

621.2.  
7-98

РУДОЛЬФЪ ЭШЕРЪ.

---

# ТЕОРІЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХЪ ДВИГАТЕЛЕЙ.

---

1917

Переводъ съ нѣмецкаго  
подъ редакціей и съ примѣчаніями  
С. П. ШЕНБЕРГА  
Преподавателя Кіевскаго Политехническаго Института.

---

Съ 241 фиг. въ текстѣ и 1 таблицей.

---



Изданіе Механическаго Кружка  
при Кіевскомъ Политехническомъ Институтѣ.  
Кіевъ, 1913.

Гидравлическіе двигатели  
ШЕНБЕРГЪ

4461





# Опечатки, замѣченныя послѣ напечатанія книги.

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
76	12 снизу	случаѣ если причиною	случаѣ, если послѣдствіемъ
89	3 и 4 сверху	поставленной	поставленнымъ
92	4 снизу	воды,	воды
93	17 сверху	колесѣ	колесѣ:
97	5 "	его гидравлическій	гидравлическій
105	16 "	но эти	эти
107	16 "	потомъ	потомъ концы ихъ
107	5 снизу	Неизбѣжны	Неизбѣжными
117	2 сверху	$\frac{1}{3}$	$\frac{4}{3}$
159	8 "	$\frac{P_2}{\lambda}$	$\frac{P_2}{\gamma}$
201	5 снизу	компрессара	компрессора
206	19 сверху	давленіе; то	давленіе, замѣтимъ, что
212	3 снизу	взвѣянному	взвѣшенному
213	10 "	$v_2 = u_1 c u_1$	$v^2 = u_1 c u_1$
218	7 "	$v = \sqrt{2g \frac{1}{1} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)}$	$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)}$

4

## Предисловіе.

Предлагаемая вниманию читателей книга имѣетъ цѣлью освѣтить всѣ наиболѣе важныя вопросы, связанные съ гидравлическими процессами въ турбинахъ, съ расчетомъ, со свойствами эксплуатаціи, съ регулированіемъ и съ испытаніемъ турбинъ. Главнымъ образомъ книга предназначена для сообщенія начинающимъ основныхъ понятій. Авторъ надѣется, однако, что и опытный инженеръ, который пожелаетъ ближе ознакомиться съ этой, не въ кругъ его специальности входящей, отраслью техническихъ знаній, съ успѣхомъ используетъ эту книгу, а также и специалистъ не останется ею не удовлетвореннымъ. Но авторъ, главнымъ образомъ, имѣлъ въ виду учащихся, которые желали-бы понять сущность теоріи гидравлическихъ двигателей послѣ того, какъ они уже прослушали курсъ механики, но еще не совсѣмъ освоились съ ея основными положеніями, что большей частью продолжается довольно долгое время. Поэтому здѣсь изложены не только элементы гидравлики, но и основныя понятія механики, чтобы читатель имѣлъ подъ рукой все, что ему нужно для яснаго пониманія предмета, а не былъ-бы принужденъ для этого обращаться къ другимъ книгамъ.

Имѣя въ виду этотъ кругъ читателей, изложеніе ведется по возможности просто и прежде всего стремится къ возможной наглядности. Поэтому авторъ придерживается старой теоріи водяныхъ струекъ, дающей гораздо болѣе ясное представленіе о взаимодействіи между протекающей водой и лопатками турбины, чѣмъ болѣе новыя теоріи Prásil'я и Lorenz'a, по которымъ протекающая масса воды разсматривается, какъ одно цѣлое; при чемъ эти послѣднія теоріи въ свою очередь основаны на предположеніяхъ, несовсѣмъ согласныхъ съ дѣйствительностью, такъ что и онѣ даютъ не совсѣмъ правильное представленіе объ явленіи протеканія воды по лопаткамъ.

Со стремленіемъ къ наглядности связано употребленіе графическихъ построеній всюду, гдѣ ихъ примѣненіе болѣе удобно для изучающихъ и безъ того работающихъ за чертежнымъ столомъ, чѣмъ вычисленіе. Для облегченія общаго обзора все содержаніе раздѣлено на возможно короткіе, точно озаглавленные параграфы.

С W

Гидравлическія турбины  
Исторія и конструкція

Менѣ важныя отдѣлы, изученіе которыхъ безъ вреда для пониманія дальнѣйшаго можетъ быть опущено, напечатаны мелкимъ шрифтомъ.

Въ теоріи турбинъ наибольшія трудности представляетъ изученіе гидравлическихъ сопротивленій. Если ихъ принимать во вниманіе при вычисленіи, насколько это вообще возможно, то получаются очень сложныя формулы, въ которыхъ теряется цѣльность представленія и по которымъ очень трудно прослѣдить вліяніе отдѣльныхъ величинъ.

Поэтому потери здѣсь учитываются уменьшеніемъ напора на нѣкоторую опредѣленную величину и остаточный (такъ называемый, активный напоръ) входитъ въ вычисленія, какъ если бы совсѣмъ не было никакихъ потерь. Такимъ образомъ, получаются сравнительно простыя формулы, дающія ясное представленіе объ явленіяхъ и указывающія, какое значеніе имѣютъ при этомъ отдѣльныя величины. Послѣднее важно, потому что даетъ возможность сознательно сдѣлать выборъ тѣхъ величинъ, которыми при расчетѣ турбины заранѣе задаются. Конечно, читатель долженъ помнить, что каждая теорія даетъ только упрощенное изображеніе чрезвычайно сложной дѣйствительности. Авторъ не упускалъ возможности указать, что нужно отказаться отъ точности и удовольствоваться вѣроятностью всякій разъ, когда отъ математическихъ отвлеченій переходятъ къ дѣйствительности.

Въ настоящее время изъ всѣхъ системъ гидравлическихъ двигателей бывшихъ въ ходу ранѣе, примѣняются большей частью только двѣ: турбина Френсиса и колесо Пельтона. Тѣмъ не менѣе авторъ разсматриваетъ и болѣе старыя системы, такъ какъ для начинающихъ представляется цѣлесообразнымъ изучить болѣе простыя системы осевыхъ турбинъ, прежде чѣмъ обратиться къ турбинамъ Френсиса. Именно, турбина Жонвала, для которой теорія средней струйки и профилированіе лопатокъ являются наиболѣе простыми, даетъ превосходный примѣръ для изученія основныхъ положеній \*).

Самымъ важнымъ въ теоріи турбинъ являются законы, по которымъ происходитъ протеканіе воды въ каналахъ турбины. Если они ясно усвоены, то опредѣленіе размѣровъ турбины при данныхъ условіяхъ не представитъ затрудненій для опытнаго инженера, такъ какъ нужно только дать достаточныя живыя сѣченія каналамъ турбины, чтобы пропустить данный расходъ. Ему скоро удастся найти пригодное рѣшеніе изъ неограниченнаго числа возможныхъ. Совсѣмъ въ другихъ условіяхъ находится начинающій, котораго неопредѣленность задачи сильно затрудняетъ. Поэтому для всѣхъ разсмотрѣнныхъ системъ авторъ далъ подробныя указанія, которыя дадутъ возможность начинающему сравнительно скоро достигъ цѣли. Послѣдній долженъ только помнить, что сдѣланныя указанія и схемы расчета не могутъ претендовать на примѣненіе ихъ во всѣхъ случаяхъ, что на нихъ нужно смотрѣть только какъ на предложенія, придерживаться которыхъ можно или нѣтъ, тамъ гдѣ это является цѣлесообразнымъ. Примѣняя ихъ начинающій

\*) Авторъ говоритъ о старомъ типѣ турбины Жонвала.

*Прим. Ред.*

получаетъ нѣкоторыя данныя для чертежа, измѣняя которыя сообразно обстоятельствомъ онъ можетъ получить приличное рѣшеніе. Впрочемъ и специалистамъ не слѣдуетъ пренебрежительно относиться къ приведеннымъ эмпирическимъ формуламъ, такъ какъ послѣднія обеспечиваютъ конструкціи известное однообразіе; при примѣненіи ихъ двѣ турбины при одинаковыхъ условіяхъ не могутъ получить случайно одна 18, а другая 24 лопатки \*).

Цюрихъ, май 1908 г.

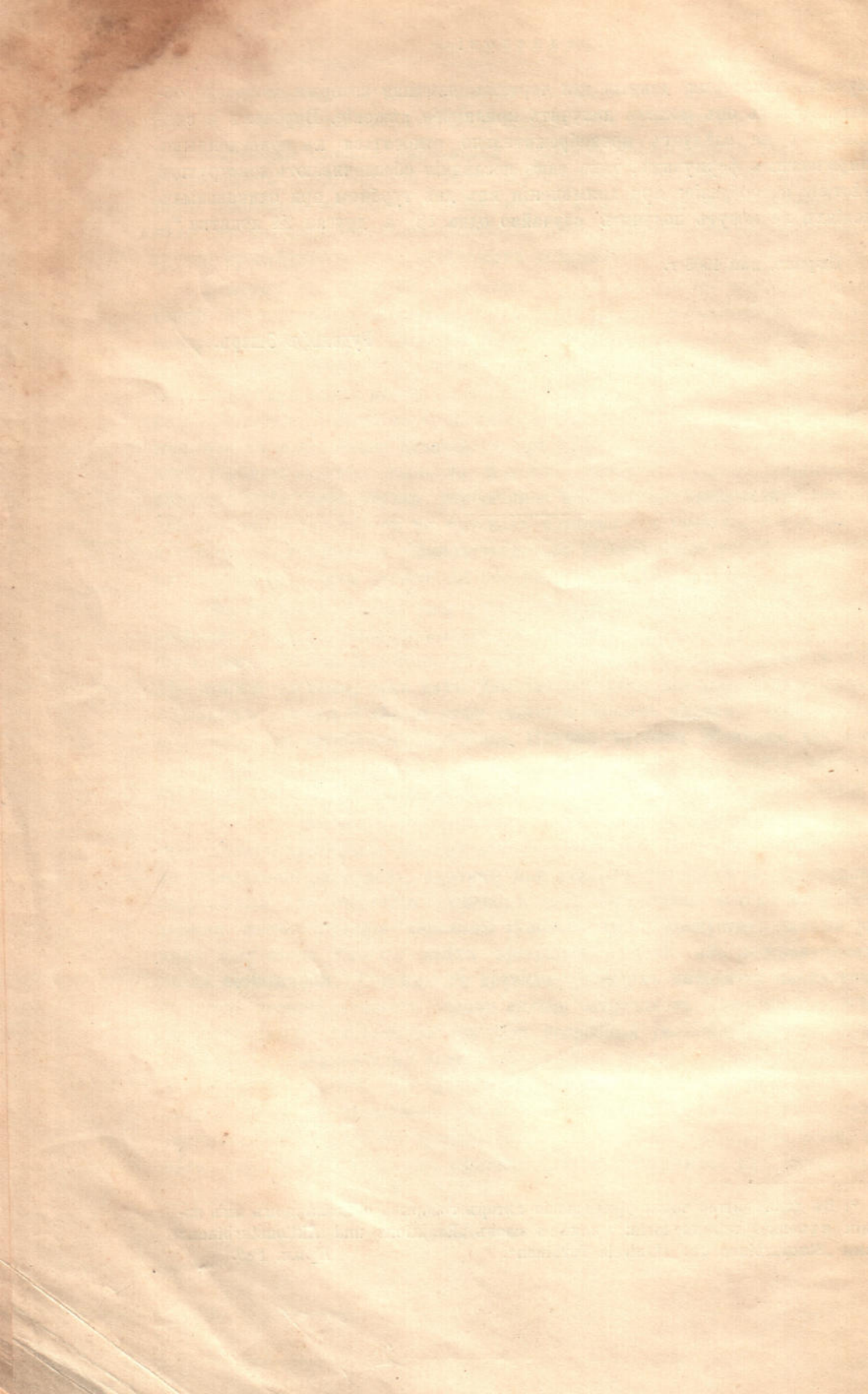
Рудольфъ Эшеръ.

---

\* В дальнѣйшей части предисловія авторъ говоритъ о сдѣланномъ имъ измѣненіи нѣкоторой терминологіи: о замѣнѣ словъ „Reaktions und Aktionsturbinen“ словами „Stauturbinen und staufreie Turbinen“.

Прим. Ред.





## Предисловіе къ русскому изданію.

Предлагаемый переводъ книги Р. Эшера пополняетъ, какъ намъ кажется, пробѣлъ, ощущаемый въ русской технической литературѣ въ области теоріи и расчета гидравлическихъ двигателей. Давая въ сжатой формѣ точныя и научно обоснованныя представленія по указанному вопросу, книга эта можетъ служить руководствомъ для студентовъ высшихъ техническихъ учебныхъ заведеній при изученіи теоріи гидравлическихъ двигателей. Авторъ желая дать нѣчто законченное, начинаетъ свой курсъ съ основъ гидравлики (первыя 44 страницы), излагая этотъ отдѣлъ черезчуръ сжато и элементарно; но считать это недостаткомъ не приходится, такъ какъ гидравлика является особымъ курсомъ, изучаемымъ отдѣльно, да къ тому же въ русской технической литературѣ имѣются прекрасныя руководства по этому отдѣлу\*). Что касается гидравлическихъ двигателей, то здѣсь изложено все съ достаточной полнотой для общаго курса. Недостаткомъ можно считать отсутствіе указаній на современный типъ турбинъ Жонваля, или вѣрнѣе осевыхъ реактивныхъ турбинъ; авторъ даетъ лишь теорію и расчетъ стараго типа этихъ турбинъ.

Переводъ книги сдѣланъ г.г. студентами Г. Баланинымъ, Г. Сухомежовъ и Г. Мурашко. Ближайшую помощь при редактированіи и переводѣ на ново нѣкоторыхъ мѣсть книги оказали г.г. студенты С. Поляковъ и Ф. Крауссъ; на нихъ же лежала вся работа по изданію (корректурѣ и т. п.), за что и приношу имъ и Механическому Кругу К. П. И., издавшему настоящую книгу свою благодарность. Недостатокъ времени не далъ возможности достаточно хорошо обработать литературный языкъ книги, что въ особенности было трудно при наличности нѣсколькихъ переводчиковъ.

Апрѣль, 1913 г.

С. Шенбергъ.

\*) Выпр. выскз курсъ проф. А. И. Астрова, Гидравлика. Москва 1911 г.

# Историческое описание

Историческое описание... (mirrored bleed-through text from the reverse side of the page)

... (mirrored bleed-through text from the reverse side of the page)

С. Петербург

# Оглавленіе.

## ГИДРАВЛИКА.

### I. Гидростатика.

#### ГЛАВА I.

##### Равновѣсіе жидкости подѣ дѣйствиємъ силы тяжести.

	СТР.
1. Свободная поверхность жидкости, находящейся въ равновѣсіи . . . . .	3
2. Сообщающіеся сосуды . . . . .	3
3. Давленіе внутри покоящейся жидкости . . . . .	3
4. Принципъ Паскаля . . . . .	4
5. Измѣреніе давленія . . . . .	5
6. Отрицательное давленіе, какъ условное понятіе . . . . .	6
7. Давленіе на плоскія стѣнки сосуда . . . . .	7
8. Давленіе на криволинейныя стѣнки . . . . .	8
9. Напряженія въ прямой цилиндрической трубѣ . . . . .	8
10. Напряженія въ изогнутыхъ трубахъ . . . . .	9
11. Напряженія въ трубѣ, задѣланной съ обоихъ концовъ . . . . .	10
12. Свободный уровень жидкости въ сосудѣ, вращающемся около вертикальной оси . . . . .	10
13. Свободная поверхность жидкости въ сосудѣ, вращающемся около горизонтальной оси . . . . .	11

### II. Гидродинамика.

#### A. Теченіе полнымъ сѣченіємъ въ трубопроводѣ.

#### ГЛАВА II.

##### Движеніе жидкостей безъ потерь.

14. Основныя понятія динамики . . . . .	13
15. Запасъ потенциальной энергіи въ жидкости . . . . .	14
16. Разность давленій, какъ причина давленія. Линія теченія. Струйки . . . . .	15
17. Нѣкоторыя допущенія и гипотезы . . . . .	16
18. Зависимость между площадью поперечнаго сѣченія, скоростью и расходомъ . . . . .	16
19. Зависимость между давленіемъ и скоростью для какой-либо жидкости . . . . .	17
20. Теорема Бернулли . . . . .	18
21. Выходъ изъ отверстія въ сосудѣ . . . . .	19

22. Статическая и динамическая пьезометрическія высоты . . . . .	19
23. Превращеніе скорости въ давленіе . . . . .	20
24. Истеченіе въ жидкость . . . . .	21
25. Истеченіе газовъ . . . . .	22
26. Истеченіе изъ отверстій конечныхъ размѣровъ; водосливъ . . . . .	22

## Г Л А В А Ш.

## Вліяніе сопротивленій на движеніе воды.

27. Коэффициенты скорости, сжатія и расхода . . . . .	24
28. Сжатіе въ сѣченіяхъ разной формы . . . . .	25
29. Отверстіе въ тонкой стѣнкѣ. Водосливъ . . . . .	27
30. Коэффициенты сопротивленія . . . . .	29
31. Зависимость между коэффициентами скорости и сопротивленія . . . . .	30
32. Потери при вступленіи воды въ трубу . . . . .	31
33. Треніе въ трубахъ . . . . .	32
34. Опредѣленіе діаметра трубы для заданной потери напора . . . . .	34
35. Лнія пьезометрическихъ высотъ . . . . .	36
36. Скопленіе воздуха въ трубахъ . . . . .	36
37. Составной трубопроводъ . . . . .	37
38. Треніе въ удлинненныхъ насадкахъ, . . . . .	37
39. Внезапное расширеніе трубы . . . . .	38
40. Постепенное расширеніе трубы . . . . .	39
41. Внезапное суженіе трубы . . . . .	40
42. Колѣна и закрѣпленія въ трубахъ . . . . .	40
43. Водомѣры . . . . .	42

## В. Механическія дѣйствія потока.

## Г Л А В А ІV.

## Ударъ воды.

44. Ударъ свободной струи о плоскость . . . . .	45
45. Измѣреніе при помощи удара количества вытекающаго воздуха . . . . .	47
46. Передача работы при ударѣ . . . . .	47
47. Ударъ въ вогнутую поверхность . . . . .	48
48. Безударное дѣйствіе воды . . . . .	48
49. Ударъ безконечно-большого потока воды . . . . .	49
50. Висячее водяное колесо . . . . .	50
51. Гидравлическій ударъ . . . . .	51

## Г Л А В А V.

## Реакція воды въ неподвижномъ каналѣ.

52. Значеніе плавнаго отклоненія воды . . . . .	54
53. Движеніе матеріальной точки въ неподвижномъ каналѣ подѣ вліяніемъ силъ инерціи . . . . .	55
54. Движеніе матеріальной точки по криволинейному каналу подѣ дѣйствіемъ произвольныхъ силъ . . . . .	57
55. Наклонная плоскость . . . . .	58
56. Движеніе воды въ неподвижномъ криволинейномъ каналѣ . . . . .	59
57. Реакція струи на каналъ . . . . .	60
58. Движеніе воды подѣ давленіемъ въ каналѣ . . . . .	62
59. Реакція вытекающей воды . . . . .	62

**Реакція воды во вращающемся каналѣ.**

60. Абсолютное и относительное движеніе во вращающемся каналѣ . . . . .	64
61. Движеніе матеріальной точки во вращающемся каналѣ. Теорема Кориолиса . . . . .	65
62. Движеніе струи по вращающемся каналу . . . . .	68
63. Реакція струи на вращающійся каналъ . . . . .	69
64. Движеніе по каналу двойкой кривизны . . . . .	72
65. Выводъ основныхъ уравненій въ конечномъ видѣ . . . . .	73
66. Каналы конечнаго поперечнаго сѣченія . . . . .	74
67. Профиль лопатокъ . . . . .	75
68. Условіе для свободнаго вытеканія изъ направляющаго аппарата . . . . .	76
69. Условіе для свободнаго вытеканія изъ рабочаго колеса . . . . .	78

**ТУРБИНЫ.****III. Общій обзоръ.**

## Г Л А В А VII.

**Классификація турбинъ.**

70. Реактивные и активныя турбины . . . . .	81
71. Осевыя и радіальныя турбины . . . . .	81
72. Открытыя и закрытыя установки . . . . .	83
73. Парціальныя и полныя турбины . . . . .	83
74. Положеніе оси въ пространствѣ . . . . .	84
75. Турбины со всасывающими трубами и безъ нихъ . . . . .	84
76. Сложныя турбины . . . . .	86

## Г Л А В А VIII.

**Принципы расчета и основныя уравненія.**

77. Задача теорія . . . . .	88
78. Расходъ и напоръ существующей турбины . . . . .	88
79. Мощность и коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины . . . . .	90
80. Количество воды необходимое для питанія турбины . . . . .	90
81. Напоръ воды для новой турбины . . . . .	91
82. Протеканіе воды черезъ турбину въ зависимости отъ напора . . . . .	93
83. Безударное вступленіе въ колесо и нормальный выходъ изъ него . . . . .	94
84. Введеніе въ расчетъ сопротивленій; активный напоръ . . . . .	95

## Г Л А В А IX.

**Зависимость между скоростями и углами лопатокъ.**

85. Диаграмма скоростей . . . . .	98
86. Выборъ выходнаго угла $\alpha_0$ изъ направляющаго аппарата . . . . .	99
87. Окружная скорость и начальный уголъ лопатокъ . . . . .	99
88. Степень реактивности . . . . .	101
89. Скорости и углы въ активныхъ турбинахъ . . . . .	103
90. Абсолютная скорость выхода воды изъ колеса при переменнѣйшей окружной скорости . . . . .	104
91. Зависимость между различными скоростями у реактивныхъ турбинъ . . . . .	105

**Утечка воды и потери энергии въ турбинѣ.**

92. Потери напора въ направляющемъ аппаратѣ . . . . .	106
93. Потери при вступленіи воды въ колесо . . . . .	107
94. Утечка воды въ зазорѣ . . . . .	109
95. Потери напора въ колесѣ . . . . .	110
96. Потери при выходѣ изъ колеса . . . . .	111
97. Превращеніе энергии во всасывающей трубѣ . . . . .	112
98. Величины дѣйствующаго напора . . . . .	112

**IV. Отдѣльные виды турбинъ.****A. Активные турбины.**

## ГЛАВА XI.

**Турбина Жирара.**

99. Диаграмма скоростей съ учетомъ сопротивленій . . . . .	114
100. Данные для практики . . . . .	116
101. Уширеніе поперечнаго сѣченія колеса къ выходу . . . . .	116
102. Расчетъ полной турбины Жирара . . . . .	117
103. Профилированіе лопатокъ . . . . .	120
104. Абсолютная траекторія частицы воды . . . . .	121
105. Средніе діаметры входной и выходной поверхности колеса . . . . .	121
106. Расчетъ полной радіальной турбины Жирара . . . . .	123
107. Парціальная турбина Жирара . . . . .	123
108. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія . . . . .	124
109. Предѣльная турбина . . . . .	124

## ГЛАВА XII.

**Струйныя или тангенціальныя колеса.**

110. Струйное колесо съ частыми лопатками . . . . .	126
111. Колеса съ ложкообразными лопатками т. е. колеса Pelton'a и Leffel'я . . . . .	127
112. Шагъ колеса . . . . .	128
113. Уголъ вступленія струи на лопатку . . . . .	129
114. Раздѣленіе струи . . . . .	130
115. Типы лопатокъ и направляющихъ насадковъ . . . . .	131
116. Лопатки съ входящими ребрами . . . . .	132
117. Лопатки съ выступающими ребрами . . . . .	134
118. Укрѣпленіе лопатокъ . . . . .	137
119. Насадки . . . . .	138
120. Кожухъ . . . . .	139
121. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія . . . . .	139

**B. Реактивные турбины.**

## ГЛАВА XIII.

**Турбина Жонваля.**

122. Общія положенія. Диаграмма скоростей . . . . .	140
123. Траекторія абсолютнаго движенія воды . . . . .	141
124. Расчетъ турбины Жонваля . . . . .	142
125. Профилированіе лопатокъ . . . . .	146

	стр.
126. Численный примѣръ . . . . .	146
127. Примѣненіе турбины къ измѣненнымъ условіямъ работы . . . . .	149
128. Измѣненіе угла $\beta_1$ по ширинѣ лопатки . . . . .	150
129. Средній радіусъ колеса . . . . .	153

## Г Л А В А XIV.

**Турбина Фурнейрона.**

130. Расчетъ вновь проектируемой турбины Фурнейрона . . . . .	154
131. Профилированіе лопатокъ . . . . .	154

## Г Л А В А XV.

**Турбина Френсиса.**

132. Всасывающая труба . . . . .	158
133. Нормальный расходъ . . . . .	159
134. Классификація колесъ . . . . .	160
135. Условіе вступленія воды въ колесо . . . . .	162
136. Расчетъ тихоходной турбины Френсиса . . . . .	163
137. Профилированія лопатокъ . . . . .	165
138. Нормальная турбина . . . . .	166
139. Быстроходная турбина . . . . .	168
140. Выходъ изъ рабочаго колеса . . . . .	169
141. Линіи струй . . . . .	171
142. Профилированіе лопатокъ (вычерчиваніе) . . . . .	173
143. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія . . . . .	175

## V. Регулированіе.

## Г Л А В А XVI.

**Регулированіе расхода.**

144. Сущность регулированія . . . . .	177
145. Регулированіе закрываніемъ отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата . . . . .	179
146. Регулированіе въ случаѣ направляющаго аппарата съ отдѣльными насадками . . . . .	182
147. Регулированіе щитомъ въ зазорѣ . . . . .	184
148. Вращающіяся лопатки Финка . . . . .	185
149. Регулированіе Шаада и Цодела . . . . .	187

## Г Л А В А XVII.

**Регулированіе скорости.**

150. Общій взглядъ на задачу . . . . .	189
151. Основныя положенія регулированія . . . . .	191
152. Тахометръ . . . . .	192
153. Зависимость между окружной скоростью и путемъ проходимымъ муфтой . . . . .	194
154. Энергія регулятора . . . . .	196
155. Нечувствительность . . . . .	196
156. Мысленный катарактъ . . . . .	197
157. Перестановочный механизмъ непрямаго дѣйствія . . . . .	198
158. Прямодѣйствующій перестановочный механизмъ . . . . .	199
159. Селекторъ съ выключательнымъ механизмомъ . . . . .	200
160. Переключаемость . . . . .	203
161. Регулированіе при длинныхъ трубопроводахъ . . . . .	204



## VI. Работа турбины при переменныхъ условіяхъ.

### Г Л А В А XVIII.

стр.

