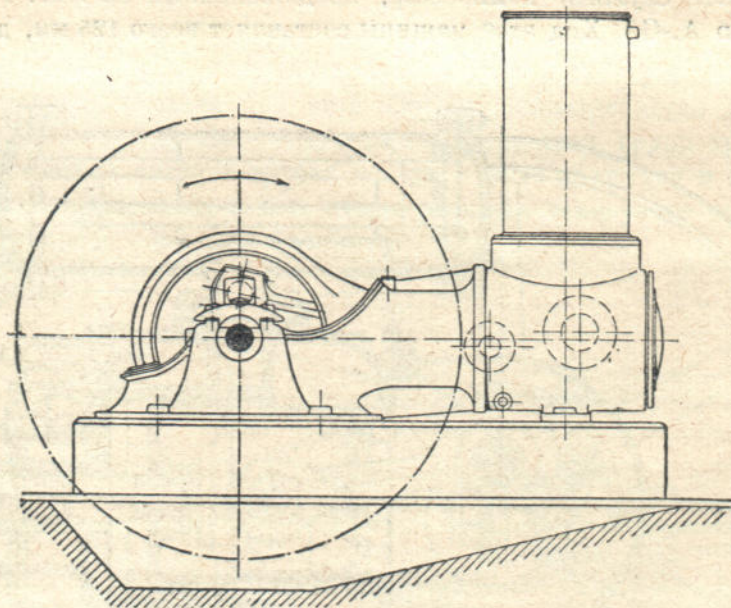
Фиг. 117.

поршней соответственно равны 540, 440 и 125 мм, при чем отношение рабочих площадей = 1 : 2,82 : 6,2. Для получения конечного давления в 100 атм. в первой ступени производится сжатие до 2,82 атм., а во второй — до 17,6 атм.

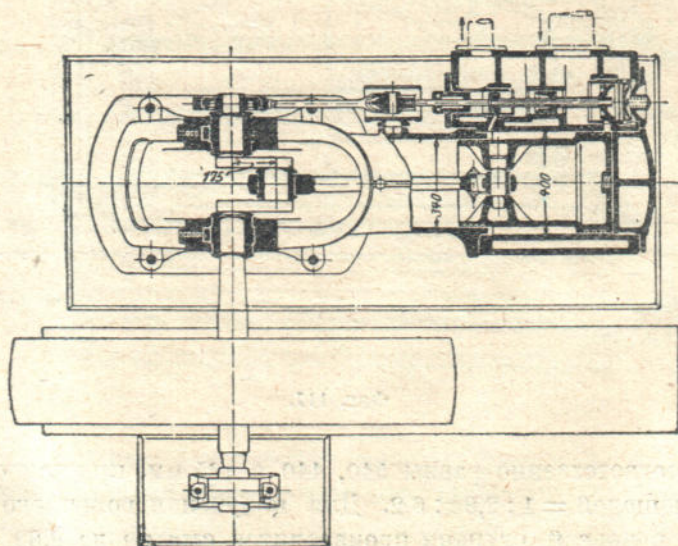
Фирма Pokorny, Wittekind (Frankfurt a/M.) строит многоступенчатые компрессоры, снабженные поршневыми золотниками (фиг. 118 и 119), со следующими главными размерами:

Диаметр цилиндра . . .	мм	200/170	300 256	400/340	450/385	500/400	555/450
Ход	"	150	250	350	400	400	450
Число оборотов	"	250	200	160	150	150	145

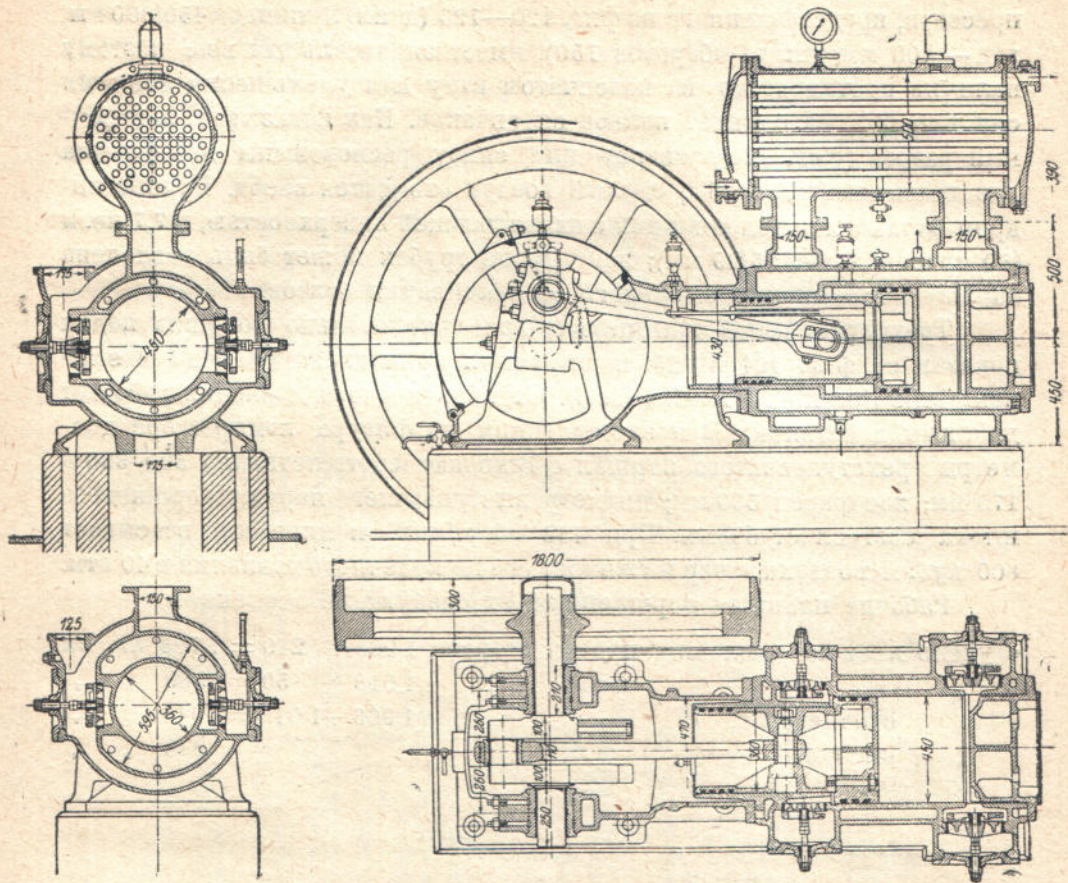
Двухступенчатые компрессоры фирмы Dinglersche Maschinenfabrik Zweibrücken имеют ту особенность, что клапаны в них расположены сбоку (см. план, фиг. 121). Вредные пространства получаются при этом довольно большими, но зато может быть достигнуто хоро-



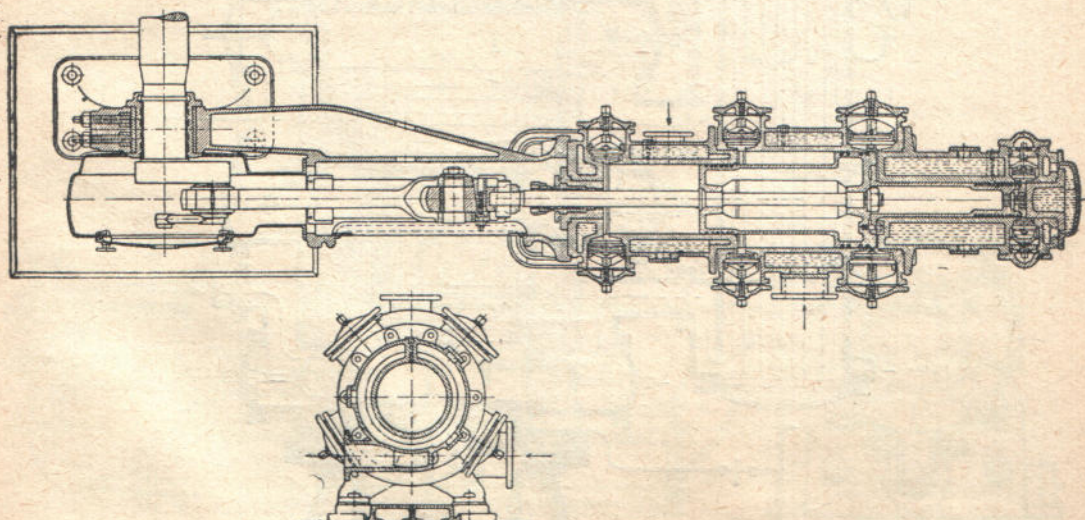
Фиг. 118.



Фиг. 119.



Фиг. 120—123.



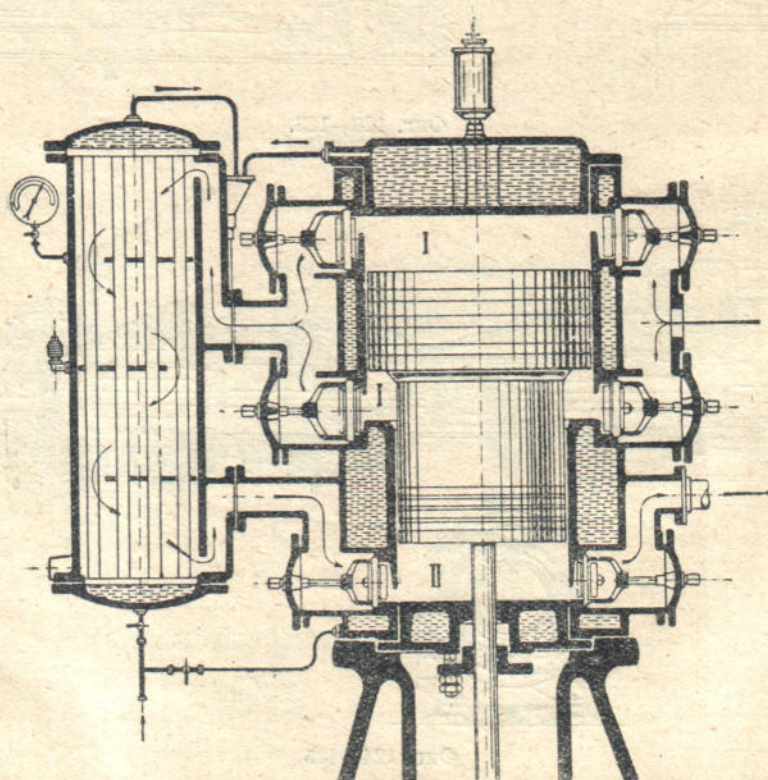
Фиг. 124—125.

шее охлаждение крышки. Состоящий из двух частей поршень компрессора, представленного на фиг. 120—123 (диам. цилиндра 450/360 мм, ход — 400 мм, число оборотов 150), имеет значительный вес; поэтому наличие противовесов на коленчатом валу для уменьшения влияния сил инерции масс имеет полное оправдание. Как показывает поперечный разрез (фиг. 120), сверху или снизу расположены два фланца для всасывающей трубы; сжатый воздух отводится вверх. Над цилиндром установлен холодильник с охлаждающей поверхностью, в 7,7 кв. м (80 трубок диам. 25/29 мм); вся группа трубок может быть извлечена наружу после предварительного отворачивания болтов.

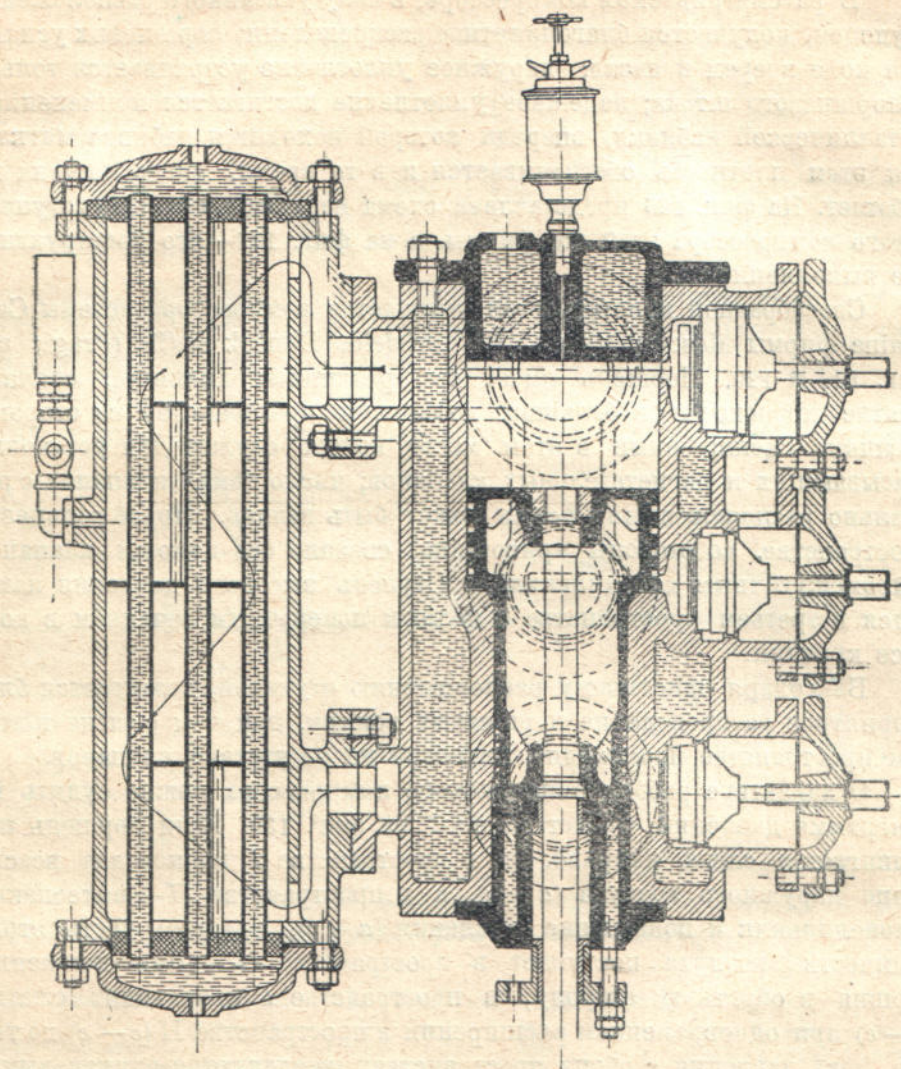
Трехступенчатый компрессор для сравнительно больших подач показан на фиг. 124 и 125; конструкция принадлежит заводу Maschinenfabrik Burckhard A.-G. (Basel). Ступень низкого давления работает двойным действием. В представленном на фигуре компрессоре диаметры трехступенчатого поршня составляют соответственно 500, 360 и 175 мм; ход равен 500 мм; диаметр выступающего наружу поршневого штока составляет 80 мм. При 132 обор./мин. компрессор всасывает 800 куб. м воздуха в час и сжимает его до конечного давления в 40 атм.

Рабочие площади поршней имеют следующие значения:

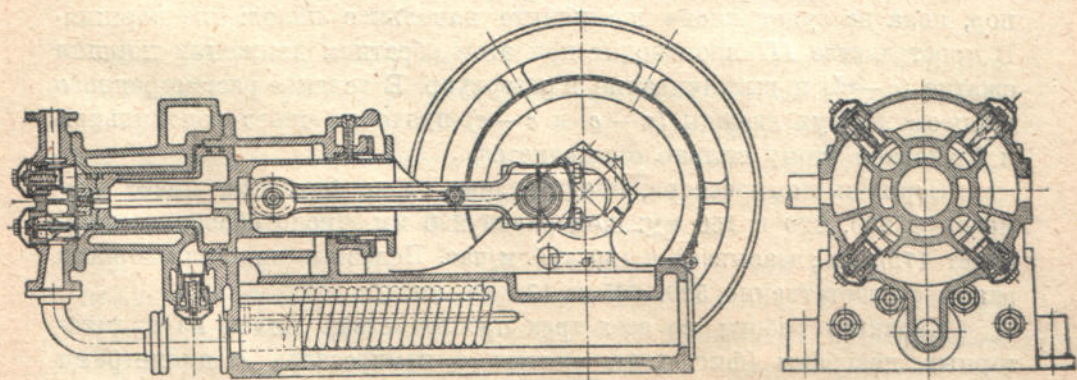
ступень низкого давления,	правая сторона	$1963 - 240 = 1723$	кв. см
"	"	левая	"
"	среднего	$1018 - 50 = 968$	" "
"	высокого	$1963 - 1018 = 945$	" "
"	"	"	240 " "



Фиг. 126.



Фиг. 127.



Фиг. 128—129.

В рассматриваемом компрессоре, в силу указанного расположения ступеней, получается благоприятное распределение поршневых усилий при ходе вперед и назад; наружное уплотнение устраивается только у поршневого штока; надежное уплотнение достигается применением металлической набивки, впереди которой находится набивка мягкая; при этом плотность обеспечивается и в то время, когда машина не работает. На фиг. 126 представлена схема вертикального двухступенчатого компрессора этой же фирмы, а на фиг. 127—его конструктивное выполнение.

Своеобразной конструкцией отличается компрессор системы Castelaine фирмы Maschinenbau A.-G. Britfeld, Daněck & Cie (Prag); см. фиг. 128 и 129. Поршень имеет три различных диаметра; сначала сжатие происходит в большом кольцевом пространстве со стороны крышки. Расширенный в этом месте кожух служит для установки всасывающих и нагнетательных клапанов; число таких клапанов с радиально расположенными осями может быть велико. Второе кольцевое пространство, со стороны кривошипа, связано без помощи клапанов с промежуточным холодильником. Ступень высокого давления находится в третьем пространстве с полным поперечным сечением в корпусе крышки.

Благодаря описанному расположению ступеней, достигается благоприятное распределение поршневых усилий, при чем сжатие в втором пространстве происходит, несмотря на отсутствие клапанов.

О характере работы описываемого компрессора можно судить по диаграмме давлений, представленной на фиг. 130. Если поршень передвигается слева направо, то в пространстве *I* происходит всасывание наружного воздуха ($a - b$), а в пространстве *II*—вытеснение в холодильник и повышение давления ($a - c$), при чем часть этого количества воздуха поступает в пространство *III*. При движении поршня в обратную сторону, в пространстве *I* происходит сжатие ($b - e$) при одновременном расширении в пространстве *II* ($c - e$) до тех пор, пока давления в обоих пространствах не сделаются одинаковыми, после чего откроется нагнетательный клапан пространства *I*. Тогда в пространствах *I* и *II* действует одинаковое давление ($e - a$) до тех пор, пока не будет снова достигнуто начальное положение поршня. В пространстве *III* происходит при этом обратном движении поршня сжатие ($c - d$) и выталкивание в резервуар. В течение рассмотренного процесса воздух дважды ($a - c$ и $c - e$) проходит через холодильник и благодаря этому сильно охлаждается.

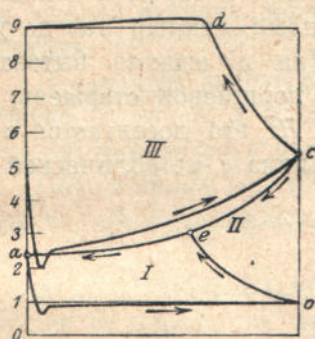
Поршень компрессора, представленного на фиг. 128, имеет диаметры в 300, 220 и 150 мм; ход равен 220 мм, число оборотов составляет 175/мин.; всасывается 130 куб. м/час. Полезные площади поршня равны соответственно 529, 325 и 176 кв. см.

Характер работы во всех трех пространствах виден из индикаторных диаграмм (фиг. 131), снятых с компрессора с диаметрами цилиндров в 500/240 мм, при ходе в 350 мм и числе оборотов 125/мин. Пространство *II* можно рассматривать, как вторую ступень с очень большим вредным пространством.

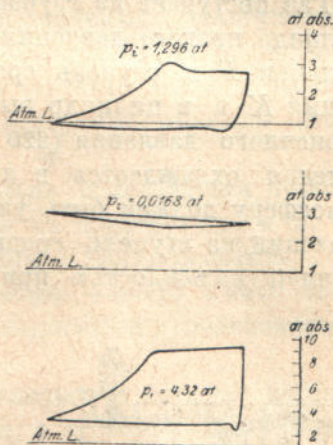
Упомянутая фирма строит следующие модели таких компрессоров:

Диаметр цилиндров	мм	300/150	400/200	500/240	600 /300
Ход	"	250	350	350	450
Число оборотов	"	200	170	160	130
Всасываемый объем	куб. м/мин.	2,5	5,3	8,0	11,7
Избыточное давление	атм.	8	8	8	8
Потребная энергия	л. с.	19	40	60	90

Фирма Maschinenbau A.-G. Balke (Frankental) строит компрессоры вертикального типа для давлений до 12 атм.; см. фиг. 132. Холодильник помещен в цоколе машины; в ступени низкого давления клапаны установлены в крышке, в ступени же высо-



Фиг. 130.



Фиг. 131.