#### Работа турбины при постоянномъ напорѣ и переменной нагрузкѣ.

162. Вступленіе . . . . .	207
163. Ударъ при переходѣ въ колесо . . . . .	208
164. Общее уравненіе расхода реактивной турбины . . . . .	209
165. Расчетный діаметръ . . . . .	211
166. Расходъ и число оборотовъ въ турбинѣ Френсиса . . . . .	211
167. Вращающій моментъ и число оборотовъ въ турбинѣ Френсиса . . . . .	213
168. Мощность и число оборотовъ . . . . .	215
169. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія и число оборотовъ . . . . .	216
170. Поправка . . . . .	216
171. Отклоненіе отъ закономѣрности . . . . .	217
172. Вліяніе степени открытія на ходъ турбины Френсиса . . . . .	218
173. Измѣненіе условій работы турбины Фурнейрона . . . . .	220
174. Измѣненіе условій работы турбины Жонваля . . . . .	220
175. Условія измѣненія работы активныхъ турбинъ . . . . .	221
176. Вліяніе степени наполненія . . . . .	222

### Г Л А В А XIX.

#### Работа подобныхъ турбинъ при различныхъ напорахъ.

177. Данная турбина при измѣняющемся напорѣ. Характерныя величины какой-либо модели . . . . .	226
178. Подобныя турбины . . . . .	227
179. Характерныя величины различныхъ системъ турбинъ . . . . .	228
180. Численныя данныя . . . . .	229
181. Серія турбинъ . . . . .	231

## VII. Сравненіе различныхъ системъ турбинъ.

### Г Л А В А XX.

#### Пригодность системы турбины для данныхъ условій.

182. Выборъ системы . . . . .	233
183. Напоръ и расходъ . . . . .	234
184. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія . . . . .	234
185. Число оборотовъ . . . . .	236
186. Регулируемость . . . . .	237
187. Положеніе вала въ пространствѣ . . . . .	237
188. Общія выводы . . . . .	238

## VIII. Подпятникъ.

### Г Л А В А XXI.

#### Нагрузка и размѣры подпятника.

189. Слагающіе нагрузки на подпятникъ . . . . .	239
190. Собственный вѣсъ . . . . .	239
191. Гидростатическое давленіе . . . . .	240
192. Реакція воды протекающей черезъ колесо . . . . .	241

	стр.
193. Разгрузка пяты . . . . .	242
194. Размѣры пяты . . . . .	242

## IX. Опытное изслѣдованіе турбинъ.

### Г Л А В А XXII.

#### Испытаніе свойствъ турбинъ.

195. Цѣль испытанія . . . . .	244
196. Напоръ . . . . .	245
197. Число оборотовъ . . . . .	246
198. Вращающій моментъ на турбинномъ валу . . . . .	246
199. Опредѣленіе расхода . . . . .	249
200. Производство испытаній . . . . .	250

---

IX. OBITUARY NOTICES

1848-1849

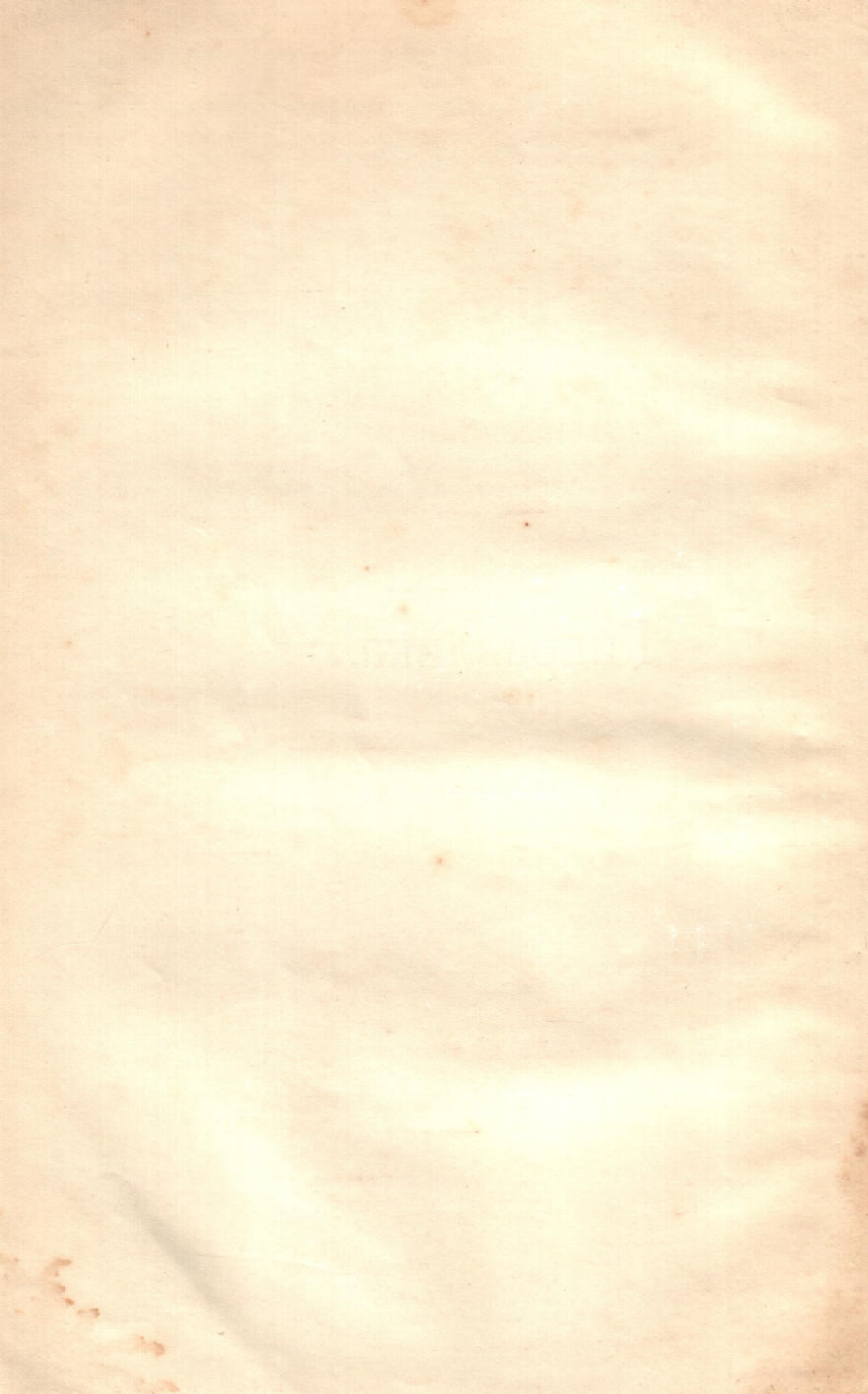
Notices of Deaths

- 1848. 1849. 1850.
- 1851. 1852. 1853.
- 1854. 1855. 1856.
- 1857. 1858. 1859.
- 1860. 1861. 1862.
- 1863. 1864. 1865.
- 1866. 1867. 1868.
- 1869. 1870. 1871.
- 1872. 1873. 1874.
- 1875. 1876. 1877.
- 1878. 1879. 1880.
- 1881. 1882. 1883.
- 1884. 1885. 1886.
- 1887. 1888. 1889.
- 1890. 1891. 1892.
- 1893. 1894. 1895.
- 1896. 1897. 1898.
- 1899. 1900. 1901.

46  
hill

Гидравлика.





# І. Гидростатика.

## ГЛАВА І.

### Равновѣсіе жидкости подѣ дѣйствиємъ силы тяжести

#### 1. Свободная поверхность жидкости, находящейся въ равновѣсіи.

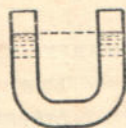
Если жидкость, заключенная въ какомъ либо сосудѣ, находится подѣ дѣйствиємъ одной лишь силы тяжести, то свободная поверхность ея будетъ горизонтальна; въ противномъ случаѣ начнется относительное перемѣщеніе частицъ, продолжающееся до тѣхъ поръ, пока всѣ онѣ не окажутся на одномъ уровнѣ.

#### 2. Сообщающіеся сосуды.

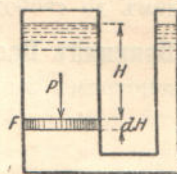
Суть дѣла не измѣнится, если въ жидкость будетъ погружено твердое тѣло (фиг. 1). Можно даже представить себѣ, что тѣло настолько увеличилось въ направленіи, перпендикулярномъ къ плоскости чертежа, что прямо въ соприкосновеніе со стѣнками сосуда. Ясно, что и тогда поверхность жидкости будетъ стоять на одной высотѣ въ обоихъ колѣнахъ сообщающихся сосудовъ (фиг. 2).



фиг. 1.



фиг. 2.



фиг. 3.

#### 3. Давленіе внутри покоящейся жидкости.

Допустимъ, что одинъ изъ сообщающихся сосудовъ (фиг. 3) имѣетъ цилиндрическую форму, а въ него безъ тренія вставленъ невѣсомый, бесконечно тонкій поршень. Этимъ равновѣсіе жидкости не нарушится. Столбъ воды

надъ поршнемъ можно удалить, а вмѣсто него для равновѣсія приложить соответствующую силу  $P$ , которая будетъ давить на поршень сверху по вертикали. Очевидно, что удаленная масса жидкости дѣйствовала на поршень всѣмъ своимъ вѣсомъ, вертикальныя же стѣнки сосуда не могли служить ей опорой.

Отсюда слѣдуетъ, что сила  $P$  равна вѣсу замѣненной ею жидкости.

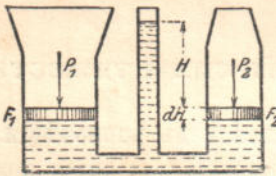
Если черезъ  $\gamma$  обозначить удѣльный вѣсъ жидкости, т. е. вѣсъ единицы ея объема, а черезъ  $F$  площадь поршня, то

$$P = FH\gamma \quad . . . . . (1)$$

Площадь, равная единицѣ, удаленная отъ уровня воды на высоту  $H$ , испытываетъ въ вертикальномъ направленіи давленіе

$$p = H\gamma \quad . . . . . (2)$$

Въ дальнѣйшемъ подъ давленіемъ въ данной точкѣ будемъ понимать результирующую нормальныхъ силъ, дѣйствующихъ на площадку въ данной точкѣ, рассчитанную на единицу площади.



фиг. 4.

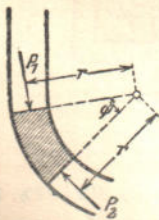
Возьмемъ три сообщающихся сосуда (фиг. 4) и въ крайніе изъ нихъ введемъ до одинаковой высоты безконечно тонкіе поршни. Для удержанія ихъ въ равновѣсіи нужно къ нимъ приложить силы  $P_1$  и  $P_2$ , причѣмъ каждая изъ этихъ силъ должна уравновѣснить средній столбъ жидкости, высотой  $H$ . Если  $F_1$  и  $F_2$  площади этихъ поршней, то на основаніи (1) получимъ слѣдующія соотношенія:

$$\begin{aligned} P_1 &= F_1 H \gamma, \\ P_2 &= F_2 H \gamma. \end{aligned}$$

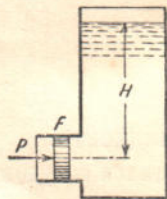
Удаливъ силы  $P_1$  и  $P_2$  и наполнивъ крайніе сосуды жидкостью до высоты  $H$ , мы должны получить равновѣсіе. Такимъ образомъ силы  $P_1$  и  $P_2$  могутъ быть замѣнены вполнѣ столбомъ жидкости. Результирующее давленіе жидкости не зависитъ отъ вида сосуда, а лишь отъ площади поршня и глубины его погруженія, т. е. отъ  $H$ . Слѣдовательно, давленіе въ вертикальномъ направленіи не зависитъ отъ формы сосуда; оно опредѣляется только разстояніемъ до свободнаго уровня жидкости и ея удѣльнымъ вѣсомъ.

#### 4. Принципъ Паскаля.

Разсмотримъ жидкость, заключенную въ трубку постояннаго сѣченія,



фиг. 5.



фиг. 6.

изогнутую по кругу (фиг. 5). Представимъ себѣ, что часть жидкости, ограниченная сторонами угла  $\phi$  затвердѣла, оставаясь въ то же время подвижной относительно стѣнокъ трубки. Пренебрегая вѣсомъ этой части жидкости, найдемъ для нея условіе равновѣсія въ видѣ:

$$P_1 r = P_2 r,$$

или

$$P_1 = P_2.$$

Такъ какъ равновѣсіе въ дѣйствительности существуетъ, то отсюда, обратно, приходимъ къ заключенію, что давленія жидкости на обѣ конечныя поверхности разсматриваемой части этой жидкости равны; иначе говоря—давленіе жидкости распространяется равномерно по всѣмъ направленіямъ.

Такимъ образомъ, какъ бы ни была направлена ось поршня  $F$  (фиг. 6), результирующее давленіе на него будетъ

$$P = FH\gamma.$$

### 5. Измѣреніе давленія.

Давленіе внутри массы жидкости измѣряется разстояніемъ по вертикали отъ данной точки до свободнаго уровня жидкости. Но тамъ, гдѣ точка недоступна, или гдѣ нѣтъ свободнаго уровня жидкости, какъ напр. въ сосудѣ, закрытомъ со всѣхъ сторонъ, употребляютъ особыя измѣрительныя приборы.

а) Пьезометръ (отъ греческаго  $\pi\acute{\epsilon}\zeta\omicron$ —даблю) состоитъ изъ трубки, одинъ конецъ которой погруженъ въ жидкость до точки, въ которой измѣряется давленіе, другой выводится наружу (въ атмосферу) и оставляется открытымъ. Высота  $H$  свободнаго уровня жидкости въ трубкѣ надъ разсматриваемой точкой измѣряетъ избыточное (надъ атмосфернымъ) давленіе въ этой точкѣ (фиг. 7). Такимъ образомъ



фиг. 7.

$$p = H\gamma \dots \dots \dots (3)$$

Такъ какъ вѣсъ 1 см. воды равенъ 1 грамму, то, измѣряя  $H$  въ сантиметрахъ, получимъ:

$$p = H \text{ гр./см.}^2$$

или

$$p = \frac{H}{1000} \text{ кгр./см.}^2$$

Обыкновенно  $H$  измѣряется въ метрахъ; въ такомъ случаѣ

$$p = \frac{H}{10} \text{ кгр./см.}^2 \dots \dots \dots (3a)$$

Давленіе въ 1 кгр./см.<sup>2</sup> называется атмосфернымъ (новая атмосфера). Атмосферному давленію \*) соответствуетъ давленіе водяного столба въ 10 метр. Столбъ же воды въ 1 мм. давить на 1 м.<sup>2</sup>. съ силою 1 кгр.

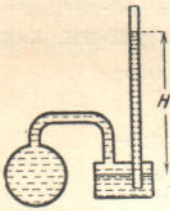
\*) Среднее атмосферное давленіе на уровнѣ океана измѣряется столбомъ ртути въ 760 мм. при 0°. При удѣльномъ вѣсѣ ртути 13,596 это даетъ давленіе равное 1,0336 кгр./см.<sup>2</sup>. Въ технику же въ силу удобства считаютъ атмосфернымъ давленіемъ 1 кгр./см.<sup>2</sup>. Технической атмосферѣ соответствуетъ высота столба ртути въ 760 мм. при 0°.



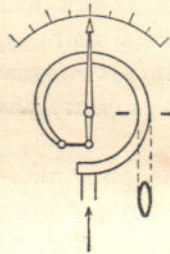
Водяной пьезометръ весьма пригоденъ для яснаго представленія о соотношеніяхъ между давленіями въ разныхъ точкахъ жидкости. Его примѣняютъ для измѣреній въ случаяхъ, если столбъ  $H$  не очень высокъ, т. е. когда давленія незначительны.

б) Ртутный пьезометръ. Здѣсь вмѣсто столба воды служитъ столбъ ртути (фиг. 8). Умноживъ высоту  $H$  на удѣльный вѣсъ ртути, найдемъ пьезометрическую высоту водяного пьезометра. При большихъ давленіяхъ этотъ приборъ тоже неудобенъ, какъ и водяной, поэтому его рѣдко употребляютъ.

с) Пружинный манометръ (отъ латинскаго слова manus—рука) состоитъ изъ эластичной металлической камеры, сообщающейся съ тѣмъ про-



фиг. 8.



фиг. 9.

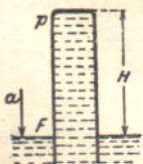


фиг. 10.

странствомъ, давленіе котораго хотять измѣрить. Камера измѣняетъ свою форму въ зависимости отъ величины давленія, а связанная съ ней стрѣлка отмѣчаетъ это въ увеличенномъ масштабѣ. Шкала прибора наносится съ помощью ртутнаго пьезометра, который всегда служитъ для контроля. Манометръ Бурдона (фиг. 9) имѣетъ изогнутую трубку эллиптическаго сѣченія; по мѣрѣ повышенія давленія сѣченіе стремится принять форму круга, и пружина развертывается. Въ манометръ Шеффера и Буденберга (фиг. 10) давленіе опредѣляется по прогибу упругой диафрагмы волнообразнаго сѣченія. Пружина манометра со временемъ ослабѣваетъ, поэтому въ оцѣнкѣ показаній нужно быть осторожнымъ и по возможности чаще вывѣрять пружинные манометры съ помощью ртутныхъ пьезометровъ. Для присоединенія металлическіе манометры снабжаются газовой рѣзью въ  $1/2''$  (внѣшній діаметръ = 21 мм).

### 6. Отрицательное давленіе, какъ условное понятіе.

Если наполнить жидкостью погруженный въ нее сосудъ и, перевернувъ, вынуть, оставляя края сосуда въ жидкости, то послѣдняя не вытечетъ изъ сосуда (фиг. 11). Это явленіе объясняется давленіемъ атмосферы. Пусть  $a$  атмосферное давленіе и  $p$  давленіе въ верху сосуда. Тогда площадь  $F$  на поверхности жидкости испытываетъ давленія:



фиг. 11.

$$\text{сверху: } F(p + H\gamma),$$

$$\text{снизу: } Fa.$$

Эти давленія находятся въ равновѣсіи, поэтому

$$p = a - H\gamma \quad \dots \quad (4)$$

Высота  $H$  не можетъ стать больше той величины, какая слѣдуетъ изъ равенства  $H\gamma = a$ .

Если же поднимать сосудъ еще выше, то жидкость остановится на одной опредѣленной высотѣ, такъ какъ  $p$  не можетъ быть отрицательнымъ (см. ур. 4); надъ жидкостью же образуется безвоздушное пространство; полнѣе: пространство, наполненное парами, упругость которыхъ равна упругости паровъ насыщающихъ пространство при температурѣ, равной вышней. Когда давленіе атмосферы достигаетъ 1 кгр./см.<sup>2</sup>, то высота водяного столба станетъ 10 мет.

Въ дальнѣйшемъ намъ придется имѣть дѣло съ такими гидравлическими процессами, гдѣ въ начальной и конечной точкѣ на жидкость дѣйствуетъ атмосферное давленіе; это давленіе взаимно уничтожается, а поэтому чаще всего его не принимаютъ въ расчетъ. Обычно берется давленіе сверхъ одной атмосферы или избыточное давленіе\*).

Считая такимъ образомъ, получимъ въ верху сосуда отрицательную величину

$$p_a = -H\gamma \quad \dots \quad (5)$$

Въ такомъ случаѣ говорятъ объ отрицательномъ давленіи, хотя въ отношеніи жидкости это, собственно, не имѣетъ никакого смысла; этимъ хотѣтъ отмѣтить, что давленіе менѣе атмосферы.

Если разность высотъ между двумя точками достигаетъ нѣсколькихъ сотъ метровъ, то разность атмосферныхъ давленій въ нихъ будетъ уже весьма замѣтной; однако, выразивъ ее черезъ высоту столба воды и сравнивъ съ паденіемъ между разсматриваемыми точками, увидимъ, что въ сравненіи съ нимъ она ничтожна, поэтому ею можно пренебречь при опредѣленіи пьезометрическихъ или манометрическихъ давленій.

### 7. Давленіе на плоскія стѣнки сосуда.

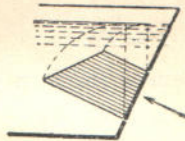
Мы нашли, что жидкость давить на часть горизонтальнаго дна площадью  $F$  съ силой

$$P = FH\gamma.$$

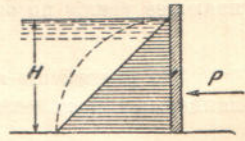
Слѣдовательно, сила  $P$  равна вѣсу столба жидкости съ основаніемъ  $F$  и высотой  $H$ ; при чемъ столбъ мо-



фиг. 12.



фиг. 13.



фиг. 14.

жетъ имѣть любую форму (фиг. 12).

\* Въ жидковыхъ манометрахъ при атмосферномъ давленіи стрѣлка стоитъ на нулѣ и шкала показываетъ избыточное давленіе.

Это справедливо и относительно наклонных площадей; только здѣсь объемъ столба жидкости надо опредѣлять согласно фиг. 13.

Все давленіе жидкости можно представить сосредоточеннымъ въ одной точкѣ, называемой центромъ давленія.

Центръ давленія совпадаетъ съ основаніемъ перпендикуляра, опущеннаго изъ центра тяжести жидкой призмы на рассматриваемую площадку. Слѣдовательно, задача сводится къ опредѣленію объемовъ и центровъ тяжести цилиндровъ и призмъ.

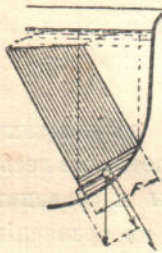
Фиг. 14 изображаетъ вертикальный щитъ, закрывающій каналъ шириною  $B$  и глубиною  $H$ . Здѣсь давленіе жидкости будетъ

$$P = \frac{1}{2} B H^2 \gamma \quad . . . . . (6)$$

Центръ же давленія расположенъ на  $\frac{1}{3}$  глубины отъ дна канала.

### 8. Давленіе на криволинейныя стѣнки.

Разсмотримъ сперва случай опредѣленія давленія въ какомъ-либо данномъ направленіи. Для этого выбираемъ гдѣ либо вспомогательную плоскость (фиг. 15), перпендикулярную къ направленію давленія, и проецируемъ на ней площадь  $F$ . Искомое давленіе складывается изъ вѣса жидкаго столба, расположеннаго надъ полученной проекціей, и изъ составляющей вѣса жидкой массы, заключенной между вспомогательной плоскостью и стѣнкой сосуда, совпадающей съ направленіемъ давленія. Такъ какъ эти составляющія проходятъ черезъ центры тяжести соответствующихъ массъ жидкости, то, найдя эти центры, можно опредѣлить величину и положеніе результирующаго давленія въ данномъ направленіи.



фиг. 15.

Если произвести указанный расчетъ для трехъ различныхъ направленій, напр., взаимно-перпендикулярныхъ между собою, то придется сначала найти три отдѣльныя суммы, а уже по нимъ опредѣлить точку приложенія, величину и направленіе ихъ геометрической суммы. Выполненіе этой задачи довольно сложно, и мы ограничимся лишь сдѣланными указаніями.

### 9. Напряженія въ прямой цилиндрической трубѣ.

Если въ цилиндрическомъ сосудѣ, площадь сѣченія котораго  $F$  (фиг. 16), расположенномъ горизонтально, существуетъ давленіе  $P$ , то оно вызываетъ растягивающее усиліе по оси сосуда

$$P = Fp.$$

Это растяженіе является внутренней силой и уравнивается стѣнками и фланцевыми соединеніями.



фиг. 16.



фиг. 17.

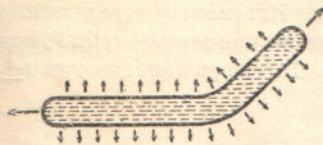
Когда двѣ части прямой трубы подвижно соединены между собою компенсаторомъ (фиг. 17), то растягивающая сила  $P$  будетъ восприниматься опорами и ан-

керными закрѣпленіями, а между ними, въ стѣнкахъ трубы и фланцевыхъ соединеніяхъ, уже не будетъ продольныхъ растягивающихъ напряженій\*).

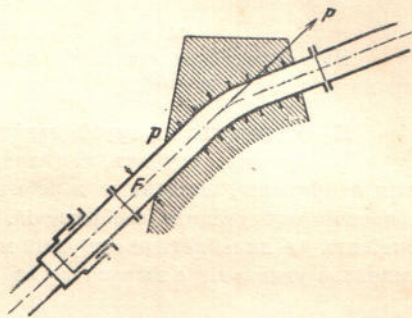
**10. Напряженія въ изогнутыхъ трубахъ.**

Въ замкнутой изогнутой трубѣ съ круглымъ сѣченіемъ (фиг. 18) нѣтъ напряженій, стремящихся измѣнить изгибъ. Хотя здѣсь давленіе на вѣдшую часть стѣнокъ безусловно больше, чѣмъ на внутреннюю, но этотъ избытокъ уравновѣшивается давленіемъ по концамъ. Если же поперечное сѣченіе сжато, и меньшее измѣненіе его лежитъ въ плоскости кривизны трубы, то, подѣ вліяніемъ давленія, трубка стремится разогнуться (манометръ Бурдона, § 5).

Когда одно колено изогнутой трубы соединяется съ другимъ помощью ком-



фиг. 18.

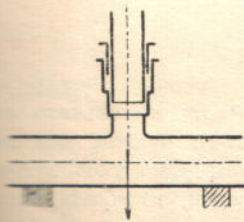


фиг. 19.

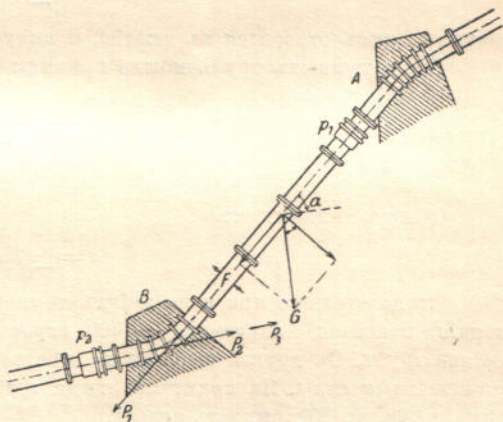
пенсатора (фиг. 19), то по направленію стрѣлки появляется сила

$$P = Fp,$$

уравновѣшиваемая опорой въ стѣнкѣ или же жесткостью трубы (фиг. 20). Здѣсь давленіе въ отвѣтвленіи заставляетъ магистраль работать на изгибъ. Если въ трубопроводѣ, схема котораго дана на фиг. 21, труба открыта съ обоихъ концовъ, то силы, дѣйствующія въ опоркахъ, можно опредѣлить слѣдующимъ образомъ. Ясно, что



фиг. 20.



фиг. 21.

$$P_1 = Fp_1 + G(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha).$$

- $G$  — вѣсъ воды, наполняющей трубу,
- $\alpha$  — уголъ, составляемый трубою съ горизонталью,
- $\mu$  — коэффициентъ тренія компенсатора трубы.

\*. Для фланцевыхъ соединеній это справедливо постольку, поскольку давленіе не увеличивается между фланцами.

Знакъ плюсь относится къ тому случаю, когда труба вытягивается отъ повышенія температуры, а минусъ соотвѣтствуетъ сжатію при охлажденіи. Очевидно, что анкерное закрѣпленіе нужно рассчитывать на наибольшее изъ этихъ напряженій. Далѣе:

$$P_2 = F p_2.$$

Если же вода течетъ по трубѣ со скоростью  $C$ , то, согласно § 59, появляется реакція

$$P_3 = 2 F \gamma \frac{c^2}{2g}.$$

Но она мала въ сравненіи съ первыми двумя силами, поэтому обычно и не принимается въ расчетъ.