кого давления — в боковой клапанной коробке. Выполненные конструкции имеют размеры, приведенные в нижеследующей таблице:

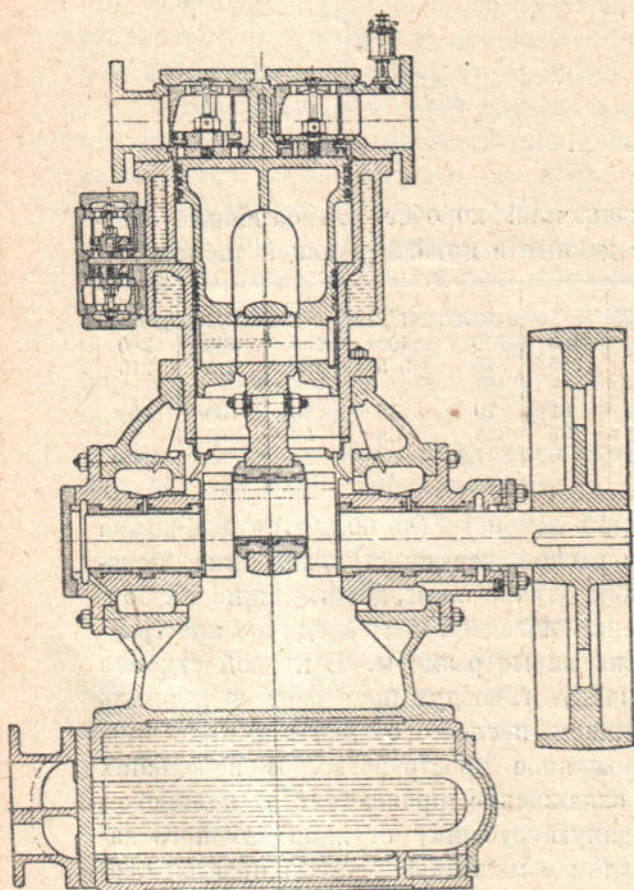
Диам. цилиндра	мм	150/125	180/150	240/200	265/215	290/240	345/285	370/300
Ход	"	100	100	100	100	150	200	200
Число оборотов	"	375	365	320	315	290	215	215
Диаметр всасывающ. трубы	"	50	65	70	70	90	100	125
Диам. нагнетат. трубы	"	30	38	38	38	50	65	70
Всасываемый объем	куб. м/мин	0,6	0,8	1,25	1,5	2,5	3,5	4,0

Для получения более высоких давлений (до 60 атм.) та же фирма строит компрессоры с обратным расположением ступеней типа, показанного на фиг. 133. В последнем случае силы, действующие на поршень, постоянно направлены вниз, благодаря чему вредному пространству могут быть приданы очень малые размеры. В первой ступени отсутствуют всасывающие клапаны, и воздух поступает в цилиндр через щели, открываемые поршнем после того, как при ходе вниз в цилиндре образовалось разреженное пространство. В небольших компрессорах промежуточное охлаждение происходит в кольцевом пространстве, окружающем водяную рубашку ступени высокого давления. В больших моделях рядом с машиной устанавливается специальный холодильник. Главные размеры компрессоров этой системы приведены в следующей таблице:

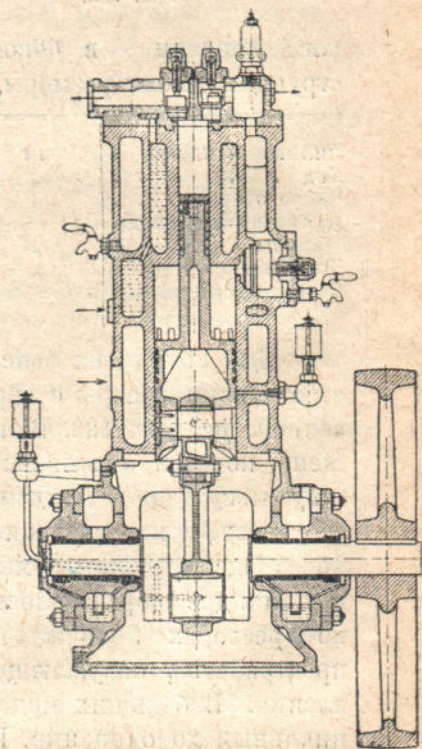
Диаметр цилиндра . . .	мм	110/40	130/45	160/60	200/70	220/75
Ход	"	100	150	160	200	200
Число оборотов	"	400	350	350	265	265
Всасываемый объем . . .	куб. м/мин	0,21	0,45	0,725	1,1	1,35

Фирма Oxhydric-A.-G. (Sürth bei Köln) строит горизонтальные многоступенчатые компрессоры своеобразной системы, при которой в ступени низкого давления работа протекает двойным действием (фиг. 134 и 135). Компрессор снабжен тремя холодильниками, установленными в цоколе машины так, что доступ к ним легок и удобен.

Газ поступает из трубопровода *A* через всасывающие клапаны *B* в цилиндр низкого давления *C—G*; попадает затем по трубе *E* и холодильник *F* в ступень среднего давления *H*, а отсюда — в холодильник *K* и в цилиндр высокого давления, в котором и доводится до конечного давления (220 атм.). Полученный сжатый газ до употребления охлаждается в змеевике *R*. Для избежания вытекания в атмосферу должен быть уплотнен только поршневой стержень, выступающий из ступени среднего давления *H*; это достигается с достаточной надежностью при помощи сальника с металлической на-



Фиг. 132.



Фиг. 133.

бивкой. Благодаря выбранному расположению ступеней оказывается благоприятным соотношение сил в передаточном механизме.

Такие компрессоры строятся для следующих подач и чисел оборотов:

Всасываемый объем	куб. м/час.	10	15	20	30	45	60	80	100	200
Число оборотов в минуту . . .		160	155	150	150	150	145	140	135	130

46. Сжатие в отдельно расположенных цилиндрах.

Современные крупные промышленные предприятия требуют больших компрессорных установок, выполняемых двухступенчатыми в том случае, если конечное давление достигает 6 и более атм. В целях наиболее рационального использования места и материала, для каждой ступени давления имеется отдельный цилиндр двойного действия.

В качестве двигателя предпочтительно пользоваться поршневой паровой машиной, т. к. эта последняя и по конструкции и по числу оборотов находится в полном соответствии с компрессорами.

Обе машины — двигатель и компрессор — могут иметь скорость поршня, обеспечивающую наиболее благоприятное использование двигателя.

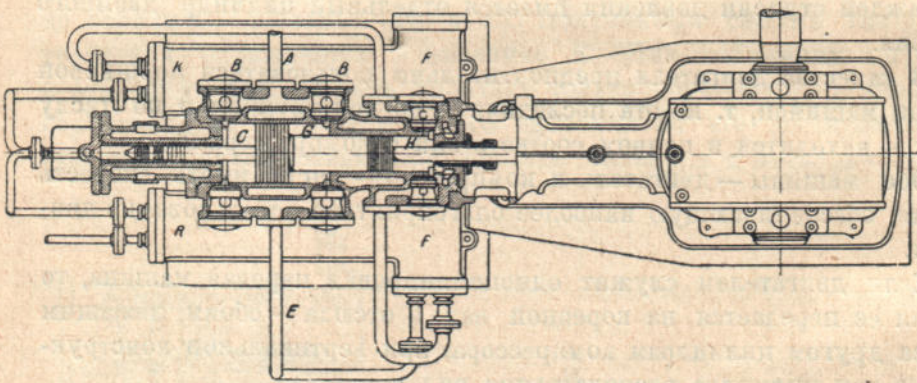
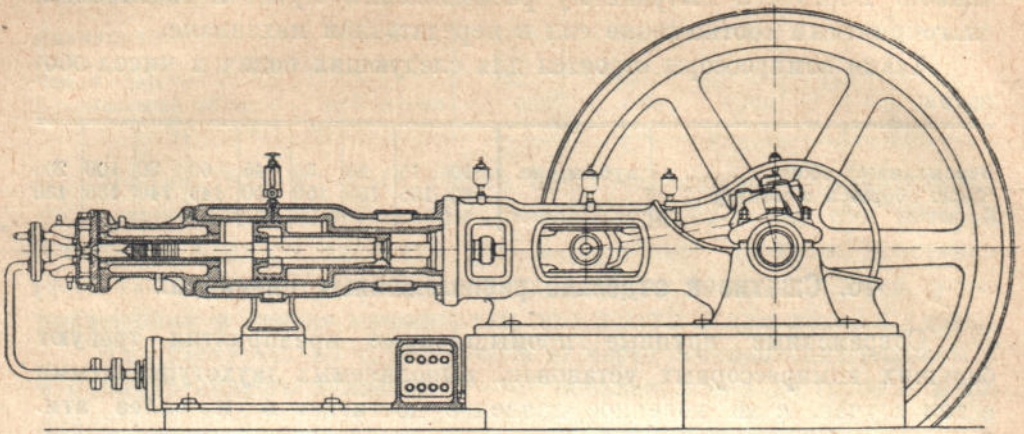
Если двигателем служит одноцилиндровая паровая машина, то энергия ее передается на коренной вал, а отсюда — обоим лежащим друг за другом цилиндрам компрессора; при вертикальной конструкции все три цилиндра располагаются рядом.

При подаче, превышающей 50 куб. м/мин., рекомендуется ставить паровые машины двойного расширения. При этом получают четыре цилиндра, из которых цилиндры низкого давления для пара и воздуха можно расположить один позади другого; точно так же можно установить и цилиндры высокого давления. Между обоими парами цилиндров под полом машинного зала помещаются холодильник для воздуха и ресивер для пара.

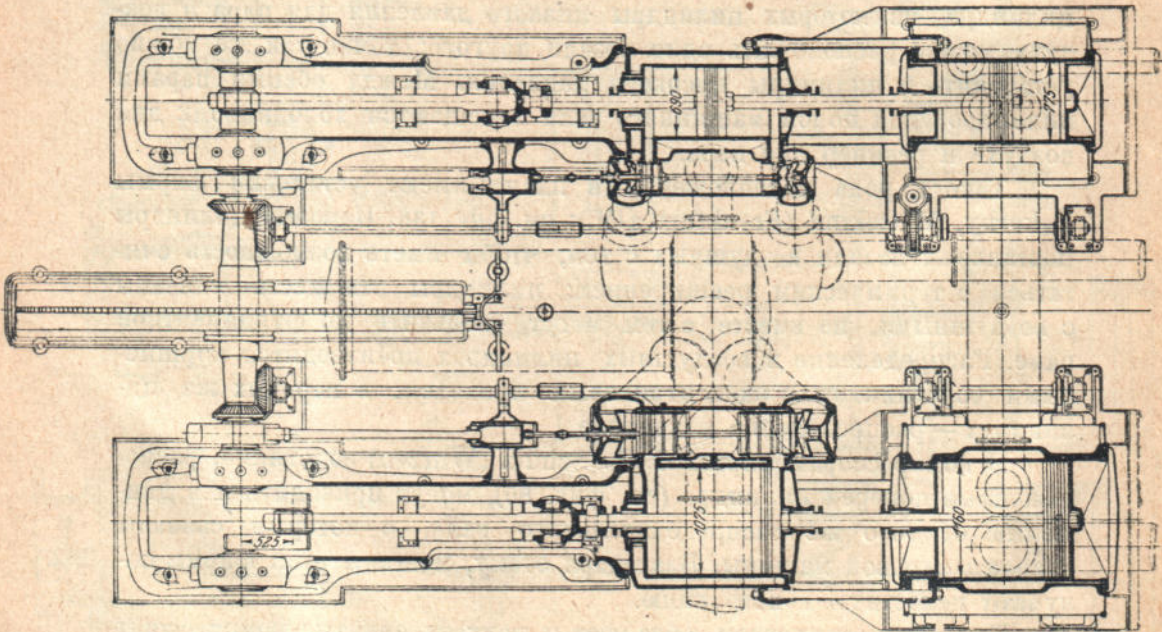
Такого рода расположение в плане имеют установки фирмы Rokorny, Wittekind (Frankfurt a/M.); см. фиг. 136. Паровые цилиндры поставлены позади воздушных с тем, чтобы иметь возможность считаться с термическим расширением; цилиндры эти жестко связаны с воздушными, но вместе с тем могут скользить по фундаментной раме. Распределение в воздушных цилиндрах производится поршневыми золотниками с эксцентриковым приводом; в паровых же цилиндрах — распределение клапанное.

В компрессорах фирмы G. A. Schütz (Wurzen) золотники, расположенные поперек цилиндра (см. фиг. 80), могут приводиться в движение от того же распределительного вала, с которым связаны клапаны паровой машины. Благодаря этому, машины этой фирмы получают целостную конструкцию.

Тем же достоинством обладают и двухступенчатые компрессоры фирмы Gebrüder Sulzer A.-G. (Winterthur), детали которых имеют



Фиг. 134—135.

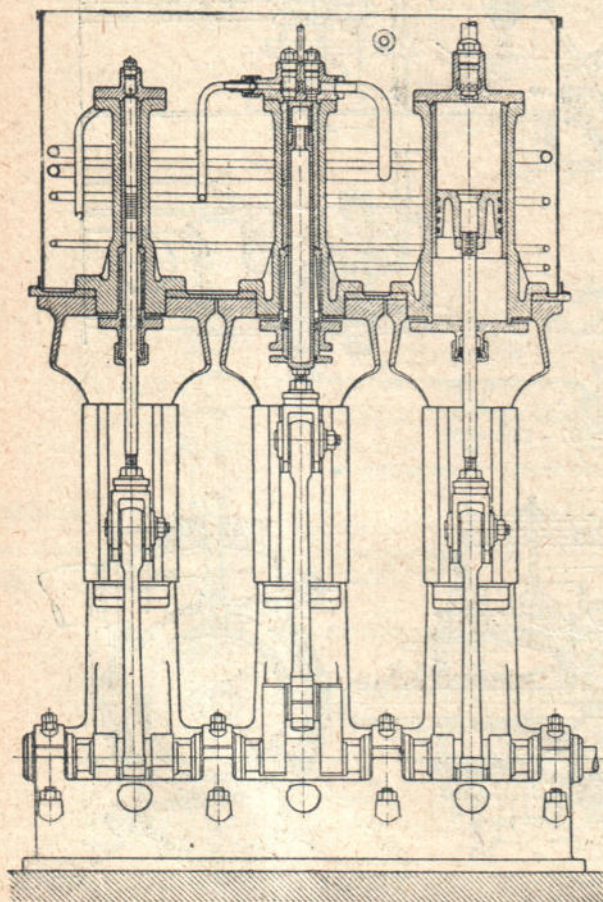


Фиг. 136.

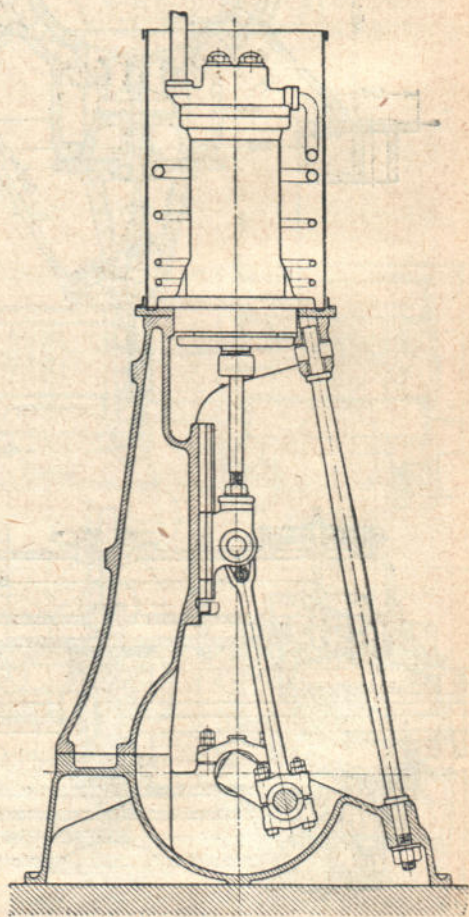
в движение при помощи штанг и рычагов от кулачных шайб, насаженных на распределительном валу, общем для воздушного и парового цилиндров.

Всасывающий клапан имеет конструкцию, обычно применяемую фирмой Sulzer в своих распределениях с двухседельными клапанами и штангой, не жестко связанной с распределительным рычагом, благодаря чему пружина может производить посадку давлением во всех положениях. При такой системе распределения может быть допущен большой подъем клапана, составляющий в данном случае соответственно 24 и 30 мм.

У нагнетательного клапана проходное сечение имеет кольцевую форму; подъем клапана достигает 24 мм; здесь также подъем при открывании может увеличиваться лишь настолько, насколько это допускается клапаным рычагом. Закрывание, происходящее под действием пружины, смягчается воздушным катарактом, в цилиндре которого при падении клапана образуется разрежение. Вследствие большой величины подъемов, проходные сечения получаются относительно малыми; величины этих сечений составляют на стороне низкого давления для всасывающего клапана — 240 кв. см и для нагне-



Фиг. 142.



Фиг. 143.

тательного — 210 кв. см. На фиг. 137 — 141 представлен цилиндр высокого давления. Воздушные цилиндры лежат позади паровых; чтобы дать возможность паровому цилиндру расширяться в продольном направлении, воздушный цилиндр жестко связан с направляющей рамой при помощи штанг.

Многоступенчатые компрессоры с отдельно расположенными цилиндрами строятся также и для малых подач, если требуется, чтобы газы получали высокое давление при возможно малых потерях из-за неплотностей. Как показали исследования, произведенные над холодильными машинами, поршневой шток может быть вполне надежно уплотнен по отношению к наружному воздуху при помощи тщательно выполненной металлической набивки, чего в той же мере нельзя достигнуть при уплотнении поршня пружинящими кольцами.

При конструировании вертикального компрессора высокого давления фирмой Deutsche Oxhydric-A.-G. (Sürth bei Köln) были приняты во внимание все эти соображения (фиг. 142 и 143). Т. к. сжатие подлежал кислород, то чугун не должен был соприкасаться с газом; поэтому поршень и клапаны изготовлены из бронзы, трубопроводы — из меди и, кроме того, в цилиндр вставлена бронзовая гильза. Во всех трех цилиндрах сжатие происходит только в их верхних частях; нижняя часть цилиндра низкого давления постоянно связана со всасывающим пространством, в виду чего поршневой шток уплотнен только по отношению к давлению в этом пространстве.

Для охлаждения цилиндров применяется общая, открытая сверху водяная камера, в которой помещены также и змеевики для промежуточного охлаждения. В каждой клапанной коробке находится предохранительный клапан, открывающийся при давлении, превышающем наибольшее допустимое, и отводящий газ обратно во всасывающий трубопровод. Т. к. смазочное масло может воспламениться, то смазывание производится водой, к которой примешивают небольшие количества глицерина; в маслоотделителе происходит отделение смазочного вещества от сжатого газа.

47. Получение сжатого воздуха для дизелей.

Для распыления жидкого горючего в рабочем цилиндре двигателей Дизеля применяется воздух, сжатый до 60 — 70 атм. и сохраняемый в стальных баллонах. Вспомогательная машина, необходимая для сжатия воздуха, приводится в действие непосредственно от двигателя с помощью кривошипа, заклиненного на конце главного вала или же при посредстве балансира, связанного с шатуном двигателя.

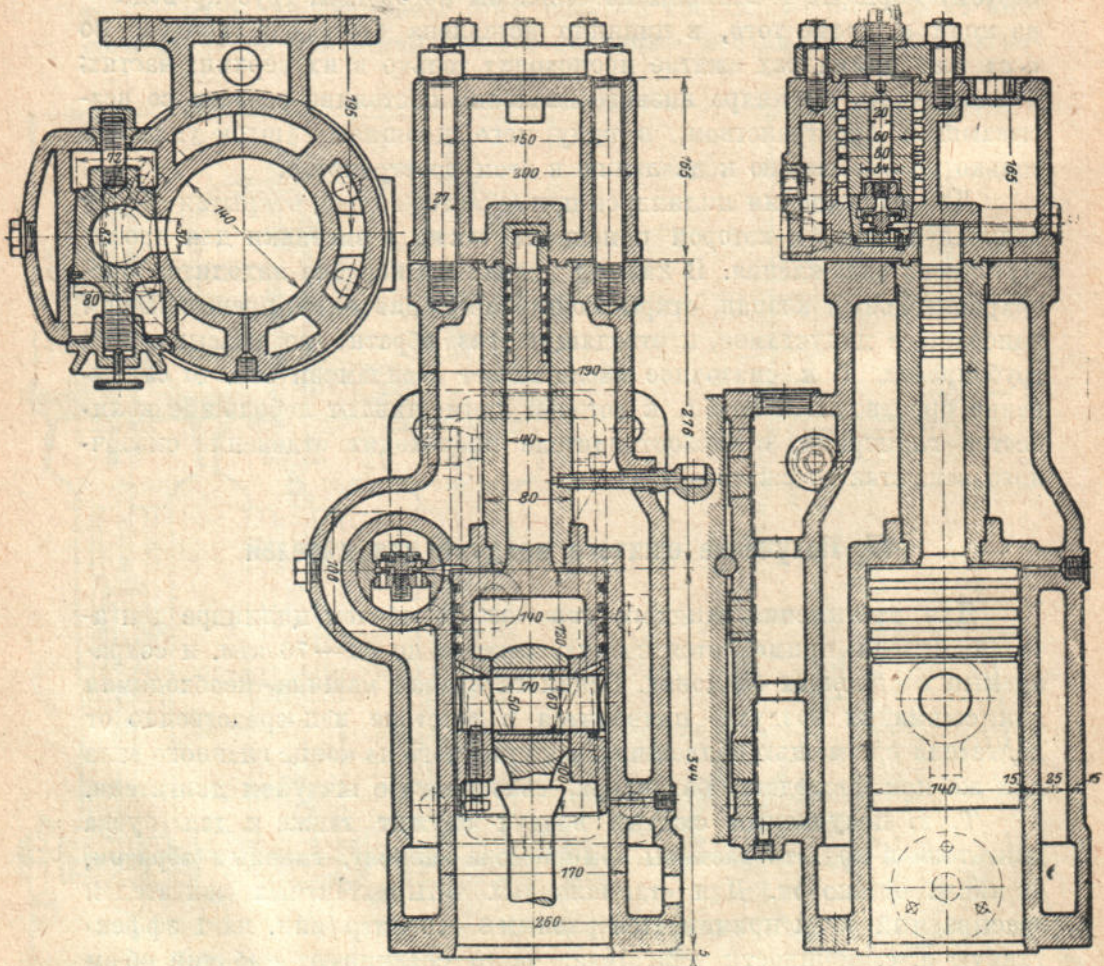
Т. к. получаемый сжатый воздух служит также и для пуска двигателя в ход, то размеры компрессора зависят, главным образом, от числа остановок. Для стационарных четырехтактных двигателей всасываемый объем принимается равным 8 — 10 литр./мин. на 1 эффективную л. с. мощности двигателя; часто сравнивают рабочий объем компрессора с рабочим объемом двигателя; отношение этих двух объемов равно примерно $1/18$ — $1/20$. Судовые машины снабжаются большими

компрессорами, чем стационарные, т. к. при реверсировании требуется большое количество сжатого воздуха. Для двухтактных двигателей приведенные цифры должны быть удвоены.

В целях сбережения места, почти исключительно применяются компрессоры вертикального типа, хорошо подходящие к вертикальной конструкции самих двигателей. На сравнительно небольших установках конечное давление достигается двухступенчатым сжатием; в установках больших размеров сжатие производится в трех цилиндрических пространствах; в обоих случаях уходящий воздух должен быть охлажден до поступления в баллоны.

Малый двухступенчатый компрессор фирмы Gebrüder Sulzer A.-G. (Winterthur) представлен на фиг. 144—146 (диам. цилиндра 140/40 мм, ход — 180 мм). Компрессор этот прикрепляется к станине двигателя сбоку и приводится в действие с помощью балансира от шатуна.