### 11. Напряженія въ трубѣ, задѣланной съ обѣихъ концовъ.

Въ прямыхъ трубахъ, задѣланныхъ на обѣихъ концахъ, появляются продольныя напряженія, вызванныя колебаніями температуры. Ихъ можно опредѣлить на основаніи слѣдующихъ соображеній. Пусть труба задѣлана при температурѣ  $t^0$ , коэффициентъ же линейнаго расширенія матеріала трубы  $\alpha$ . Тогда при температурѣ  $t \pm \Delta t$  линейное удлиненіе  $\lambda$  выразится въ видѣ

$$\lambda = \pm \alpha \Delta t.$$

Если концы трубы задѣланы жестко, то длина ея должна оставаться постоянной и въ стѣнкахъ трубы появятся напряженія

$$\sigma = \varepsilon \lambda,$$

гдѣ  $\varepsilon$  означаетъ модуль упругости матеріала. На основаніи предыдущаго, напряженіе напишется такъ:

$$\sigma = \pm \varepsilon \alpha \Delta t, \quad \dots \dots \dots (7)$$

причемъ плюсь относится къ сжатію, а минусъ къ растяженію трубы.

Для чугунныхъ трубъ можно принять:

$$\varepsilon = 2120000 \text{ кгр./см.}^2$$

$$\alpha = \frac{1}{85000}$$

Отсюда найдемъ, что

$$\sigma = \pm 25 \Delta t.$$

Слѣдовательно, при колебаніяхъ температуры на  $\pm 20^0$  отъ начальнаго состоянія, появятся напряженія  $\pm 500$  кгр./см.<sup>2</sup>, которыя едва-ли опасны для матеріала трубъ. Съ другой стороны на мѣстѣ закрѣпленія трубы дѣйствуютъ весьма значительныя силы. На практикѣ, когда трубы наполнены водой, колебаній, большихъ, чѣмъ въ  $20^0$ , ожидать нельзя.

### 12. Свободный уровень жидкости въ сосудѣ, вращающемся около вертикальной оси.

Разсмотримъ сосудъ, наполненный жидкостью, вращающійся съ постоянной угловой скоростью  $\omega$  около вертикальной оси; въ такомъ случаѣ частицы свободной поверхности расположатся на нѣкоторой поверхности вращенія (фиг. 22). Какая либо произвольно взятая частица массы  $m$  будетъ въ равновѣсіи при условіи, если равнодѣйствующая къ ней приложенныхъ силъ направлена перпендикулярно къ свободной поверхности жидкости. Составляющія силы будутъ слѣдующія:

въ радіальномъ направленіи дѣйствуетъ сила инерціи, центробѣжная сила  $m\omega^2 r$ \*) въ вертикальномъ  $mg$ .

Изъ подобія треугольниковъ находимъ:

$$\frac{s}{r} = \frac{mg}{m\omega^2 r}$$

Отсюда получимъ величину субнормали къ кривой меридіальнаго сѣченія:

$$s = \frac{g}{\omega^2} = \text{const.}$$

Какъ извѣстно, этимъ свойствомъ обладаетъ парабола, ось которой совпадаетъ съ осью вращенія. Уравненіе параболы можно получить изъ соотношенія:

$$\frac{s}{r} = \frac{dr}{dy}$$

или

$$r dr = s dy.$$

Если вершину кривой принять за начало координатъ, то интегрированіе дастъ:

$$r^2 = 2sy,$$

или

$$y = \frac{(r\omega)^2}{2g}.$$

Величина  $r\omega$  есть скорость вращенія разсматриваемой точки. Обозначимъ эту скорость черезъ  $u$ . Тогда послѣднее уравненіе приметъ такой видъ:

$$y = \frac{u^2}{2g} \dots \dots \dots (8)$$

Если скорости вращенія двухъ точекъ поверхности жидкости  $u_1$  и  $u_2$ , то разность высотъ этихъ точекъ будетъ:

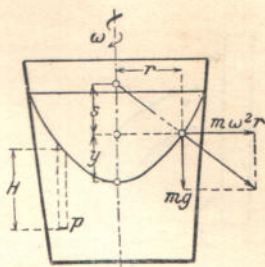
$$y_1 - y_2 = \Delta H = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \dots \dots \dots (9)$$

Давленіе въ любой точкѣ внутри жидкости попрежнему измѣняется по разстоянію до поверхности воды, т. е.

$$p = H\gamma.$$

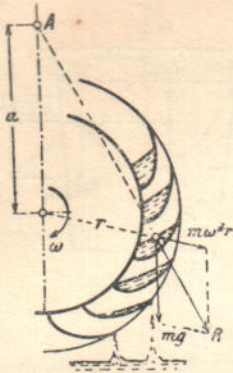
**13. Свободная поверхность жидкости въ сосудѣ, вращающемся около горизонтальной оси.**

Если сосудъ (ковшъ водяного колеса), изображенный на фиг. 23, равномерно вращается около горизонтальной оси съ угловою скоростью  $\omega$ , то профиль цилиндрической поверхности, по которому расположится поверхность жидкости, найдется подобнымъ же путемъ. На частицу жидкости массы  $m$ , удаленную отъ оси враще-



фиг. 22.

нія на разстояніе  $r$ , дѣйствуютъ: сила тяжести  $mg$ —по вертикали внизъ и сила инерціи—центробѣжная сила— $m\omega^2 r$  по радіусу. Свободная поверхность жидкости должна быть перпендикулярна къ геометрической суммѣ обѣихъ этихъ силъ. Изъ подобія треугольниковъ получаемъ:



фиг. 23.

$$\frac{a}{r} = \frac{mg}{m\omega^2 r},$$

$$a = \frac{g}{\omega^2} = \text{const.} \dots \dots (9)$$

Всѣ нормали къ свободной поверхности жидкости, проходящей черезъ  $m$ , пересѣкаются въ точкѣ  $A$ , лежащей на перпендикулярѣ къ оси и удаленной отъ нея на разстояніе  $a$ .

Слѣдовательно, свободная поверхность жидкости есть не что иное, какъ поверхность цилиндра съ осью, проходящей черезъ  $A$  и параллельной оси вращенія. Полученный результатъ даетъ возможность судить о процессѣ опорожненія ковшея водяного колеса.

Примѣръ. Допустимъ, что водяное колесо, діаметромъ въ 6 метр., вращается съ окружной скоростью 2 метр. въ секунду. Тогда угловая скорость будетъ  $\frac{2}{3} \text{ sec}^{-1}$  и

$$a = \frac{9,81}{(\frac{2}{3})^2} = 22 \text{ метр.}$$

При скорости на окружности въ 3 метр.,  $a$  понизилось бы до 9,81 метр.

## II. Гидродинамика.

### A. Течение полнымъ сѣченіемъ въ трубопроводѣ.

#### ГЛАВА 2.

#### Движеніе жидкостей безъ потери.

#### 14. Основныя понятія динамики.

Если движущаяся точка въ теченіе бесконечно малаго промежутка времени  $dt$  проходитъ путь  $ds$ , то отношеніе

$$\frac{ds}{dt} = w \quad \dots \dots \dots (10)$$

называется скоростью точки.

Выраженіе

$$q = \frac{dw}{dt}, \quad \dots \dots \dots (11)$$

гдѣ  $dw$  есть измѣненіе скорости за время  $dt$ , представляетъ ускореніе движущагося тѣла. Массу тѣла можно опредѣлить, какъ отношеніе его вѣса  $G$  къ ускоренію силы земной тяжести  $g$ :

$$m = \frac{G}{g} \quad \dots \dots \dots (12)$$

Для нашихъ широтъ  $g = 9,81$  метр. въ секунду<sup>2</sup>. Чтобы тѣлу массы  $m$  сообщать ускореніе  $q$ , необходима сила

$$P = mq \quad \dots \dots \dots (13)$$

Если переписать ур—нія 10 и 11, то получимъ

$$qds = wdw$$

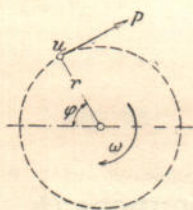


или, принявъ во вниманіе ур-ніе 13,

$$Pds = mw dw = d\left(\frac{mw^2}{2}\right) \dots \dots \dots (14)$$

Произведеніе  $Pds$  представляетъ работу силы  $P$  на пути  $ds$ . Она равна измѣненію величины  $\frac{mw^2}{2}$ . Эта послѣдняя называется живой силой, лучше кинетической энергіей или энергіей движенія тѣла.

Мощностью называется работа, произведенная силой въ единицу времени:



фиг. 24.

$$L = \frac{Pds}{dt} = Pw \dots \dots \dots (15)$$

Въ случаѣ равномернаго движенія по окружности о быстротѣ вращенія можно судить по окружной скорости  $u$ , выраженной черезъ радіусъ  $r$  (фиг. 24). Но для вычисленій удобнѣе пользоваться, какъ мѣрой этой быстроты, отношеніемъ

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{u}{r}, \dots \dots \dots (16)$$

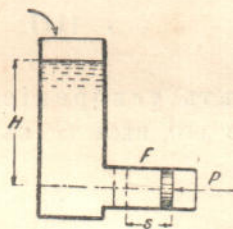
которое носитъ названіе угловой скорости. Мощность въ случаѣ этого движенія выражается такъ:

$$L = Pu = Pr\omega = M\omega, \dots \dots \dots (17)$$

гдѣ  $M = Pr$  моментъ вращенія.

### 15. Запасъ потенциальной энергіи въ жидкости.

Если жидкость, находящаяся подъ давленіемъ, получаетъ возможность вытекать изъ сосуда, заключающаго ее, то она можетъ производить работу. Величину этой работы можно найти помощью слѣдующаго разсужденія. Чтобы удерживать въ равновѣсіи (предполагая, что треніе отсутствуетъ) поршень (фиг. 25), необходима сила



фиг. 25.

$$P = FH\gamma.$$

Если поршень подъ давленіемъ жидкости передвинется (медленно) на разстояніе  $s$ , причемъ верхній уровень посредствомъ приливанія жидкости будетъ все это время удерживаться на первоначальной высотѣ, то давленіе воды произведетъ работу:

$$A = Ps = Fs\gamma H.$$

Выраженіе  $Fs\gamma$  означаетъ не что иное, какъ вѣсъ жидкости, вытекшей изъ сосуда при передвиженіи поршня. Слѣдовательно имѣемъ:

$$A = GH \dots \dots \dots (18)$$

Обозначивъ объемъ вытекающей жидкости  $Fz$  черезъ  $V$ , можно уравненію 18 придать такую форму:

$$A = V\gamma H, \dots \dots \dots (18a)$$

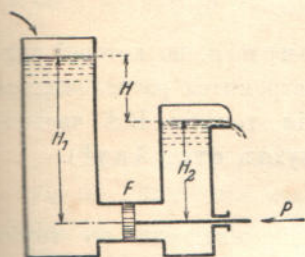
или, такъ какъ  $\gamma H = p$  есть давленіе, подъ которымъ происходитъ истеченіе, то

$$A = Vp \dots \dots \dots (18b)$$

Если видоизмѣнить опытъ, какъ показано на фиг. 26, то очевидно

$$P = FH_1\gamma - FH_2\gamma = F\gamma(H_1 - H_2),$$

$$P = FH\gamma.$$



фиг. 26.

Значитъ, приходится принимать во вниманіе только разность уровней въ обоихъ сосудахъ; дальнѣйшія же разсужденія приведутъ къ тѣмъ же результатамъ, какъ и въ предыдущемъ случаѣ.

Если жидкость въ обоихъ сосудахъ находится на одномъ уровнѣ и если состояніе это поддерживается все время, то, такъ какъ  $H = 0$ , при передвиженіи поршня не получается (но и не затрачивается) никакой работы. На этомъ основаніи частичка (или сумма такихъ частичекъ) вну-

три покоящейся жидкости можетъ быть передвигаема безъ приложенія какой-либо силы въ какомъ угодно направленіи; она находится въ безразличномъ равновѣсіи\*).

Работу, которую представляетъ уравненіе 18, можно получить только въ томъ случаѣ, если жидкость дѣйствительно благодаря ли передвиженію поршня или черезъ отверстіе, вытекаетъ изъ сосуда; эта работа была уже прежде заключена въ жидкости и нужно было послѣдней только дать возможность вытекать, чтобы она обнаружилась. Эта запасенная работа носитъ названіе потенциальной энергіи. Ее можно также назвать энергіей давленія.

Потенциальная энергія нѣкоторой массы воды, отнесенная къ единицѣ массы ея, можетъ быть измѣрена напоромъ, подъ которымъ она вытекаетъ.

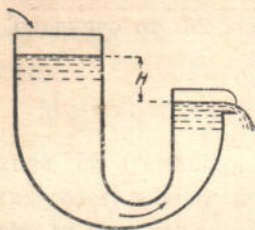
### 16. Разность давленій, какъ причина движенія. Ливія теченія. Струйки.

Внутри покоящейся жидкости каждая частичка подвергается со всѣхъ сторонъ одинаковому давленію  $p = H\gamma$ , причемъ  $H$  означаетъ разстояніе испытывающей частички до верхняго уровня. Если давленіе испытываетъ въ какой-либо точкѣ измѣненія, то сосѣднія частички будутъ подвержены съ одной стороны большому давленію, чѣмъ съ другой; благодаря этому произойдетъ движеніе, которое тотчасъ же захватываетъ и болѣе удаленныя

\* Это въ всякомъ случаѣ предполагается, что дѣло идетъ о медленныхъ

Мы рассмотрим здѣсь только тѣ движенія, которыя возникаютъ при истеченіи жидкости изъ сосуда въ пространство съ меньшимъ давленіемъ.

Въ этомъ случаѣ въ сосудѣ (фиг. 27) по сосѣдству съ началомъ соединительнаго патрубка, давленіе падаетъ по направленію къ пространству съ меньшимъ давленіемъ; понятно, что жидкость будетъ притекать къ



фиг. 27.

мѣсту, гдѣ господствуетъ меньшее давленіе. Въ обоихъ сосудахъ давленія на высотѣ соединяющаго ихъ патрубка измѣряются разстояніями отъ верхнихъ уровней жидкости; дѣйствующая же разность давленій измѣряется разностью уровней  $H$ .

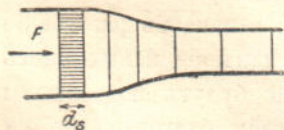
Путь или линия теченія, по которой движется частичка жидкости, стремится расположиться параллельно сосѣдней линіи теченія. Всѣ частички, движущіяся по одному изъ такихъ путей образуютъ струйку\*).

### 17. Нѣкоторые допущенія и гипотезы.

Болѣе или менѣе полное изслѣдованіе движенія жидкости по трубѣ въ настоящее время возможно только въ случаѣ установившагося движенія, т. е. такого, при которомъ давленія и скорости (или общіе: всѣ обстоятельства движенія) по величинѣ и направленію для каждой точки пространства остаются постоянными. Затѣмъ приходится сдѣлать предположеніе, упрощающее изслѣдованіе, что во всѣхъ точкахъ опредѣленнаго поперечнаго сѣченія скорости однѣ и тѣ же и что онѣ нормальны къ этому сѣченію (параллелизмъ и постоянство скоростей въ поперечномъ сѣченіи), это предположеніе, конечно, въ значительной степени не соответствуетъ дѣйствительности. Дѣлая его, приходится заключить, что частички, находящіяся въ данный моментъ въ одномъ поперечномъ сѣченіи, будутъ и при дальнѣйшемъ движеніи оставаться въ однихъ и тѣхъ же поперечныхъ сѣченіяхъ. При этомъ подъ поперечнымъ сѣченіемъ подразумѣвается сѣченіе плоскостью по возможности перпендикулярное ко всѣмъ струйкамъ.

### 18. Зависимость между площадью поперечнаго сѣченія, скоростью и расходомъ.

Пусть въ трубѣ переменнаго сѣченія (фиг. 28) объемъ жидкости, заключающійся между двумя находящимися другъ отъ друга на разстояніи  $ds$  поперечными сѣченіями, передвинулся на это же разстояніе  $ds$  въ продолженіе времени  $dt$ . Тогда скорость въ этомъ мѣстѣ



фиг. 28.

$$w = \frac{ds}{dt}.$$

Такъ какъ жидкость совершенно заполняетъ трубу, то мѣсто передвинушагося объема жидкости долженъ занять новый совершенно такой же

\*) Линія теченія—понятіе геометрическое, струйка—механическое.

объемъ. Слѣдовательно, черезъ каждое поперечное сѣченіе за время  $dt$  протекаетъ объемъ

$$Qdt = Fds;$$

значить, количество протекающей въ единицу времени жидкости (расходъ)

$$Q = F \frac{ds}{dt}$$

или

$$Q = Fw.$$

Такъ какъ жидкость нигдѣ въ трубѣ скопиться не можетъ, а также не могутъ образовываться пространства, не заполненные жидкостью, то черезъ каждое поперечное сѣченіе за одно и то же время долженъ протекать одинъ и тотъ же объемъ жидкости; слѣдовательно:

$$Q = Fw = F_1w_1 = F_2w_2 \dots \dots \dots (19)$$

или

$$\frac{w}{w_1} = \frac{F_1}{F}; \quad \frac{w_1}{w_2} = \frac{F_2}{F_1} \dots \dots \dots (19a)$$

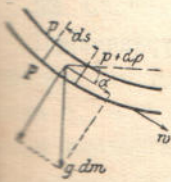
Если трубу раздѣлить поперечными сѣченіями на равновеликіе объемы, то разстоянія между этими сѣченіями могутъ служить мѣрой скоростей въ соответствующихъ точкахъ. Выведенныя соотношенія вѣрны и для неустановившагося движенія, но только для одного и того же момента. Если же теченіе установившееся, то для всякаго поперечнаго сѣченія и для всякаго момента вѣрно соотношение:

$$Q = Fw = \text{const.}$$

**19. Зависимость между давленіемъ и скоростью для какой-либо жидкости.**

Если между двумя точками въ трубѣ имѣеть мѣсто разность давленій, то жидкость приходитъ въ движеніе. Очевидно, что между этой разностью давленій и скоростью движенія должна существовать нѣкоторая зависимость.

Чтобы найти ее, будемъ исходить, по крайней мѣрѣ вначалѣ, изъ предположенія, что вліяніе тренія ничтожно и имъ можно пренебречь.



фиг. 29.

Пусть по трубѣ съ поперечнымъ сѣченіемъ  $F$  (фиг. 29) течетъ жидкость, такъ, что объемъ, заключенный между двумя сѣченіями, находящимися на весьма маломъ разстояніи  $ds$  другъ отъ друга, въ теченіе времени  $dt$  передвинется на то же разстояніе  $ds$ . Слѣдовательно, черезъ разсматриваемое

сѣченіе, а, значить, и черезъ какое угодно сѣченіе трубы въ теченіе времени  $dt$  протекаетъ объемъ  $Fds$ ; его масса равна

$$dm = \frac{Fds\gamma}{g}$$

Если ось трубы составляетъ съ горизонтальной плоскостью уголъ  $\alpha$ , то составляющая вѣса этого объема, направленная по оси трубы, равна  $Fds\gamma \sin \alpha$ . Пусть съ одной стороны разсматриваемаго объема господствуетъ давленіе  $p$ , а съ другой  $p + dp$ , такъ, что онъ подверженъ дѣйствию разности давленій— $Fdp$ . Прибавивъ сюда составляющую силы тяжести, най-

демъ, что на рассматриваемый объемъ дѣйствуетъ по направленію оси трубы сила

$$dP = gdm \sin \alpha - Fdp.$$

По ур—нію 14 § 14 имѣемъ:

$$dm w dw = dP ds = (gdm \sin \alpha - Fdp) ds.$$

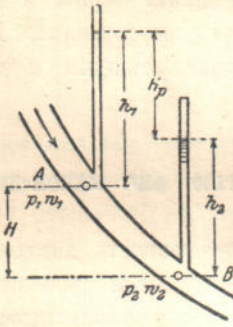
Если обозначить черезъ  $dH = ds \sin \alpha$  пониженіе трубы на длинѣ ея  $ds$  и вставить для  $dm$  его значеніе, то получится:

$$w dw = g \left( dH - \frac{dp}{\gamma} \right); \quad \dots \dots \dots (20)$$

это дифференціальное уравненіе движенія какой угодно жидкости по трубѣ подъ вліяніемъ силы тяжести и внутренняго давленія.

**20. Теорема Бернулли.**

Интегрированіе ур—нія 20 возможно только въ томъ случаѣ, когда извѣстна зависимость между давленіемъ  $p$  и удѣльнымъ вѣсомъ (или плотностью) рассматриваемой жидкости  $\gamma$ . Для капельныхъ жидкостей  $\gamma$  можно считать постояннымъ. Если въ этомъ предположеніи проинтегрировать ур—ніе 20 въ предѣлахъ двухъ точекъ  $A$  и  $B$  (фиг. 30), съ разностью высотъ  $H$ , давленіямъ соотвѣтственно равными  $p_1$  и  $p_2$  и скоростями  $w_1$  и  $w_2$ , то получимъ:



фиг. 30.

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = H - \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \quad \dots (21)$$

Подставивъ сюда высоты

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_1 + \frac{p_0}{\gamma} \quad \text{и} \quad \frac{p_2}{\gamma} = h_2 + \frac{p_0}{\gamma},$$

гдѣ  $p_0$  давленіе атмосферы, получимъ для правой стороны уравненія:

$$H - \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = H - h_2 + h_1 = H_p,$$

и поэтому можно написать:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = H_p \quad \dots \dots \dots (21a)$$

Разность  $H_p$  пьезометрическихъ высотъ называютъ пьезометрическимъ напоромъ. Смыслъ ур—нія 21a можно сдѣлать болѣе яснымъ, если умножить обѣ его части на вѣсъ  $G$  жидкости, протекающей черезъ какое-либо сѣченіе въ единицу времени; тогда оно получаетъ видъ:

$$\frac{G}{g} \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = GH_p.$$

Лѣвая часть представляетъ приращеніе энергіи движенія жидкости при возрастаніи скорости ея отъ  $w_1$  до  $w_2$ , а правая работу, которую производитъ то же количество жидкости, когда оно вытекаетъ подъ напоромъ  $H_p$ ;

поэтому теорема эта можетъ быть высказана еще такъ: приращеніе энергіи движенія равно работѣ пьезометрическаго напора, или: приращеніе кинетической энергіи равно исчезнувшей потенциальной энергіи. Эти положенія были опубликованы Даніиломъ Бернулли въ 1738 году въ его гидродинамикѣ. Они являются непосредственными слѣдствіями закона сохраненія энергіи.

**21. Истеченіе изъ отверстія въ сосудѣ.**

Въ частномъ случаѣ, при истеченіи жидкости изъ отверстія въ сосудѣ (фиг. 31), который обладаетъ значительными размѣрами, нужно положить пьезометрическія высоты какъ у верхняго уровня, такъ и у отверстія равными нулю. Скорость жидкости у верхняго уровня также можно считать равной нулю. Тогда для скорости истеченія по ур—нію 21а получимъ:

$$\frac{c^2}{2g} = H \text{ или } c = \sqrt{2gH} \dots (22)$$

Такимъ образомъ, при истеченіи, вся потенциальная энергія превращается въ кинетическую.

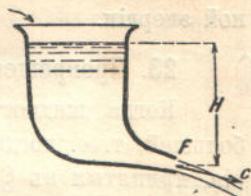
Скорость жидкости, вытекающей подъ напоромъ  $H$ , равна скорости твердаго тѣла, упавшаго съ высоты  $H$ .

Напоръ  $H$ , вызывающій скорость  $c$ , называютъ высотой этой скорости.

Объемъ вытекающей въ секунду жидкости найдется изъ уравненія:

$$Q = Fc = F\sqrt{2gH}, \dots (22)$$

если  $F$  означаетъ площадь отверстія.



фиг. 31.

**22. Статическая и динамическая пьезометрическія высоты.**

Пусть въ какой-либо точкѣ насадка, черезъ который вытекаетъ жидкость изъ сосуда (фиг. 32), наблюдается опредѣленная пьезометрическая высота  $h_2$ , и пусть скорость въ той же точкѣ равна  $w_2$ . Для верхняго уровня жидкости пьезометрическая высота равна нулю; слѣдовательно, паденіе пьезометрической высоты равно

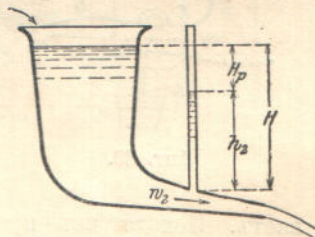
$$H_p = H - h_2.$$

По ур—нію 21а для данного случая имѣемъ:

$$\frac{w_2^2}{2g} = H_p \dots (24)$$

Иначе, паденіе пьезометрической высоты равно высотѣ скорости  $w_2$ .

Если прикрыть отверстіе, черезъ которое вытекаетъ жидкость, то послѣ того, какъ наступитъ равновѣсіе, пьезометрическая высота въ разсматриваемой точкѣ станетъ равной  $H$ .



фиг. 32.

Ее можно назвать статической пьезометрической высотой; въ противоположность ей ту пьезометрическую высоту, которая наблюдается во время истечения можно назвать динамической пьезометрической высотой. На основаніи только что сказаннаго легко убѣдиться въ справедливости такой теоремы: динамическая пьезометрическая высота меньше статической на высоту, соответствующую высотѣ скорости въ разсматриваемой точкѣ. Потенціальная энергія въ данной точкѣ жидкости, находящейся въ равновѣсіи, измѣряется высотой  $H$ ; во время истечения она отчасти превращается въ кинетическую энергію, мѣрой которой служить  $H_p$ ; другая часть ея, измѣряемая высотой  $h_2$ , продолжаетъ оставаться въ первоначальной формѣ. Такъ какъ по нашимъ предположеніямъ ничто не теряется, то сумма обоихъ этихъ количествъ энергіи должна равняться первоначальной потенциальной энергіи.

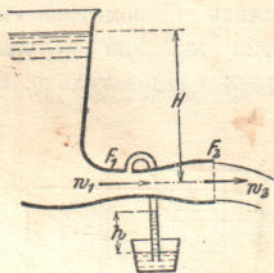
### 23. Превращеніе скорости въ давленіе.

Когда жидкость переходитъ постепенно отъ меньшей скорости къ большей, т. е. когда поперечное сѣченіе трубы постепенно суживается, условія, принятыя въ § 17, выполняются, по крайней мѣрѣ, приблизительно; поэтому предшествующія разсужденія здѣсь вполнѣ примѣнимы. И дѣйствительно, въ этомъ случаѣ наблюдается переходъ исчезающей потенциальной энергіи въ кинетическую, за исключеніемъ небольшого ея количества.

Если сѣченіе трубы увеличивается, а, значитъ, жидкость переходитъ отъ большей скорости къ меньшей, то слѣдуетъ ожидать, что кинетическая энергія будетъ переходить обратно въ потенциальную: скорость будетъ превращаться въ давленіе. Такое явленіе и въ самомъ дѣлѣ имѣетъ мѣсто, какъ это можно наблюдать помощью устройства, показаннаго на фиг. 33. Одинъ конецъ пьезометра плотно вставляется въ отверстіе, сдѣланное въ стѣнкѣ въ самомъ узкомъ мѣстѣ насадка, черезъ который должна протекать жидкость, а другой конецъ его погруженъ въ сосудъ съ тою же жидкостью. При истеченіи изъ насадка жидкость поднимается въ погруженномъ концѣ пьезометра на нѣкоторую высоту  $h$ ; это показываетъ, что давленіе въ наиболѣе сжатомъ сѣченіи насадка меньше, чѣмъ у его устья, т. е. меньше атмосфернаго давленія. Значитъ, давленіе, начиная съ самаго сжатаго сѣченія насадка, по направленію къ его отверстію должно увеличиваться; скорость же, очевидно, убываетъ.

Исходя изъ предположенія, что при этомъ явленіи никакія потери не имѣютъ мѣста, легко вычислить динамическую пьезометрическую высоту въ самомъ узкомъ мѣстѣ насадка; она меньше статической на высоту скорости; слѣдовательно,

$$h = H - \frac{w_1^2}{2g}.$$



фиг. 33.

Для отверстія насадка можно написать:

$$w_2^2 = 2gH.$$

Далѣ имѣемъ отношеніе:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Отсюда находимъ

$$w_1^2 = w_2^2 \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2 = 2gH \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2,$$

и наконецъ

$$h = H \left[ 1 - \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2 \right].$$

Такъ какъ по нашему предположенію  $F_2$  больше  $F_1$ , то  $h$  получаетъ отрицательное значеніе.

Опытъ показываетъ, что жидкость въ погруженномъ концѣ пьезометра всасывается на значительно меньшую высоту, чѣмъ это слѣдуетъ изъ вычисления. Это обстоятельство показываетъ на существованіе значительныхъ потерь работы, происходящихъ главнымъ образомъ оттого, что переходъ отъ большей скорости къ меньшей происходитъ не постепенно, а неправильно, въ видѣ неупорядоченнаго движенія.

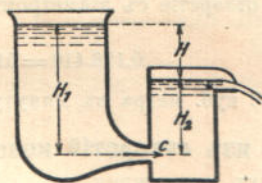
Струйные насосы (эжекторы), дѣйствіе которыхъ основывается на описанномъ только что явленіи, представляютъ удобное средство для выкачивания воды изъ погребовъ и тому подобныхъ мѣстъ въ тѣхъ случаяхъ, когда для приведенія ихъ въ дѣйствіе имѣется въ распоряженіи вода подъ нѣкоторымъ напоромъ. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія этихъ приборовъ, конечно, очень незначителенъ.

#### 24. Истеченіе въ жидкость.

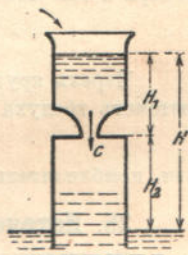
Въ случаѣ, когда жидкость вытекаетъ не въ атмосферу, а въ пространство, занятое тою же жидкостью, явленіе все-таки легко поддается изслѣдованію, если только возможно предположеніе, что давленіе у отверстія равно давленію въ сосудѣ, въ который жидкость вытекаетъ \*).

Если прикрыть отверстіе (фиг. 34 и 35), то пьезометрическая высота достигаетъ своего статическаго значенія  $H_1$ . Динамическая же пьезометрическая высота равна для фиг. 34  $H_2$ , а для фиг. 35— $H_2$ . Такимъ образомъ, для перваго случая по § 22 находимъ:

$$\frac{c^2}{2g} = H_1 - H_2.$$



фиг. 34.



фиг. 35.

\* ) Это предположеніе вполнѣ допустимо въ случаѣ жидкостей капельныхъ. Для жидкостей же упругихъ давленіе въ отверстіи можетъ быть значительно больше, чѣмъ въ пространствѣ, куда жидкость вытекаетъ.



Для второго же случая:

$$\frac{c^2}{2g} = H_1 + H_2;$$

только здѣсь  $H_2$  не должно быть больше высоты столба жидкости, соответствующему давленію атмосферы. При выбранныхъ обозначеніяхъ для обоихъ случаевъ можно написать:

$$\frac{c^2}{2g} = H.$$

Слѣдовательно, значеніе имѣетъ только разность уровней въ обоихъ сосудахъ.

### 25. Истеченіе газовъ.

Формула для скорости истеченія

$$c = \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (22)$$

вполнѣ примѣнима и къ газамъ, но только при небольшой разности давленій, такъ какъ при послѣдкѣмъ условіи удѣльный объемъ газа можно считать неизвѣстнымъ. Пьезометрическая высота напора, подъ которой происходитъ истеченіе, найдется по ур—нію 2:

$$H = \frac{p}{\gamma},$$

гдѣ  $p$  означаетъ разность давленія въ газѣ и внѣшняго давленія, а  $\gamma$  удѣльный вѣсъ газа (вѣсъ единицы объема). Такъ, напримѣръ, для атмосфернаго воздуха средней влажности при 730 мм. давленія и 15° С. вѣсъ куб. метра

$$\gamma = 1,17 \text{ кг.}$$

Если этотъ воздухъ заключенъ въ сосудъ и находится подъ давленіемъ 100 мм. водяного столба, то

$$p = 100 \text{ кгр./м}^2.$$

а слѣдовательно:

$$H = \frac{100}{1,17} = 85,5 \text{ метр.}$$

Теперь легко найти скорость истеченія этого воздуха въ атмосферу

$$c = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 85,5} = 41 \text{ метр.}$$

Черезъ круглое отверстіе съ діаметромъ 4 см. и площадью 12,6 см.<sup>2</sup> въ секунду вытечетъ воздуха

$$0,126 \cdot 410 = 51 \text{ литръ}$$

или, приблизительно, 3 куб. метра въ минуту.

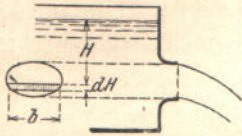
### 26. Истеченіе изъ отверстій конечныхъ размѣровъ; водосливъ.

Въ предыдущихъ разсужденіяхъ объ истеченіи жидкостей изъ отверстій допускалось, что разстоянія всѣхъ точекъ отверстія до верхняго уровня жидкости можно считать одинаковыми. Это вѣрно только въ томъ случаѣ, если отверстіе сдѣлано въ горизонтальной плоскости, т.е. въ днѣ сосуда. Во всѣхъ же другихъ случаяхъ, напримѣръ, въ случаѣ отверстія въ вертикальной плоскости, это лишь приблизительно вѣрно и то, когда размѣры отверстія очень малы сравнительно съ разстояніемъ до верхняго уровня. Въ противномъ случаѣ, расходъ можетъ быть опредѣленъ слѣдующимъ

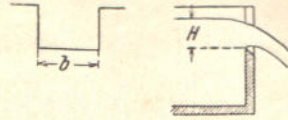
образомъ. Для выдѣленной изъ площади отверстія двумя горизонтальными прямыми узкой щели съ высотой  $dH$  (фиг. 36) и шириной  $b$  выраженіе для расхода можетъ быть такъ написано:

$$dQ = bdH \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (25)$$

Чтобы получить весь расходъ, нужно произвести интегрированіе на всей площади отверстія.



фиг. 36.



фиг. 37.

Практическое значеніе имѣетъ прямоугольный водосливъ (фиг. 37). Здѣсь ширина  $b$  постоянна и поэтому расходъ получится изъ формулы:

$$Q = \int b \sqrt{2g} H^{1/2} dH = \frac{2}{3} b H \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (26)$$

Опытъ показываетъ, однако, что въ дѣйствительности расходъ равенъ приблизительно только двумъ третямъ найденнаго (см. § 29).

## Г Л А В А III.

### Вліяніє сопротивленій на движеніє воды.

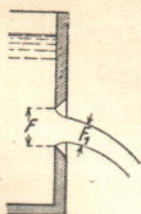
#### 27. Коэффициенты скорости, сжатія и расхода.

Сравнивая количество воды, вытекающее изъ даннаго отверстія съ тѣмъ, какое должно бы вытечь изъ него на основаніи формулъ, найдемъ, что первое всегда меньше второго. Но этому не слѣдуетъ удивляться; выводя формулы, мы предполагали, что теченіе происходитъ безъ тренія и что потенциальная энергія безъ потерь переходитъ въ кинетическую энергію. Но такое допущеніе не соотвѣтствуетъ дѣйствительности, такъ какъ между водой и стѣнками, а также между самими частицами воды есть треніе.

Часть потенциальной энергіи затрачивается на преодоленіе этого тренія и, слѣдовательно, въ дальнѣйшихъ процессахъ участія не принимаетъ. Но она не исчезаетъ, а превращается въ теплоту. Теплота же совершенно бесполезна для гидравлическихъ процессовъ, поэтому-то превратившаяся въ нее энергія считается потерянной. Вслѣдствіе этой потери, вызванной треніемъ, дѣйствительная скорость истеченія должна быть меньше скорости, полученной нами раньше.

Если отношеніе этихъ скоростей обозначимъ черезъ  $\varphi$ , то дѣйствительная скорость истеченія напишется такъ:

$$c = \varphi \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (27)$$



фиг. 38.

Здѣсь  $H$  означаетъ напоръ, подъ вліяніемъ котораго вытекаетъ вода. Величина  $\varphi$ , называемая коэффициентомъ скорости, всегда менѣ единицы. Пропорціально скорости уменьшается и количество вытекающей воды.

Но можетъ быть и другая причина, понижающая расходъ черезъ отверстіе. Если отверстіе устроено такъ, что вытекающія вышнія струйки, сближаются между собой (см. отверстіе, изображенное на фиг. 38), то за отверстіемъ струя получаетъ сжатіе. Въ такомъ случаѣ количество вытекающей воды опредѣляется не сѣченіемъ

отверстія  $F$ , а сѣченіемъ  $F_1$  внѣ отверстія (тамъ гдѣ струйки становятся параллельны).

Если написать

$$\frac{F_1}{F} = \alpha,$$

то найдемъ:

$$F_1 = \alpha F.$$

Величину  $\alpha$  называютъ коэффициентомъ сжатія.

Такимъ образомъ дѣйствительный расходъ будетъ:

$$Q = \alpha \varphi F \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (28)$$

Опредѣливъ изъ опыта эту величину, можно найти произведеніе обоихъ коэффициентовъ:

$$\mu = \alpha \varphi \dots \dots \dots (29)$$

Его называютъ коэффициентомъ расхода данного сѣченія.

Изъ двухъ коэффициентовъ  $\alpha$  и  $\varphi$  лишь послѣдній измѣряетъ потерю энергіи, сжатіе же само по себѣ не уменьшаетъ энергіи, такъ что, если необходимо получить опредѣленный расходъ воды, то стоитъ лишь соответственно увеличить сѣченіе отверстія. Однако, сжатіе иногда можетъ оказаться причиною, вызывающей потерю энергіи, когда за сѣченіемъ  $F_1$  струйки начинаютъ течь въ безпорядкѣ, не параллельно между собой. Это всегда бываетъ въ тѣхъ случаяхъ, гдѣ сѣченіе отверстія не имѣетъ форму круга.

Измѣряя количество вытекающей жидкости, мы найдемъ лишь произведеніе  $\alpha \varphi$ ; если же желательно получить каждый коэффициентъ въ отдѣльности, то нужно непосредственно опредѣлить хотя-бы одну изъ этихъ величинъ. Сжатіе находятъ съ помощью соответствующихъ приспособленій, измѣряющихъ сѣченія струи. Скорость же истечения и вмѣстѣ съ тѣмъ коэффициентъ скорости опредѣляется изъ параболической траекторіи струи. Оба метода сложны, а порой и невыполнимы, поэтому обычно ограничиваются тѣмъ, что по количеству вытекающей воды, установленному опытомъ, вычисляютъ коэффициентъ расхода и пользуются имъ.

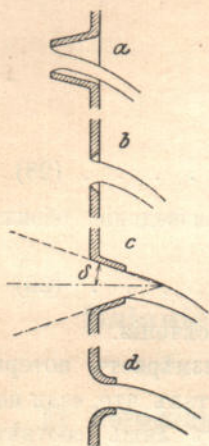
## 28. Сжатіе въ сѣченіяхъ разной формы.

Въ зависимости отъ характера отверстія сжатіе бываетъ различно. Изъ четырехъ отверстій, представленныхъ на фиг. 39, оно сильнѣе всего въ  $a$ . Въ отверстіи  $b$  съ заостреннымъ внутреннимъ ребромъ, называемомъ отверстіемъ въ тонкой стѣнкѣ, оно уже меньше; у  $c$  сжатіе понижается еще болѣе и совершенно исчезаетъ въ отверстіи  $d$ , съ округленными внутренними краями, гдѣ коэффициентъ сжатія равенъ единицѣ; а коэффициентъ расхода равенъ коэффициенту скорости.

При истеченіи изъ круглыхъ отверстій, сопровождающемся даже сильнѣмъ сжатіемъ, струя воды остается сплоченной. Если же отверстие имѣетъ иные очертанія, то неправильная форма струи сразу указываетъ, что струйки пришли въ безпорядокъ и что при этомъ теряется энергія. Струйки вытекаютъ параллельно только изъ отверстій типа  $d$  и, какова

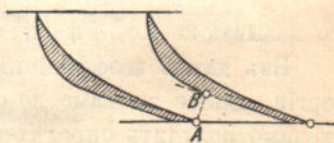
бы ни была ихъ вѣшняя форма, вся струя получается довольно компактной; но и при такомъ условіи все-таки лучшіе результаты даетъ круглое отверстіе.

Какъ показываетъ опытъ, величина сжатія измѣняется съ высотой напора. Если опредѣлить коэффициентъ расхода для какого-либо отверстія со сжатіемъ, то этотъ коэффициентъ нельзя относить къ другимъ болѣе или менѣе сходнымъ сѣченіямъ и по немъ высчитывать количество вытекающей воды, находящейся подъ инымъ напоромъ.



фиг. 39.

Коэффициентъ же скорости мало зависитъ отъ напора и на него слабо вліяетъ характеръ устья, если нѣтъ сжатія струи. Слѣдовательно, опредѣлять послѣдній коэффициентъ легче, а сжатія избѣгаютъ по возможности всюду, гдѣ должно происходить истечение изъ отверстія.



фиг. 40.

Въ отверстіяхъ типа *d*, фиг. 39, въ зависимости отъ гладкости стѣнокъ коэффициентъ расхода:

$$\mu = 0,95 \text{ до } 0,99.$$

При этомъ весьма важно, чтобы стѣнки были параллельны другъ другу не далѣе, чѣмъ этого требуетъ параллельное истечение струекъ, т. е. цилиндрическая часть отверстія должна быть возможно коротка. Ганзенъ изслѣдовалъ 6 круглыхъ бронзовыхъ цилиндрическихъ насадковъ длиною въ 70 мм. и діаметромъ въ 100 мм; \*) внутреннія стѣнки были закруглены радіусомъ въ 30 мм. Коэффициентъ расхода въ насадкахъ колебался между 0,9938 и 0,9986, т. е. мало отклонялся отъ единицы.

Для каналовъ турбинныхъ колесъ (фиг. 40) съ прямоугольнымъ сѣченіемъ можно принять:

$$\mu = 0,95 \text{ до } 0,97.$$

При этомъ лопатки должны быть параллельны между собою не далѣе, какъ до точки *B*.

Для круглыхъ коническихъ насадковъ (фиг. 39 *c*), въ которыхъ  $\delta = 0$  до  $45^\circ$ , Вейсбахъ \*\*) на основаніи опытовъ установилъ формулу:

$$\mu = 0,966 - 0,213 \tan \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

При  $\delta = 0$ ,  $\mu = \varphi = 0,966$ . Если допустить, что этотъ коэффициентъ скорости вѣренъ и при прочихъ величинахъ  $\delta$ , то коэффициентъ сжатія будетъ

$$\alpha = 1 - 0,22 \tan \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30a)$$

\*) Zeitschrift d. Vereins deutsch. Ingenieure 1892, S. 1061.

\*\*) Ingenieur mechanik, 5 Aufl, Bd. I, S. 985.

**29. Отверстіє въ тонкой стѣнкѣ. Водосливъ.**

Такъ какъ одинаковыя отверстія въ тонкой стѣнкѣ легче сдѣлать тождественными, то ихъ часто употребляютъ для измѣренія расходовъ воды.

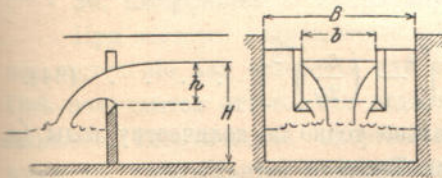
Для круглыхъ отверстій Вейсбахъ нашель:

	$d = 10$	20	30	40 мил.
$H = 0,60$	$\mu = 0,628$	0,621	0,614	0,607
$H = 0,25$	$\mu = 0,637$	0,629	0,622	0,614

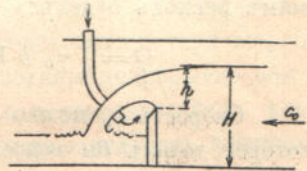
Въ виду того, что коэффициентъ скорости нѣсколько менѣ единицы, можно считать коэффициентъ сжатія

$$\alpha = \frac{2}{3}.$$

При измѣреніи большихъ расходовъ особенное значеніе имѣеть прямоугольное отверстіє въ тонкой стѣнкѣ, такъ называемый водосливъ (фиг. 41). Водосливъ устраиваютъ въ части канала, имѣющей возможно правильную форму, а стѣнку устанавливаютъ вертикально и подъ прямымъ угломъ къ



фиг. 41.



фиг. 42.

направленію теченія. Вслѣдствіе сжатія и пониженія свободной поверхности воды черезъ водосливъ протекаетъ приблизительно  $\frac{2}{3}$  того количества, какое слѣдуетъ изъ ур. 26, § 26. Поэтому можно написать

$$Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} \dots \dots \dots (31)$$

Величина  $\mu$  опредѣляется изъ опытовъ.

Водосливъ устраивается или во всю ширину канала (совершенный водосливъ) или только на части ея (несовершенный водосливъ) (фиг. 41). Въ послѣднемъ случаѣ появляется боковое сжатіє.

Ребро водослива должно быть выше нижней поверхности воды. Когда водосливъ занимаетъ всю ширину канала (фиг. 42), то нужно, чтобы пространство, лежащее подъ струей, было соединено съ атмосферой; въ противномъ случаѣ вода совершенно высосетъ оттуда воздухъ и нижняя поверхность воды поднимется до ребра водослива, чѣмъ нарушается правильность теченія. Высота водослива  $h$  должна измѣряться въ томъ мѣстѣ, гдѣ еще не началось пониженіє поверхности воды.

Производилась масса опытовъ и давалось много формулъ, дающихъ возможность по размѣрамъ водослива и высотѣ свободной поверхности

надъ ребромъ находить расходъ воды. Строго говоря эти формулы справедливы только при тѣхъ условіяхъ, при которыхъ онѣ выводились. Если же примѣнить ихъ къ другому водосливу, то всегда окажутся различія въ большей или меньшей степени.

По Брашману при  $h \leq 0,1$  метра, относя къ 1 метру ширины, для не совершенныхъ водосливовъ получается:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,0053 \frac{1}{h}, \dots \dots \dots (32)$$

а для совершенныхъ водосливовъ:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,4224 + 0,00053 \frac{1}{h} \dots \dots \dots (33)$$

Въ эти формулы не входитъ глубина  $H$ ; но очевидно, что она оказываетъ нѣкоторое вліяніе на расходъ. Когда глубина невелика, то вода, подходя къ водосливу, имѣетъ уже значительную скорость  $c_0$ , въ силу чего скорость перетеканія черезъ ребро возрастаетъ. Такимъ образомъ расходъ воды черезъ водосливы съ одинаковой высотой  $h$  будетъ тѣмъ больше, чѣмъ глубина канала  $H$  меньше.

Если  $\mu_0$  есть коэффициентъ даннаго водослива при очень большой глубинѣ канала, т. е. при  $c_0 = 0$ , то по Вейсбаху соответствующій этимъ условіямъ расходъ будетъ:

$$Q = \frac{2}{3} \mu_0 b \sqrt{2g} \left[ \left( h + \frac{c_0^2}{2g} \right)^{3/2} - \left( \frac{c_0^2}{2g} \right)^{3/2} \right] \dots \dots \dots (34).$$

Скорость  $c_0$  можно опредѣлить довольно точно по количеству воды  $Q_0$ , которое давалъ бы водосливъ при  $c_0 = 0$ . Тогда

$$c_0 = \frac{Q_0}{BH}.$$

Фреше \*) даетъ слѣдующія формулы, учитывающія скорость притекающей воды при совершенномъ водосливѣ:

$$\mu = \left( 0,615 + \frac{0,0021}{h} \right) \left[ 1 + 0,55 \left( \frac{h}{H} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (35).$$

Это справедливо при  $h = 0,1$  до 0,6 метр.

$$b \leq h$$

Въ несовершенныхъ водосливахъ

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \mu_0 \left\{ 1 + \left[ 0,25 \left( \frac{b}{B} \right)^2 + \zeta' \right] \left( \frac{h}{H} \right)^2 \right\}, \\ \text{гдѣ} \quad \mu_0 &= 0,5755 + \frac{0,017}{h + 0,18} - \frac{0,075}{b + 1,2} \\ \text{и} \quad \zeta' &= 0,025 + \frac{0,0375}{\left( \frac{h}{H} \right)^2 + 0,02} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (36)$$

\*) Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 1285 „Hütte“, 9 издание, томъ I, стр. 249.

Это вѣрно при  $h = 0,1$  до  $0,6$ , метр.

$b \leq 0,1$  метр. для  $h = 0,2$  метр.

$b \leq 0,5$  метр. для  $h = 0,6$  метр.

$\frac{h}{H} \leq 0,1$  для  $\frac{b}{B} = 0,9$

0,2                      0,8

0,3                      0,7

0,4                      0,5

0,5                      0,3

Если стѣнка водослива не вертикальна, а напр. наклонена по теченію, то уменьшается сжатіе, слѣдовательно, повышается расходъ воды. Помимо того, температура такъ же играетъ извѣстную роль: съ повыше-ніемъ температуры увеличивается подвижность воды и понижается треніе. Однако это вліяніе весьма слабо, такъ какъ температура колеблется въ узкихъ предѣлахъ.

### 30. Коэффициенты сопротивленія.

При всякомъ гидравлическомъ процессѣ—будетъ ли это обычное тече-ніе, истеченіе изъ отверстия или иное явленіе—происходятъ потери энергіи. Онѣ получаются оттого, что отдѣльныя водяныя частицы непрерывно обмѣ-ниваются кинетической энергіей вслѣдствіе тренія и ударовъ. Такъ какъ движеніе продолжается непрерывно, то частицы должны получать ускореніе за счетъ имѣющагося запаса энергіи. Очевидно, что потерю надо считать пропорціональной кинетической энергіи данной частицы, слѣдовательно, квадрату ея скорости. Разъ скорость входитъ во второй степени, то въ по-теряхъ отъ напора преобладающее значеніе получаютъ большія скорости; по-тому-то вполнѣ цѣлесообразно относить всю потерю къ большей скорости даннаго процесса. Мы измѣряемъ потерю энергіи высотой потеряннаго напора  $H_v$  и пишемъ:

$$H_v = \alpha w^2,$$

причемъ величина  $\alpha$ , опредѣляемая опытнымъ путемъ, должна находиться особо для каждаго вида процессовъ. Но обычно, чтобы выразить эту эмпи-рическую величину отвлеченнымъ числомъ, пишутъ:

$$H_v = \zeta \frac{w^2}{2g} \dots \dots \dots (37)$$

Здѣсь  $w^2 : 2g$  есть высота напора, соотвѣтствующая скорости  $w$ , а коэф-фициентъ сопротивленія  $\zeta$  показываетъ, какая доля высоты напора затрачена во время процесса.

Пусть для какого-нибудь гидравлическаго процесса, напр. истеченія, признаемъ высотой напора  $H$ , скорость же истеченія  $w$  даетъ только высоту напора

$$H_w = \frac{w^2}{2g},$$



которая называется дѣйствующимъ напоромъ. Если-бъ не было тренія, то скорость истеченія была бы вызвана одной лишь  $H_w$ , но такъ какъ для преодоленія тренія теряется нѣкоторая высота напора  $H_w$ , то наличная высота напора должна быть повышена на эту величину; слѣдовательно:

$$H = H_w + H_v$$

Подставляя вмѣсто  $H_v$  и  $H_w$  ихъ выраженія, указанная выше получимъ:

$$H = (1 + \zeta) \frac{w^2}{2g} \dots \dots \dots (38)$$

Если  $H$  имѣется, величина же  $\zeta$  опредѣлена изъ опыта для случаевъ подобныхъ данному, то можно высчитать скорость истеченія

$$w = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta}} \dots \dots \dots (38a)$$

Написавъ уравненіе 37 въ видѣ

$$H_v = \zeta H_w \dots \dots \dots (37a)$$

можемъ использовать его для опредѣленія коэффициента сопротивленія. Именно:

$$\zeta = \frac{H_v}{H_w} \dots \dots \dots (39)$$

Такимъ образомъ коэффициентъ сопротивленія равенъ отношенію потеряннаго напора къ дѣйствующему.

### 31. Зависимость между коэффициентами скорости и сопротивленія.

Пусть съ помощью опыта опредѣлено количество воды  $Q$ , вытекающее подъ напоромъ  $H$ , безъ сжатія изъ даннаго отверстія съ площадью сѣченія  $F$ . Средняя скорость истеченія будетъ:

$$c = \frac{Q}{F}$$

коэффициентъ же скорости получится изъ соотношенія:

$$c = \varphi \sqrt{2gH}$$

Постараемся теперь опредѣлить коэффициентъ сопротивленія въ отверстіи.

По уравненію 38a

$$c = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta}}$$

Дѣля оба эти уравненія найдемъ

$$\varphi^2 = \frac{1}{1 + \zeta}$$

и

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \dots \dots \dots (40)$$

Такъ какъ  $\varphi$  мало отличается отъ единицы, то это выраженіе можно представить проще. Обозначимъ

$$\varphi = 1 - a$$

Величина  $a$  очень мала, поэтому ея высшими степенями можно пренебречь.

Разлагая выраженіє

$$\zeta = \frac{1}{(1-a)^2} - 1$$

въ рядъ и пренебрегая высшими степенями  $a$ , получимъ для  $\zeta$  приблизительное выраженіє въ видѣ

$$\zeta = 2a = 2(1-\varphi) \dots \dots \dots 40a)$$

Такъ какъ  $H$  и  $H_v$  мало разнятся другъ отъ друга, то потерю напора приблизительно можно такъ представить:

$$H_v = 2(1-\varphi)H \dots \dots \dots 37b)$$

Последнія двѣ формулы весьма пригодны для быстрыхъ приближенныхъ подсчетовъ.

Пусть напр. для нѣкотораго насадка оказалось

$$\varphi = 0,97, \text{ т. е. } 1 - \varphi = 0,03$$

отсюда

Приближенно	Точно
$\zeta = 0,06$	0,0501
$H_v = 0,06H$	0,0558H.