Клапаны состоят из простых стальных пластинок; комплект клапанов помещается в коническом теле и вместе с ним легко может быть вынут и вновь вставлен; в первой ступени это коническое тело

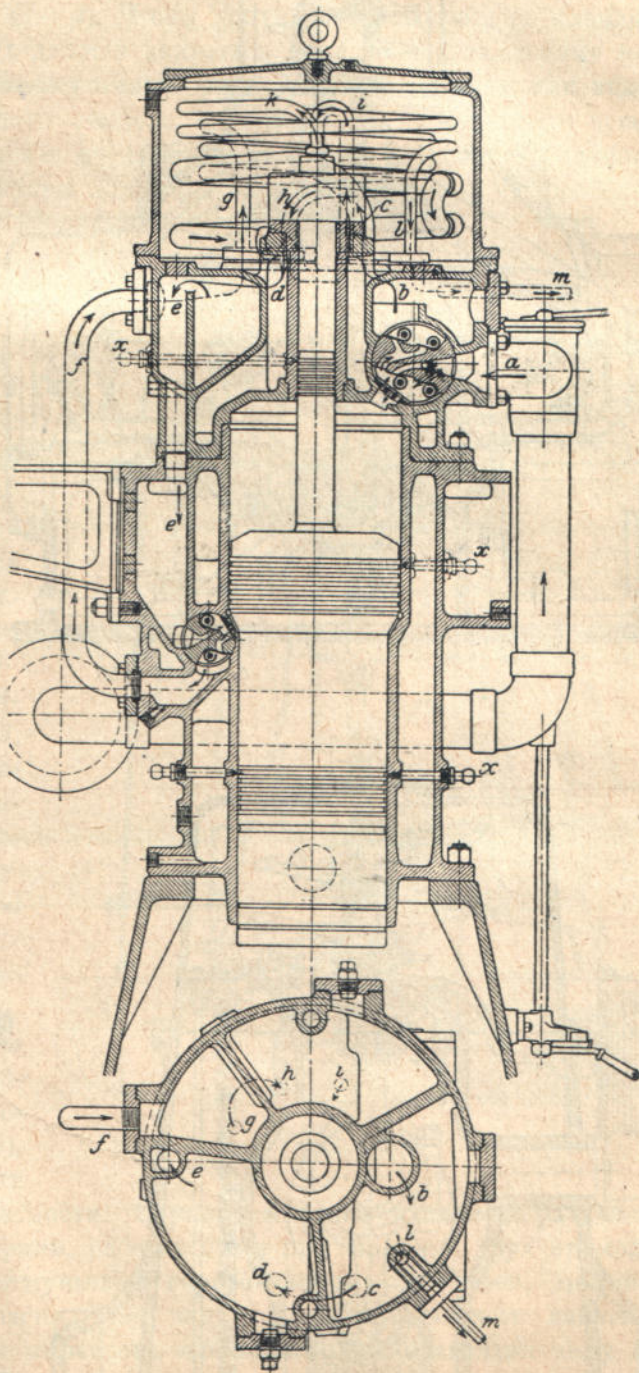


Фиг. 144—146.

находится сбоку, во второй же — в крышке цилиндра. Полая нога представляет собой промежуточный холодильник и содержит трубчатый змеевик; сжатый до конечного давления воздух охлаждается в крышке, при чем омывает конусклапана, двигаясь по спиралевидному каналу.

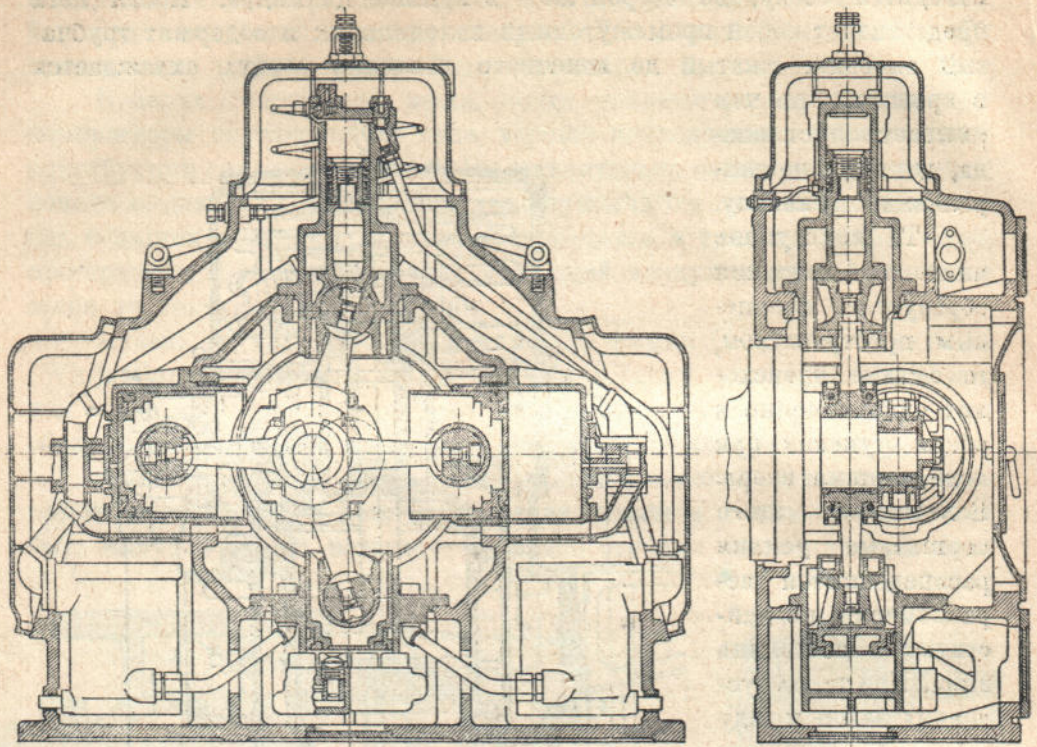
Т. к. ступень низкого давления образуется кольцевым пространством, то сжатие происходит одновременно в обеих ступенях при ходе поршня вверх. Вследствие этого поршневые усилия распределяются неравномерно, но действуют постоянно вниз. При таких условиях зазор между крышкой и поршнем в мертвой точке можно брать малым (менее 0,5 мм), не опасаясь поломки; износ вкладышей в головках шатуна увеличивает этот зазор.

Фирма Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik Wintertur строит для своих мощных дизелей трехступенчатые компрессоры (фиг. 147 и 148), отличающиеся новизной конструкции. Распределение в обеих первых ступенях производится пружинящими клапанами Гутермута, расположенными

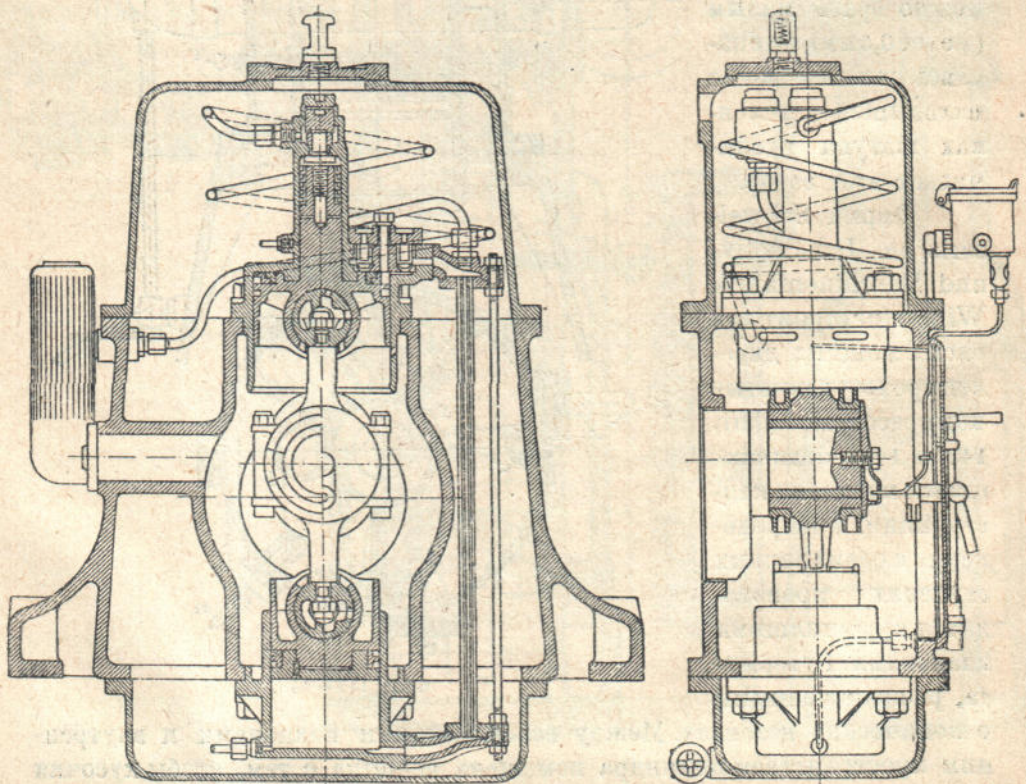


Фиг. 147—148.

в конических вставках. Между всасывающими клапанами и внутренним пространством цилиндра помещена решетка с тем, чтобы кусочки пружины, в случае ее поломки, не могли попасть внутрь цилиндра.



Фиг. 149—150.



Фиг. 151—152.

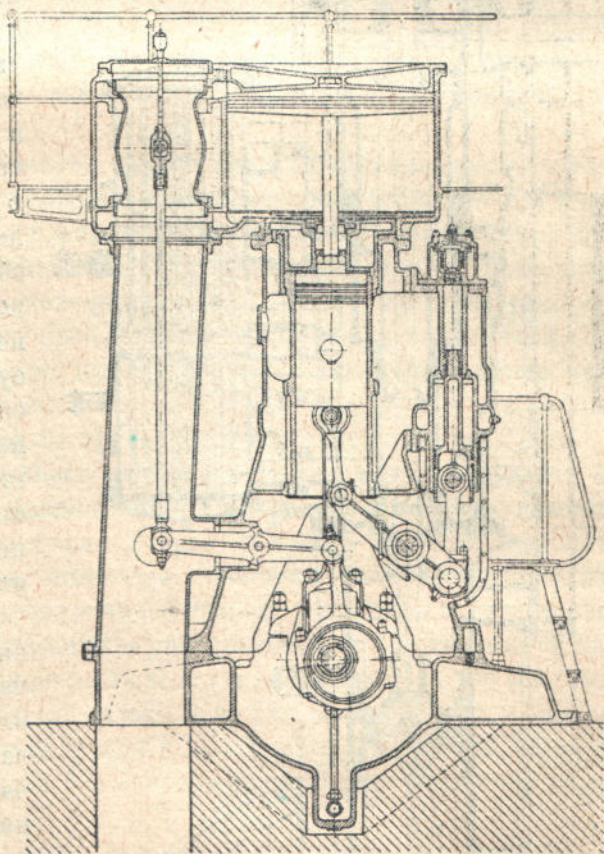
Воздух поступает в точке *a* всасывающего трубопровода в первую ступень и после сжатия устремляется в сегментообразное пространство *b*, от которого первый охлаждающий змеевик ведет к мешкообразному резервуару (*c—d*). Чтобы дойти до всасывающего клапана второй ступени, воздух должен двигаться вниз по вертикальному каналу *e*; при этом промежуточный резервуар *d* действует, как водоотделитель охлажденного сжатого воздуха, уже перешедшего через свою точку росы. Таким образом уменьшается опасность водяного удара и ржавления внутри цилиндра среднего давления, что особенно важно для машин, установленных в жарких странах.

Такое же устройство помещено между второй и третьей ступенями, — сжатый воздух поступает по трубе *f* в сегментообразное пространство *g*, а отсюда попадает по второму, более тонкому змеевику в *h* и по вертикально поднимающейся трубе — в цилиндр высокого давления. В той же водяной камере находится третий змеевик *k—l*, служащий для охлаждения сжатого до требуемого давления воздуха, прежде чем воздух этот по трубе *m* перейдет в баллоны.

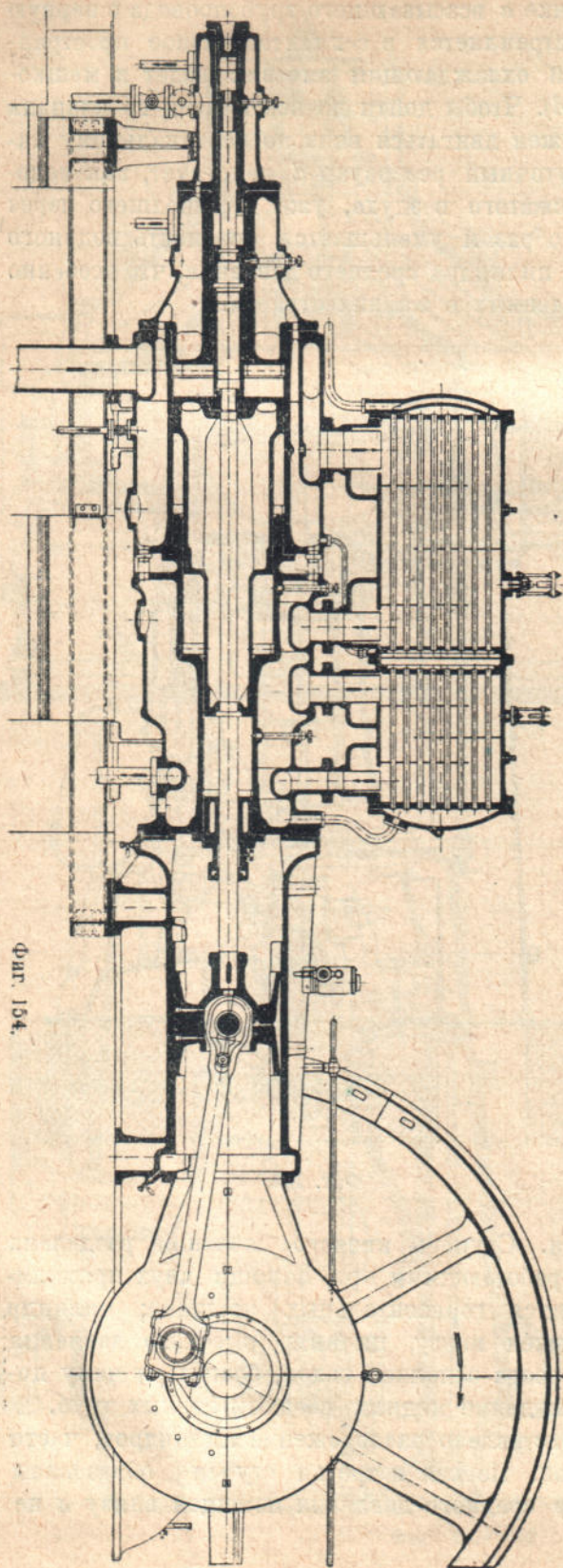
К числу пользующихся известностью систем компрессоров для дизелей относится конструкция завода Revaell (фиг. 149 и 150), применяемая на судах

в виду своей компактности. Ступень низкого давления разделена между двумя цилиндрами, работающими при помощи двух прямолинейно-возвратно движущихся горизонтальных поршней; цилиндр среднего давления расположен внизу, цилиндр высокого давления вверху. Весь кожух компрессора заполнен водой, благодаря чему достигается совершенное охлаждение медных соединительных труб.

На фиг. 151 и 152 представлено расположение цилиндров, часто применяемое той же фирмой. Первая и третья ступени образованы верхним поршнем; цилиндр среднего давления помещен внизу и не имеет клапанов.



Фиг. 153.



Фиг. 134.

При ходе кривошипа вверх поршень цилиндра низкого давления проталкивает воздух через нагнетательный клапан в трубки и оттуда в нижний цилиндр. При ходе кривошипа вниз, воздух из второго цилиндра проходит через трубки в цилиндр высокого давления. Одновременно воздух всасывается в цилиндр низкого давления через щели в цапфе поршня. Устройство это имеет аналогию с конструкцией, приведенной на фиг. 128, и обеспечивает равномерное распределение поршневых усилий, при чем сумма сил, развивающихся при мертвом положении в первой и третьей ступенях, равна силе, действующей во второй ступени за вычетом силы инерции.

Тем не менее вредные пространства получаются при этом большими (в части среднего давления — 25 — 50%, в части высокого давления — 10%); если желательно получать давления в 4, 16 и 64 атм., то площади поперечного сечения цилиндров должны относиться между собой, как 10 : 7 : 1. Для повышения охлаждающего действия, устанавливают лишь небольшое число тонких трубок, вследствие чего воздух протекает со средней скоростью, равной прибли-

зительно 100 м/сек.; при этом одновременно уменьшается и вредное пространство.

В компрессоре, представленном на фиг. 151, диаметры поршней равны соответственно 254, 203 и 78 мм; ход составляет 127 мм; число оборотов лежит между 450 и 325. Площади поперечных сечений при этом равны 454, 323 и 47,5 кв. см и относятся друг к другу, как 9,5:6,8:1.

Двухтактные дизеля требуют, кроме воздуха для распыления нефти, еще значительных количеств продувочного воздуха для выталкивания продуктов сгорания из рабочих цилиндров и для одновременного подвода в цилиндры свежего воздуха. Применяемая с этой целью воздуходувка (продувочный насос) доставляет лишь незначительное повышение давления (примерно 0,3 атм.), но зато подача воздуха должна быть на 40—100% больше, чем полезный объем рабочего цилиндра двигателя.

На фиг. 153 представлена такого рода поршневая воздуходувка, весьма целесообразно связанная с компрессором высокого давления; конструкция принадлежит фирме Gebrüder Sulzer A.-G. (Winterthur). Поршень вертикального цилиндра продувочного насоса приводится в действие от коренного коленчатого вала дизеля, при чем распределение в цилиндре насоса производится поршневым золотником, связанным с эксцентриком при посредстве коромысла. Один конец этого коромысла находится во всасывающем трубопроводе, при чем ступица его препятствует сообщению трубопровода с наружным воздухом.

Крейцкопф продувочного насоса имеет вид поршня, при чем над его верхней стороной расположено пространство низкого давления трехступенчатого компрессора. Вторая и третья ступени находятся в расположенном сбоку цилиндре, поршень которого приводится в движение от шатуна продувочного насоса. Благодаря такому устройству получается хорошее взаимное уравнивание движущихся масс.

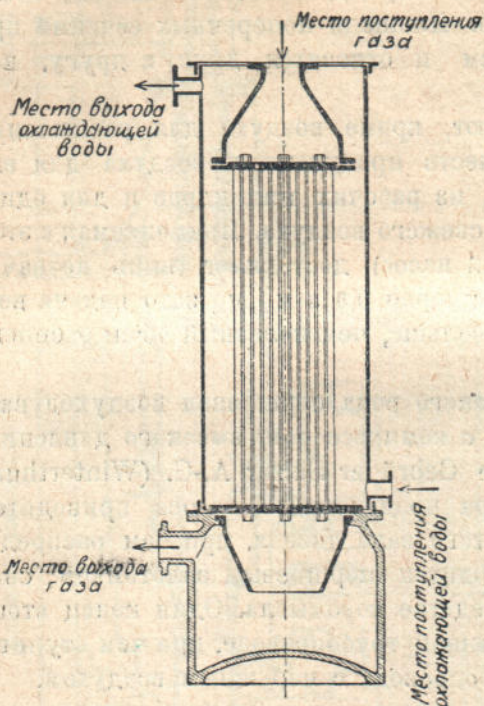
Описываемый продувочный насос (диам. цилиндра 1100 мм, ход—540 мм, толщина поршневого штока—80 мм) работает при числе оборотов, заключающемся между 150 и 167 в минуту; рабочий объем насоса приблизительно вдвое больше объема рабочего цилиндра самого двигателя.

Объем цилиндра низкого давления (диаметр цилиндра—380 мм, ход—540 мм) составляет примерно 1/10 объема рабочего цилиндра; сопоставляя величину всасываемого объема с полезной мощностью двигателя, найдем, что на 1 л. с. всасывается объем в 19 литр/мин. Цилиндры среднего и высокого давлений имеют соответственно диаметры, равные 210 и 95 мм при ходе в 350 мм; таким образом, объемы цилиндров компрессора относятся между собой, как 6:3,875:23,6.

48. Компрессоры высокого давления.

В связи с усиленным развитием химической промышленности появилась нужда в компрессорах высокого давления; при целом ряде новых химических методов требуются воздух и другие газы, сжатые

до 200—300 атм. при том в значительных количествах. Пневматические локомотивы рудников и туннельных сооружений также работают при давлении от 150 до 175 атм. Кроме того, компрессор служит вспомогательной машиной для вдувания в дизеля воздуха при давлении в 60—70 атм.

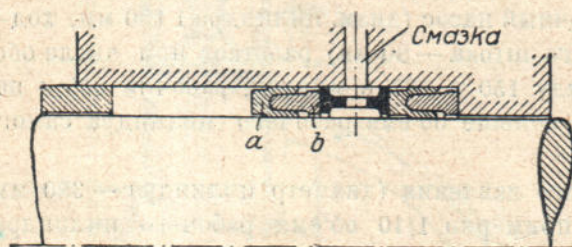


Фиг. 155.

При выборе числа ступеней в компрессоре, следует руководствоваться теми же соображениями, как и при двухступенчатых компрессорах, а именно: потребная мощность и конечные температуры не должны возрастать слишком сильно, коэффициент подачи не должен слишком значительно падать. Т. к. многоступенчатые компрессоры обыкновенно получают большие строительные размеры, то необходимо обращать внимание на возможность расширения в осевом направлении под влиянием разности температур.

В нижеприведенных примерах описаны некоторые новейшие конструкции.