### 32. Потери при вступленіи воды въ трубу.

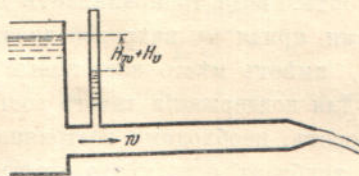
Присоединивъ сравнительно длинный трубопроводъ къ резервуару (фиг. 43), замѣтимъ, что непосредственно за мѣстомъ присоединенія уровень жидкости въ пьезометрической трубкѣ станетъ ниже уровня ее въ самомъ сосудѣ. Это объясняется тѣмъ, что, во-первыхъ, часть напора

$$H_w = \frac{w^2}{2g}$$

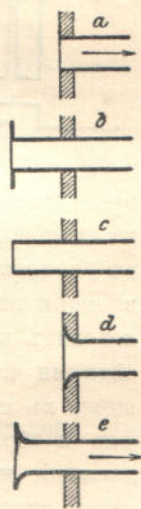
идеть на сообщеніє воды скорости  $w$ , и, во-вторыхъ, часть напора

$$H_v = \zeta \frac{w^2}{2g}$$

теряется при вступленіи воды въ трубу. Коэффициентъ  $\zeta$  зависитъ отъ способа присоединенія трубы къ резервуару. Для трубъ круглаго сѣченія можно положить:



фиг. 43.



фиг. 44.

Фиг. 44 для  $a$  и  $b$   $\zeta = 0,5$

„ „ „  $c$   $\zeta \le 1^*)$

„ „ „  $d$  и  $e$   $\zeta = 0,06$  до  $0,08$

Если патрубокъ снабженъ сѣтчатой коробкой, то потерю при протеканіи черезъ нее можно вычислить слѣдующимъ образомъ. Пусть  $F_s$  обозна-

\*) Чѣмъ тоньше и острѣе край, тѣмъ больше коэффициентъ  $\zeta$ .

часть живое сѣченіе сѣтки. Принимая во вниманіе сжатіе струекъ, получимъ, на основаніи § 29 для скорости протеканія черезъ отверстія сѣтки, слѣдующее выраженіе:

$$w_s = \frac{3}{2} \frac{Q}{F_s}$$

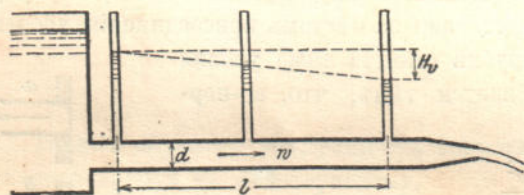
Соотвѣтствующій напоръ

$$H_s = \frac{w_s^2}{2g}$$

представляетъ потерю при вступленіи. Его нужно считать потеряннмъ, потому что воду внутри сѣтчатой коробки можно считать пришедшей въ состояніе покоя.

### 33. Трѣніе въ трубахъ.

Въ горизонтальной цилиндрической трубѣ (фиг. 45) въ мѣстѣ присоединенія ея къ резервуару наблюдается опредѣленная пьезометрическая высота (§ 32). Если вдоль всей трубы поставить пьезометры, то окажется, что уровень жидкости въ нихъ понижается въ направленіи движенія. Потерю энергіи, которая обнаруживается этимъ уменьшеніемъ пьезометрической



фиг. 45.

высоты, нужно приписать трѣнію воды о стѣнки трубы. О происхожденіи этой потери можно составить себѣ чрезвычайно наглядное представленіе при быстрой ѣздѣ по водѣ. Морская вода въ особенности даетъ возможность прослѣдить, какъ, благодаря прилипанію, отдѣльныя частички увлекаются на нѣкоторомъ протяженіи наружной поверхностью судна, затѣмъ, придя въ вихревое состояніе, отдѣляются отъ этой поверхности; съ теченіемъ времени вихри исчезаютъ въ спокойной водѣ. Аналогичное явленіе происходитъ въ трубахъ: вода то прилипаетъ къ стѣнкамъ, то увлекается соседними частицами, придя въ вихревое движеніе. Въ слоѣ воды, прилегающемъ къ стѣнкѣ, имѣетъ мѣсто постоянный переходъ отъ движенія къ покою и обратно. Для поддержанія такого состоянія перехода изъ покоя въ движеніе и наоборотъ, необходима постоянная затрата энергіи. По природѣ своей трѣніе въ трубкахъ есть нѣчто совсѣмъ отличное отъ трѣнія твердыхъ тѣлъ между собою, оно совершенно не зависитъ отъ давленія, подъ какимъ находится жидкость.

Слѣдуетъ принять, что потери растутъ прямо пропорціонально длинѣ трубы, и такъ какъ онѣ состоятъ въ разсѣяннн кинетической энергіи, то можно положить, что онѣ прямо пропорціональны квадрату скорости жидкости. Далѣе потери будутъ возрастать въ томъ же отношеніи, въ какомъ находится масса воды, движущаяся то замедленно, то ускоренно, ко всей массѣ воды. Такъ какъ первая можетъ быть положена прямо пропорціональной смоченному периметру  $U$ , а вторая—площади живого сѣченія  $F$

трубы, то получаемъ, наконецъ, для потеряннаго на треніе напора слѣдующее выраженіе

$$H_v = \zeta \frac{U}{F} l \frac{w^2}{2g} \dots \dots \dots (41)$$

Для обыкновеннаго случая, когда труба имѣетъ круглое сѣченіе,  $U = \pi d$ ,

а  $F = \frac{1}{4} \pi d^2$ , и формула (41) принимаетъ иной видъ

$$H_v = 4\zeta \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}$$

или

$$H_v = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \dots \dots \dots (42)$$

Число  $\lambda = 4\zeta$  называется коэффициентомъ тренія въ трубахъ; оно должно быть опредѣлено изъ опытовъ.

Такъ какъ вопросъ о треніи въ трубахъ имѣетъ большое практическое значеніе, то такихъ опытовъ было произведено очень много. Они показываютъ, что коэффициентъ  $\lambda$  не совсѣмъ постояненъ, а также обнаруживается его зависимость отъ степени гладкости трубъ. Далѣе, для одной и той же трубы онъ уменьшается съ увеличеніемъ скорости. Это объясняется тѣмъ, что съ уменьшеніемъ скорости увеличивается толщина слоя, въ которомъ происходили указанные выше явленія измѣненія скорости.

Кромѣ того найдено, что съ уменьшеніемъ діаметра коэффициентъ  $\lambda$  увеличивается. Причину этого нужно искать въ увеличеніи массы слоя, прилипающаго къ стѣнкѣ, даже если толщина его не мѣняется по отношенію ко всей массѣ протекающей воды, въ случаѣ если діаметръ трубы уменьшается.

Вейсбахъ предлагаетъ на основаніи большого числа, какъ чужихъ, такъ и своихъ собственныхъ опытовъ надъ трубами съ діаметромъ отъ 27 до 490 *mm*. при скоростяхъ отъ 0,0436 до 4,6 *mt*. формулу:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,01692}{\sqrt{w}} \dots \dots \dots (43)$$

Цейнеръ вывелъ изъ тѣхъ же, а также и дальнѣйшихъ опытовъ такое значеніе:

$$\lambda = 0,01431 + \frac{0,01033}{\sqrt{w}} \dots \dots \dots (44)$$

Дарси даетъ для скоростей большихъ 0,2 метр. формулу:

$$\lambda = 0,01989 + \frac{0,0005078}{d} \dots \dots \dots (45)$$

Лангъ\*) даетъ для новыхъ чугуновыхъ трубъ значеніе:

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{wd}} \dots \dots \dots (46)$$

\*) Справочная книжка „Hütte“ 9 изд., томъ I, стр. 259.

Р. Биль \*) предлагает на основании большого числа опубликованных опытов других изслѣдователей для новыхъ чугунныхъ трубъ при температурѣ воды 12° формулу:

$$\lambda = 0,00942 + \frac{0,00565}{\sqrt{d}} + \frac{0,000895}{w\sqrt{d}} \dots (47)$$

Ур—ніемъ (41) можно также пользоваться для вычисленія потерь въ открытыхъ каналахъ, если только подъ  $U$  подразумѣвать смоченный периметръ живого сѣченія канала. Для коэффициента  $\zeta$  нужно положить по Базену \*\*)

$$\zeta = 2g \left( \frac{1 + c\sqrt{U:F}}{87} \right)^2 \dots (48)$$

Здѣсь слѣдуетъ брать:

$c = 0,06$	для	стѣнокъ	изъ	цемента,
$c = 0,16$	"	"	"	плитняка,
$c = 0,47$	"	"	"	булыжника,
$c = 0,85$	"	"	"	земли.

### 34. Опредѣленіе діаметра трубы для заданной потери напора.

Пусть требуется спроектировать трубопроводъ, который долженъ при заданной длинѣ и извѣстной потерѣ напора пропустить извѣстное количество воды (давать опредѣленный расходъ). Для этой цѣли формулы могутъ быть приведены къ болѣе удобному виду. Можно написать:

$$1000 \frac{H_v}{l} = i \text{ или } H_v = \frac{li}{1000},$$

такъ что  $i$  (отвлеченное число) означаетъ потерю напора въ тысячныхъ (промиляхъ,  $\frac{0}{100}$ ) доляхъ длины трубопровода. Въ такомъ случаѣ по уравненію 42 § 33:

$$i = 51 \frac{\lambda}{d} w^2,$$

или такъ какъ:

$$w = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{d^2},$$

$$i = 82,6\lambda \frac{Q^2}{d^5},$$

$$d^5 = 82,6\lambda \frac{Q^2}{i}.$$

При этомъ всѣ величины отнесены къ метру и секундѣ. Если перейти къ дециметрамъ и литрамъ въ минуту, то получимъ

$$d^5 = 22,94 \frac{\lambda}{i} \left( \frac{Q}{100} \right)^2 \dots (49)$$

\*) Mitteilungen über Forschungsarbeiten, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Heft 44.

\*\*) Справ. книжка „Hütte“, 9 изд., томъ I, стр. 265.

Такъ какъ  $\lambda$  сама является функціей опредѣляемаго діаметра, то рѣшеніе этого уравненія было бы довольно затруднительно. Но такъ какъ все равно нужно сообразоваться съ діаметрами трубъ, имѣющихся въ продажѣ, то въ точномъ рѣшеніи нѣтъ необходимости, и значеніе  $\lambda$  можно сначала взять приблизительно. Таблица пятыхъ степеней діаметровъ трубъ, наиболѣе употребительныхъ можетъ значительно облегчить вычисленія.

$d$ mm	$d^5$ dm	$d$ mm	$d^5$ dm	$d$ mm	$d^5$ dm	$d$ mm	$d^5$ dm
25	0,0010	90	0,590	200	32,00	400	1 024
30	0,0024	100	1,000	225	57,66	450	1 865
40	0,0102	110	1,610	235	71,67	500	3 125
45	0,0184	120	2,488	250	97,66	550	5 033
50	0,0312	125	3,052	275	157,3	600	7 776
60	0,0778	135	4,484	300	243,0	650	11 602
70	0,168	150	7,594	325	362,6	700	16 807
75	0,237	165	12,23	350	525,2	800	32 768
80	0,328	180	18,89	375	741,6	900	59 049
						1000	100 000

Но несравненно болѣе удобнымъ является пользованіе діаграммой *фиг. 46*. Эта послѣдняя построена слѣдующимъ образомъ. Для извѣстнаго числа различныхъ діаметровъ и различныхъ расходовъ воды по формулѣ *Ланга* вычислены потери напора въ тысячныхъ доляхъ длины трубы. По абсциссамъ отложены діаметры, а по ординатамъ полученныя значенія  $i$ . Если соединить точки одинаковаго расхода, то получимъ рядъ кривыхъ, изъ которыхъ каждая соотвѣтствуетъ опредѣленному расходу  $Q$ . Назовемъ ихъ кривыми расхода. Если взять на одной изъ этихъ кривыхъ точку, прочесть значенія ея координатъ  $d$  и  $i$ , то получимъ соотвѣтствующія другъ другу значенія  $Q$ ,  $d$  и  $i$ .

Точно также были вычислены для извѣстныхъ діаметровъ и скоростей воды значенія  $i$ , нанесены на ту же діаграмму и, такимъ образомъ, получены кривыя скоростей. Та кривая скорости, которая проходитъ черезъ выбранную точку, даетъ скорость, соотвѣтствующую діаметру трубы  $d$ , расходу  $Q$  и потерѣ напора  $i$ .

Помощью интерполированія на этой діаграммѣ можно для двухъ произвольно избранныхъ величинъ найти двѣ соотвѣтственныя другія.

Вмѣсто величинъ  $d$  и  $i$  нанесены ихъ логарифмы. Если бы  $\lambda$  была постоянна, то кривыя расходовъ и скоростей были бы прямыми. Этого, конечно, нѣтъ; во всякомъ случаѣ кривыя настолько пологи, что этимъ значительно облегчается интерполированіе.

Съ теченіемъ времени въ трубѣ можетъ образоваться, благодаря ржавчинѣ, осѣданію водорослей или растворенныхъ въ водѣ солей, толстая корка, которая уменьшаетъ живое сѣченіе и ведетъ къ значительному возрастанію потерь напора. Это обстоятельство нужно принимать во вниманіе при расчетѣ. Если, напрямѣрь, требуется выбрать діаметръ для нѣкото-

раго трубопровода, который при известном напорѣ долженъ имѣть заданный расходъ и, если желательно быть увѣреннымъ, что трубопроводъ послѣ известного срока службы будетъ удовлетворять послѣднему условию, то нужно только взятый изъ диаграммы диаметръ увеличить на удвоенную предполагаемую толщину корки. Если, наоборотъ, желаютъ знать расходъ воды для данной трубы при опредѣленной потерѣ напора черезъ известное время службы, то его можно прочесть по диаграммѣ для соответственно уменьшеннаго диаметра. Свѣдѣнія о толщинѣ корки приходится брать изъ опытовъ съ соответствующей водой \*).

### 35. Линія пьезометрическихъ высотъ.

Черезъ поперечное сѣченіе (фиг. 47) трубы протекаетъ въ единицу времени данное количество воды. Если можно пренебречь разностью между длиной трубы и ея горизонтальной проекціей, то пьезометрическія высоты расположатся на прямой линіи, которая образуетъ съ горизонтомъ уголъ  $\alpha$ ;



фиг. 47.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_v}{l} = \frac{\lambda}{d} \frac{w^2}{2g}.$$

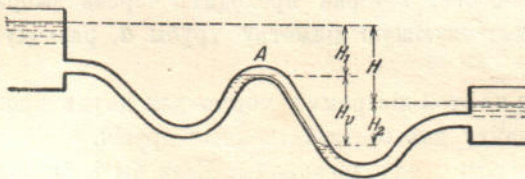
Отрѣзокъ отъ этой линіи до трубы даетъ давленіе, которое въ ней господствуетъ въ данномъ мѣстѣ; поэтому эту линію называютъ линіей пьезометрическихъ высотъ (напорная линія). Она не должна пересѣкать трубу, если давленіе въ ней не должно становиться меньшимъ атмосфернаго.

### 36. Скопленіе воздуха въ трубахъ.

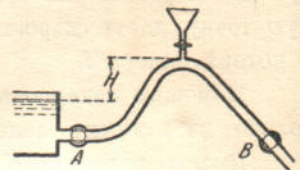
Если труба изгибается то вверхъ, то внизъ, то въ ней въ нѣкоторыхъ мѣстахъ можетъ скопиться воздухъ и значительно затруднить или даже совсѣмъ прервать движеніе воды. Воздухъ, скопившись въ колѣнѣ А (фиг. 48), передвигается до тѣхъ поръ, пока вода не сможетъ перетекать черезъ высшую точку колѣна. Напоръ  $H_v$  теряется и имъ уже нельзя воспользоваться для преодоленія сопротивленій. Если количество воздуха настолько велико, что  $H_v = H$ , то движеніе воды прекращается.

Въ этомъ случаѣ  $H_2 = H_1$ .

Гдѣ по мѣстнымъ условіямъ нельзя избѣжать скопленій воздуха, тамъ нужно заботиться объ автоматическихъ приспособленіяхъ для его удаленія. Въ случаѣ,



фиг. 48.



фиг. 49.

если теченіе воды при наполненіи трубы устанавливается само, то воздухъ можетъ удаляться автоматически.

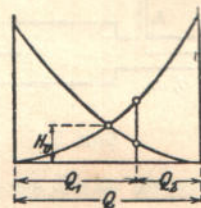
\*) На диаграммѣ (фиг. 46) есть диаметры до 2 метр.; данныя для нихъ являются уже не достаточно достовѣрными, но пользованіе ими безопасно, такъ какъ по формулѣ Лауга для большихъ диаметровъ потери получаются больше, чѣмъ на самомъ дѣлѣ. Вообще при всѣхъ этихъ расчетахъ нужно считаться съ ихъ ненадежностью, такъ какъ свойства стѣнокъ сильно вліяютъ на потери.

При трубѣ въ видѣ сифона (фиг. 49) на это нельзя рассчитывать; воздух нужно выкачивать, если не устроено такъ, чтобы сифонъ при помощи задвижекъ *A* и *B* и воронки съ краномъ *C* могъ быть наполняемъ водой. При давленіи меньшемъ атмосфернаго, воздухъ выдѣляется изъ воды. Если его все время не откачивать изъ колѣна сифона или, по крайней мѣрѣ, черезъ короткіе промежутки времени, то теченіє воды прекратится.

### 37. Составной трубопроводъ.

Если трубопроводъ состоитъ изъ нѣсколькихъ, слѣдующихъ другъ за другомъ, различныхъ частей, то все его сопротивленіє равно суммѣ сопротивленій отдѣльных частей.

Если же трубопроводъ состоитъ изъ двухъ параллельныхъ вѣтвей, то потерю напора при заданномъ общемъ расходѣ можно узнать слѣдующимъ образомъ. Расходамъ  $Q_1$  и  $Q_2$ , на которые дѣлится  $Q$ , должны соответствовать одинаковыя паденія напора въ обѣихъ вѣтвяхъ I и II. Дѣленіє это продѣлываютъ наудачу и наносятъ (фиг. 50) вычисленные потери напора, какъ ординаты, а расходы  $Q_1$  и  $Q_2$ , какъ абсциссы; послѣ нѣсколькихъ повтореній, мѣняя  $Q_1$  и  $Q_2$ , получаютъ двѣ кривыя, пересѣченіє которыхъ и даетъ искомую потерю напора. Этотъ способъ легко распространить и на большее число параллельныхъ вѣтвей.



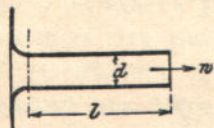
фиг. 50.

### 38. Трениє въ удлиненныхъ насадкахъ.

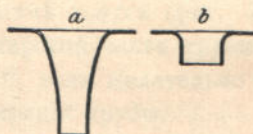
Если сдѣлать насадокъ съ хорошо закругленнымъ устьемъ (фиг. 51) на длину  $l$  длиннѣе, чѣмъ требуется для того, чтобы направить всѣ струйки параллельно, то благодаря этому могутъ возникнуть весьма значительныя потери. По ур—нію 42 § 33 потеря напора при кругломъ сѣченіи

$$H_v = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}$$

Величина  $\frac{w^2}{2g}$  измѣряетъ кинетическую энергію вытекающей воды; слѣдовательно, отношеніє  $\frac{\lambda l}{d}$  выражаетъ потерю въ удлиненіи насадка въ частяхъ этой энергіи. Если, напр.,  $H_v = 40$  mt., то  $w = 28$  mt., а по Вейсбаху по-



фиг. 51.



фиг. 52.

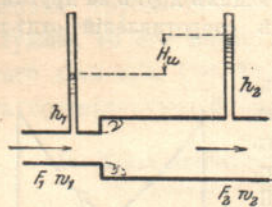
скольку  $\lambda = 0,0176$ . Такимъ образомъ, сколько разъ  $d$  содержится въ безразмерномъ удлиненіи насадка, столько же разъ теряется 1,76% кинетической энергіи воды.

Послѣ этого разсужденія можно сказать безъ малѣйшаго сомнѣнія, что насадка *a* (фиг. 52) хуже насадка *b*. Вышеизложенное нужно хорошо помнить при проектированіи каналовъ турбинъ.



### 39. Внезапное расширение трубы.

Если сечение трубы (фиг. 53) сразу от сечения  $F_1$  переходит къ большому сечению  $F_2$ , то въ болѣе широкой части пьезометрическая высота оказывается больше на величину  $H_u$ , чѣмъ въ узкой. Это означаетъ увеличеніе давленія и указываетъ на переходъ части энергіи движенія въ потенциальную энергію. Кромѣ того часть кинетической энергіи теряется; ее можно вычислить,



фиг. 53.

пользуясь закономъ Карно. Масса воды сначала обладает скоростью  $w_1$ ; при переходѣ происходитъ ударъ о содержимое уширенной части съ относительной скоростью  $w_1 - w_2$  и, такъ какъ это происходитъ съ массами совершенно неупругими, то энергію, соответствующую этой скорости, нужно считать совершенно потерянной. Напоръ, соответствующій этой потерѣ, имѣетъ значеніе:

$$H_v = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \dots \dots \dots (50)$$

Если приравняемъ энергію, приносимую водой, потерѣ и уносимой энергіи, то получимъ такое соотношеніе:

$$\frac{w_1^2}{2g} + h_1 = \frac{w_2^2}{2g} + h_2 + H_v,$$

а отсюда получимъ, какъ мѣру превращенной энергіи:

$$H_u = h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - H_v \dots \dots \dots (51)$$

Введемъ еще для  $H_v$  его значеніе, тогда получится:

$$H_u = \frac{w_1^2 - w_2^2 - (w_1 - w_2)^2}{2g} \dots \dots \dots (51a)$$

Если желательно выразить  $H_v$  и  $H_u$  черезъ начальную скорость  $w_1$ , то нужно только вмѣсто  $w_2$  подставить выраженіе:

$$w_2 = w_1 \frac{F_1}{F_2}$$

и тогда

$$H_v = \frac{w_1^2}{2g} \left( 1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2,$$

$$H_u = 2 \frac{w_1^2}{2g} \left[ \frac{F_1}{F_2} - \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (51b)$$

Можетъ случиться, что желательно полученный за счетъ кинетической энергіи напоръ сдѣлать возможно большимъ при данной начальной скорости  $w_1$ . Если продифференцировать выраженіе въ скобкахъ по отношенію  $F_1 : F_2$  и производную приравнять нулю, то, какъ условіе максимума  $H_u$ , получимъ:

$$F_2 = 2 F_1$$

Для этого случая потерянный напоръ

$$H_v = \frac{1}{4} \frac{w_1^2}{2g},$$

а превращенный въ давленіе напоръ

$$H_u = \frac{1}{2} \frac{w_1^2}{2g},$$

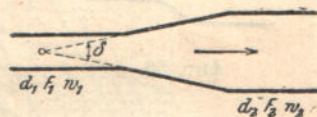
въ уходящей водѣ есть еще энергія движенія, которой соотвѣтствуетъ напоръ

$$H_w = \frac{1}{4} \frac{w_1^2}{2g}.$$

Сумма ихъ даетъ начальную кинетическую энергію.

#### 40. Постепенное расширеніе трубы.

Если узкое сѣченіе трубы мало-по-малу переходитъ въ болѣе широкое, какъ показано на фиг. 54, то можно было бы ожидать, что весь избытокъ кинетической энергіи  $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$  превратится въ напоръ. Однако-жъ это не такъ; и здѣсь часть теряется. Изъ этого нужно заключить, что и въ этомъ случаѣ струя стремится сохранить прежнее сѣченіе и только далѣе сразу расширяется на все увеличившееся сѣченіе трубы. На основаніи своихъ опытовъ Флигнеръ\*) рекомендуетъ для большей увѣренности подсчитывать потери, какъ для случая внезапнаго расширенія, не обращая вниманія на постепенный переходъ. Но справочная книжка „Hütte“ \*\*) на основаніи тѣхъ же опытовъ даетъ формулу, которая, послѣ исправленія очевидной опіски, гласитъ:



фиг. 54.

$$H_v = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \sin \delta \quad . . . . . (52)$$

Причемъ  $\delta$  означаетъ уголъ при вершинѣ конуса (фиг. 54), который служитъ переходомъ отъ узкой къ болѣе широкой части трубы.

Уголъ  $\delta$  не слѣдуетъ брать больше  $10^\circ$ , если желательно получить выходы въ напорѣ отъ постепеннаго расширенія трубы.

Для этого значенія  $\delta$  и для  $F_2 = 2F_1$ ,  $w_2 = \frac{1}{2} w_1$  и  $d_2 = 1,414 d_1$ , получимъ, такъ какъ  $\sin \delta = 0,174$ ,

$$H_v = \frac{(w_1 - \frac{1}{2} w_1)^2}{2g} 0,174 = 0,0435 \frac{w_1^2}{2g}.$$

\*) Civilingenieur. 1875, S. 98.

\*\*) 9 изд. томъ I, стр. 261. Флигнеръ снимаетъ съ себя отвѣтственность за правильность этой формулы.

Дальше

$$H_w = 0,2500 \frac{w_1^2}{2g},$$

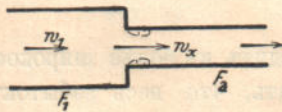
Слѣдовательно,

$$H_u = 0,7065 \frac{w_1^2}{2g}$$

#### 41. Внезапное суженіе трубы.

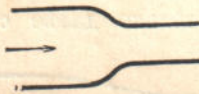
Если площадь поперечнаго сѣченія трубы переходитъ непосредственно (фиг. 55) отъ большаго значенія къ меньшему, то при вступленіи въ болѣе узкую часть имѣетъ мѣсто сильное сжатіе струи.

Пусть  $w_x$  означаетъ скорость въ наиболѣе сжатомъ сѣченіи; если бы было извѣстно ея значеніе, то легко можно было бы вычислить потерю напора. Такъ какъ вода ударяетъ со скоростью  $w_x$  въ воду, уже ушедшую изъ сжатаго сѣченія и имѣющую скорость  $w_2$ , то эта потеря выразилась бы такъ:



фиг. 55.

$$H_v = \frac{(w_x - w_2)^2}{2g}.$$



фиг. 56.

Но такъ какъ  $w_x$  не поддается прямому опредѣленію, то пишутъ

$$H_v = \zeta \frac{w_2^2}{2g},$$

при чемъ  $\zeta$  берутъ изъ опытовъ.

По Вейсбаху\*), въ случаѣ незакругленныхъ краевъ въ мѣстѣ перехода, слѣдуетъ принимать

$\zeta = 0,50$	0,47	0,42	0,33	0,25	0,15.
если $F_2 : F_1 = 0,01$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8.

Что потеря будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ меньше отличаются другъ отъ друга сѣченія, ясно само собой, ибо, очевидно, при этомъ сжатіе струи будетъ все меньше.

Сказанное въ § 32 о потерѣ при вступленіи жидкости въ трубу при мѣняется и къ данному случаю.

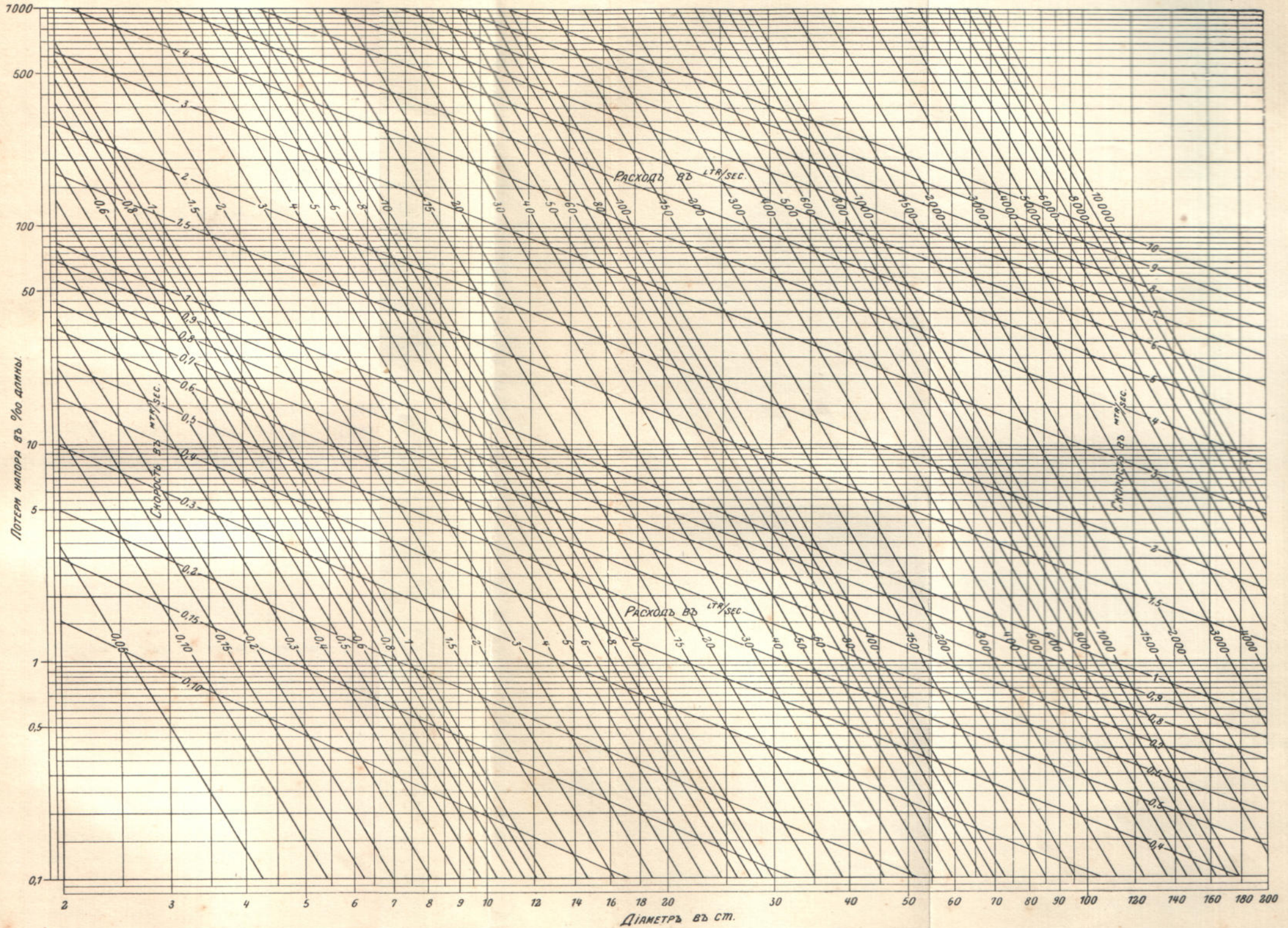
Надо замѣтить, что уже умѣренное закругленіе краевъ въ мѣстѣ перехода (фиг. 56) уменьшаетъ потерю почти до нуля.

#### 42. Колѣна и закругленія въ трубахъ.

Подобныя же явленія происходятъ вездѣ, гдѣ имѣетъ мѣсто измѣненіе направленія трубопровода. Въ закругленіи (фиг. 57) вслѣдствіе силъ инерціи движущаяся жидкость отдѣляется отъ внутренней стѣнки, при чемъ поперечное сѣченіе струи сжимается, вода приобрѣтаетъ большую скорость  $w_x$ .

\*) Справочная книжка „Hütte“ 9 изд. томъ I, стр. 262.

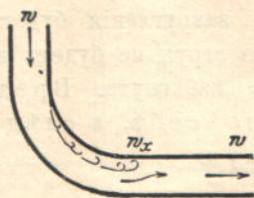
ПОТЕРИ НАПОРА  
ВЪ НОВЫХЪ ЧУГУННЫХЪ ТРУБАХЪ  
ПО ЛАНГУ.



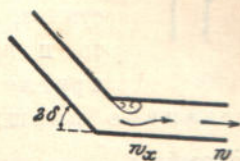
Фиг. 46.

и затѣмъ слѣдуетъ ударъ о жидкость, текущую дальше уже съ меньшей скоростью  $w$ . При этомъ, конечно, теряется извѣстная высота напора

$$H_v = \frac{(w_x - w)^2}{2g}.$$



фиг. 57.



фиг. 58.

Такъ какъ и здѣсь  $w_x$  нельзя опредѣлить непосредственно, то опять пишуть:

$$H_v = \zeta \frac{w^2}{2g}$$

Здѣсь по Вейсбаху слѣдуетъ принимать: для внезапныхъ измѣненій направленія колѣня (фиг. 58):

$$\zeta = 0,9457 \sin^2 \delta + 2,047 \sin^4 \delta, \dots \dots \dots (52)$$

откуда получаемъ слѣдующую табличку:

$2 \delta =$	$20^\circ$	$40^\circ$	$60^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$
$\zeta =$	0,0416	0,139	0,364	0,740	0,984; *)

далѣе, для закругленій радиуса  $\rho$ , при круглыхъ трубахъ съ радиусомъ  $r$  въ свѣту

$$\zeta = 0,131 + 1,847 \left( \frac{r}{\rho} \right)^{7/2} \dots \dots \dots (53)$$

Преобразованная для діаметровъ  $d$  въ свѣту, формула гласить:

$$\zeta = 0,131 + 0,163 \left( \frac{d}{\rho} \right)^{3,5} \dots \dots \dots (53a)$$

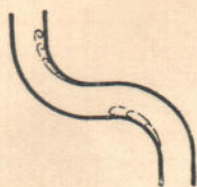
По этой формулѣ вычислена слѣдующая табличка:

$d : \rho = 0,2$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\zeta = 0,132$	0,133	0,137	0,145	0,158	0,179	0,205
$d : \rho = 0,9$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\zeta = 0,243$	0,294	0,359	0,436	0,539	0,660	0,805

Въ двухъ послѣднихъ формулахъ уголъ отклоненія вовсе не встрѣчается; если струя вслѣдствіе измѣненія направленія трубы разъ отдѣлилась, то она остается въ такомъ состояніи до тѣхъ поръ, пока въ прямомъ продолженіи трубы опять не заполнитъ все сѣченіе. Такъ какъ именно въ это

\*) Справочная книжка „Hütte“, 9 изд. томъ I, стр. 263.

мгновеніе происходитъ потеря, то понятно, что она наступаетъ только разъ, несмотря на величину угла отклоненія. Если же труба изогнута дважды (фиг. 59) въ различныхъ направленияхъ, то и отдѣленіе струи происходитъ дважды, и потеря вдвое больше.



фиг. 59.

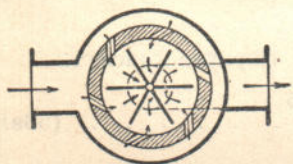
Если труба въ закругленіи будетъ настолько сужена, что отдѣленіе струи не будетъ имѣть мѣста, то и потеря будетъ избѣгнута. Вредно не закругленіе само по себѣ, а слѣдующее за нимъ внезапное расширеніе струи.

### 43. Водомѣры.

Измѣрить количество воды, протекающей черезъ извѣстное сѣченіе трубы, въ самой же трубѣ, не пользуясь принципомъ истеченій—задача довольно большого практическаго значенія. Для достиженія этой цѣли въ трубахъ ставятъ особые приборы—водомѣры. Ихъ существуетъ два главныхъ типа.

Поршневые водомѣры—это поршневые машины, въ которыхъ вода двигаетъ поршень то въ одномъ, то въ другомъ направленіи. Объемъ, описанный поршнемъ, и измѣряетъ количество протекшей воды совершенно точно и надежно. Нужно только регистрировать число ходовъ поршня. Поршневые водомѣры дороги и примѣняются только тамъ, гдѣ нужна точность напр., для измѣренія питательной воды паровыхъ котловъ. Они примѣняются только для небольшихъ расходовъ. Въ большинствѣ же случаевъ примѣняются т. н. турбинные водомѣры.

Въ нихъ вода проводится черезъ нѣсколько косо расположенныхъ въ стѣнкѣ отверстій (фиг. 60) въ цилиндрической сосудъ, а изъ него уходитъ черезъ осевое отверстіе, такъ что въ сосудѣ возникаетъ вихревое движеніе. Въ этотъ вихрь помѣщаютъ легко подвижное колесико съ нѣсколькими лопастями, скорость вращенія котораго, хотя и приблизительно, измѣряетъ скорость воды, а, значить, и ея количество. По отношенію къ устройству регистрирующаго число оборотовъ

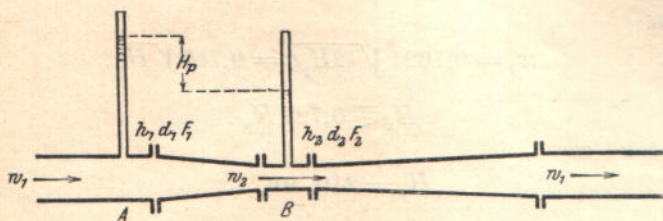


фиг. 60.

прибора различаютъ два вида турбинныхъ водомѣровъ.

Въ первомъ случаѣ регистрирующій приборъ водомѣра расположенъ снаружи; тогда нужно черезъ стѣнку водомѣра при помощи салъника пропустить ось регистрирующаго прибора; благодаря этому возникаетъ добавочное треніе и показанія водомѣра ставовятся ненадежными. Или же регистрирующій приборъ находится въ водѣ; тогда прикрывающее стекло должно быть достаточно прочнымъ, чтобы выдержать давленіе воды. Эти водомѣры должны быть тщательно проградуированы, но на точность они не могутъ имѣть никакихъ притязаній. Особенно неточны ихъ показанія при малыхъ расходахъ. Они дешевле поршневыхъ водомѣровъ и часто ставятся для контроля количества воды, взятой изъ общественныхъ водопроводовъ. Оба типа водомѣровъ вызываютъ довольно значительныя потери напора.

Водомѣръ Вентури\*), изобрѣтенный С. Herschel'емъ, предназначенъ для измѣренія расходовъ воды въ магистральныхъ безъ большихъ потерь напора. Въ трубопроводѣ дѣлають постепенное суженіе (фиг. 61). Разность пьезометрическихъ высотъ передъ суженіемъ и въ немъ даетъ мѣру ско-



фиг. 61.

ростей въ каждый данный моментъ. Кинетическая энергія воды, полученная за счетъ напора, при помощи постепеннаго расширенія насколько возможно опять сполна превращается въ напоръ.

Если пренебречь треніемъ между точками *A* и *B*, то получимъ ур—ніе:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = h_2 + \frac{w_2^2}{2g}.$$

Отсюда получаемъ паденіе пьезометрической высоты отъ точки *A* до *B*:

$$H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

или, если вмѣсто отношенія скоростей ввести отношеніе поперечныхъ сѣченій,

$$\frac{w_1^2}{2g} \left[ \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 1 \right] = H_p,$$

т. е. наконецъ, для вычисленія скорости изъ паденія пьезометрической высоты получаемъ:

$$w_1^2 = \frac{2gH_p}{\left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 1}.$$

Самый же расходъ

$$Q = F_1 w_1.$$

Напоръ, теряемый въ расширеніи трубы по §§ 39 и 40

$$H_v \cong \frac{(w_2 - w_1)^2}{2g}$$

$$H_v \cong \frac{w_1^2}{2g} \left( \frac{F_1}{F_2} - 1 \right)^2 \cong H_p \frac{\frac{F_1}{F_2} - 1}{\frac{F_1}{F_2} + 1}$$

\*) Своимъ изобрѣтателемъ названъ такъ въ честь итальянскаго гидравлика

Если, например,

$$d_2 = 0,4d_1,$$

следовательно,

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{100}{16} = 6,25,$$

то находим:

$$w_1 = 0,1621 \sqrt{2H_p g} = 0,717 \sqrt{H_p},$$

$$H_v \cong 0,724 H_p.$$

Наблюдено же

$$H_p = 210 \text{ мм.},$$

значитъ

$$w_1 = 0,329 \text{ м.},$$

$$H_v \cong 0,152 \text{ м.}$$

Для диаметровъ

$$d_1 = 250 \text{ мм.},$$

$$d_2 = 100 \text{ мм.}$$

получается

$$Q = 16 \text{ литровъ въ секунду.}$$

И при этомъ водомѣръ приходится говорить не о точномъ опредѣленіи, а только о контролѣ расхода. Водомѣръ Вентури снабжается автоматическимъ регистрирующимъ приспособленіемъ, которое даетъ возможность прочесть какое количество воды протекло за данный промежутокъ времени.



## В. Механическія дѣйствія потока.

### ГЛАВА IV.

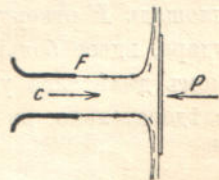
#### Ударъ воды.

##### 44. Ударъ свободной струи о плоскость.

Если мѣняется величина или направленіе скорости движущейся массы или то и другое вмѣстѣ, то это указываетъ, что на массу дѣйствуютъ силы. По величинѣ измѣненной скорости можно судить о величинѣ силъ.

Точно также, когда струя отклоняется отъ своего первоначальнаго направленія твердыми тѣлами, находящимися на ея пути, то въ этомъ отклоненіи проявляются силы, которыми твердые отклоняющія тѣла дѣйствуютъ на жидкость. Такую же величину, но обратное направленіе имѣютъ силы, которыми отклоняемая струя дѣйствуетъ, въ свою очередь, на твердые тѣла, сопротивляясь отклоненію. Эти силы носятъ названіе реакцій. Изученіе ихъ имѣетъ большое практическое значеніе, такъ какъ содержащуюся въ водѣ энергію проще всего сообщить колесамъ при помощи процессовъ, подобныхъ только что описанному. Когда жидкость испытываетъ внезапное отклоненіе, то говорятъ объ ударѣ. Последнему противопоставляется постепенное отклоненіе струи. Пусть свободная струя встрѣчаетъ (фиг. 62)

перпендикулярно къ ней поставленную неподвижную плоскость, достаточно большую, чтобы отклонить всѣ частицы воды на прямой уголъ къ ихъ прежнему направленію. Плоскость приходится удерживать нѣкоторой силой  $P$ , чтобы она не отступала подъ дѣйствіемъ удара воды. При ударѣ въ плоскость частица массы  $dm$ , движущаяся со скоростью  $c$ , теряетъ всю свою скорость по направленію струи и продолжаетъ двигаться съ нѣкоторой скоростью въ радіальномъ направленіи. Пусть частица во время удара, за бесконечно-малый промежутокъ времени  $dt$ , измѣнитъ свою скорость въ первоначальномъ направленіи на  $dw$ . Для бесконеч-



фиг. 62.

но-малой силы  $dP$ , вызвавшей это изменение скорости, получимъ такое выражение:

$$dP = dm \frac{dw}{dt}.$$

Если подь  $dm$  будемъ подразумѣвать массу воды, вытекающей за время  $dt$ , то

$$\frac{dm}{dt} = M$$

есть масса, вытекающая въ единицу времени. Теперь можно написать:

$$dP = Mdw . . . . . (54)$$

При интегрировании нужно помнить, что вода послѣ удара имѣетъ въ первоначальномъ направленіи скорость равную нулю. Послѣ этого замѣчанія можемъ написать:

$$P = -Mc . . . . . (55)$$

Это и есть значеніе той силы, благодаря дѣйствию которой масса  $M$  теряетъ свою скорость  $c$ . Сила, съ коготорой вода дѣйствуетъ обратно на плоскость, имѣетъ ту же величину, но направлена противоположно.

Пусть  $F$  означаетъ поперечное сѣченіе струи; тогда для массы воды вытекающей въ секунду получается выражение:

$$M = \frac{Fc\gamma}{g}.$$

Сила же удара

$$P = -Mc = -2F\gamma \frac{c^2}{2g} . . . . . (55a)$$

Далѣе пусть

$$H = \frac{c^2}{2g}$$

напоръ, подь какимъ происходитъ вытекание (пренебрегая потерями) Ур—ніе (55a) можно теперь представить въ такомъ видѣ:

$$P = 2FH\gamma . . . . . (55b)$$

Произведеніе  $FH\gamma$  выражаетъ не что иное, какъ статическое давленіе на площадь  $F$  отверстия, изъ котораго вытекаетъ струя. Слѣдовательно, сила удара, вдвое больше этого давленія. Опытъ показываетъ, однако, что на самомъ дѣлѣ сила удара немного меньше, чѣмъ даетъ ур—ніе (55). Нужно слѣдовательно, ввести поправочный коэффициентъ и написать такъ:

$$P = -\varphi Mc = -2\varphi F\gamma \frac{c^2}{2g} . . . . . (55c)$$

Вейсбахъ нашелъ, что

$$\varphi = 0,92 \text{ до } 0,96;$$

причемъ это значеніе годится какъ для воды, такъ и для воздуха.

**45. Измѣреніе при помощи удара количества вытекающаго воздуха.**

Всѣ предыдущія разсужденія и коэффициенты приблизительно вѣрны и для движущагося воздуха, до тѣхъ поръ однако, пока измѣненіе объема послѣдняго мало, т.е. пока приходится имѣть дѣло съ малой разностью давленій. Въ этомъ случаѣ можно пользоваться, за недостаткомъ болѣе точныхъ методовъ, для измѣренія количества вытекающаго воздуха исправленнымъ уравненіемъ:

$$P = -\varphi 2F\gamma \frac{c^2}{2g} \dots \dots \dots (55c)$$

Для воды такой способъ не имѣетъ никакого значенія, такъ какъ для измѣренія ея количества есть болѣе совершенные приемы. Противъ отверстія сопла воздухоподдувки, подачу воздуха которой нужно измѣрить, подвѣшивается на колѣнчатомъ рычагѣ круглая пластинка (фиг. 63) и уравнивается. Послѣ того какъ воздухоподдувка будетъ пущена въ ходъ, нагружаютъ чашку гирями до тѣхъ поръ, пока пластинка не придетъ опять въ прежнее положеніе. Давленіе вытекающаго воздуха на пластинку можно тогда выразить такъ:

$$P = G \frac{b}{a}.$$

Изъ ур—нія же (55c) имѣемъ

$$F^2 c^2 = \frac{g}{\varphi \gamma} FP,$$

фиг. 63.

причемъ  $F$  означаетъ площадь отверстія, черезъ которое вытекаетъ воздухъ.  $Fc$  есть объемъ  $V$  воздуха, вытекающаго въ секунду; для него теперь имѣемъ

$$V = \sqrt{\frac{g}{\varphi \gamma} FP} \dots \dots \dots (56)$$

Для воздуха средней влажности вѣсъ куб. метра при температурѣ 15<sup>0</sup> и давленіи 760 мм. ртутнаго столба можно положить равнымъ 1,155 кгр. Если положить  $\varphi = 0,94$  то,

$$V = \sqrt{\frac{FP}{0,1107}} = 3 \sqrt{FP}.$$

При давленіи 760 мм. ртутнаго столба  $\gamma = 1,221$ , и

$$V = \sqrt{\frac{FP}{0,117}} = 2,923 \sqrt{FP}.$$

**46. Передача работы при ударѣ.**

Пусть плоскость, въ которую ударяетъ струя, движется со скоростью  $u$  въ направленіи этой послѣдней. Скорость, съ которой въ этомъ случаѣ струя ударяетъ въ плоскость, равна  $c-u$ , и для силы удара будемъ имѣть

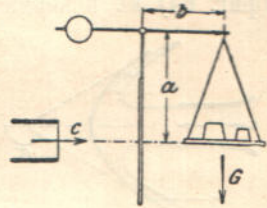
$$P = M(c-u).$$

Эта сила будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ ближе скорость движенія плоскости къ скорости воды. Въ одну секунду вода будетъ передавать плоскости работу

$$L = Pu = M(cu - u^2).$$

Эта мощность получаетъ для

$$u = \frac{1}{2} c$$



максимальное значение:

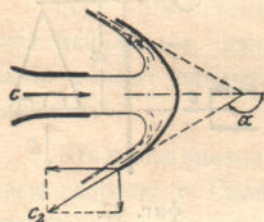
$$L = \frac{1}{2} \frac{Mc^2}{2} \dots \dots \dots (57)$$

$Mc^2 : 2$  есть вся содержащаяся въ водѣ кинетическая энергія.

Отсюда слѣдуетъ, что въ самомъ лучшемъ случаѣ при ударѣ вода передаетъ поверхности только половину своей кинетической энергіи. Вторая половина теряется; отчасти она остается въ отходящей водѣ, отчасти превращается въ теплоту.

**47. Ударъ въ вогнутую поверхность.**

Пусть струя воды, имѣя скорость  $c$ , ударяетъ по направленію оси (фиг. 64) въ поверхность вращенія, край которой образуетъ съ направлениемъ струи уголъ  $\alpha$ . Вода оставляетъ этотъ край



фиг. 64.

со скоростью  $c_2$ , которая во всякомъ случаѣ меньше скорости  $c$ , такъ какъ при ударѣ теряется энергія. Вода вначалѣ имѣетъ скорость  $c$ , направленную по оси; при выходѣ осевая составляющая равна  $c_2 \cos \alpha$ . Теперь можно узнать силу, съ какою поверхность должна дѣйствовать на воду, чтобы измѣнить ея направленіе для этого нужно проинтегрировать лѣвую часть ур—нія (54), § 44, между предѣлами  $c$  и  $c_2 \cos \alpha$ :

$$P = \int_c^{c_2 \cos \alpha} M dw = M(c_2 \cos \alpha - c) \dots \dots \dots (58)$$

Это есть выраженіе силы, съ которой поверхность должна дѣйствовать на воду для ея отклоненія. Сила же, съ какой вода давитъ на поверхность, имѣетъ противоположное направленіе:

$$P = M(c - c_2 \cos \alpha) \dots \dots \dots (58a)$$

**48. Безударное дѣйствіе воды.**

Если поверхность, которую встрѣчаетъ струя (фиг. 65), такой формы, что вода отклоняется ею только постепенно и, слѣдовательно, не происходитъ удара, то можно—по крайней мѣрѣ съ нѣкоторымъ приближеніемъ—исходить изъ предположенія, что вода движется на поверхности съ постоянной скоростью, т. е.  $c_2 = c$ . Въ этомъ случаѣ выраженіе (58a) получаетъ значеніе:



фиг. 65.

$$P = Mc(1 - \cos \alpha), \dots \dots \dots (59)$$

и, предполагая  $\alpha = 180^\circ$ , (Фиг. 65) получимъ

$$P = 2Mc,$$

или, преобразуя какъ выраженіе (55b), найдемъ

$$P = 4FH\gamma \dots \dots \dots (59a)$$

При этомъ  $F$  означаетъ поперечное сѣченіе струи и  $H$ —высоту верхняго уровня надъ отверстіемъ, изъ котораго вытекаетъ струя. Изъ форм.

(59а) видно, что давленіе воды на поверхность въ четыре раза больше гидростатическаго давленія, приходящагося на площадь отверстія  $F$ .

Если поверхность сама движется по направленію струи со скоростью  $u$ , то скорость съ которою вода вступаетъ на поверхность равна  $c - u$ , и для давленія воды на поверхность получится:

$$P = 2M(c - u).$$

И здѣсь также давленіе будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ быстрѣе движется поверхность.

Мощность, передаваемая струей поверхности, будетъ

$$L = Pu = 2M(cu - u^2).$$

Она достигаетъ максимума для  $u = 1/2c$ .

Ея максимальное значеніе будетъ:

$$L = \frac{Mc^2}{2}, \dots \dots \dots (60)$$

т. е. здѣсь вся энергія движенія воды передается поверхности.

Вода встрѣчаетъ поверхность съ скоростью  $c - u$  и сохраняетъ ее при принятыхъ предположеніяхъ вдоль всей поверхности; слѣдовательно, и при выходѣ она имѣетъ эту же относительную скорость. Но поверхность движется въ направленіи струи со скоростью  $u$ . Значитъ, абсолютная скорость при выходѣ, равная суммѣ этихъ двухъ скоростей, получаетъ значеніе:

$$c_2 = c - 2u.$$

Для частнаго случая наилучшей передачи работы, когда  $u = 1/2c$ , получается

$$c_2 = 0,$$

т. е. вода теряетъ совершенно свою скорость, а, значитъ, и кинетическую энергію; такъ какъ эта потеря происходитъ постепенно, то вся энергія передается поверхности.

Но принятія условія—безударное вступленіе и движенія безъ тренія поверхности, направленіе струи при выходѣ, противоположное направленію ея при входѣ—никогда въ точности не могутъ быть выполнены, потому и вся энергія воды не можетъ быть использована.

#### 49. Ударъ безконечно большого потока воды.

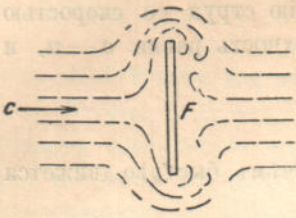
Сила удара свободной струи въ плоскость была найдена:

$$P = Mc \dots \dots \dots (55)$$

При этомъ было предположено, что поверхность достаточно велика, чтобы отклонить всѣ частицы на прямой уголъ отъ ихъ первоначальнаго направленія. Если представить тонкую пластинку съ площадью  $F$  (фиг. 66) перпендикулярно къ направленію потока воды, имѣющаго скорость  $c$  и, если этотъ потокъ имѣетъ очень большое поперечное сѣченіе, то отклоненіе частицъ будетъ, очевидно, меньше чѣмъ на прямой уголъ; слѣдовательно и сила удара въ безконечно большомъ потокѣ будетъ меньше, чѣмъ въ случаѣ удара свободной струи съ площадью поперечнаго

свѣченія  $F$  и скоростью  $c$ . Примѣняя обозначенія ур—вія (55с), можно выразить силу удара въ настоящемъ случаѣ такъ:

$$P = \zeta F \gamma \frac{c^2}{2g} \dots \dots \dots (61)$$



флг. 66.

Причемъ поправочный коэффициентъ меньше двухъ. По Дюбуа можно положить

$$\zeta = 1,86.$$

Въ томъ случаѣ, когда плоскость, въ которую ударяетъ вода, представляетъ грань не тонкой пластинки, а основаніе призмы, сила удара убываетъ

съ возрастаніемъ длины призмы. Заостривъ переднюю часть призмы, можно въ значительной мѣрѣ ослабить силу удара.

Эти вопросы имѣютъ большое практическое значеніе при опредѣленіи сопротивленія движенію судовъ. Въ этомъ случаѣ стараются, придавая судну заостренную форму, избѣжать по возможности удара спереди и помѣшать пониженію давления сзади, заставляя воду возможно плавно сойтись за кормой. Вслѣдствіе этого большую часть сопротивленія нужно отнести на счетъ тренія боковъ судна о воду. Трение это того же рода, что и трение въ трубахъ (§ 33).

**50. Висячее водяное колесо\*).**

Если, расположенная въ неограниченномъ потокѣ воды, поверхность (фиг. 67)



фиг. 67.