Берлинский завод фирмы *vorm. L. Schwartzkopff* строит компрессоры исключительно типа, представленного на фиг. 154 (20 куб. м/мин., 200 атм.). Все пять ступеней давления расположены на одной и той же оси; первая ступень работает двойным действием;

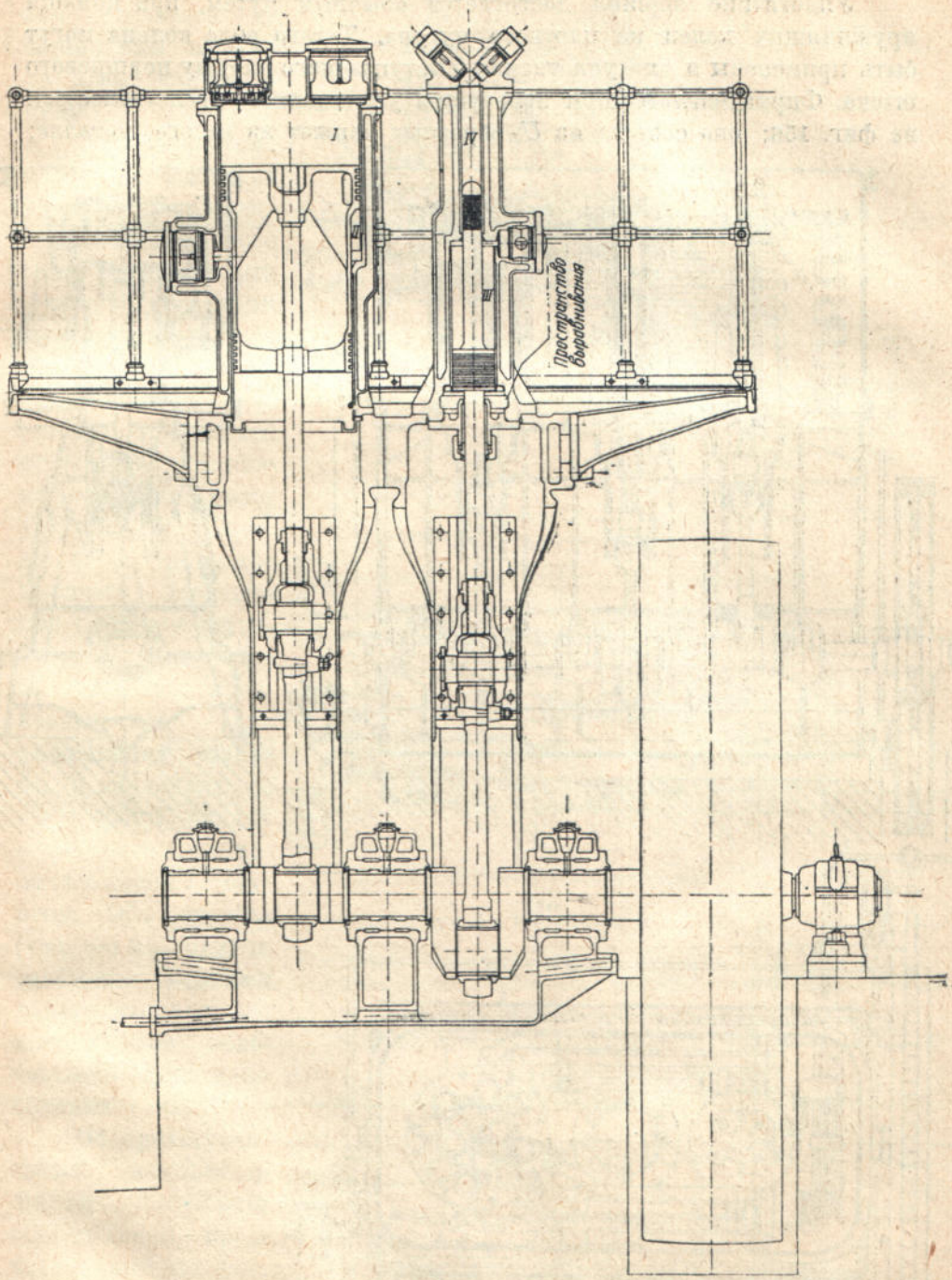


Фиг. 156.

ступени II и III расположены впереди первой ступени, а ступени IV и V — позади нее. Компрессор получается длинным и узким, но зато имеет всего один выступающий наружу сальник, находящийся в ступени III. Хо-

лодильники обеих первых ступеней присоединены друг к другу и расположены над цилиндром; холодильники ступеней высокого давления состоят из витков стальных трубок, при чем несколько витков включаются параллельно. Конструкцией предусмотрена необходимость отделения воды и смазки во всасывающем и нагнетательном патрубках холодильника.

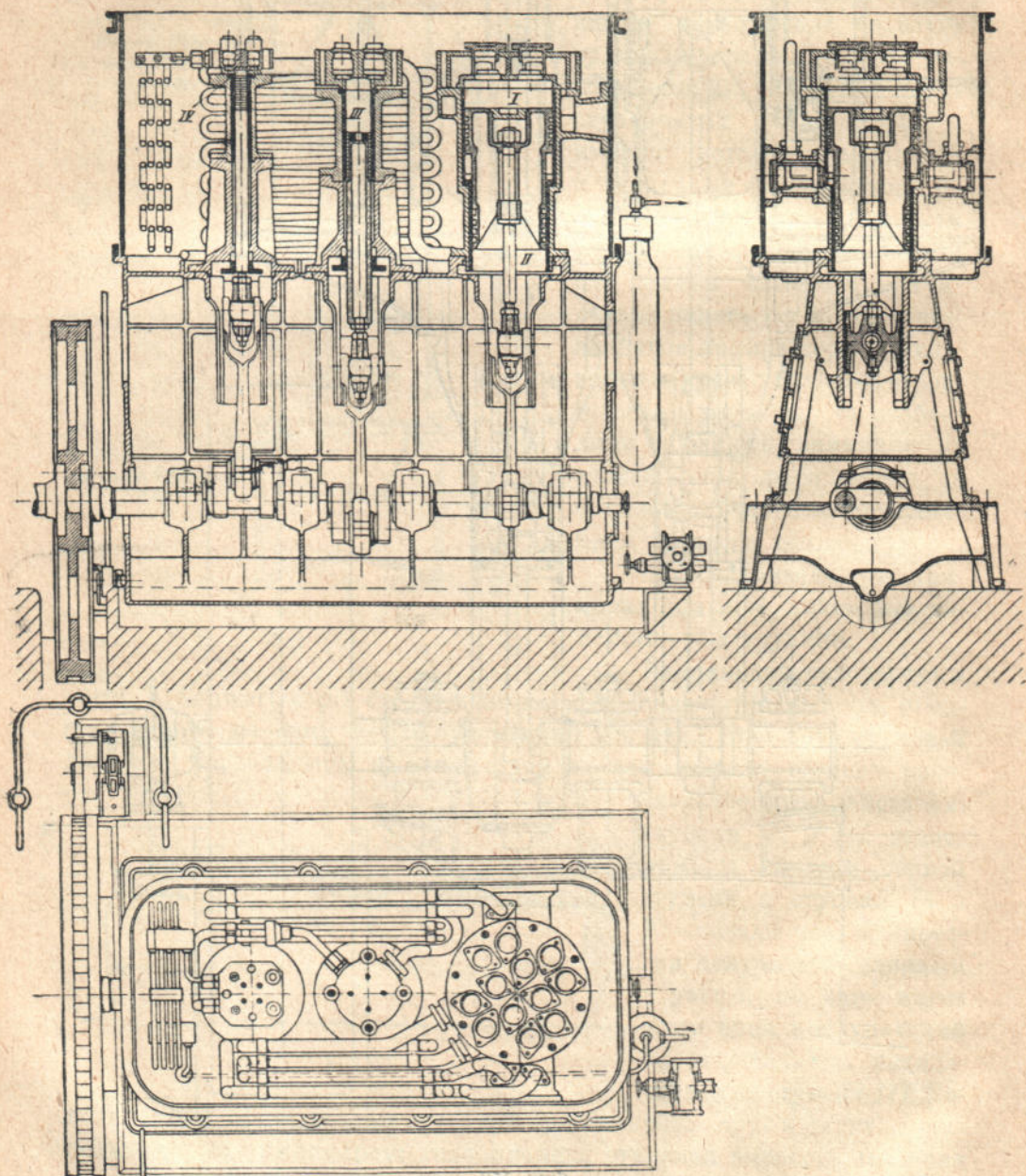
В целях достижения компактности, часто применяются вертикальные холодильники; этот тип холодильников хорошо оправдал себя



Фиг. 157.

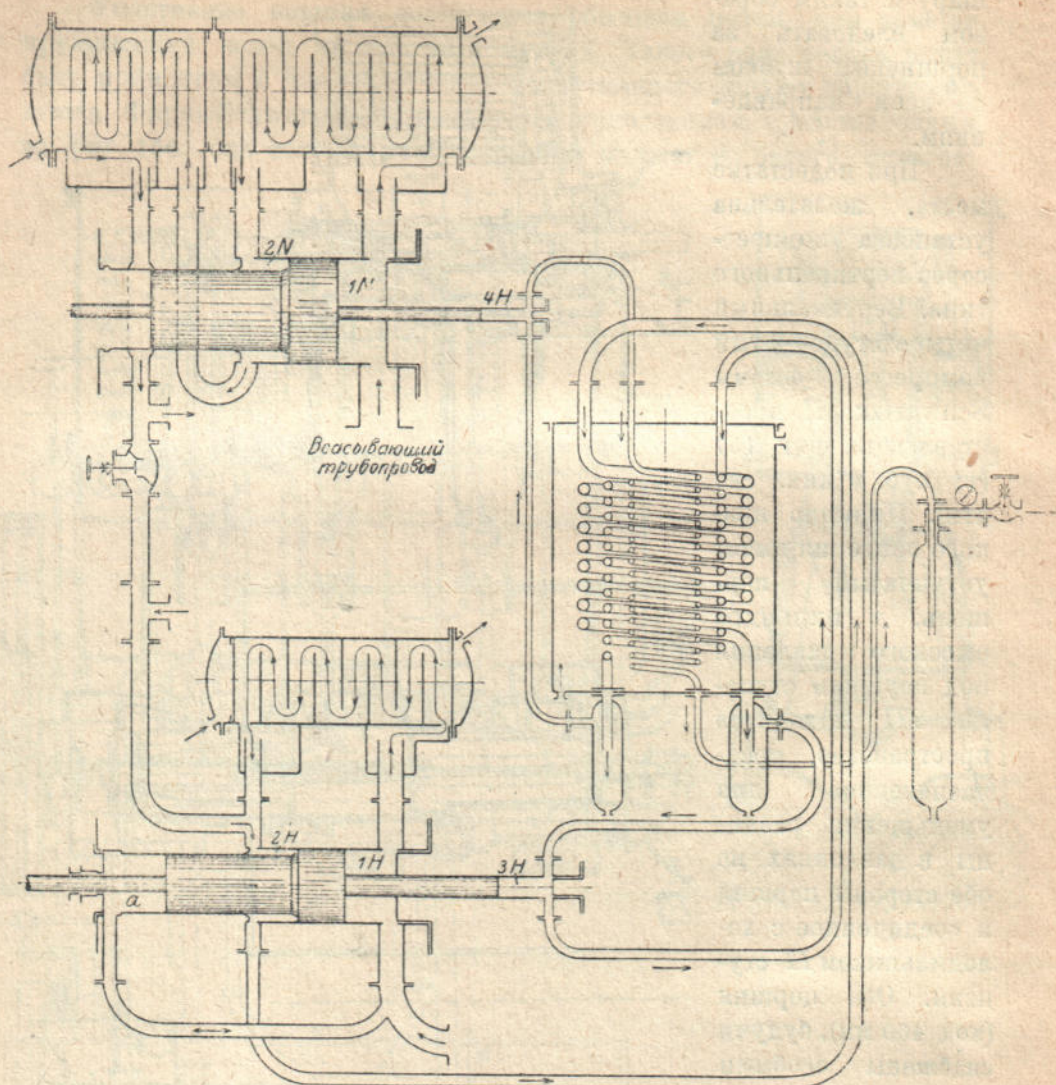
на практике (фиг. 155). При конструкции, применяемой фирмой Schwartzkopff (фиг. 155), газ протекает по узким трубкам сверху вниз, двигаясь по направлению, обратному направлению движения воды; нижняя часть холодильника служит отделителем.

Уплотнение поршня достигается обычным путем, при помощи пружинящих колец из плотного чугуна. Такого рода кольца могут быть применены и для уплотнения выступающего наружу поршневого штока. Фирма Schwartzkopff пользуется уплотнением, представленным на фиг. 156; оно состоит из *U*-образных манжет из белого металла;

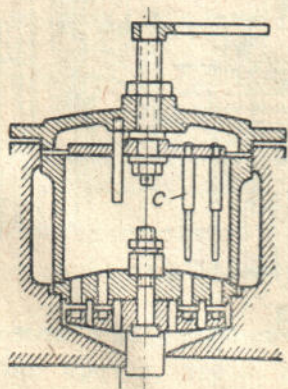


Фиг. 158—160.

пустоты *a* заполняются эластичной массой *b*, которая, однако, достаточно прочна, чтобы воспринимать осевое давление; в то же время масса *b* слегка нажимает на края манжеты. Целесообразно вставлять эти кольца в футляр, который мог бы перемещаться радиально и по



Фиг. 163.



Фиг. 164.

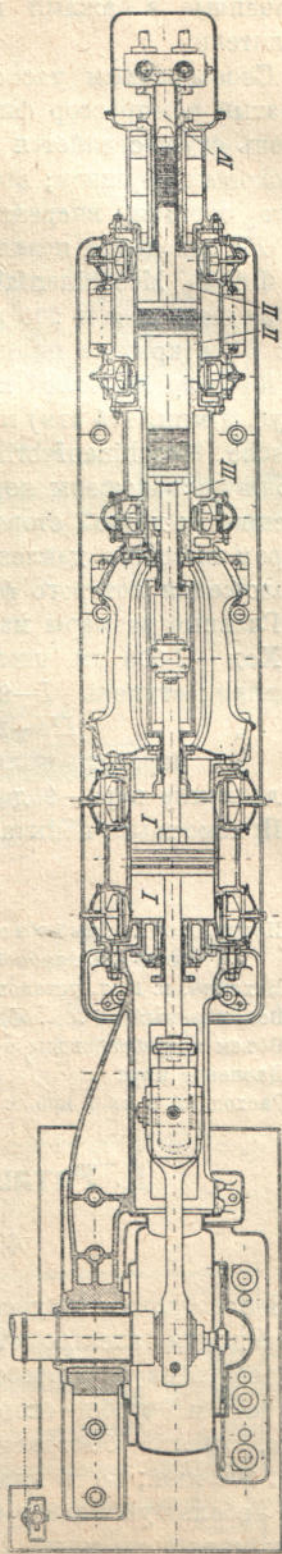
чему возможно применение надежной металлической набивки (6 куб. м/мин., 200 атм., 300 оборотов/мин). Все цилиндры окружены открытым сверху железным кожухом, заключающим внутри себя охлаждающую воду. При этом цилиндры получают очень простую форму, а водяное пространство достаточно велико, чтобы вместить змеевики трех промежуточных холодильников.

Для больших подач фирма А. Borsig строит пятиступенчатые горизонтальные компрессоры по типу, представленному на фиг. 161 и 162 (30 куб. м/мин. на 200 атм. ход—750 мм). Первый цилиндр заключает в себе

ступени *I* (двойного действия) и *II*, причем на задней крышке находится ступень *IV*; во втором цилиндре расположены последовательно ступень *III*, выравнивающее пространство *a* и ступень *V*. Двигателем служит сдвоенная паровая машина со смещенными друг относительно друга кривошипами. Все промежуточные холодильники, а также и последний состоят из трубчатых змеевиков и лежат в открытой водяной камере над обоими цилиндрами. Благодаря этому все устройство оказывается легко доступным и почти устраняется надобность в наружных трубопроводах. На фиг. 162 *b*—всасывающий патрубок, *c*—нагнетательный трубопровод, *d*—промежуточный холодильник перед ступенью *V*, *e*—промежуточный холодильник перед ступенью *III*, *f*—место входа охлаждающей воды, *g*—место выхода нагретшейся воды.

На фиг. 163 представлена схема комбинированной установки низкого и высокого давлений, построенной фирмой Schwartzkopff для получения кислорода по способу Линде. При нормальной работе, т.е. когда аппарат Линде уже вырабатывает кислород, в обеих сторонах *1 N* и *1 H* двухосного компрессора происходит всасывание свежего воздуха. Сторона низкого давления (диам. 535/415 мм, ход—500 мм, число оборотов—126/мин) сгущает воздух до 5—6 атм (11,25 куб. м/мин) и подводит его к щелочному чану. Сторона высокого давления (диам.—375/313/112/56 мм) сжимает притекающий из щелочного чана воздух (5 куб. м/мин) в ступенях *1 H*—*4 H* до 200 атм.

При пуске в ход, в аппарате Линде должна быть достигнута низкая температура, благодаря непрерывному дросселированию; при этом компрессор включается таким образом, чтобы воздух, всасываемый в *1 N* (11,25 куб. м/мин) сжимался в ступенях *I*—*V* до 200 атм. В течение этого рабочего периода первая ступень *1 H* выключена, благодаря удерживанию всасывающего клапана в открытом положении; последнее достигается с помощью зажимов *c*



Фиг. 165.

(фиг. 164). На приведенной схеме представлены холодильники и включенные в каждый нагнетательный трубопровод водо- и маслоотделители.

Своеобразным расположением ступеней отличается четырехступенчатый компрессор фирмы Burkhardt в Базеле (фиг. 165). Первая ступень осуществляется в обыкновенном цилиндре двойного действия с дисковым поршнем; вторая ступень работает по обе стороны уступчатого поршня; впереди ступени II расположена ступень III; ступень IV находится позади ступени II.

Фирма Maschinenfabrik Eszlingen строит компрессоры для конечного давления в 200 атм. (фиг. 166), при чем располагает ступени III и IV в крышке цилиндра низкого давления.

К числу наиболее крупных компрессоров высокого давления (50 куб. м/мин, 175 атм) принадлежит компрессор, построенный фирмой Deutsche Maschinenfabrik Duisburg-Demag; см. фиг. 167. С одной стороны расположены первые три ступени и паровой цилиндр низкого давления; с другой стороны — ступени IV и V вместе с паровым цилиндром высокого давления и выравнивающим пространством, способ расположения которого фирмой запатентован.

Главные размеры машины следующие:

Ход — 1 000 мм, число оборотов — 81/мин;

диам.: ступень I—815/595 и 815/340, ступень II—595/150 мм;

„ „ III—340, ступень IV—235/120, ступень V—120 мм;

„ парового цилиндра 760/1 350 мм;

давление пара—9 до 10 атм.

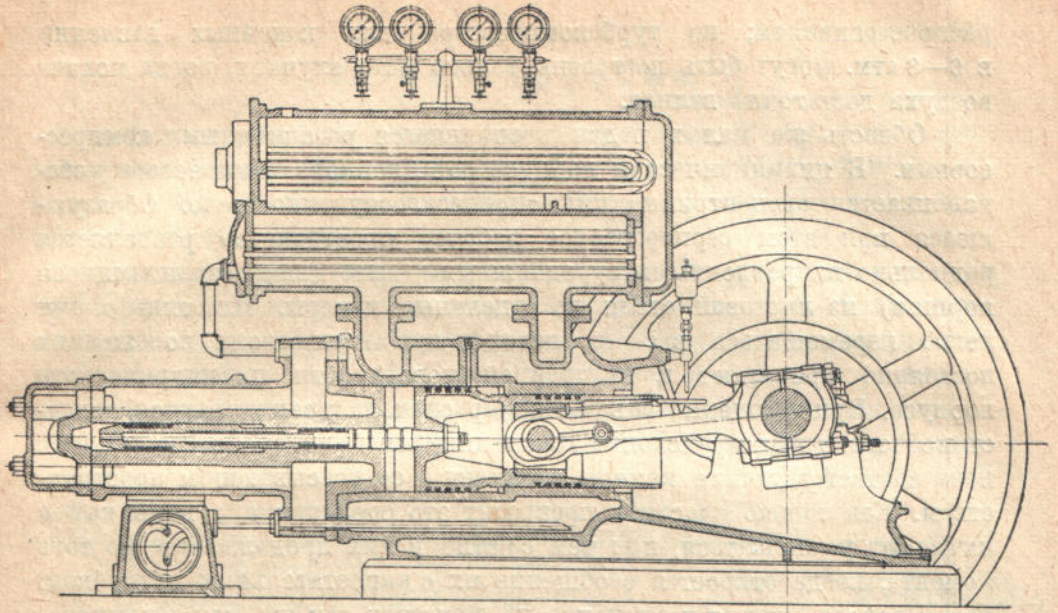
Приемочные испытания установки дали следующие результаты:

	Гарантиро- вано	Получено при испытании
Индик. всасываемый объем куб. м/час	3 000	3 076
„ мощность паровой машины л. с.	895	874
Механич. к. п. д. установки %	86	87,9
Всасываемый на л. с. объем куб. м/час	3,35	3,53
Объем потребной воды при 12° куб. м/час	27	20,1
Давление пара атм	9	10
Расход пара на 1 куб. м воздуха кг	1,55	1,41

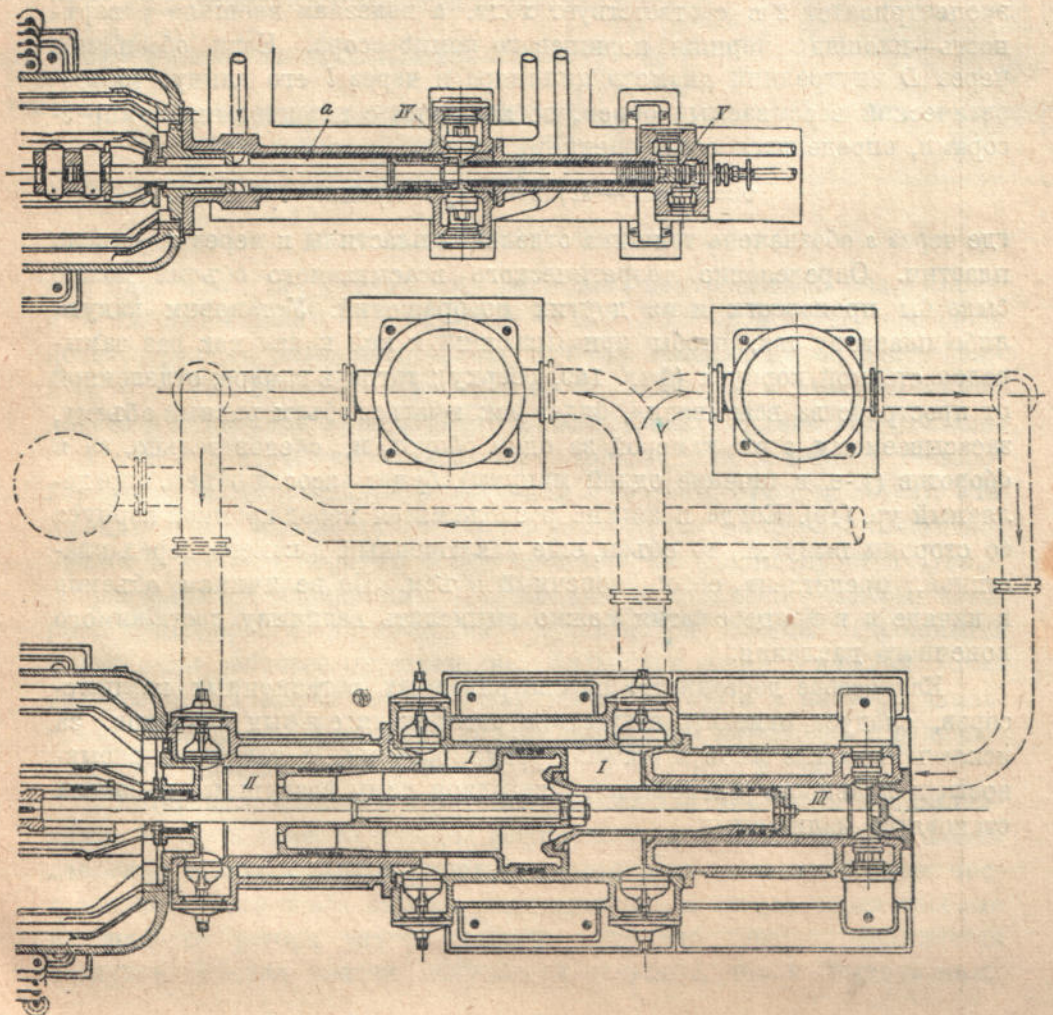
Д. Ротационные компрессоры.