двигается по направленію потока со скоростью  $u$ , то припоминая сказанное въ § 46, о мощности, получаемой поверхностью, можемъ написать выраженіе:

$$L = \varphi M (c - u) u,$$

причемъ  $\varphi$ —опредѣляемый изъ опыта поправочный коэффициентъ, а

$$M = \frac{F c \gamma}{g}$$

означаетъ массу воды, ударяющую въ поверхность въ секунду. Теперь мощнсть выразится такъ:

$$L = \varphi \gamma F \frac{c - u}{g} c u.$$

Изъ опытовъ съ указанными выше колесами оказывается, что  $\varphi$  лежитъ между 0,70 и 0,88, а найвыгоднѣйшая окружная скорость равна 0,4с.

Пусть, напримѣръ, погруженная въ воду поверхность лопатки колеса

$$F = 8 \cdot 0,7 = 5,6 \text{ кв. метра.}$$

Скорость потока

$$c = 2,5 \text{ метра,}$$

а окружная скорость колеса

$$u = 1 \text{ метръ.}$$

При  $\varphi = 0,8$  мощнсть колеса

$$L = 0,8 \cdot 1000 \cdot 5,6 \frac{1,5}{9,81} 2,5 \cdot 1 = 1711 \text{ кгр. метр./сек.}$$

или 22,8 лошади. силъ.

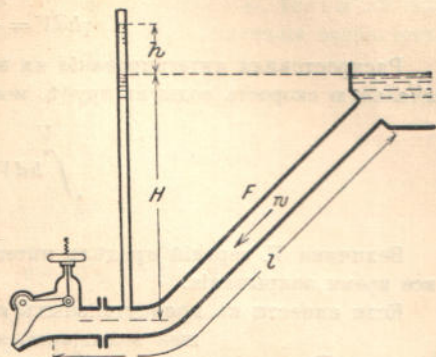
\*) Эти колеса ставятся прямо въ быстро текущій потокъ, не нуждаясь въ особомъ подводившемъ воду каналѣ. Смотря по высотѣ уровня воды, ихъ поднимаютъ либо опускаютъ.

Какъ видно, даже колеса значительныхъ размѣровъ даютъ сравнительно малую мощность.

**51. Гидравлическій ударъ.**

Если закрыть быстро въ длинномъ трубопроводѣ (фиг. 68) отверстіе, черезъ которое вытекаетъ вода, то въ нижнемъ концѣ ея давленіе можетъ значительно возрасти. Это явленіе называется гидравлическимъ ударомъ.

Точное изслѣдованіе этого вопроса слишкомъ сложно, и не можетъ быть здѣсь приведено. Но такъ какъ вопросъ имѣетъ нѣкоторое значеніе для длинныхъ трубопроводовъ подводящихъ воду къ турбинамъ съ большими напорами, то онъ долженъ быть здѣсь освѣщенъ ближе, хотя и при нѣкоторыхъ упрощающихъ предположеніяхъ\*).



фиг. 68.

Упрощенія будутъ состоять въ томъ, что, пренебрегая потерями на треніе и т. д., будемъ считать динамическую пьезометрическую высоту въ концѣ трубы при установившемся движеніи равною высотѣ  $H$ , а также допустимъ, что какъ вода, такъ и матеріалъ трубы совершенно неупруги.

Предположимъ, что въ данный моментъ площадь отверстія, черезъ которое вытекаетъ вода, быстро уменьшилась; тогда давленіе должно увеличиться, потому что вода въ трубѣ стремится по инерціи сохранить прежнюю скорость и давить на воду, находящуюся спереди. Сила же, замедляющая движеніе воды, и есть увеличеніе давленія. Оно перестаетъ имѣть мѣсто въ моментъ, возобновленія установившагося движенія. Увеличеніе давленія и замедленіе движенія соотвѣтствуютъ другъ другу, какъ дѣйствіе и противодѣйствіе. Вслѣдствіе этого можно написать:

$$hF\gamma = -M \frac{dw}{dt} \dots \dots \dots (62)$$

При этомъ  $h$ —высота, соотвѣтствующая увеличенію давленія,  $F$ —поперечное сѣченіе трубы,  $M$  масса воды и  $w$ —мгновенная скорость воды въ трубѣ.

Массу воды можно выразить такъ:

$$M = \frac{Fl}{g}\gamma,$$

$l$  означаетъ длину трубопровода. Подставивъ это значеніе въ уравненіе (62), получимъ его въ такой формѣ:

$$h = -\frac{l}{g} \frac{dw}{dt},$$

$$dw = -g \frac{h}{l} dt, \dots \dots \dots (63)$$

Такъ какъ напоръ  $h$  измѣняется въ зависимости отъ времени, смотря по способу закрыванія, то это уравненіе можно проинтегрировать, только зная эту зависимость. Болѣе ясное представленіе о явленіяхъ при гидравлическомъ ударѣ можно получить, исходя изъ закона сохраненія энергіи. Если въ теченіе времени  $dt$  сообщается объему воды  $dV$ , то ему нужно, при увеличеніи напора на  $h$ , сообщить

\* Michaud, Bulletin Technique de la Suisse Romande. 1903. S. 35.

$$dA = \gamma h dV.$$

Одновременно проявляющаяся въ замедленіи воды убыль энергии будетъ:

$$dA = - Mwdw.$$

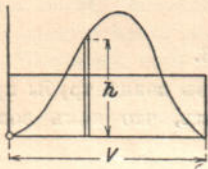
Приравнивая эти выраженія, находимъ:

$$\gamma h dV = - Mwdw.$$

Распространяя интегрированіе на все время закрыванія и обозначивъ черезъ  $c$  начальную скорость воды въ трубѣ, можемъ написать:

$$\int_0^V h dV = \frac{1}{\gamma} \frac{Mc^2}{2} \dots \dots \dots (64)$$

Величина  $V$ , верхній предѣлъ интеграла, означаетъ объемъ воды, протекшей за все время закрыванія.



фиг. 69.

Если нанести въ прямоугольныхъ координатахъ (фиг. 69) количества протекшей воды, какъ абсциссы, а соответствующія увеличенія напора, какъ ординаты, то площадь между полученной кривой и осью абсциссъ выражаетъ интегралъ лѣвой части уравненія (64). Эта площадь по тому же уравненію должна опредѣляться начальнымъ состояніемъ. Видъ же кривой, а, значитъ, и наибольшее значеніе  $h$ , обуславливается способомъ закрыванія. Наименьшее увеличеніе давленія соответствуетъ тому случаю, когда закрываніе производится такъ, что  $h$  остается постояннымъ за все время закрыванія.

Въ этомъ случаѣ площадь, представляющая интегралъ уравненія (64), превращается въ прямоугольникъ, и уравненіе (63) послѣ интегрированія дастъ

$$c = g \frac{h}{l} t,$$

или

$$h = \frac{c}{t} \frac{l}{g} \dots \dots \dots (65)$$

Чтобы получить это явленіе въ такомъ видѣ, нужно особымъ способомъ закрывать отверстіе. Сначала его площадь нужно мгновенно уменьшить настолько, чтобы увеличеніе напора сразу равнялось  $h$ . Но если напоръ  $h$  въ дальнѣйшемъ долженъ оставаться постояннымъ, то расходъ воды въ началѣ закрыванія не долженъ мѣняться сразу. Изъ этого условія, обозначивъ черезъ  $f_1$  первоначальную площадь отверстія, а черезъ  $f$ —ту, какою она должна быть мгновенно сдѣлана, получимъ соотношеніе:

$$f_1 \sqrt{2gH} = f \sqrt{2g(H+h)},$$

или

$$\frac{f_1}{f} = \sqrt{1 + \frac{h}{H}}.$$

Такъ какъ  $h$  всегда меньше  $H$ , то можно написать приблизительно

$$\frac{f_1}{f} = 1 + \frac{h}{2H}.$$

Такъ какъ въ дальнѣйшемъ  $h$  не должно мѣняться, то какъ скорость въ трубѣ, такъ и количество вытекающей воды должны равномерно уменьшаться; другими словами выпускное отверстіе должно закрываться равномерно.

Если время закрыванія дано или выбрано, то можно по уравненію (65) вычислить увеличеніе давленія.



Но вышеописанный способъ закрыванія на практикѣ не выполнимъ, а обыкновенно оно происходитъ съ равномерной скоростью. Можно однако полагать, что обстоятельства возрастанія давления мало измѣнятся, если уменьшеніе площади выпускнаго отверстія отъ  $f_1$  до  $f$  произойдетъ съ тою же скоростью, какъ и послѣдующее окончательное закрытіе, такъ что только время всего закрыванія возрастетъ.

Обозначимъ его черезъ  $t_1$ , тогда будемъ имѣть:

$$\frac{t_1}{t} = \frac{f_1}{f} = 1 + \frac{h}{2H},$$

или

$$\frac{1}{t} = \frac{1}{t_1} \left( 1 + \frac{h}{2H} \right).$$

Если подставить это значеніе въ ур—ніе (65), то получится

$$h = \left( 1 + \frac{h}{2H} \right) \frac{c l}{t_1 g}.$$

Но по ур—нію (65)

$$\frac{c l}{t_1 g} = h_1. \quad \dots \dots \dots (65a)$$

Это есть не что иное, какъ увеличеніе напора, для случая, когда закрытіе трубы происходитъ въ теченіи времени  $t_1$  по первоначальной схемѣ, для которой выведена формула (65).

По предыдущему

$$h = h_1 \left( 1 + \frac{h}{2H} \right),$$

а отсюда находимъ:

$$h = h_1 \frac{2H}{2H - h_1} \quad \dots \dots \dots (66)$$

Ур—ніями (65a) и (66) задача рѣшена. Если, напримѣръ, при установившемся движеніи скорость  $c = 2$  метра, а время закрыванія 4 секундамъ, то по уравненію (65a)

$$h_1 = \frac{1}{19,6} l.$$

Для  $l = 800$  метр. получается

$$h_1 = 40,8 \text{ метр.}$$

Предположимъ  $H = 300$  метровъ, тогда

$$h = 43,9 \text{ метр.}$$

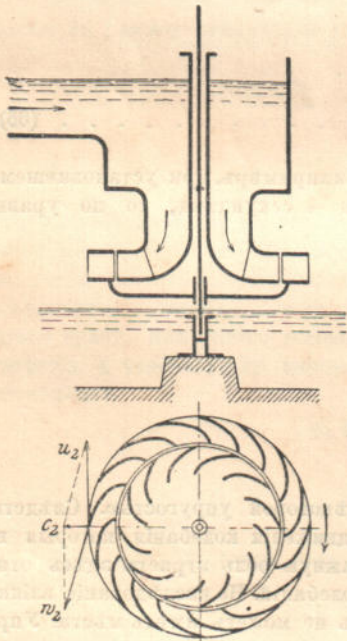
Какъ труба, такъ и содержимое обладаютъ нѣкоторой упругостью. Слѣдствіемъ ея являются при нарушеніи установившагося движенія колебанія, которыя ведутъ за собой значительное измѣненіе давления. Важную роль играетъ здѣсь отношеніе между временемъ закрыванія и періодомъ колебаній. Но изслѣдованіе вліянія этихъ факторовъ, въ виду сложности вопроса, здѣсь не можетъ имѣть мѣста. Упругость трубъ и воды, при обыкновенныхъ условіяхъ уменьшаетъ дѣйствіе гидравлическаго удара. При чугунныхъ трубахъ удары сильнѣе, чѣмъ при желѣзныхъ.

## Г Л А В А V.

## Реакція воды въ неподвижномъ каналѣ.

## 52. Значеніе плавнаго отклоненія воды.

Всюду, гдѣ происходитъ внезапное измѣненіе скорости движенія частицъ воды, т. е. ударъ, теряется энергія. Значеніе турбинъ (отъ латинскаго turbo—водоворотъ, круговое движеніе) состоитъ въ возможно болѣе выгодномъ использованіи энергіи воды и передачи ея турбинному колесу. Если вода оставляетъ колеса съ наименьшей абсолютной скоростью, какую только допускаютъ данныя условія, то отъ нея будетъ отнято максимальное для данныхъ условій количество энергіи. Последняя передается колесу тѣмъ совершеннѣе, чѣмъ меньше теряется ея на ударъ и треніе. Минимальная абсолютная скорость истеченія изъ колеса, а также, по возможности, отсутствіе тренія и ударовъ во время движенія воды во всей турбинѣ являются основными условіями для хорошей турбины. Схема (фиг. 70) турбины типа Фурнугонъ даетъ представленія о томъ, какъ на практикѣ выполняются эти условія.



фиг. 70.

Рабочее колесо этой турбины состоитъ изъ двухъ плоскихъ дисковъ и лопатокъ между ними, которыя образуютъ систему изогнутыхъ каналовъ, расположенныхъ по кругу.

Внутри рабочаго колеса лежитъ неподвижный направляющій аппаратъ съ подобной же системой каналовъ и лопатокъ, но изогнутыхъ въ противоположную сторону; эти каналы направляютъ воду въ рабочее колесо почти тангенціально. Комбинируя извѣстнымъ образомъ углы наклона лопа-

токъ, скорости движенія воды по лопаткамъ и окружныя скорости колеса, можно достигнуть безударнаго вступленія воды въ колесо изъ направляющаго аппарата. Кромѣ того, надлежащимъ изгибомъ лопатокъ рабочаго колеса, относительная скорость выхода воды изъ него можетъ быть направлена почти тангенціально въ направленіи обратномъ вращенію. Относительная скорость  $w_2$ , съ которой вода оставляетъ колесо, сама по себѣ можетъ быть значительна по величинѣ; но частицы воды обладаютъ вмѣстѣ съ тѣмъ переносной скоростью по окружности; поэтому абсолютная скорость истеченія  $c_2$ , т. е. геометрическая сумма  $w_2$  и  $u_2$ , оказывается весьма малой, если только скорости  $w_2$  и  $u_2$  надлежаще подобраны.

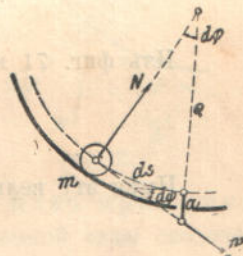
Далѣе, если каналы выполнены такимъ образомъ, что они, отклоняя плавно воду, въ то же время вызываютъ наименьшія потери на треніе, то можно рассчитывать на хорошее использованіе энергіи воды.

Прежде всего слѣдуетъ установить законы, по которымъ вода движется въ каналахъ направляющаго аппарата и рабочаго колеса, и въ силу коихъ энергія передается лопаткамъ рабочаго колеса. Необходимо изслѣдовать всевозможныя потери энергіи и опредѣлить условія, при которыхъ онѣ бываютъ минимальными. Это дастъ не только ясное представленіе о работѣ воды, но также возможность подсчитать размѣры вновь проектируемой турбины. Такъ какъ каждую струю воды можно разсматривать, какъ систему элементарныхъ струекъ, а струйку какъ систему отдѣльныхъ частичекъ, то мы и начнемъ съ изслѣдованія движенія матеріальной точки.

### 53. Движеніе матеріальной точки въ неподвижномъ каналѣ подъ вліяніемъ силъ инерціи.

Разсмотримъ неподвижный криволинейный каналъ, лежащій въ горизонтальной плоскости (фиг. 71), по которому движется безъ тренія матеріальная точка массы  $m$ . Предполагая, что силы тяжести и другія внѣшнія силы не дѣйствуютъ на разсматриваемую частицу, найдемъ, что движеніе происходитъ подъ вліяніемъ одной лишь реакціи стѣнокъ канала.

Такъ какъ при отсутствіи тренія реакція стѣнокъ канала  $N$  можетъ быть направлена только нормально къ пути частицы и къ стѣнкамъ канала, то, слѣдовательно, по касательной къ траекторіи ея нѣтъ дѣйствующихъ силъ, поэтому движеніе происходитъ съ постоянной скоростью  $w$ .



фиг. 71.

Реакція стѣнокъ канала опредѣлится изъ слѣдующихъ соображеній.

Если бы не было канала, матеріальная точка двигалась бы прямолинейно со скоростью  $w$  и за время  $dt$  удалилась бы отъ заданнаго ей пути на величину  $a$ . Чтобы удержать точку на этомъ пути, стѣнка принуждена оказывать давленіе  $N$  въ направленіи радіуса кривизны; величина его должна быть такова, чтобы передвинуть нашу матеріальную точку за время  $dt$  на длину  $a$  отъ соответствующаго ей положенія на прямолинейномъ пути. Этотъ отрѣзокъ называется девиацией (отъ латинскаго *via*—путь); при помощи него сила  $N$  находится такимъ образомъ. Въ теченіе бесконечно

малаго промежутка времени  $dt$  силу  $N$  можно считать постоянной и определить ее, как силу передвигающую массу  $m$  съ начальной скоростью нуль за время  $dt$  на разстояніе  $a$ .

Согласно основному уравненію 11, § 14

$$\frac{dw}{dt} = q$$

есть ускореніе, соответствующее приросту скорости  $dw$  за время  $dt$ . Слѣдовательно:

$$dw = qdt.$$

Если начальная скорость была равна нулю то при  $q = \text{const.}$

$$w = \frac{ds}{dt} = qt.$$

Путь, пройденный за время  $dt$  будетъ:

$$ds = wdt = qtdt,$$

а весь путь за конечный промежутокъ времени  $t$ :

$$s = \frac{1}{2} qt^2.$$

Откуда

$$q = \frac{2s}{t^2}.$$

Чтобы получить ускореніе отъ нормальной силы  $N$ , вставимъ  $a$  и  $dt$  вмѣсто  $s$  и  $t$ . Тогда

$$q = \frac{2a}{dt^2} \dots \dots \dots (67)$$

Изъ фиг. 71 находимъ выраженіе для  $a$ :

$$a = \frac{1}{2} dsd\varphi.$$

Имѣя эту величину, получимъ:

$$q = \frac{ds}{dt} \frac{d\varphi}{dt},$$

или, такъ какъ по опредѣленію  $ds : dt = w$ ,

$$q = w \frac{d\varphi}{dt}.$$

Но  $d\varphi = ds : \rho$ , слѣдовательно, окончательно получимъ:

$$q = \frac{w^2}{\rho} \dots \dots \dots (68).$$

Для силы, съ которой стѣнка канала давитъ на частичку (реакція стѣнокъ канала), получимъ выраженіе:

$$N = m \frac{w^2}{\rho} \dots \dots \dots (69).$$

Эта сила, направленная къ центру кривизны, называется центро-стремительной. Она заставляетъ нашу матеріальную точку двигаться по заданному ей криволинейному пути, осуществленному стѣнками канала, которыя и являются источникомъ центростремительной силы. Съ такой же силой, только направленной въ прямо противоположную сторону, давить точка на стѣнку, стараясь разрушить связь и продолжать движеніе равномерно и прямолинейно по направленію касательной къ траекторіи.

Сила эта называется центробѣжной.

Источникомъ ея является инертность массы движущейся частицы, поэтому центробѣжная сила есть, такъ называемая, сила инерціи.

**54. Движеніе матеріальной точки по криволинейному каналу подѣ дѣйствіемъ произвольныхъ силъ.**

Если на точку съ массой  $m$  по направленію ея движенія дѣйствуетъ сила  $P$ , то точкѣ (см. § 14) сообщается ускореніе

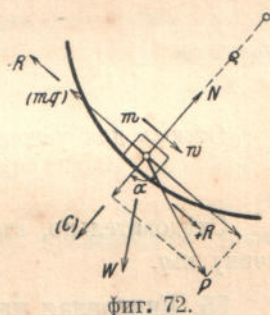
$$q = \frac{P}{m}.$$

Зависимость между силой и движущейся массой можно понимать въ иномъ смыслѣ, полагая, что масса сопротивляется ускоренію, созданному дѣйствующей силой, съ силой  $mq$ , которая по величинѣ равна дѣйствующей силѣ и прямо противоположна ей\*). Это сопротивление и называютъ силой инерціи.

Итакъ имѣемъ

$$P = mq,$$

$$P - mq = 0.$$



фиг. 72.

Т. е. движущая сила во все время движенія уравновѣшивается силой инерціи; это положеніе есть не что иное какъ принципъ Даламбера. Можно сказать, что дѣйствіе приложенной силы сводится исключительно къ ускоренію массы, на которую она дѣйствуетъ.

Пусть на матеріальную точку  $m$  (фиг. 72) дѣйствуютъ силы, проекція результирующей которыхъ въ плоскости канала будетъ  $P$ , составляющая съ нормалью къ пути уголъ  $\alpha$ . Далѣе, сюда прибавляется нормальная сила  $N$ —реакція стѣнокъ канала, и треніе  $R$ , направленное въ сторону противоположную движенію. Если къ этимъ внѣшнимъ силамъ присоединить еще силы инерціи, то по принципу Даламбера всѣ онѣ должны уравновѣситься.

Къ силамъ инерціи относятся сопротивленіе ускоренію  $mq$ , направлен-

\*) Чтобы получить наглядное представленіе объ этомъ, нужно попробовать быстро открыть тяжелую дверь.

ное прямо противоположно движению и центробѣжная сила  $C$ , дѣйствующая отъ центра кривизны къ матеріальной точкѣ (по внѣшней нормали). Эти силы инерціи мы будемъ обозначать скобками. Условіе равновѣсія даетъ:

$$\text{Res.}[P, N, -R, (C), (mq)] = 0 \dots \dots \dots (70)$$

Отсюда находимъ выраженіе для нормального давления, производимаго стѣнкой на частицу (реакція стѣнокъ):

$$N = -\text{Res.}[P, -R, (C), (mq)].$$

Дѣйствіе частицы на каналъ  $W$ , складается изъ силъ  $-N$  и  $+R$ ; при этомъ треніе считается въ направленіи движенія. Такимъ образомъ имѣемъ

$$W = \text{Res.}[-N, +R].$$

Вставивъ вмѣсто  $N$  выведенное выше выраженіе, получимъ:

$$W = \text{Res.}[P, (C), (mq)] \dots \dots \dots (71)$$

Реакція, съ которой движущаяся матеріальная частица дѣйствуетъ на каналъ, равна суммѣ внѣшнихъ силъ и силъ инерціи.

На первый взглядъ можетъ показаться страннымъ, что силы инерціи не вошли въ выраженіе для  $W$ .

Обстоятельство это легко объясняется. Примѣняя принципъ Даламбера для тангенціальныхъ составляющихъ силъ, дѣйствующихъ на частицу, найдемъ:

$$\text{Res.}[P \sin \alpha, (mq), -R] = 0,$$

или

$$P \sin \alpha - (mq) - R = 0.$$

Отсюда для ускорительной силы получимъ выраженіе:

$$mq = P \sin \alpha - R \dots \dots \dots (72)$$

Слѣдовательно, въ уравненіе 71 треніе входитъ косвенно черезъ величину  $mq$ .

**55. Наклонная плоскость.**

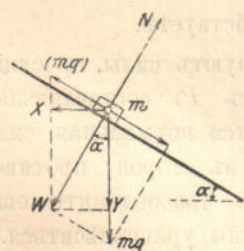
Пусть матеріальная точка массы  $m$  подѣ дѣйствіемъ одного вѣса скользитъ по наклонной плоскости, составляющей съ горизонтомъ уголъ  $\alpha$ .

Такъ какъ  $C=0$ , то реакція частицы на опору будетъ:

$$W = \text{Res.}[P, (mq)],$$

при чемъ  $P = mg$ .

Для горизонтальной и вертикальной составляющихъ  $W$  получимъ изъ фиг. 73:



фиг. 73.

$$\left. \begin{aligned} X &= mg \cos \alpha \\ Y &= mg - mg \sin \alpha \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (73)$$

$Y$  оказывается меньше собственного вѣса частицы на вертикальную составляющую ускорительной силы. Такимъ образомъ часть дѣйствующей

силы тяжести затрачивается на получение ускоренія, а остатокъ ея дѣйствуетъ какъ активная нагрузка.

Нужно замѣтить, что при этомъ на плоскость дѣйствуетъ горизонтальное усиліе, направленное въ сторону обратную движенію, не смотря на то, что имѣется только сила тяжести, дѣйствующая вертикально. И это явленіе опять связано съ ускореніемъ. Если бы матеріальная точка была неподвижно соединена съ плоскостью, то она не могла бы оказывать горизонтальныхъ усилій и дѣйствовала бы на опору вѣсь своимъ вѣсомъ. Но съ уничтоженіемъ этой связи возникаютъ какъ горизонтальная составляющая, такъ и разгрузка, направленная вертикально.

Что касается ускорительной силы  $mq$ , то принимая въ расчетъ треніе  $R$ , получимъ:

$$mq = mg \sin \alpha - R$$

По общепринятому возрѣнію треніе скольженія

$$R = \mu N = \mu mg \cos \alpha,$$

гдѣ  $\mu$  есть коэффициентъ тренія. Отсюда

$$mq = mg (\sin \alpha - \mu \cos \alpha).$$

Наконецъ, для обѣихъ слагающихъ силы дѣйствія частицы на наклонную плоскость получимъ:

$$\left. \begin{aligned} X &= mg (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \cos \alpha \\ Y &= mg [1 - (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \sin \alpha] \end{aligned} \right\} \dots \dots (73a)$$

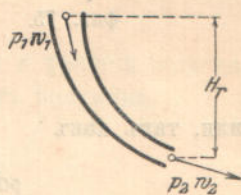
Съ возрастаніемъ силы тренія ускорительная сила обращается въ нуль, т. е. скорость скольженія дѣлается постоянной, вмѣстѣ съ тѣмъ исчезаетъ и горизонтальная сила дѣйствующая на плоскость; остается одна сила тяжести, передающаяся полностью на плоскость.

### 56. Движеніе воды въ неподвижномъ криволинейномъ каналѣ.

Въ дальнѣйшемъ рѣчь идетъ объ изслѣдованіи двухъ вопросовъ. Во-первыхъ, необходимо опредѣлить законъ, по которому происходитъ движеніе и, во-вторыхъ, найти реакцію на стѣнки канала.

Пусть каналъ лежитъ въ вертикальной плоскости (фиг. 74). Если  $w_1$  и  $p_1$  есть скорость и давленіе въ началѣ канала, а  $w_2$  и  $p_2$  соответствующія имъ величины въ концѣ его, то по принципу Бернулли (§ 20):

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = H_r - \frac{p_2 - p_1}{\gamma},$$



фиг. 74.

гдѣ  $H_r$  есть разность уровней между центрами тяжести начальнаго и конечнаго сѣченій; при чемъ потери отъ тренія не принимаются во вниманіе. Но такъ какъ въ дѣйствительности онѣ существуютъ, то, чтобы учесть ихъ, нужно ввести въ уравненіе еще нѣкоторую соответствующую имъ высоту напора  $H_v$  и написать:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = H_r - H_v - \frac{p_2 - p_1}{\gamma}.$$

Потерянная высота напора  $H_v$  растет приблизительно пропорционально квадрату скорости. Такъ какъ въ турбинѣ сѣченія каналовъ велики у входа и къ выходу значительно уменьшаются, то для высоты потерянной на тренія имѣютъ значеніе скорости  $w_2$ ; при чемъ  $w_1$  оказываетъ тѣмъ меньшее вліяніе, чѣмъ меньше оно въ сравненіи съ  $w_2$ . Поэтому то потери отъ тренія обычно выражаютъ черезъ скорость  $w_2$  и пишутъ такъ:

$$H_v = \zeta \frac{w_2^2}{2g}.$$

Въ такомъ случаѣ находимъ:

$$(1 + \zeta) \frac{w_2^2}{2g} = H_r + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \dots \dots \dots (74)$$

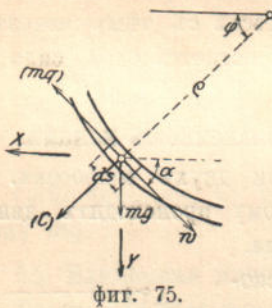
Это уравненіе и даетъ отвѣтъ на всѣ вопросы, касающіеся движенія водяной струйки по ея каналу.