49. Общие сведения.

Непосредственному соединению поршневого компрессора с быстро вращающимся электромотором препятствует то обстоятельство, что число оборотов компрессора следует удерживать в умеренных пределах с тем, чтобы скорости поршня не были чрезмерно велики. Правда, строятся быстроходные компрессоры с числом оборотов 600 и даже 1 000/мин.; но в виду своих малых размеров компрессоры эти имеют небольшую подачу и, кроме того, подвержены сильному износу. Турбокомпрессоры могут приводиться в действие непосредственно быстроходными двигателями; такое соединение пользуется широким



Фиг. 166.



Фиг. 167.

распространением; но турбокомпрессоры для конечных давлений в 6—8 атм. могут быть построены только в тех случаях, когда подача воздуха достаточно велика.

Область же малых подач выполняется ротационными компрессорами. В цилиндрическом корпусе ротационного компрессора устанавливается эксцентрично цилиндрическое чугунное тело. Образующееся при этом серпообразное рабочее пространство разделяется радиально направленными передвижными пластинами (вращающиеся поршни) из листовой стали на отдельные камеры. Пластины могут легко перемещаться в своих пазах и при всех своих положениях постоянно прилегают к внутренней поверхности цилиндрического корпуса. При вращении объемы камер сначала увеличиваются, вследствие чего в них происходит всасывание или наполнение до тех пор, пока соответствующие камеры соединены со всасывающим пространством. Как только пластина прекратит это соединение, объемы камер начинают уменьшаться, при чем сжатие в них продолжается до того момента, когда откроется сообщение их с нагнетательным патрубком.

Процесс сжатия происходит по существу так же, как в компрессорах с прямолинейно-возвратным движением поршня. Удвоенный эксцентриситет $2m$ соответствует ходу, а полезная внешняя поверхность—площади поршня поршневого компрессора. Если обозначим через D внутренний диаметр цилиндра и через l его длину, то теоретический всасываемый объем, по аналогии с поршневыми компрессорами, определится соотношением

$$v = l (\pi D - sz) 2 m n \text{ куб. м/мин.} \dots \dots (19)$$

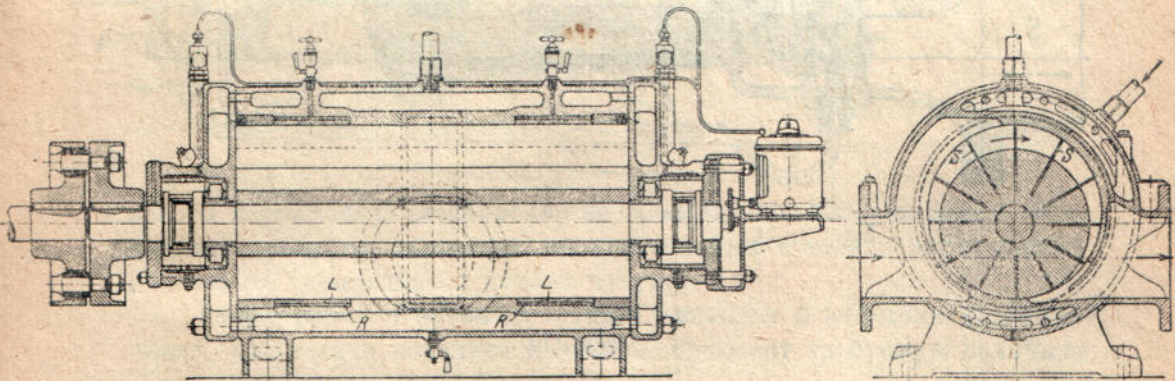
где через s обозначена толщина отдельной пластины и через z — число пластин. Определение теоретического всасываемого объема можно было бы произвести и из других соображений. Установим какую-либо пластину так, чтобы примыкающий к ней канал как раз замыкался стенкой корпуса (фиг. 169, сверху); тогда в камере, отделенной от пространства всасывания, будет заключаться объем, равный объему, засасываемому этой камерой за один оборот, и, следовательно, за n оборотов (т.-е. в течение одной минуты), будет засосан объем, определяемый ур. (19). Когда пластина расположится перед кромкой корпуса со стороны выпуска, то объем, еще заключенный в камере перед пластиной, представит собой конечный объем. По величинам объемов в начале и в конце сжатия можно вычислить величину достижимого конечного давления.

Как особое достоинство рассматриваемых ротационных компрессоров, следует отметить отсутствие распределительных клапанов, за исключением клапанов в органах регулирования, а также непрерывность и плавность нагнетания, благодаря чему воздушные колокола становятся излишними.

50. Конструкции.

а) Ротационный компрессор системы Wittig. На фиг. 168-169 представлен ротационный компрессор системы Wittig (Zell, Baden) в том виде, как его строит фирма Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Wintertur.

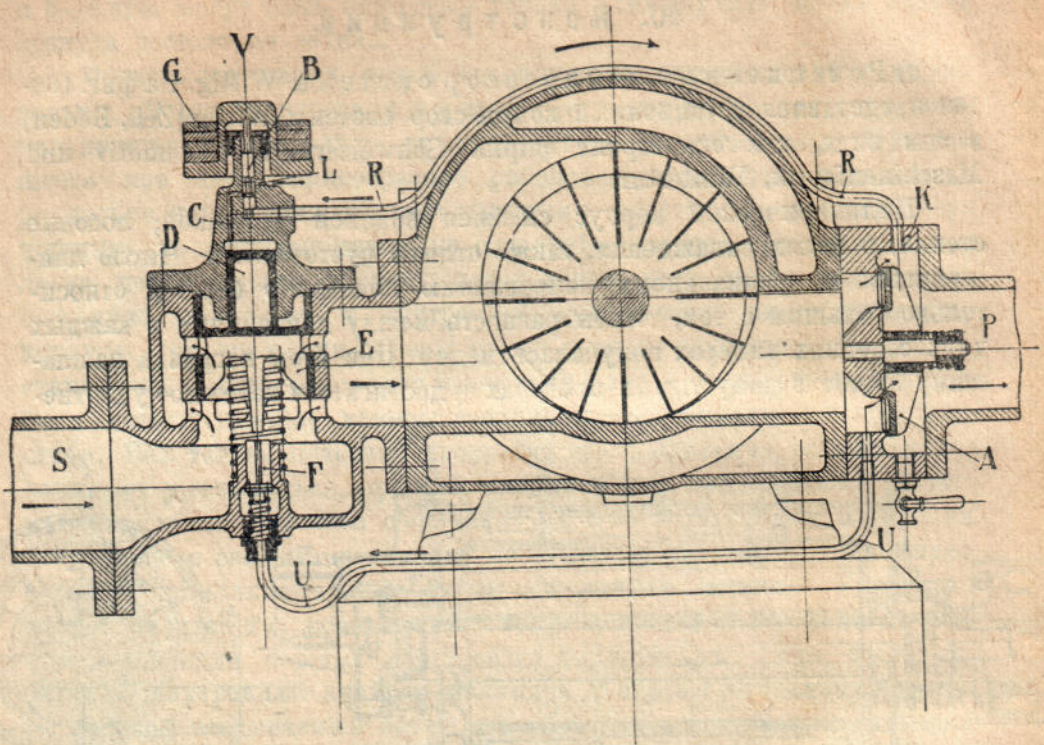
Цилиндрический корпус снабжен водяной рубашкой; лобовые стенки, в целях охлаждения, также отлиты пустотелыми. Число движущихся по радиальному направлению пластин s берется относительно большим с тем, чтобы разность между давлениями в каждой двух соседних камерах получалась малой. При этом нагрузка на пластину лежит в допустимых пределах и достигается надежное уплотне-



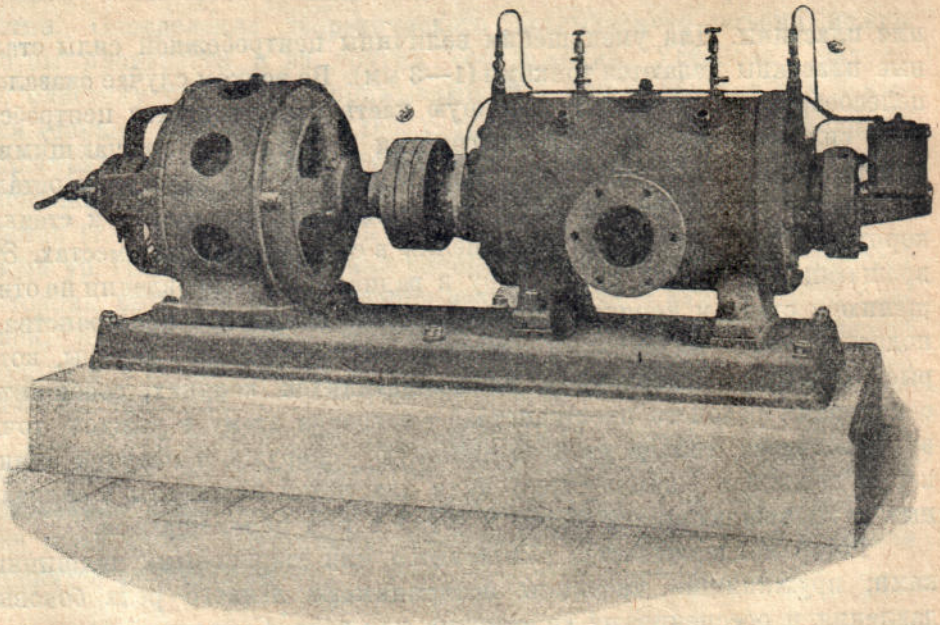
Фиг. 168 - 169.

ние пластины. Для уменьшения величины центробежной силы стальные пластины делаются тонкими (1—3 мм). Во всяком случае оказалось целесообразным поглощать большую часть появляющихся центробежных сил кольцами L , охватывающими пластины и вращающимися вместе с ними. При этом стремятся воспользоваться действием остальной части центробежной силы для прижимания пластин к стенкам корпуса в целях создания уплотнения в соответствующих местах. Эти вращающиеся кольца имеют игру в радиальном направлении по отношению к стенкам корпуса; образовавшиеся кольцевые пространства R подразделяются маленькими пластинками на отдельные камеры, которые, благодаря сверлениям во вращающихся кольцах, сообщаются с камерами рабочего пространства; благодаря этому в каждой точке вращающегося кольца на него действуют снаружи и изнутри одинаковые давления. Упомянутые тонкие пластинки вставлены в радиальные пазы вращающихся колец и легко в них перемещаются.

Ротор поддерживается роликовыми или шариковыми подшипниками; пружинящие чечевицы воспринимают всякого рода боковые давления и обеспечивают уплотнение для вала. Смазочный насос проталкивает масло через камеры подшипников, а оттуда через лобовые поверхности ротора внутрь машины, где оно хорошо распыляется воздухом. Расход смазки получается меньшим, чем в обыкновенных



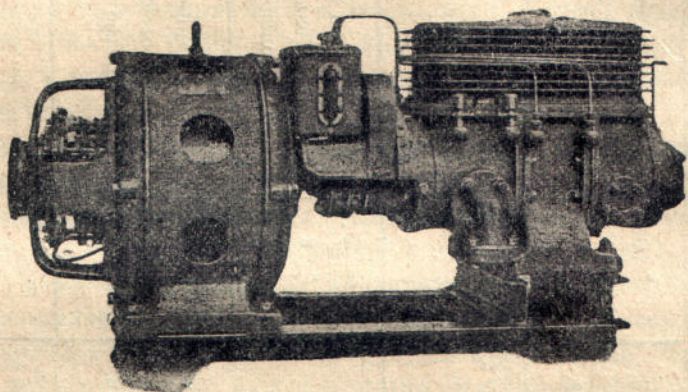
Фиг. 170.



Фиг. 171.

поршневых компрессорах. Большой частью ротор вращается с окружной скоростью в 11—12 м/сек.

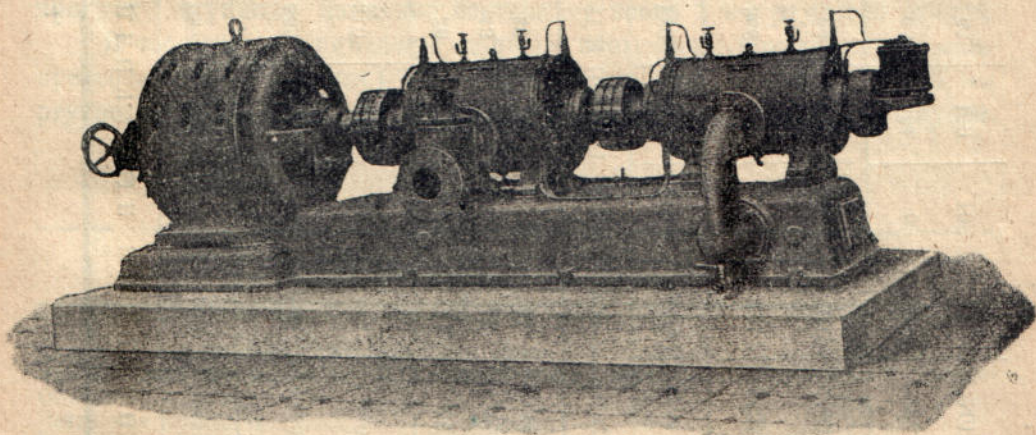
Ротационные компрессоры требуют большой точности выполнения; цилиндр и ротор шлифуются, при чем размеры их взаимно примыкающих поверхностей подбираются так, чтобы появляющееся во время



Фиг. 172.

работы термическое расширение не оказывало вредного влияния. Фрезеровка пазов производится на специальных станках; ротор изготовляется из специального сплава чугуна.

Регулирование путем пропусков приходит в действие автоматически, как только конечное давление превысит требуемую величину



Фиг. 173.

(фиг. 170). В этом случае давление распространяется по трубопроводу *B* в пространство под поршеньком *B*, который вследствие этого поднимается вместе со своим грузом *G* вверх; при этом происходит открывание перепускного канала *C*, и сжатый воздух может передвинуть поршень *D* вниз, при чем золотник *E* закрывает всасывающий трубопровод. Одновременно открывается клапан *F*, и сжатый воздух, еще

Таблица 14.

Число оборотов (максимальное)		О Д Н О С Т У П Е Н Ч А Т Ь Е К О М П Р Е С С О Р Ы													
		2 850	2 850	1 450	980	980	725	725	580	580	485	485	485	485	485
Всасываемый объем в куб. м/час при избыточном давлении	2 атм	31	39	182	255	365	475	615	695	1 125	1 690	2 010	2 405	2 405	
	4 "	20	27	145	215	310	405	530	595	1 000	1 420	1 770	2 120	2 120	
Потребная мощность т. с. при избыточном давлении в	2 атм	3,4	3,9	14,5	19	26	33,5	42	47	77	103	128	159	159	
	3 "	4,1	4,8	17,5	23,5	33	41,5	52	59	95	129	161	200	200	
4 "	4,6	5,6	20	27,5	38	48,5	62	69	69	114	155	195	243	243	
Число оборотов (максимальное)	Д В У Х С Т У П Е Н Ч А Т Ь Е К О М П Р Е С С О Р Ы														
	2 850	2 850	1 450	980	980	725	580	580	485	485	485	485	485	420	
Всасываемый объем в куб. м/час при избыточном давлении в	7 атм	39	68	186	263	368	620	708	822	1 622	2 060	2 490	4 840	4 840	
	10 "	37	65	181	253	355	598	680	790	1 565	1 990	2 410	4 670	4 670	
Потребная мощность в т. с. при избыточном давлении в	7 атм	7	11,6	28,5	38	53	81	89	103	197	250	303	589	589	
	10 "	8,1	13,7	35	46	65	100	108	126	240	305	372	715	715	

находящийся в машине, подводится трубой *U* к всасывающему трубопроводу. Обратный клапан, вследствие появляющейся разности давлений на обе его стороны, также закрывается, и компрессор работает в холостую до тех пор, пока давление в трубопроводе *P* не понизится на столько, что поршень *B* снова опустится и установит сообщение между перепускным каналом *C* и выходящим наружу отверстием *L*. Тогда сжатый воздух, находящийся над поршнем *D*, начнет вытекать в атмосферу и пружина откроет золотник *E*; клапан *F* закрывается, и работа начинает производиться снова.

На фиг. 171 представлен одноступенчатый ротационный компрессор, непосредственно соединенный с электромотором. Чтобы избежать высоких конечных температур и щелевых потерь, рекомендуется не повышать в одном цилиндре отношения давлений далее 5. Большие отношения давлений (от 6 до 11) достигаются путем последовательного соединения двух цилиндров (фиг. 173), при чем промежуточный холодильник помещается в фундаментной плите.

Фирма Schweizerische Lokomotiv-und Maschinenfabrik Wintertur строит ротационные компрессоры для приведенных в таблице 14 подач и давлений.

Ротационные компрессоры с выгодой применяются для работы на электрических локомотивах ширококолейных дорог для приведения в действие тормозов и пневматических распределительных приборов. Такого рода компрессор показан на фиг. 172; компрессор занимает мало места и работает без сотрясений.

Компрессоры таких же образцов могут работать в качестве вакуум-насосов; при одной ступени может быть достигнут вакуум в 95%; при двух ступенях давление составляет всего 2 мм ртутного столба.

В таблице 15 приведены данные испытания ротационного компрессора (580 обор./мин.) при барометрическом давлении в 725 мм ртутного столба. Удельный вес внешнего воздуха составлял 1,14 кг/куб. м.

Таблица 15.

Одноступенчатый компрессор № 95.

Полученное избыточное давление	атм	1,25	1,5	2,0	2,5
Всасываемый объем	куб. м/час	865	855	830	810
Объемный к. п. д.	%	87	86	84	82
Потребная мощность	л. с.	48	51	57	64
Изотермический к. п. д.	%	54	57	59	58

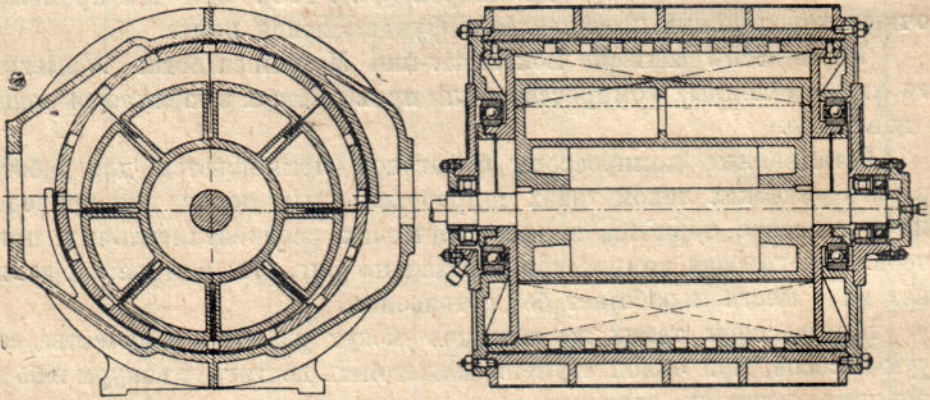
Вакуум-насос № 80.

Полученный вакуум	%	27,5	55,2	69,0	82,8
Нагнетаемый объем (отнесенный к состоянию во всасывающем патрубке)	куб. м/час	845	795	730	555
Потребная мощность	л. с.	25	20	17,5	15,0

Двухступенчатый компрессор № 80/55.

Полученное избыточное давление	атм.	3	4	5	6
Давление в промежуточном холодильнике	"	1,4	1,48	1,55	1,6
Всасываемый объем	куб. м/час	720	715	710	705
Объемный к. п. д.	%	84,0	83,5	83,0	82,0
Потребная мощность	л. с.	66	71	76	81
Изотермический к. п. д.	%	56,0	59,5	61,5	62,0

б) Ротационный компрессор фирмы Reavel Co. (Ipswich). Представленный на фиг. 174 и 175 ротационный компрессор отличается простотой конструкции. Центробежные силы, действующие на радиально направленные пластины, воспринимаются цилиндрической буксой; последняя находится внутри неподвижного цилиндра и легко вращается в шариковых подшипниках. Вследствие нажимания пластин



Фиг. 174—175.

букса захватывается ими и вращается без трения. Многочисленные отверстия, расположенные на поверхности буксы по винтовым линиям, обеспечивают вход и выход воздуха. Компрессор вращается с большим числом оборотов (до 2 500/мин.) и подает воздух, сжатый на 0,9 атм.

Е. Отсасывание разреженных газов. (Вакуум-насосы).

51. Рабочий процесс воздушных насосов без выравнивания давлений.

Пусть в каком-либо пространстве требуется поддерживать давление меньше, нежели давление внешнего воздуха; в таком случае притекающий в данное пространство газ должен постоянно отсасываться и выталкиваться в атмосферу. Т. к. большей частью отсасыванию подлежит воздух, то машину, служащую для отсасывания, часто называют воздушным насосом или вакуум-насосом. Количество газа, подлежащее отсасыванию, складывается из намеренно подводимого количества газа и из количества воздуха, проникающего через неплотности.

Поэтому вакуум-насос можно рассматривать, как компрессор, с помощью которого находящийся под малым давлением газ, количество которого, отнесенное к единице времени, остается неизменным, доводится до давления атмосферы. В поршневых насосах такого типа образующееся в цилиндре давление выталкивания даже несколько превосходит давление внешнего воздуха, т. к. для выхода из цилиндра газ должен преодолеть сопротивление в распределительных органах.

Сходство рабочих процессов компрессора и вакуум-насоса бросается в глаза еще больше, если вспомнить, что протекание процесса сжатия в весьма значительной степени зависит от величины отношения давлений в начале и в конце сжатия. Но величина отношений давлений одна и та же, независимо от того, будет ли, например, давление повышаться от 1 атм. до 10 атм. абс. или же от 0,1 атм. до 1 атм. абс. В первом случае мы получили бы сжатый воздух; во втором случае в пространстве, из которого производится отсасывание, образуется вакуум в 90%. Для нагнетания 1 кг воздуха в обоих случаях требуется израсходовать одно и то же количество работы, если только предположить, что характер изменения состояния в обоих случаях одинаков. Поэтому, вышеприведенные формулы для вычисления адиабатической и политропической работы сжатия могут быть прямо и непосредственно применены к исследованию работы вакуум-насосов.

В формуле для энтропии

$$S_2 - S_1 = c_p (T_2 - T_1) - AR \ln \frac{p_2}{p_1}$$

второй член правой части представляет горизонтальное отстояние двух линий p , зависящее таким образом только от отношений давлений. Поэтому, процесс сжатия газа низкого давления до давления атмосферного можно представить на энтропийной диаграмме с той же ясностью и наглядностью, как и процесс сжатия от давления атмосферы до большего давления. При этом нет необходимости в вычерчивании новой энтропийной диаграммы, т. к. достаточно в обычной энтропийной диаграмме изменить соответствующим образом значения, присвоенные линиям p и v .

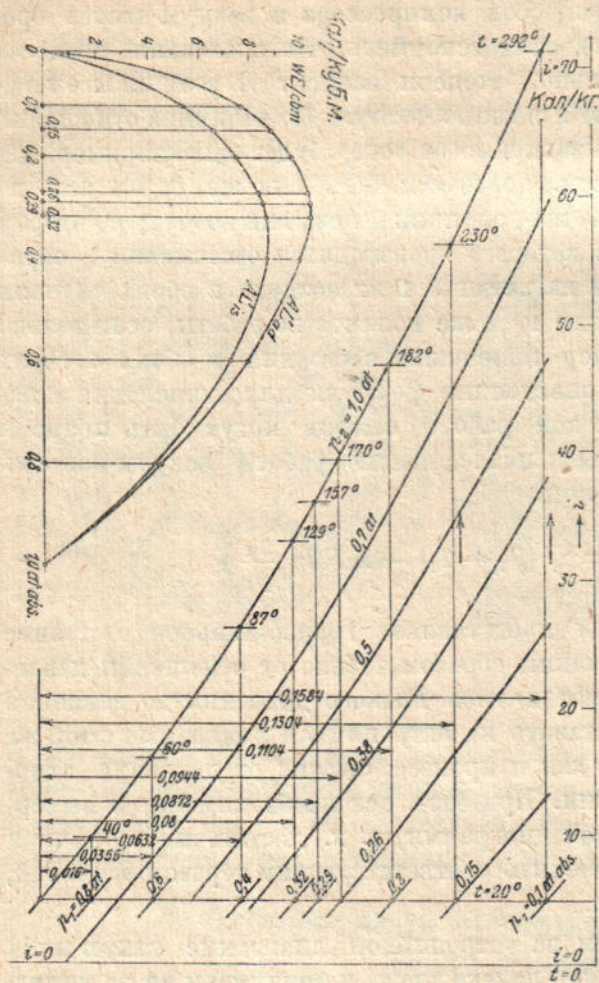
С этой целью выбираем на энтропийной диаграмме какую-либо линию p , лежащую достаточно далеко влево, и принимаем ее за линию $p = 1$ атм.; пусть, например, выбранная нами линия p имела отметку $p = 10$ атм. Начиная от взятой линии p вправо, все отметки линий p нужно представить себе умноженными на 0,1, а отметки линий v — на 10. Таким образом, например, линия p с отметкой $p = 1$ атм. соответствует $p = 0,1$ атм., а линия с отметкой $p = 0,1$ атм. соответствует $p = 0,01$ атм.

При такого рода смещении вполне правильные результаты получаются только в том случае, если c_p имеет постоянное значение; но в пределах изменения давления от 1 до 10 атм. величина c_p изменяется так мало, что указанное смещение не приводит к скольким-нибудь ощутительным ошибкам.

На изображение процесса сжатия по адиабатическому или иному закону указанное выше изменение отметок влияния не оказывает. Поэтому, определение величины потребной работы, отнесенной к 1 кг, производится точно так, как было указано для компрессоров. Но величина потребной энергии или мощности, отнесенной к единице времени (л. с.), большей частью получается много меньшей, чем в компрессорах.

Причиной этого служит то обстоятельство, что всасываемый газ, вследствие малого давления, имеет большой удельный объем; поэтому вес газа, нагнетаемого за один ход, оказывается весьма малым, несмотря на большие размеры цилиндра.

Если машина работает в конденсационной установке, как воздушный насос, то она отсасывает смесь воздуха и сухого насыщенного пара, при чем пар этот во время сжатия перегревается. В этом случае влияние водяного пара может быть с удовлетворительной точностью учтено путем выбора, вместо адиабаты политропы с показателем $m = 1,3$. При этом значении m политропа может быть с надлежащей точностью представлена на энтропийной диаграмме в виде прямой линии, поднимающейся косо влево.



Фиг. 176.

Потребная работа, отнесенная к 1 кг всасываемой и выталкиваемой газовой смеси, будет тем больше, чем больше производимое разрежение. Но для компрессорной установки определенных размеров основной или характерной величиной является не величина веса перемещаемого в единицу времени газа, а величина всасываемого в единицу времени объема, которая в свою очередь также зависит от степени разрежения. Поэтому, следует определять необходимую работу, отнесенную к 1 куб. м всасываемого объема. Работа эта равна работе, производимой в цилиндре при прохождении поршнем объема в 1 куб. м. При этом безразлично, мал или велик цилиндр, простого ли

он действия или двойного, т. к. работа относится к промежутку времени, в течение которого поршень описывает объем в 1 куб. м.

Для вычисления величины этой работы предположим, что сжатие происходит адиабатически; тогда работа, отнесенная к 1 кг и выраженная в единицах теплоты, определяется формулой

$$AL = c_p (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (20)$$

Соответствующее значение работы, отнесенной к 1 куб. м всасываемого объема, получится путем деления AL на удельный объем v_1 , т. е.

$$AL' = \frac{c_p}{v_1} (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (21)$$

Величину этой работы AL' нужно определять для различных значений разрежения; делается это не потому, что машина должна работать при различных отношениях давлений, а потому, что при пуске машины в ход разрежение устанавливается постепенно, проходя через все промежуточные значения, начиная от нуля.

Величину AL' удобнее определять помощью энтропийной диаграммы, вместо того, чтобы производить сложные вычисления с дробными показателями. Из энтропийной диаграммы по заданным начальному и конечному (1 атм. или несколько больше) давлениям получаем температуру T_2 в конце адиабатического сжатия (фиг. 176). Величину удельного объема v_1 можно также непосредственно прочесть на диаграмме, если не предпочтем определять эту величину из уравнения состояния. Т. к.

$$p_1 v_1 = R T_1 \quad \text{и} \quad c_p = AR \frac{k}{k-1},$$

то

$$AL' = \frac{c_p}{R} \frac{p_1}{T_1} (T_2 - T_1)$$

или

$$L' = \frac{k}{k-1} p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \dots \dots \dots (22)$$

Формула эта показывает, что величина работы, отнесенной к 1 куб. м, не зависит от природы газа, если только отношение $k = \frac{c_p}{c_v}$ имеет для этих газов одно и то же значение. Кроме того,

$$L' = 0, \text{ если } p_2 = p_1 \text{ или если } p_1 = 0.$$

Первое условие относится к тому случаю, когда еще не образовалось вакуума; второе—к абсолютной пустоте, при которой нагнетание прекращается. Между этими двумя значениями p_1 лежит то его значение, при котором L' имеет наибольшую величину; путем вычисления отдельных значений AL' получаем кривую, изображенную на фиг. 176; абсциссы этой кривой представляют давления всасывания, а ординаты—соответствующие значения работы AL' .

В таблице 16 приведены величины, полученные из энтропийной диаграммы, а также значения работы, вычисленные по ур. (20); при этом принято, что температура t_1 во всасывающем пространстве равна

20° Ц и что конечное давление p_2 равно 1 атм абс.; при составлении таблицы было учтено влияние изменчивости теплоемкости.

Таблица 16.

Начальная температура $t_1 = 20^\circ$ Ц, конечное давление $p_2 = 1$ атм.

p_1 кг/кв. см	$T_2 - T_1$ ° Ц	v_1 куб. м/кг	$AL_{ad} = i_2 - i_1$ кал./кг	AL'_{ad} кал./куб. м	AL_{is} кал./кг	AL'_{is} кал./куб. м
1,0	0	0,86	0	0	0	0
0,8	20	1,07	4,8	4,49	4,69	4,38
0,6	40	1,43	11,4	7,99	10,40	7,27
0,4	67	2,14	21,4	10,0	18,50	8,65
0,32	109	2,68	28,0	10,46	23,4	8,74
0,29	137	2,96	31,1	10,51	23,5	8,62
0,26	150	3,31	34,2	10,32	27,6	8,35
0,20	162	4,30	41,8	9,71	32,3	7,50
0,15	210	5,72	51,4	9,0	38,2	6,68
0,10	292	8,58	66,4	7,47	46,4	5,40
0,00	—	—	0	0	0	0

Из приведенной таблицы видно, что удельный объем растет при уменьшении давления быстро; особо нужно отметить то обстоятельство, что величина потребной работы имеет наибольшее значение не при наиболее высоком вакууме, а при вполне определенном промежуточном давлении, равном, при сделанных нами предположениях, приблизительно 0,3 кг/кв. см. Поэтому при выборе двигателя для вакуум-насоса следует исходить из этого наибольшего значения мощности, а не из величины мощности, потребной при нормальном режиме работы.

Вычисление мощности производится по формуле

$$N_e = \frac{V (AL') 427}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_m} = \frac{V (AL')}{832 \cdot \eta_m};$$

в этой формуле через V обозначен фактически всасываемый в течение часа объем, а через η_m — механический к. п. д.

Работа L' , определяемая из ур. (21), может быть найдена с достаточной точностью и при охлаждаемом цилиндре, исходя из того предположения, что сжатие протекает по адиабатической кривой. Явления обратного расширения остатка газа, заключенного во вредном пространстве, можно при этом не принимать во внимание.

С другой стороны, вредное пространство в вакуум-насосах влияет на величину подачи в гораздо большей степени, чем в обыкновенных компрессорах, т. к. вакуум-насосы работают при значительно больших отношениях давлений.

Пусть газ, оставшийся во вредном пространстве, расширяясь, претерпевает изменение состояния по такой же кривой, как и при сжатии, но в обратном направлении, тогда объемный к. п. д.

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon_0 \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right).$$

Если, например, вредное пространство равно 5% и $v_2 = 0,86$ куб. м/кг, то при абсолютном давлении $p_1 = 0,1$ кг/кв. см удельный объем $v_1 = 8,6$ куб. м/кг; поэтому

$$\lambda_0 = 1 - 0,05 \left(\frac{8,6}{0,86} - 1 \right) = 0,55.$$

Таким образом, подача вакуум-насоса является уже сильно пониженной и даже вовсе прекращается, если

$$\lambda_0 = 1 - 0,05 \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) = 0,$$

т.е. когда $v_1 = 18,06$ куб. м/кг, что соответствует давлению $p_1 = 0,0475$ кг/кв. см. В данные, приведенные в таблице 16, следует поэтому внести поправки, учитывающие то обстоятельство, что, по причине вредного пространства, нагнетание прекращается раньше, чем p_1 делается равным нулю. Величина подачи вакуум-насоса ни в каком случае не является постоянной, так как уменьшается вместе с уменьшением давления всасывания. Поэтому в преис-курантах, одновременно с величиной всасываемого объема, должна быть указана величина вакуума, к которой относится гарантированная подача.

При проектировании вакуум-насосов следует придавать вредному пространству очень малые величины в тех случаях, когда к парализованию его влияния не принимается специальных мер.

35. Пример. Клапанный вакуум-насос двойного действия с диаметром цилиндра в 370 мм и ходом в 310 мм имеет на одной из сторон поршня утолщенный шток диам. 100 мм с тем, чтобы для уплотнения можно было применить натяжные кольца (металлическое уплотнение).

Означим через F' и F'' рабочие площади поршня; при 180 оборотах в минуту поршень описывает объем

$$V_h = (F' + F'') S n = 0,2075 \cdot 0,31 \cdot 180 = 11,58 \text{ куб. м/мин.}$$

Вредное пространство насоса равняется 2% и требуется, чтобы вакуум в течение длительного промежутка времени составлял 90%.

Примем снова, что температура t_1 во всасывающем пространстве равна 20° Ц и что конечное давление p_2 равно 1 кг/кв. см; тогда

$$\lambda_0 = 1 - 0,02 \left(\frac{8,6}{0,86} - 1 \right) = 0,82.$$

Поэтому, всасываемый объем

$$V = \lambda_0 V_h = 0,82 \cdot 11,58 = 9,5 \text{ куб. м/мин.}$$

Принимая $\eta_m = 0,9$, получим, что при требуемом давлении $p_1 = 0,1$ кг/кв. см (вакуум 90%), потребная мощность

$$N_e = \frac{9,5 \cdot 7,1 \cdot 427}{60 \cdot 75 \cdot 0,9} = 7,1 \text{ л. с.}$$

Но наибольшее значение мощность имеет при $p_1 = 0,3$ кг/кв. см; в этом случае

$$N_e = \frac{9,5 \cdot 9,79 \cdot 427}{60 \cdot 75 \cdot 0,9} = \approx 10 \text{ л. с.}$$

Всасываемый объем и его вес, отнесенные к одной минуте, имеют при различных давлениях следующие значения:

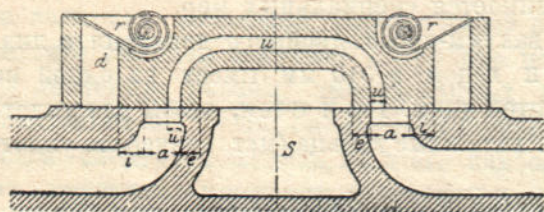
p_1 . . .	0,4	0,2	0,1	0,05	0,0195	кг/кв. см
λ . . .	0,97	0,92	0,82	0,62	0	
V . . .	11,2	10,7	9,5	7,2	0	куб. м/мин.
G . . .	5,23	2,5	1,1	0,42	0	кг/мин.

При падении давления всасывания вес нагнетаемого количества уменьшается не столько из-за понижающегося объемного к. п. д., сколько из-за того, что удельный объем сильно возрастает.

52. Выравнивание давлений в вакуум-насосах с золотниковым распределением.

Действительным средством для увеличения всасываемого объема, т. е. объемного к. п. д., является выравнивание давлений. С помощью этого метода может быть достигнута достаточная величина подачи, несмотря на большое отношение давлений и большое вредное пространство в вакуум-насосах.

Если в конце нагнетания остаток воздуха, сжатый во вредном пространстве, быстро перепустить на другую сторону поршня, где



Фиг. 177.

существует низкое давление всасывания, то произойдет выравнивание давлений, действующих на обе стороны поршня. Получающаяся при этом величина давления лишь немногим больше пониженного давления во всасывающем пространстве; по-

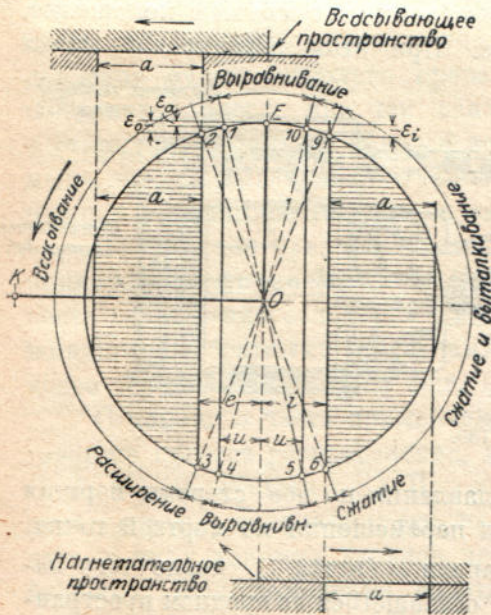
этому воздух, еще оставшийся после перепуска во вредном пространстве, должен расширяться лишь от давления, образовавшегося при выравнивании, до давления всасывания, после чего тотчас же может начаться всасывание. Таким путем достигается значительное увеличение полезного хода поршня.

Перепуск с особенным удобством может быть осуществлен при золотниковом распределении, в виду того, что перепускной канал легко может быть отлит в теле самого золотника. При клапанном распределении перепуск не может быть достигнут с такой же простотой. Применение золотников допускает точную установку момента выравнивания, что не может быть также хорошо получено при клапанах.

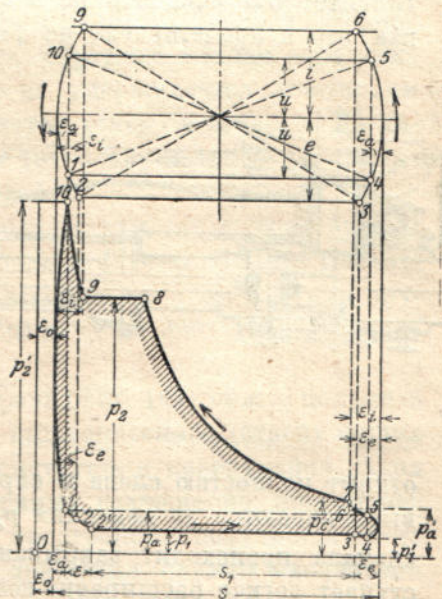
Большинство вакуум-насосов сохранили в существенных частях конструкцию, предложенную Ф. Вейсом. Коробчатый золотник охватывает своей пустотелой частью полость S цилиндра, содержащую всасывающий патрубок. Два канала $a-a$ доходят соответственно до обеих сторон цилиндра. На фиг. 177 золотник представлен в своем среднем положении; внутренняя перекрыша равна e ; внешняя $= i$. Для выхода сжатого воздуха в золотниковую коробку служат каналы

d — d , перекрытые обратными клапанами с пружинной нагрузкой r — r , открывающимися во внешнюю сторону.

Клапаны эти автоматически устанавливают сообщение цилиндра с внешним воздухом, когда давление сжатия в цилиндре превысит атмосферное; клапаны открываются тем позже, чем больше разрежение в цилиндре. Если бы клапанов не было или если бы они прилегали к своим седлам неплотно, то во время сжатия наружный воздух мог бы проникать внутрь цилиндра и создавать ненужное повышение противодействия, не влияя однако на разрежение во всасывающем пространстве. Поэтому клапаны имеют своей задачей по возможности уменьшать расход работы.



Фиг. 178.



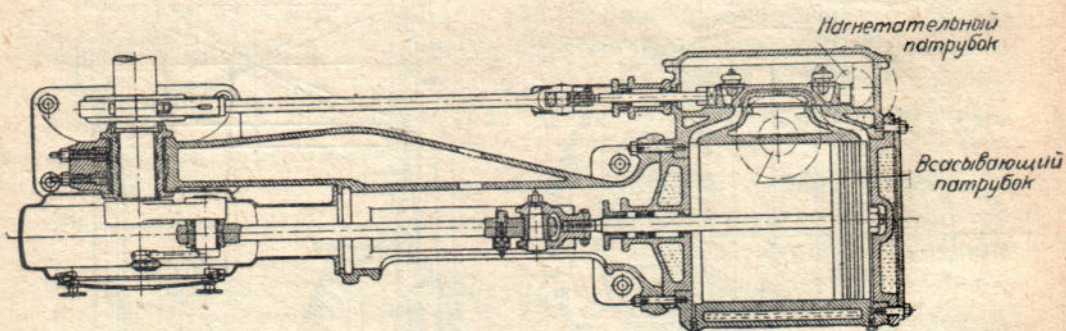
Фиг. 179.

Распределение, как таковое, производится золотником; золотник, обладая прямолинейно-возвратным движением, открывает всасывающий канал несколько позже начала хода и закрывает его незадолго до конца хода. Канал d золотника отделен от канала цилиндра a до того момента, когда будет достигнут конец нагнетательного хода, во время же всасывания он более не открывается, в виду чего клапан r будет разгружен.

Для выравнивания давлений вблизи мертвой точки служит перепускной канал u , ширина которого несколько меньше перекрыши e или i . За время, протекшее от начала до конца перепуска, поршень описывает добавочное пространство ϵ_a , оказывающее вредное влияние, т. к. оно заполняется газом, находящимся под давлением, полученным при выравнивании давлений. Чем это пространство ϵ_a больше, тем больший путь поршень должен описать, чтобы было достигнуто давление, начиная с которого может произойти новое всасывание. Это простран-

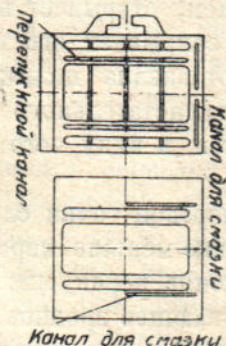
ство, проходимое за время перетекания, будет, как показал Кестер¹⁾, наименьшим, если эксцентриситет EO эксцентрика золотника перпендикулярен к кривошипу OK ; в этом случае во время перетекания скорость поршня имеет наибольшую величину, а продолжительность выравнивания давлений мала. Представленная на фиг. 178 золотниковая диаграмма вычерчена в этом предположении; происходящее явление получает с помощью подобной диаграммы наглядное представление, при чем по ней может быть вычерчена диаграмма p_v (фиг. 179). Показанная фигура относится к стороне цилиндра, прилегающей к его крышке; цилиндр предполагается помещенным слева от главного вала O .

Если кривошип OK находится в левой мертвой точке, то эксцентриситет OE эксцентрика и золотник занимают среднее положение, как это и представлено на фиг. 178. При этом перепускной канал

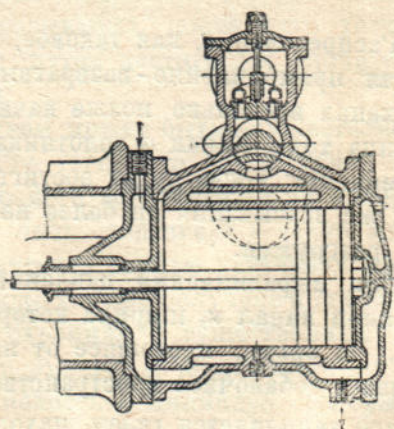


Фиг. 180.

открыт полностью слева и справа; давления по обе стороны поршня выравниваются до давления p_a . При перемещении из мертвой точки, сначала происходит закрывание канала u (точка 1), после чего наступает легкое расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве ϵ_0 и в пространстве цилиндра ϵ_a , при чем давление p_a уменьшается до величины p_1 . В точке 2 золотник открывает сторону вса-



Фиг. 181—182.



Фиг. 183.

сывания и устанавливает сообщение между внутренним простран-

¹⁾ Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 г., стр. 1085.

ством цилиндра и полостью S ; период всасывания оканчивается, когда сообщение цилиндра с полостью S прекращается в точке 3 золотником, совершающим свое обратное движение. От точки 3 до точки 4 происходит легкое расширение, вызываемое различием длин e и u . Между положениями 4 и 5 давления в обеих частях цилиндра выравниваются, в связи с чем давление на стороне цилиндра, примыкающей к крышке, повышается; золотник проходит через свое среднее положение, а поршень—через правую мертвую точку. Так как i больше, чем u , то снова происходит небольшое сжатие 5—6, продолжающееся до тех пор, пока в положении 6 нагнетательный канал d золотника не сообщится с цилиндром. Т. к. давление в пространстве d равно атмосферному, то наступает вторичное выравнивание, сопровождаемое повышением давления в цилиндре, благодаря чему положение начальной точки сжатия 7 несколько повышается. Когда в положении 8 атмосферное давление будет несколько превзойдено, обратный клапан золотника поднимется вверх, при чем канал d еще удерживается золотником в открытом состоянии; канал d закрывается только в точке 9. До момента начала выравнивания (положение 10) следующего хода, заключенный в цилиндре газ слегка сжимается.

На фиг. 180 представлен такого рода вакуум-насос; конструкция принадлежит фирме Maschinenfabrik Burckhardt A.-G. (Basel). Поверхность скольжения золотника с выравнивающим каналом и двумя пружинящими обратными клапанами изображена на фиг. 181; золотниковое зеркало показано на фиг. 182.

С помощью часто применяемого крана (фиг. 183) можно получить такое же простое распределение, как и вышеописанное (строит фирма G. A. Schütz, Wurzeln i. S.). При этой конструкции перепускной канал очень короток и влияние его на диаграмму совершенно ничтожное; зато, в виду длинных каналов, вредное пространство получается очень большим. Для сообщения золотнику движения служит эксцентрик со штангой и шатуном. Газ из всасывающего патрубка поступает через раковинообразную полость в цилиндр; после сжатия газ протекает через кольцевой клапан прежде, чем поступит в нагнетательную трубу.

53. Объемный к. п. д. золотникового воздушного насоса с выравниванием давлений.

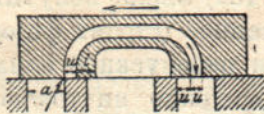
Согласно вышесказанного, объемный к. п. д. представляет собой отношение всасываемого объема, определенного из диаграммы $p v$, к объему, описанному поршнем за один ход. Значение этого коэффициента может быть получено непосредственно из индикаторной диаграммы, как отношение

$$\lambda_0 = \frac{s_1}{s}$$

Т. к. коэффициент λ_0 зависит, главным образом, от давления выравнивания, то прежде всего необходимо определить величину этого давления. Для этого введем следующие обозначения:

$\epsilon_0 = \frac{s_0}{s}$	—	отношение к рабочему объему цилиндра объема вредного пространства;
ϵ_u	—	перепускного канала к объему, описанному поршнем за один ход;
ϵ_e	—	к рабочему объему цилиндра объема, описанного поршнем к моменту отклонения золотника на величину перекрыши e ;
ϵ_i	—	описанного поршнем к моменту отклонения золотника на величину перекрыши i ;
ϵ_a	—	описанного поршнем во время перетекания газа;
ϵ	—	описанного поршнем за время расширения газа от давления выравнивания до начального давления;
ϵ_d	—	нагнетательного канала золотника.

При этом необходимо иметь в виду, что выравнивающий канал может быть устроен двояко—либо так, что при среднем положении золотника канал этот примыкает слева и справа к внутренним кромкам цилиндрических каналов, либо так, что выравнивающий канал примыкает к внешней кромке канала на золотниковом зеркале. Оба случая должны быть рассмотрены отдельно, т. к. результаты исследования зависят от объема перепускного канала.



Фиг. 184.

а) Перепускной канал примыкает при среднем положении золотника слева и справа к внутренним кромкам каналов цилиндра (Фиг. 184).

В этом случае перепускной канал до своего открытия сообщается со всасывающей стороной цилиндра воздушного насоса, причем, конечно, перекрыша e сделана меньшей, чем ширина канала a .

Чтобы определить давление выравнивания p_a , нужно сначала вычислить конечное давление p , получающееся при расширении от 3 до 4, а также конечное давление p_2 , получающееся при сжатии от 9 до 10 (Фиг. 179), т. к. выравнивание начинается от точки 4 на одной стороне цилиндра и от точки 10 на другой. Принимаем для простоты, что упомянутые расширение и сжатие происходят изотермически.

Объем газа в момент начала расширения (точка 3) равен $1 + \epsilon_0 - \epsilon_e + \epsilon_u$ (рабочий объем цилиндра принят равным единице), давление же равно p_1 ; объем газа в конце расширения равен $1 + \epsilon_0 - \epsilon_a + \epsilon_u$; давление равно p_1' ; поэтому

$$p_1' = p_1 \frac{1 + \epsilon_0 - \epsilon_e + \epsilon_u}{1 + \epsilon_0 - \epsilon_a + \epsilon_u} \dots \dots \dots (23)$$

Конечное давление сжатия от точки 9 до 10 определяется выражением

$$p_2' = p_2 \frac{\epsilon_0 + \epsilon_i}{\epsilon_0 + \epsilon_a} \dots \dots \dots (24)$$

Между точками 4 и 5 с одной стороны и между точками 10 и 11— с другой, происходит выравнивание давлений; для смеси действительно соотношение

$$p_2' (\varepsilon_0 + \varepsilon_a) + (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a + \varepsilon_u) p_1' = (1 + 2\varepsilon_0 + \varepsilon_u) p_a.$$

Подставляя в эту формулу, вместо p_1' и p_2' , их значения, получаем

$$p_a = \frac{p_1 (1 + \varepsilon_0 + \varepsilon_u - \varepsilon_e) + p_2 (\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{1 + 2\varepsilon_0 + \varepsilon_u} \dots (25)$$

После полного выравнивания давлений происходит расширение объема $\varepsilon_0 + \varepsilon_u + \varepsilon_a$, сопровождаемое изменением давления от p_a до p_1 ; при этом

$$p_a (\varepsilon_0 + \varepsilon_u + \varepsilon_a) = p_1 (\varepsilon_0 + \varepsilon_u + \varepsilon_a + \varepsilon),$$

откуда следует, что

$$\varepsilon = \left(\frac{p_a}{p_1} - 1 \right) (\varepsilon_0 + \varepsilon_u + \varepsilon_a) \dots (26)$$

Строго говоря, уменьшение давления до p_1 , начиная от точки 2 (фиг. 178), идет несколько замедленно, т. к. в положении 2 открывается всасывающее пространство; тем не менее изотерма всегда может быть рассматриваема проведенной из точки 1 через точку 2 до точки 2'.

Наконец, по найденному значению ε определяется искомый объемный к. п. д.

$$\lambda_0 = \frac{s_1}{s} = 1 - (\varepsilon + \varepsilon_a + \varepsilon_e) \dots (27)$$

Чтобы иметь возможность окончательно вычертить диаграмму $p v$, нужно нанести точки 6 и 7 (фиг. 179). При переходе от точки 5 к точке 6 давление, благодаря сжатию, повышается до p'_a ; при этом

$$p_a (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a) = p'_a (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) \dots (28)$$

В точке 6 наступает сообщение нагнетательного канала d золотника с каналом цилиндра a ; вследствие этого происходит выравнивание давлений в цилиндре и в канале d , при чем давление в цилиндре повышается до p_c ; при этом имеем:

$$p'_a (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) + p_2 \cdot \varepsilon_d = p_c (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e + \varepsilon_d) \dots (29)$$

Этим выражением определяется начальная точка линии сжатия 7—8, и диаграмма может быть замкнута.

36. Пример.	$\varepsilon_0 = 0,05$	$\varepsilon_a = 0,015$	$p_1 = 0,1$ кг/кв. см
	$\varepsilon_i = 0,04$	$\varepsilon_u = 0,01$	$p_2 = 1,1$ "
	$\varepsilon_e = 0,032$	$\varepsilon_d = 0,01$	
	$i = 13$ мм	$u = 8$ мм	ход золотника 70 мм
	$e = 12$ "	$a = 21$ "	

По этим данным, определенным из размеров золотника и диаграммы распределения, находим:

$$p_1' = p_1 \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e + \varepsilon_u}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a + \varepsilon_u} = 0,1 \frac{1,028}{1,045} = 0,984 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_2' = p_2 \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{\varepsilon_0 + \varepsilon_a} = 1,1 \frac{0,09}{0,065} = 0,152 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_a = p_1 \frac{(1 + \varepsilon_0 + \varepsilon_u - \varepsilon_e) + p_2 (\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{1 + 2\varepsilon_0 + \varepsilon_u} =$$

$$= \frac{0,1 \cdot 1,028 + 1,1 \cdot 0,09}{1,11} = 0,182 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_a' = p_a \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e} = 0,182 \frac{1,035}{1,018} = 0,185 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_c = p_a' \frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a) + p_2 \varepsilon_a}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e + \varepsilon_a} = \frac{1,085 \cdot 1,018 + 1,1 \cdot 0,01}{1,028} =$$

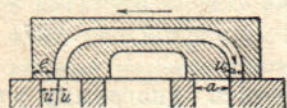
$$= 0,194 \text{ кг/кв. см}$$

$$\varepsilon = \left(\frac{p_a}{p_1} - 1 \right) (\varepsilon_0 + \varepsilon_u + \varepsilon_a) = \left(\frac{0,182}{0,1} - 1 \right) 0,075 = 0,0615$$

$$\lambda_0 = 1 - (\varepsilon + \varepsilon_a + \varepsilon_e) = 1 - 0,1085 = 0,8915.$$

Если бы c , i и u были меньше принятых нами величин, то объемный к. п. д. λ_0 получился бы еще более благоприятным.

б) Выравнивающий канал при среднем положении золотника примыкает слева и справа к внешним кромкам цилиндрического канала.



Фиг. 185.

В этом случае выравнивающий канал до начала перетекания сообщается с нагнетательным пространством, как это представлено на фиг. 185. Поэтому, влияние пространства ε_u не распространяется на сторону всасывания.

Пользуясь фиг. 178 и 179, получаем:

$$p_1' = p \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a}$$

$$p_2' = p_2 \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + \varepsilon_u}{\varepsilon_0 + \varepsilon_a + \varepsilon_u}$$

$$p_a = \frac{p_1' (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a) + p_2' (\varepsilon_0 + \varepsilon_a + \varepsilon_u)}{1 + 2\varepsilon_0 + \varepsilon_u} =$$

$$= \frac{p_1 (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) + p_2 (\varepsilon_0 + \varepsilon_i + \varepsilon_u)}{1 + 2\varepsilon_0 + \varepsilon_u}$$

$$\varepsilon = \left(\frac{p_a}{p_1} - 1 \right) (\varepsilon_0 - \varepsilon_a)$$

$$\lambda_0 = 1 - (\varepsilon + \varepsilon_a + \varepsilon_e).$$

37. Пример. При числовых данных предыдущего примера, пользуясь только что приведенными формулами, получаем:

$$p_1' = 0,1 \frac{1,018}{1,035} = 0,0983 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_2' = 1,1 \frac{0,10}{1,075} = 1,466 \text{ кг/кв. см}$$

$$p_a = \frac{0,1 \cdot 1,035 + 1,1 \cdot 0,075}{1,11} = 0,168 \text{ кг/кв. см}$$

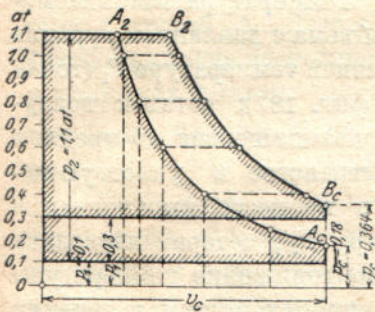
$$\varepsilon = \left(\frac{0,168}{0,1} - 1 \right) \cdot 0,065 = 0,044$$

$$\lambda_0 = 1 - (0,044 + 0,015 + 0,032) = 0,909.$$

54. Потребная мощность при работе золотниковых вакуум-насосов с выравниванием давлений.

В предыдущем параграфе вычисление объемного к. п. д. по диаграмме распределения привело нас к определению главных точек диаграммы $p v$ (фиг. 179). По площади полученной диаграммы $p v$ может быть найдена величина потребной индикаторной работы.

Пусть теперь перекрыши e и i гораздо меньше отличаются от ширины u перепускного канала, чем то было показано для ясности на чертеже; в этом случае определение величины работы может быть упрощено. В частности можно пренебречь незначительным расширением (3—4) и незначительными сжатиями (5—6) и (9—10); кроме того, можно предположить, что выравнивание происходит в мертвых точках моментально; наконец, выигрыш работы, происходящий



Фиг. 186.

благодаря расширению остатка воздуха от давления выравнивания p_a до давления p_1 , так мал, что при практических вычислениях им можно пренебречь.

При этих предположениях, диаграмма $p v$ упрощается и сводится к форме, представленной на фиг. 186.

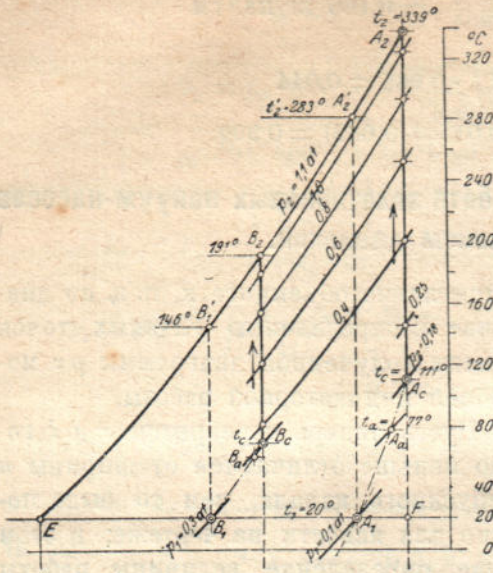
На первый процесс выравнивания давлений до давления p_a оказывают влияние объем вредного пространства ε_0 и объем перепускного канала ε_u ; на второй процесс выравнивания до давления p_c влияет объем канала d золотника. При этом можно также различать два случая.

а) Перепускной канал при среднем положении золотника примыкает слева и справа к внутренним кромкам каналов на золотниковом зеркале (фиг. 184); поэтому, перед началом перетекания перепускной канал сообщается с той стороной цилиндра, в которой происходит всасывание. В силу этого

$$p_a = \frac{p_1 (1 + \varepsilon_0 + \varepsilon_u) + p_2 \varepsilon_0}{1 + 2 \varepsilon_0 + \varepsilon_u} \dots \dots \dots (30)$$

Вторичное выравнивание давлений происходит, когда нагнетательный канал d сообщается с каналом цилиндра a . В канале d давление равно внешнему давлению p_2 ; в пространстве же $1 + \varepsilon_0$ давление равно p_a ; поэтому

$$p_c = \frac{p_a (1 + \varepsilon_0) + p_2 \varepsilon_d}{1 + \varepsilon_0 + \varepsilon_d} \dots \dots \dots (31)$$



Фиг. 187.

Итак, состояние в начале процесса сжатия определено и среднее индикаторное давление диаграммы p_v может быть вычислено.

Работу можно определить проще помощью энтропийной диаграммы. Для изображения процесса на энтропийной диаграмме нужно сначала вычислить значения обеих температур смешения, получающихся после выравнивания давлений.

Температура всасываемого объема с давлением p_1 равна внешней температуре T_1 (точка A_1 , фиг. 187); остаток воздуха, находящегося во вредном пространстве и участвующего в процессе выравнивания

давлений, имеет при давлении p_2 температуру T_2' , которая несколько ниже конечной температуры сжатия T_2 . Это понижение температуры объясняется незначительным охлаждением, происходящим в течение периода выталкивания. Температура T_2' определяется с удовлетворительной точностью из энтропийной диаграммы, как конечная температура линии сжатия $A_1 - A_2'$.

После смешения, температура

$$T_a = \frac{p_1 (1 + \epsilon_0 + \epsilon_u) + p_2 \epsilon_0}{\frac{p_1 (1 + \epsilon_0 + \epsilon_u)}{T_1} + \frac{p_2 \epsilon_0}{T_2'}} \dots \dots \dots (32)$$

По p_a и T_a получается точка A_a , соответствующая состоянию газа после первого выравнивания давлений.

В конце вторичного выравнивания давлений получается температура

$$T_c = \frac{p_a (1 + \epsilon_0) p_2 \epsilon_d}{\frac{p_a (1 + \epsilon_0)}{T_a} + \frac{p_2 \epsilon_d}{T_2'}} \dots \dots \dots (33)$$

По p_c и T_c определяется начальная точка A_c линии сжатия $A_c - A_2$ фиг. 187.

При относительно малой величине мощности, требуемой машинным агрегатом, является бесцельным класть в основу расчетов процесс, отличающийся от адиабатического, даже если, благодаря охлаждению цилиндра и крышки, в действительности изменение состояния происходит политропически. Впрочем, политропа, может быть нанесена точно таким же образом, как было указано для обыкновенных компрессоров.

Из энтропийной диаграммы мы видим, что благодаря выравниванию давлений значительно повышается не только начальное давление сжатия, но и температура. Если бы выравниваний не происходило, то точка A_1 была бы начальной точкой, а точка A_2' конечной точкой сжатия. Площадь, лежащая под кривой $A_2'E$, представляет собою работу, отнесенную к 1 кг нагнетаемого количества, и равняется $c_p (T_2' - T_1)$. Но вследствие выравнивания давлений давление повышается до величины p_c , а температура до T_c . С этим необратимым изменением состояния связано увеличение энтропии точки A_1 в сравнении с точкой F на величину горизонтального отрезка A_1F . Поэтому мы можем мысленно заменить рассмотренный процесс процессом без выравнивания давлений, если за начальную точку такого процесса, вместо точки A_1 , взять точку F , лежащую справа на одной горизонтали с точкой A_1 . Потребная работа, отнесенная к 1 кг подачи, изображается тогда всей площадью полосы, лежащей под $A_2'E$, и равняется в единицах теплоты произведению $c_p (T_2 - T_1)$. При этом способе нахождения величины работы может быть учтена изменяемость теплоемкости.

При определении полной работы по найденной величине работы, отнесенной к 1 кг, нужно иметь в виду, что сжиматься должен газ, имеющий в конце всасывания давление p_c , температуру T_c и соответствующий удельный объем v_c . Величина работы не зависит от того, каким образом было достигнуто такое состояние; поэтому, можно мысленно предположить, что состояние в A_c получилось, благодаря всасыванию газа с удельным объемом v_c . В силу этого работа, отнесенная к 1 куб. м фактически всасываемого объема, определяется выражением

$$AL' = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{v_c};$$

потребная же мощность выразится соотношением

$$N_c = \frac{AL' \cdot V}{632 \eta_m},$$

если через η_m обозначить механический к. п. д., а через V — всасываемый объем. В этом случае коэффициент подачи λ может быть приравнен объемному к. п. д.; вес нагнетаемого газа попрежнему определяется выражением

$$G = \frac{V}{v_1} = \frac{V_h \cdot \lambda}{v_1}.$$

б) Перепускной канал при среднем положении золотника примыкает слева и справа к внешним кромкам цилиндрического канала (фиг. 185). Перед началом перетекания перепускной канал сообщается с тем пространством цилиндра, в котором происходят сжатие и выталкивание. Поэтому получаем

$$p_* = \frac{p_1 (1 + \epsilon_0) + p_2 (\epsilon_0 + \epsilon_u)}{1 + 2\epsilon_0 + \epsilon_u}$$

$$T_a = \frac{p_1 (1 + \varepsilon_0) + p_2 (\varepsilon_0 + \varepsilon_u)}{\frac{p_1 (1 + \varepsilon_0)}{T_1} + \frac{p_2 (\varepsilon_0 + \varepsilon_u)}{T_2'}}$$

Прочие величины и определение работы не испытывают никаких изменений, в сравнении со случаем *a*).

38. Пример. Пусть вакуум-насос с выравниванием давлений по типу *a*) имеет относительно большое вредное пространство $\varepsilon_0 = 0,05$ и большое пространство нагнетания $\varepsilon_d = 0,04$, заключенное между золотниковым зеркалом и обратным клапаном.

Пусть вакуум-насос сжимает объем $V = 2000$ куб. м/час от давления в 0,1 до давления в 1,1 атм. абс. Определить величину потребной работы для поддержания этого вакуума, а также наибольшее значение работы.

Пользуясь данными, приведенными в предыдущем параграфе, принимаем $\lambda = 0,89$; тогда описанный поршнем объем V_h равен $\frac{2000}{0,89} = 2250$ куб. м/час, для чего требуется цилиндр с ходом в 600 мм и диаметром в 600 мм при 110 обор./мин.

По $p_1 = 0,1$ атм и $t = 20^\circ$ Ц определяется точка A_1 (фиг. 187), а затем и точка A_2' с температурой $t_2' = 283^\circ$ Ц; при $\varepsilon_0 = 0,05$, $\varepsilon_u = 0,01$ и $\varepsilon_d = 0,04$

$$p_a = \frac{1000 \cdot 1,06 + 11000 \cdot 0,05}{1,11} = 1450 \text{ кг/кв. м (0,145 атм)}$$

$$T_a = \frac{1000 \cdot 1,06 + 11000 \cdot 0,05}{\frac{1000 \cdot 1,06}{293} + \frac{11000 \cdot 0,05}{556}} = 350^\circ, \quad t_a = 77^\circ \text{ Ц}$$

$$p_c = \frac{1450 \cdot 1,05 + 11000 \cdot 0,04}{1,09} = 1800 \text{ кг/кв. м (0,18 атм)}$$

$$T_c = \frac{1450 \cdot 1,05 + 11000 \cdot 0,04}{\frac{1450 \cdot 1,05}{350} + \frac{11000 \cdot 0,04}{556}} = 384^\circ, \quad t_c = 111^\circ \text{ Ц}$$

$$v_c = \frac{29,27 \cdot 384}{1800} = 6,25 \text{ куб. м/кг.}$$

По этим данным может быть найдена на энтропийной диаграмме начальная точка сжатия A_c (фиг. 187). Конечная точка A_2 при адиабатическом изменении состояния лежит над A_c на вертикали, проходящей через A_c , при чем $t_2 = 339^\circ$ Ц; работа

$$AL = 0,241 \cdot (339 - 20) = 76,9 \text{ кал./кг.}$$

отнесенная к 1 куб. м работа

$$AL' = \frac{76,9}{6,25} = 12,3 \text{ кал./куб. м.}$$

Принимая, что механический к. п. д. η_m равен 0,9, получаем потребную мощность:

$$N = \frac{AL' \cdot V \cdot 427}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_m} = \frac{12,3 \cdot 2000}{632 \cdot 0,9} = 43,2 \text{ л. с.}$$

вес нагнетаемого газа

$$G = \frac{2000}{0,86} = 2330 \text{ кг/час.}$$

Производя аналогичные вычисления для давления всасывания $p_1 = 0,3$ атм. абс., при каковом потребная мощность достигает примерно наибольшей величины, получаем из энтропийной диаграммы (фиг. 187):

$$p_a = \frac{3000 \cdot 1,06 + 11000 \cdot 0,05}{1,11} = 3360 \text{ кг/кв. м (0,336 атм.)}$$

$$T_a = \frac{3000 \cdot 1,06 + 11000 \cdot 0,05}{\frac{3000 \cdot 1,06}{293} + \frac{11000 \cdot 0,05}{419}} = 333^\circ, \quad t_a = 60^\circ \text{ Ц}$$

$$p_c = \frac{3360 \cdot 1,05 + 11000 \cdot 0,04}{1,09} = 3640 \text{ кг/кв. м (0,364 атм.)}$$

$$T_c = \frac{3360 \cdot 1,05 + 11000 \cdot 0,04}{\frac{3360 \cdot 1,05}{333} + \frac{11000 \cdot 0,04}{419}} = 341^\circ, \quad t_c = 68^\circ \text{ Ц}$$

$$v_c = \frac{29,27 \cdot 341}{3640} = 2,75 \text{ куб. м/кг.}$$

Для конечной точки адиабаты $B_c B_2$ температура $t_2 = 191^\circ \text{ Ц}$; поэтому

$$AL = 0,24 (191 - 20) = 41 \text{ кал./кг}$$

$$AL' = \frac{41}{2,75} = 14,9 \text{ кал./куб. м.}$$

Вследствие меньшего вакуума, коэффициент подачи повышается примерно до $\lambda = 0,93$; всасываемый объем

$$V = 0,93 \cdot 2250 = \infty 2100 \text{ куб. м/час;}$$

наибольшая потребная мощность

$$N_c = \frac{14,9 \cdot 2100}{632 \cdot 0,9} = 55 \text{ л. с.}$$

Если бы коэффициент подачи $\lambda = 0,89$ мог быть достигнут без выравнивания давлений, то наибольшая потребная мощность, соответствующая сжатию по линии $B_1 B_2'$, составляла бы

$$N_c = \frac{0,24 \cdot (146 - 20) \cdot 200}{632 \cdot 0,9 \cdot 2,86} = 37,1 \text{ л. с.}$$

Мы видим, что расход энергии увеличивается вследствие выравнивания давлений. Отсчитывая для нескольких выбранных промежуточных давлений ординаты соответствующих точек линии сжатия и вычисляя по ним из уравнения состояния удельные объемы v , получаем из диаграммы фиг. 187 цифры, указанные в нижеприведенной таблице 17.

По полученным данным можно вычертить диаграмму pv , как это сделано на фиг. 186.

Диаграмма, соответствующая давлению всасывания в 0,1 атм., может быть вычерчена непосредственно после выбора обоих масштабов; чтобы вычертить диаграмму, соответствующую давлению всасывания в 0,3 атм., нужно сначала отнести абсциссы к той же длине диаграммы,

чтобы сделать возможным сравнение обеих диаграмм. Из фиг. 186 видно, что для $p_1 = 0,3$ атм., площадь диаграммы получается большей, чем для $p_1 = 0,1$ атм.

Таблица 17.

Точка.	Давление всасывания 0,1 атм.				Давление всасывания 0,3 атм.			
	Давление	Температуры		Удельный объем	Давление	Температуры.		Удельный объем
	p	t	T	v	p	t	T	v
A_c . . .	0,18	111	384	6,29				
2	0,25	146	419	4,9	0,364	68	341	2,75
3	0,4	202	475	3,48	0,4	81	354	2,59
4	0,6	253	526	2,56	0,6	122	395	1,93
5	0,8	293	566	2,07	0,8	153	426	1,56
6	1,0	325	598	1,75	1,0	179	452	1,32
A_2 . . .	1,1	339	612	1,6	1,1	191	464	1,24

Для получения высокого вакуума рекомендуется производить сжатие в двух ступенях. При этом главная работа производится в цилиндре высокого давления, который только один снабжен водяной рубашкой. Проникающие через неплотности малые количества воздуха собираются цилиндром низкого давления и в нем несколько сжимаются; при малой работоспособности разреженного воздуха охлаждение не оказывало бы влияния.

Такого типа машина, исполненная фирмой Maschinenfabrik Burckhardt (Basel), имеет два одинаковых цилиндра двойного действия (диам. 375 мм, ход—200 мм, число оборотов—160/мин.) для обеих ступеней; получаемое абсолютное давление равно 1 мм ртутного столба. Фонарь, находящийся между обоими цилиндрами, служит масляным затвором сальников, противодействуя просачиванию воздуха. Промежуточное охлаждение отсутствует.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

	Стр.
Предисловие автора	5
Предисловие редакторов русского издания	7

ЧАСТЬ I.

Основы технической термодинамики.

А. Величины, определяющие состояние газов.

1. Виды газов	9
2. Величины, определяющие состояние газов	10
3. Законы Бойля и Гей-Люссака	11
4. Общее уравнение состояния	12
5. Уравнение состояния, отнесенное к кг-молекуле	13
6. Газовые смеси	14
7. Влажный воздух	19

Б. Теплота и работа.

8. Первый основной закон термодинамики	22
9. Второй основной закон термодинамики	23
10. Первое основное уравнение для газов	24
11. Численные значения теплоемкостей	26
12. Теплоемкости газовых смесей	28
Теплоемкость влажного воздуха	30
13. Давление и температура газовых смесей	31
14. Энтропия	32

В. Изменения состояния.

15. Изменение состояния при постоянном объеме	35
16. Изменение состояния при постоянном давлении	37
17. Изменение состояния при постоянной температуре	38
18. Изменение состояния при постоянной энтропии	41
19. Политропическое изменение состояния	43
20. Обратимые изменения состояния и круговые процессы	49
21. Необратимые изменения состояния	50

Г. Течение газов.

22. Истечение из насадок	53
23. Определение подачи посредством измерения скоростей	60
24. Дроссельные органы	63
25. Измерение подачи методом наполнения	66

Д. Теплопередача и падение давления в трубах холодильников.

26. Теплопередача	69
27. Падение давления	74

ЧАСТЬ II.

Поршневые компрессоры.

А. Превращения энергии в поршневом компрессоре.		Стр.
28. Термический рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре		78
а) Изотермическое сжатие		77
б) Адиабатическое сжатие		78
в) Политропическое сжатие		81
29. Вредное пространство		83
30. Коэффициент подачи		88
31. К. п. д. превращения энергии		90
32. Определение основных размеров		91
33. Многоступенчатые компрессоры		97
34. Явления в компрессорах и побочные явления		104
35. Влияние величины промежуточного холодильника на индикаторную диаграмму		113
36. Силы, действующие на поршень		115
37. Приведение в действие поршневого компрессора паровой машиной, работающей мятым паром		118

Б. Способы распределения в поршневых компрессорах.

38. Клапанное распределение	120
39. Клапаны Гутермута	127
40. Золотниковое распределение	130
41. Золотниковые распределения с выравниванием давлений	135

В. Регулирование поршневых компрессоров.

42. Регулирование величины подачи изменением числа оборотов	136
43. Регулирование подачи при неизменном числе оборотов	139

Г. Выполненные поршневые компрессоры.

44. Одноступенчатые компрессоры	146
45. Многоступенчатые компрессоры с углубленными поршнями	152
46. Сжатие в отдельно расположенных цилиндрах	163
47. Получение сжатого воздуха для дизелей	167
48. Компрессоры высокого давления	173

Д. Ротационные компрессоры.

49. Общие сведения	180
50. Конструкции	183

Е. Отсасывание разреженных газов (вакуум-насосы).

51. Рабочий процесс воздушных насосов без выравнивания давлений	188
52. Выравнивание давлений в вакуум-насосах с золотниковым распределением.	194
53. Объемный к. п. д. золотникового воздушного насоса с выравниванием давлений	197
54. Потребная мощность при работе золотниковых вакуум-насосов с выравниванием давлений	201

Приложения.

Таблица I.
Таблица II.





УНИВЕРСАЛЬНОЕ НАУЧНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
„УНИЗДАТ“.

=== БИБЛИОТЕКА ===

по центральному отоплению, вентиляции, санитарно-техническим установкам и горячему водоснабжению

под редакцией проф. **Л. П. ШИШКО.**

Клингер-Риттер. Справочник по центральному отоплению, водоснабжению и вентиляции.

Цена **5 р.**, в перепл. **5 р. 75 к.**

Отто Гинсберг. Монтаж центрального отопления.

Цена **4 р.**, в перепл. **4 р. 75 к.**

Э. Гронвальд. Центробежные вентиляторы. Цена

3 р. 75 к., в перепл. **4 р. 50 к.**

Ослендер. Центральное отопление городов. (Печатается).

Р. Мельдау. Пыль в производстве и способы ее удаления. (Печатается).

Цена всех **5** книг, в изящных коленкорových, тисненых золотом переплетах, **по подписке 25 руб.**

ДОПУСКАЕТСЯ РАССРОЧКА:

при подписке вносится задаток в **3 р. 75 к.**, после чего Издательство высылает книги с наложенным платежом по **4 р. 25 к.** на каждую книгу.

Пересылка за счет заказчика.

ЗАКАЗЫ И ПЕРЕВОДЫ АДРЕСОВАТЬ:

Харьков, Ст. Пассаж, 22, „УНИЗДАТ“

или

Ленинград, внутри Гостин. двора, 55, „УНИЗДАТ“.

УНИВЕРСАЛЬНОЕ НАУЧНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
„УНИЗДАТ“.

ОТКРЫТА ПОДПИСКА
НА ИЗДАНИЕ
== БИБЛИОТЕКА ==
ТЕХНИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

В ЧЕТЫРЕХ ТОМАХ (ТРИНАДЦАТИ ВЫПУСКАХ).

Под общей редакцией профессора Ленинградского Технологического Института
В. Ю. ГИТТИСА.

Ц Е Л Ъ И З Д А Н И Я .

Цель настоящего издания дать систематизированные примеры технических расчетов, выполненных на основании конкретных цифровых заданий, взятых из технической практики.

Такого рода примерные расчеты, выполненные с начала до конца, иллюстрированные необходимыми чертежами и диаграммами, снабженные справочными таблицами употребительных коэффициентов, допусков и проч., являются естественным дополнением к отвлеченным теоретическим положениям и незаменимым практическим пособием для инженеров, техников, конструкторов и студентов технических учебных заведений.

Концентрируя в сравнительно небольшом объеме все необходимые для расчета данные, разбросанные по разным руководствам и справочникам, и наглядно представляя весь последовательный ход расчета, пособия такого рода экономят массу труда и времени, наглядно разрешают вопросы о необходимой степени приближения и о размерности формул и, таким образом, предохраняют считающего от досадных ошибок арифметического характера, которые особенно свойственны начинающим, но от которых не застрахован и опытный конструктор, принимаясь за какой-либо новый для него расчет, не являющийся его повседневной специальностью.

Основное отличие данного издания от всякого рода справочников и пособий по конструированию и расчетам заключается в расположении материала по выпускам, причем каждый выпуск содержит конкретные типичные задания по расчетам, заимствованные из практики той отрасли техники, которая обозначена в заглавии выпуска.

Каждое задание разработано от начала до конца со всеми цифровыми выкладками.

Таким образом, при желании использовать тот или иной примерный расчет для данного частного случая, остается только подставить вместо одних цифровых данных другие и произвести вычисления.

К каждому расчету приложены все необходимые чертежи, формулы и справочные таблицы, устраняющие необходимость обращения к другим источникам.

Издание выходит под редакцией проф. Ленинградского Технологического Института В. Ю. Гиттиса, при участии профессоров и преподавателей Ленинградских ТУЗ'ов и заводских инженеров.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ:

Выпуск I. Методы проектирования.

- II. Графические методы расчетов (Номография).
- III. Примерные расчеты паровых котлов.
- IV. Примерные расчеты двигателей внутреннего сгорания (дизеля и мелкие нефтяные двигатели).
- V. Примерные расчеты паровых машин.
- VI. Примерные расчеты паровых турбин.
- VII. Примерные расчеты электро-осветительных установок.
- VIII. Примерные расчеты электрических сетей высокого и низкого напряжения.
- IX. Полный примерный расчет тепловой центральной электрической станции средней мощности.
- X. Расчеты по радиотехнике.
- XI. Примерные расчеты грузоподъемных механизмов.
- XII. Примерные расчеты нагревательных печей для термической обработки.
- XIII. Примерные расчеты гидротехнических установок.

Примечание. Порядок выхода в свет отдельных выпусков зависит от типографских условий и может не совпадать с тем порядком, в каком они перечислены выше.

У С Л О В И Я П О Д П И С К И

Н А И З Д А Н И Е

„БИБЛИОТЕКА ТЕХНИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ“

в четырех томах

Цена всех четырех томов (из выпусков) **35 руб.**
по предварительной подписке

Допускается рассрочка: при подписке вносится задаток в 5 руб., после чего Издательство высылает 10 выпусков по мере выхода их из печати, наложенным платежом по 3 руб. за выпуск, с добавлением расходов по пересылке.

Последние 3 выпуска высылаются наложенным платежом за 1 рубль (стоимость почтовой пересылки).

По выходе выпусков из печати, цены будут значительно повышены.

Подписка принимается также уполномоченными Издательства.

Желающие получить каждый выпуск отдельно в коленкоровом, тисненном золотом переплете приплачивают по 50 коп. за каждый выпуск.

ЗАКАЗЫ И ПЕРЕВОДЫ АДРЕСОВАТЬ:

Харьков, Ст. Пассаж, 22, „УНИЗДАТ“

или

Ленинград, внутри Гостин. двора, 55, „УНИЗДАТ“.

УНИВЕРСАЛЬНОЕ НАУЧНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
„УНИЗДАТ“.

=== ПОСТУПИЛИ В ПРОДАЖУ ===

СЛЕДУЮЩИЕ ИЗДАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ:

Кейль. Гидравлические двигатели и гидросиловые установки. Цена **3 р. 50 к.**

Гауэр. Фабрично-заводские здания. Цена **1 р. 85 к.**, в перепл. **2 р. 15 к.**

Бискан. Карманная энциклопедия электротехника. Цена в папке **2 р.**

Беккер. Тракторы. Цена **3 р. 75 к.**, в перепл. **4 р. 50 к.**

Остертаг. Компрессоры и воздуходувки.

Том I. Поршневые компрессоры и воздуходувки. Цена **4 р. 25 к.**, в перепл. **5 р. 25 к.**

Том II. Турбокомпрессоры и турбовоздуходувки. Цена **4 р. 25 к.**, в перепл. **5 р. 25 к.**

Жирицкий. Атлас паровых турбин (печатается).

Пересылка за счет заказчика.

Книги могут высылаться наложенным платежом.

ЗАКАЗЫ И ПЕРЕВОДЫ АДРЕСОВАТЬ:

Харьков, Ст. Пассаж, 22, „УНИЗДАТ“

или

Ленинград, внутри Гостин. двора, 55, „УНИЗДАТ“.

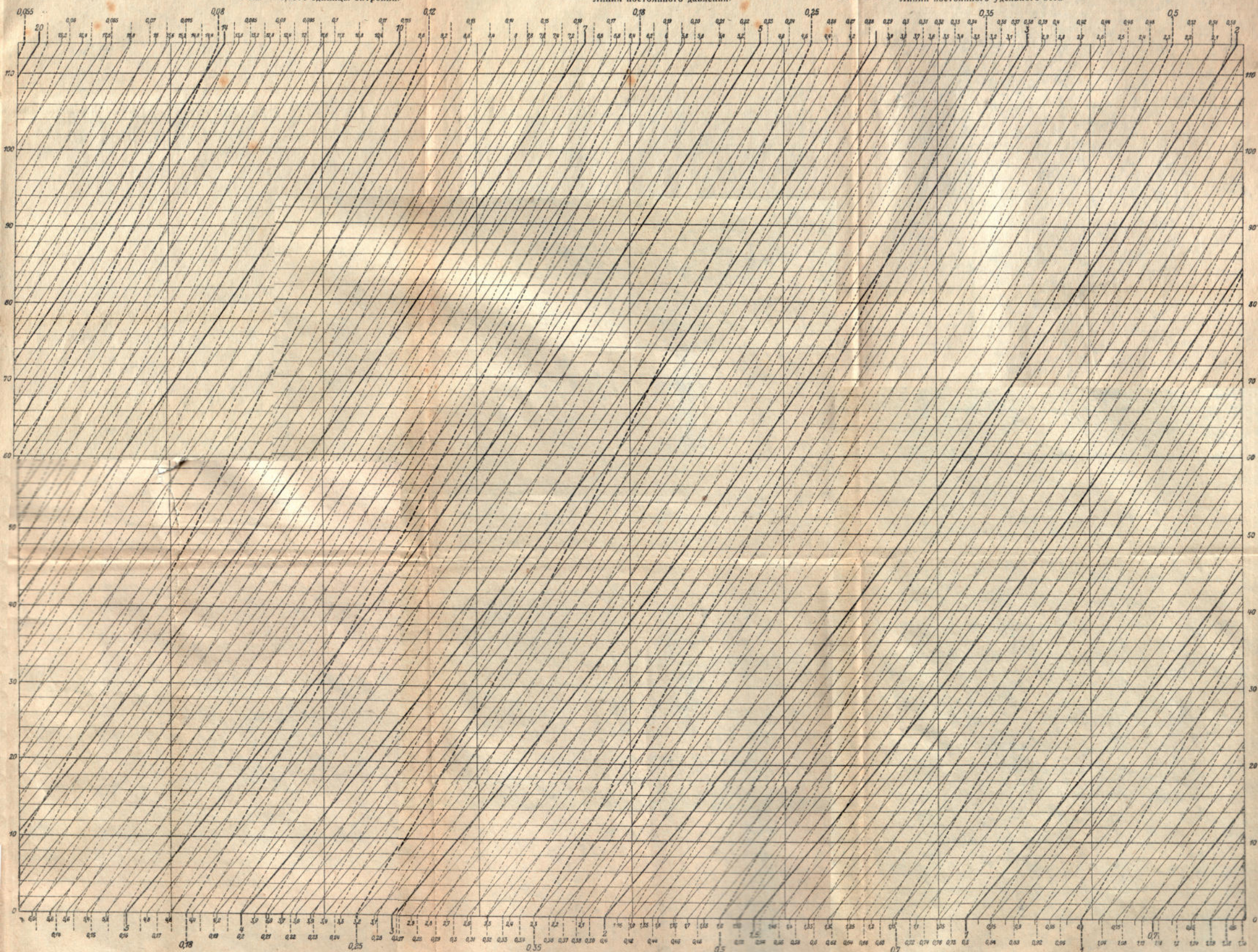
Энтропийная диаграмма для 1 кг воздуха.

ОСТЕРТАГ. Компрессоры и воздухоудвки.

1 мм = 0,0004 единицы энтропии.

Линии постоянного давления.

Линии постоянного удельного веса.



Калор.

Энтропийная диаграмма для 1 кг воздуха.

ТЕПЛОЕМКОСТИ ПО ДАННЫМ HOLBORN'a и JACOB'a.

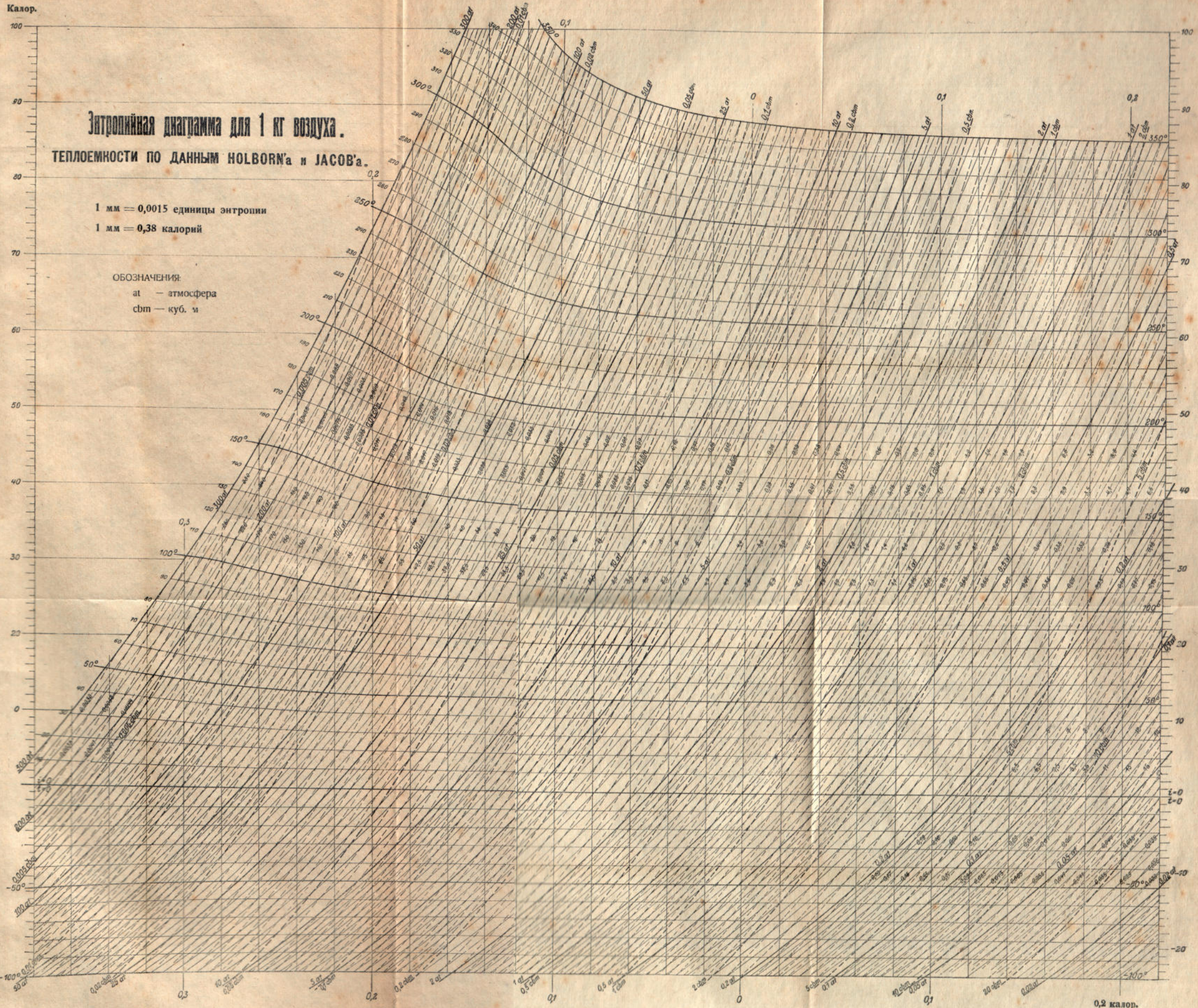
1 мм = 0,0015 единицы энтропии

1 мм = 0,38 калорий

ОБОЗНАЧЕНИЯ:

ат — атмосфера

см³ — куб. м



0,2 калор.