Для турбинныхъ каналовъ обычно принимаютъ

$$\zeta = 0,08 \text{ до } 0,10.$$

### 57. Реакція струи на каналъ.

Опредѣлимъ ее сначала при условіи, что давленіе остается постояннымъ во всѣхъ точкахъ струи, т. е., что струя свободно течетъ по каналу (фиг. 75).



фиг. 75.

Пусть масса элемента струи будетъ  $m$ . Ея реакція на каналъ по ур—нію 71 будетъ:

$$W = \text{Res. } [mq, (C), (mg)].$$

Поэтому для горизонтальной составляющей искомой реакціи найдемъ:

$$dX = C \sin \alpha + mq \cos \alpha.$$

Но по ур—нію 68:

$$C = \frac{mw^2}{\rho},$$

или, такъ какъ

$$\rho d\varphi = ds, \quad d\varphi = -dx, \quad \text{т. е. } \rho = -\frac{ds}{dx},$$

$$C = -mw^2 \frac{dx}{ds},$$

по опредѣленію же  $w = ds : dt$ , слѣдовательно,

$$C = -\frac{m}{dt} w dx.$$



Второй членъ въ выраженіи для  $dX$  можно такъ переписатьъ:

$$mq \cos \alpha = \frac{m}{dt} dw \cos \alpha.$$

Принимая это во вниманіе, а также найденное для  $C$  / значеніе, получимъ:

$$dX = - \frac{m}{dt} w \sin \alpha d\alpha + \frac{m}{dt} \cos \alpha dw.$$

Если подь  $m$  разумѣть безконечно малую массу жидкости, протекающую за время  $dt$ , то  $m : dt = M$  есть масса, протекающая въ единицу времени. Такимъ образомъ:

$$dX = Md(w \cos \alpha).$$

Совершенно подобнымъ же путемъ для вертикальной составляющей получимъ:

$$dY = mg - Md(w \sin \alpha).$$

Интегрируя эти уравненія между двумя точками канала, для которыхъ  $w$  и  $\alpha$  имѣютъ соответственно значенія  $w_1, \alpha_1$  и  $w_2, \alpha_2$ , получимъ:

$$\left. \begin{aligned} X &= M(w_2 \cos \alpha_2 - w_1 \cos \alpha_1) \\ Y &= M(w_2 \sin \alpha_2 - w_1 \sin \alpha_1) + \Sigma(mg) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (75)$$

Здѣсь подь  $\Sigma(mg)$  надо разумѣть вѣсъ всей жидкости, заключающейся въ каналѣ въ данный моментъ.

Треніе не входитъ явно въ эти формулы, но оно оказываетъ вліяніе на скорости и, слѣдовательно, косвенно на выраженія для  $X$  и  $Y$ .

Впрочемъ, обѣ величины  $X$  и  $Y$  можно получить и непосредственно. Пусть въ началѣ канала частица жидкости  $m$  обладаетъ скоростью, составляющія которой по осямъ  $X$  и  $Y$  соответственно равны  $w_{x1}, w_{y1}$ , а въ концѣ канала скоростью съ составляющими  $w_{x2}, w_{y2}$ . Ось  $X$  горизонтальна и направлена слѣва направо,  $Y$ —вертикальна, направлена сверху внизъ. Горизонтальная скорость  $w_x$  какой-либо точки за время  $dt$  возрастаетъ на величину  $dw_x$ . Чтобы вызвать это ускореніе нужна сила.

$$dX_1 = m \frac{dw_x}{dt} = Mdw_x,$$

источникомъ которой является стѣнка канала; такова же и реакція воды на каналъ, но съ обратнымъ знакомъ. Подобнымъ же путемъ получимъ:

$$dY_1 = m \frac{dw_y}{dt} - mg = Mdw_y - mg.$$

Наконецъ интегрированіе даетъ составляющія  $X$  и  $Y$  искомой реакціи:

$$\left. \begin{aligned} X &= -X_1 = M(w_{x1} - w_{x2}) \\ Y &= -Y_1 = \Sigma(mg) + M(w_{y1} - w_{y2}) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (75a)$$

Эти выраженія становятся тождественными съ выраженіемъ (75), если выразить  $w_{x1}, w_{y1}, w_{x2}, w_{y2}$  черезъ  $w$  и  $\alpha$ .

### 58. Движеніе воды подь давленіемъ въ каналѣ.

Въ замкнутомъ каналѣ, сильно суживающемся къ выходу, вода не можетъ свободно течь (т. е. протекать подь постояннымъ давленіемъ); давленіе во входной уширенной части повышается, образуется подпоръ, т. е.  $p_1 > p_2$ .

Это явленіе имѣетъ мѣсто въ случаѣ представленномъ на фиг. 76, гдѣ подвижной каналъ довольно плотно примыкаетъ къ другому неподвижному каналу. Опредѣляя реакцію протекающей воды на каналъ, принимаютъ въ расчетъ давленіе лишь постольку, по сколько оно дѣйствуетъ на поверхность раздѣла между каналами подвижными и неподвижными и на поверхность истечения; т. е. по сколько это давленіе является внѣшней силой. Давленіе же внутри канала является силой внутренней и на реакцію протекающей воды, какъ силу внѣшнюю, вліянія не имѣетъ.

На подвижной каналъ нормально къ поверхности раздѣла дѣйствуетъ сила

$$P = F_1(p_1 - p_2).$$

Въ этомъ случаѣ къ составляющимъ  $X$  и  $Y$  въ уравн. 75 нужно прибавить соответственныя проекціи силы  $P$ . Въ турбинѣ поверхность раздѣла совпадаетъ съ направленіемъ движенія и, слѣдовательно, давленіе жидкости не даетъ составляющихъ въ этомъ направленіи. Зато давленіе, нормальное къ поверхности раздѣла, въ зависимости отъ положенія канала по отношенію къ оси, можетъ вызвать значительную осевую силу, т. е. нагрузку пята.

Въ случаѣ горизонтальной поверхности раздѣла давленіе жидкости совершенно не вліяетъ непосредственно на горизонтальную слагающую  $V$  реакціи, но оно проявляется косвеннымъ путемъ измѣняя ускоренія, а слѣдовательно и скорости.

### 59. Реакція вытекающей воды.

При истеченіи воды изъ сосуда фиг. 77 начальная скорость можетъ быть принята равной нулю и, изъ ур—нія 75а, § 57 получимъ:

$$X = -Mc_x,$$

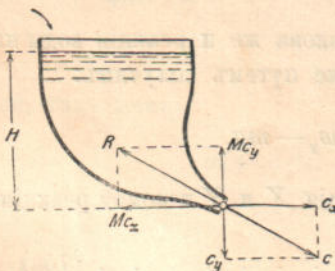
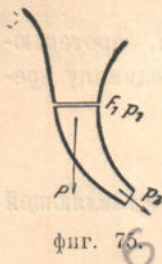
$$Y = \Sigma(mg) - Mc_y,$$

здѣсь  $M$  означаетъ массу воды, вытекающую въ единицу времени, а  $\Sigma(mg)$  есть масса всего сосуда вмѣстѣ съ заключающейся въ немъ жидкостью.

Силы  $Mc_x$  и  $Mc_y$  даютъ результирующую

$$R = Mc, \dots (76)$$

направленную въ сторону противоположную скорости истеченія  $c$ . Эту силу  $R$  и называютъ реакціей вытекающей воды. Допустивъ, что вода выте-



фиг. 77.

наеть безъ потерь на треніе и сжатія и что  $F'$  означаетъ площадь сѣченія въ устьѣ, получимъ:

$$M = Fc \frac{\gamma}{g},$$

$$R = F \frac{\gamma}{g} c^2,$$

или, такъ какъ

$$c^2 = 2gH,$$

$$R = 2FH\gamma \dots \dots \dots (77)$$

Слѣдовательно, реакція вдвое больше статическаго давленія въ устьѣ, или (см. § 44) она равна давленію струи на плоскость.



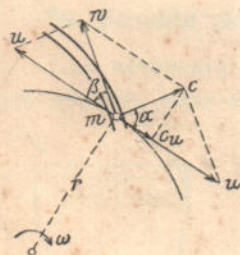
## Г Л А В А VI.

### Реакція воды во вращающемся каналѣ.

#### 60. Абсолютное и относительное движеніе во вращающемся каналѣ.

Если каналъ движется равномерно и прямолинейно, перемѣщаясь параллельно самому себѣ, то ускореній быть не можетъ и, слѣдовательно, къ наличнымъ силамъ не прибавляются новыя. Въ такомъ случаѣ къ движенію воды въ каналѣ и къ реакціи на его стѣнки вполне примѣнимы результаты предыдущей главы. То же нужно сказать и относительно канала, лежащаго на цилиндрической поверхности вращающейся около своей оси; здѣсь центробежное ускореніе вызванное вращеніемъ, проходитъ черезъ ось и не даетъ слагающихъ въ направленіи канала; поэтому оно не вліяетъ на движеніе струи.

Если же каналъ лежитъ на произвольной поверхности вращенія, то условія существенно мѣняются, требуя особаго изслѣдованія. При этомъ ось вращенія возьмемъ вертикальный, чтобы не измѣнялось направленіе силы тяжести въ отношеніи вращающейся системы. Въ противномъ случаѣ, допустивъ, напримѣръ, что каналъ лежитъ въ горизонтальной плоскости, пришлось бы учитывать вліяніе этой силы. Здѣсь, какъ въ предыдущемъ случаѣ, мы начнемъ съ движенія матеріальной частицы съ тѣмъ, чтобы потомъ распространить изслѣдованіе на струю.



фиг. 78.

Если частица массы  $m$  (фиг. 78) движется по вращающемуся каналу въ относительной, для данного момента, скоростью  $w$ , находясь на разстояніи  $r$  отъ оси вращенія, при чемъ угловая скорость вращенія равна  $\omega$ , то абсолютная скорость вращенія  $c$  находится слѣдующимъ путемъ

Частица движется по каналу съ относительной скоростью  $w$ , кромѣ того имѣетъ вмѣстѣ съ каналомъ переносную скорость по окружности  $u = r\omega$ , поэтому ея абсолютная скорость  $c$  есть не что иное, какъ геометрическая сумма  $w$  и  $u$ .

Наоборотъ если желаемъ опредѣлить относительную скорость  $w$  по абсолютной  $c$ , то нужно къ дѣйствительной скорости точки, т. е.— $c$ , приба-

вить скорость соответствующей точки канала по ея окружности, т. е.  $u$  съ обратнымъ знакомъ.

Если каналъ лежитъ въ плоскости, перпендикулярной къ оси вращенія, то изъ фиг. 78 получимъ слѣдующія соотношенія:

$$c^2 = u^2 + w^2 - 2uw \cos \beta.$$

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2c u \cos \alpha.$$

Слагающая по  $u$  абсолютной скорости будетъ

$$c_u = u - w \cos \beta$$

или

$$c_u = c \cos \alpha.$$

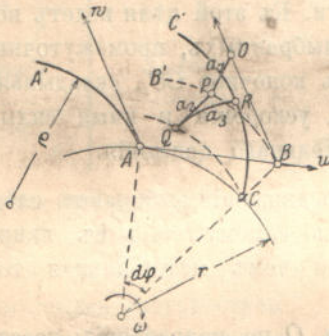
Отсюда

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u \dots \dots \dots (78)$$

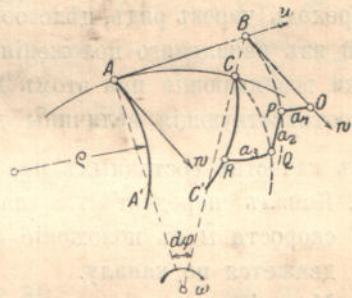
**61. Движеніе матеріальной точки во вращаючомуся каналѣ. Теорема Кориолиса.**

Пусть каналъ лежитъ въ горизонтальной плоскости и вращается равномерно съ угловой скоростью  $\omega$  около неподвижной вертикальной оси. Движеніе происходитъ подъ дѣйствіемъ одной лишь внѣшней силы: силы тяжести, не оказывающей въ данномъ случаѣ никакого вліянія на движеніе.

Положимъ, далѣе, что частица съ массой  $m$ , движущаяся вдоль канала  $AA'$  (фиг. 79 и 80), въ данный моментъ находится въ точкѣ  $A$ , на



фиг. 79.



фиг. 80.

расстояніи  $r$  отъ оси, и обладаетъ относительной скоростью по каналу  $w$ . (Въ фиг. 79 движеніе направлено наружу, а въ фиг. 80 внутрь). Точка  $A$  имѣетъ еще переносную скорость по окружности  $u = r\omega$ . Пусть каналъ за время  $dt$  передвинулся изъ  $AA'$  въ  $CC'$ , слѣдовательно,  $AC = udt$ .

Если

$$AB = udt,$$

$$BO = wdt,$$

то матеріальная точка, будучи свободной, въ силу присущихъ ей скоростей  $u$  и  $w$  перемѣщалась бы за время  $dt$  по инерціи изъ  $A$  въ  $O$ .

Далѣе если

$$CR = wdt,$$

то  $R$  будетъ истиннымъ положеніемъ матеріальной частицы по истеченіи времени  $dt$ ; въ это положеніе частица придетъ изъ  $O$  подъ вліяніемъ девиаціи  $a = OR$ . Согласно ур—нію 67 § 53 этой девиаціи соотвѣствуетъ ускореніе

$$q = \frac{2a}{dt^2}$$

въ направленіи отъ  $O$  къ  $R$ .

Сила же вызывающая его есть

$$P = 2m \frac{a}{dt^2}.$$

Съ такой же по величинѣ силой инерціи ( $P$ ), направленной въ противоположную сторону, т. е. отъ  $R$  къ  $O$ , матеріальная частица сопротивляется ея отклоненію.

По § 54 реакція частицы на каналъ равна геометрической суммѣ всѣхъ ви́шнихъ силъ и силъ инерціи, но такъ какъ ви́шнихъ силъ нѣтъ, то для реакціи частицы получимъ:

$$W = \text{Res.} [(P), (mq)],$$

здѣсь  $q$  означаетъ относительное ускореніе вдоль канала, а  $(mq)$  соотвѣтствующую силу инерціи, направленную въ сторону обратную движенію.

Девіацію  $a = OR$  трудно опредѣлить сразу, но ее легко разложить на части и подсчитать каждую въ отдѣльности. Къ этой цѣли ведетъ постепенный переходъ черезъ рядъ, цѣлесообразно выбранныхъ, промежуточныхъ положеній изъ начального положенія  $AA'$  въ конечное  $CC'$ , складывая геометрически возникающія при этомъ девиаціи, ускоренія и иныя силы, получимъ соотвѣтствующія величины дѣйствительнаго движенія.

Въ качествѣ составныхъ переходныхъ движеній выбираютъ слѣдующія:

1. Каналъ передвигается параллельно самому себѣ въ направленіи скорости  $u$  въ положеніе  $BB'$ , при чемъ матеріальная точка не движется по каналу.
2. Матеріальная точка переходитъ въ  $O$  по направленію касательной.
3. Матеріальная точка переносится въ точку  $P$  канала по нормали къ нему.
4. Каналъ передвигается въ радіальномъ направленіи вмѣстѣ со всѣми частицами параллельно самому себѣ такъ, что  $B$  попадаетъ въ  $C$ , а сама частица въ  $Q$ .
5. Вращеніемъ около точки  $C$  на уголъ  $d\varphi$  каналъ вмѣстѣ съ частицей приводится въ конечное положеніе.

Три послѣднихъ перемѣщенія даютъ три частныхъ девиаціи:

$$a_1 = OP,$$

$$a_2 = PQ = BC,$$

$$a_3 = QR = CQ d\varphi = w dt d\varphi = \frac{wu}{r} dt^2.$$

Девіація  $a_1$ , согласно ур—нію 68, § 53, соотвѣтствуетъ ускоренію

$$q_1 = \frac{w^2}{\rho} \dots \dots \dots (79)$$

Оно есть центростремительное ускореніе относительнаго движенія.

Точно также и девіація  $a_2$  даетъ составное ускореніе

$$q_2 = \frac{u^2}{r} = \omega^2 r, \dots \dots \dots (80)$$

представляющее собой центростремительное ускореніе переноснаго движенія.

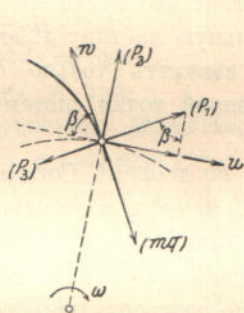
Наконецъ, девіація  $a_3$  даетъ ускореніе

$$q_3 = \frac{2a_3}{dt^2} = 2 \frac{wu}{r}, \dots \dots \dots (81)$$

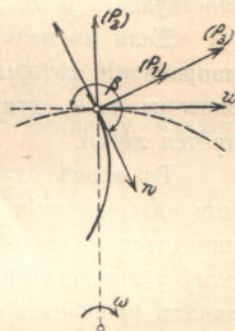
называемое сложнымъ центростремительнымъ ускореніемъ. (Ускореніе Coriolis'a).

Силы инерціи, соотвѣтствующія этимъ тремъ ускореніямъ будутъ:

$$\left. \begin{aligned} (P_1) &= m \frac{w^2}{\rho} \\ (P_2) &= m\omega^2 r \\ (P_3) &= 2m \frac{wu}{r} \end{aligned} \right\} \dots \dots (82)$$



фиг. 81.



фиг. 82.

Направленія этихъ силъ прямо противоположны соотвѣтствующимъ девіаціямъ. На фиг. 81 и 82, относящихся соотвѣтственно къ случаямъ, изображеннымъ на фиг. 79 и 80, эти силы представлены графически.

Для опредѣленія реакціи на каналъ, при отсутствіи внѣшнихъ силъ можно еще прибавить силу инерціи  $(mq)$  относительнаго движенія вдоль канала. Тогда по § 54 имѣемъ:

$$W = \text{Res. } [(P_1), (P_2), (P_3), (mq)] \dots \dots \dots (83)$$

Законы относительнаго движенія, или что то же, движенія вдоль канала, вытекаютъ изъ принципа Даламбера, на основаніи котораго всѣ внѣшнія силы и силы инерціи должны уравновѣшиваться. При этомъ силы, направленные нормально къ каналу, не принимаются во вниманіе, какъ не даются тангенціальныхъ составляющихъ и, слѣдовательно, не оказывающія влияния на относительное движеніе.

Такимъ образомъ:

$$(P_2) \sin \beta - (mq) - R = 0,$$

гдѣ  $R$  означаетъ треніе частицы о стѣнку канала; уголъ  $\beta$ , образованный направленіями  $u$  и  $w$ , измѣряется въ сторону вращенія системы. Для силы ускоренія въ относительномъ движеніи получимъ:

$$mq = (P_2) \sin \beta - R. \quad (84)$$

Если-бы каналъ былъ неподвиженъ, то не было бы силъ  $(P_2)$  и  $(P_3)$ , а только сила  $(P_1)$ . Слѣдовательно, если мы хотимъ разсматривать движеніе матеріальной точки по вращающемуся каналу такимъ образомъ, какъ будто-бы каналъ былъ въ покоѣ, то должны къ дѣйствующимъ силамъ прибавить еще фиктивные или дополнительные силы  $(P_2)$  и  $(P_3)$ ; первая изъ нихъ соотвѣтствуетъ центробѣжному ускоренію точки системы (переносное ускореніе), а вторая сложному центробѣжному ускоренію. (ускореніе Coriolis'a). Въ этомъ и состоитъ теорема Coriolis'a.

О направленіи разсматриваемыхъ силъ инерціи можно сдѣлать слѣдующія заключенія по существу самаго вопроса:  $(P_1)$  направлено отъ центра кривизны канала къ движущейся частицы,  $(P_2)$  отъ оси вращенія къ частицѣ и  $(P_3)$  направлено такъ, что ея вращающій моментъ отрицателенъ въ отношеніи той точки, которую занимала матеріальная частица, въ предшествовавшей моментъ т. е. это вращеніе противоположно вращенію канала.

Если на матеріальную частицу дѣйствуютъ внѣшнія силы, величина и направленіе которыхъ зависятъ только отъ координатъ точекъ переносной системы, т. е. для данной точки системы постоянны, то движеніе изслѣдуется легко.

Въ этомъ случаѣ по теоремѣ Coriolis'a нужно прибавить дополнительные силы инерціи  $(P_2)$  и  $(P_3)$ , и рѣшать задачу такъ, какъ будто каналъ находится въ покоѣ. Коль скоро внѣшнія силы не соотвѣтствуютъ указанному условію, изслѣдованіе становится весьма сложнымъ; на примѣръ, когда каналъ вращается около горизонтальной оси. Ясно, что сила тяжести, взятая абсолютно, всегда имѣетъ одно направленіе, но оно безпрестанно мѣняется въ отношеніи переносной системы (Колесо Понселе).

## 62. Движеніе струи по вращающемуся каналу.

Предположимъ, что каналъ лежитъ въ горизонтальной плоскости и вращается около вертикальной оси. Здѣсь мы имѣемъ уже дѣло съ водяной струей, поэтому необходимо принимать во вниманіе давленіе жидкости.

Если сѣченіе струи или канала  $F$ , то давленіе дѣйствуетъ на частицу жидкости, имѣющую массу  $m$ , съ силой  $Fdp$  (см. § 19), учитывая движеніе по каналу, нужно откинуть всѣ силы перпендикулярныя къ нему. Тогда останутся лишь: составляющая сила  $(P_2)$  въ направленіи траекторіи, давленіе жидкости и силы тренія. Такимъ образомъ для ускорительной силы, дѣйствующей на частицу, получимъ:

$$qdm = (P_2) \sin \beta - Fdp - dR.$$

Отбросимъ пока треніе и будемъ исходить изъ уравненія:

$$qdm = (P_2) \sin \beta - Fdp. \quad (85)$$



На основаніи предыдущаго

$$(P_2) = dm \cdot \omega^2 r;$$

далѣе:

$$\sin \beta = \frac{dr}{ds} \text{ и } q = \frac{dw}{dt}.$$

Масса частицы выразится такъ:

$$dm = \frac{Fds \cdot \gamma}{g}.$$

Если ввести эти выраженія въ полученное раньше уравненіе, то сдѣлав простое преобразованіе и помня, что

$$\frac{ds}{dt} = w,$$

найдемъ:

$$wdw = \omega^2 r dr - g \frac{dp}{\gamma} \dots (86)$$

Это уравненіе справедливо для всякихъ жидкостей, т. е. какъ для воды, такъ для пара и воздуха, ибо при его выводѣ мы не касались природы жидкости, а принимали лишь одно условіе: сплошность движенія, по которому жидкость заполняетъ каналъ безъ пустотъ и разрывовъ.

Интегрированіе послѣдняго уравненія возможно лишь въ случаѣ, если известна зависимость между  $p$  и  $\gamma$ . Для капельныхъ жидкостей нужно принимать  $\gamma$  постояннымъ; тогда интегрированіе въ предѣлахъ, которые ясны изъ фиг. 83, даетъ:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2g} - \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

или, помня, что  $\omega r = u$ ,

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \dots (87)$$

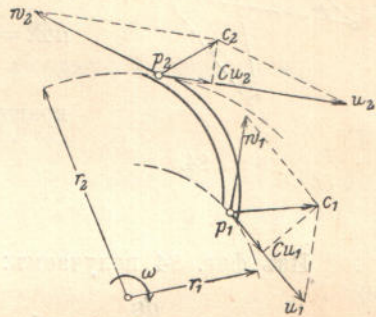
Это есть уравненіе движенія жидкости по каналу. Третье въ немъ не принято во вниманіе.

Если индексъ 1 относить къ входу, а—2 къ выходу, то послѣднее уравненіе можно примѣнить къ фиг. 80.

### 63. Реакція струи на вращающійся каналъ.

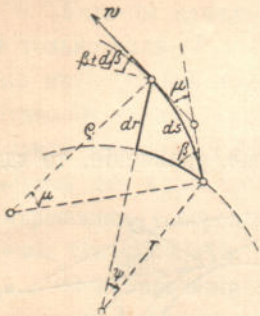
Насъ интересуютъ исключительно тѣ силы, которыя вліяютъ на вращеніе канала; поэтому только онѣ и должны быть изслѣдованы.

Согласно § 58 давленіе жидкости нужно принимать въ расчетъ лишь настолько, поскольку оно даетъ усиліе приложенное къ входной и выходной поверхности канала.



фиг. 83.

Въ турбинахъ нормали къ этимъ поверхностямъ пересѣкаютъ ось вращения, т. е. даютъ вращательный моментъ равный нулю, не имѣя вращательной составляющей. Точно также нѣтъ особенной надобности считаться съ треніемъ, ибо по § 54 оно неявно входитъ въ выраженіе для относительнаго ускоренія. Отпадаетъ также и сила инерціи ( $P_2$ ), потому что она направлена радіально. Такимъ образомъ остаются только составляющія по окружности силы ( $P_1$ ), ( $P_2$ ), ( $mq$ ).



фиг. 84.

Согласно фиг. 81 реакція на каналъ частицы съ массой  $m$ , удаленной отъ оси на разстояніи  $r$  даетъ вращающій моментъ:

$$dM = r [(P_1) \sin \beta + (qdm) \cos \beta - (P_2) \sin \beta] \quad (88)$$

Выраженія для трехъ составляющихъ силы вращения необходимо нѣсколько преобразовать.

Мы нашли, что

$$(P_1) = \frac{w^2}{\rho} dm.$$

Изъ фиг. 84 получаемъ:

$$\rho = \frac{ds}{\mu}; \quad \mu = \psi - d\beta; \quad \psi = \frac{ds \cdot \cos \beta}{r}; \quad ds \sin \beta = dr.$$

Отсюда найдемъ радіусъ кривизны относительной траекторіи частицы, т. е. канала:

$$\rho = \frac{rds}{ds \cdot \cos \beta - rd\beta} = \frac{rds \cdot \sin \beta}{ds \cdot \sin \beta \cos \beta - r \sin \beta d\beta}$$

$$\rho = \frac{rds \cdot \sin \beta}{d(r \cos \beta)}.$$

Такъ какъ  $w = ds : dt$ , то получимъ:

$$(P_1) = wdm \frac{ds d(r \cos \beta)}{dt rds \sin \beta},$$

или, помня, что  $dm : dt$  означаетъ массу жидкости  $M$ , протекающую за единицу времени, найдемъ

$$(P_1) = Mw \frac{d(r \cos \beta)}{r \sin \beta} \quad \dots \quad (89)$$

По опредѣленію

$$(qdm) = \frac{dw}{dt} dm = Mdw \quad \dots \quad (90)$$

Затѣмъ изъ уравненія

$$(P_3) = 2w \omega dm,$$

принимая во вниманіе что

$$w = \frac{ds}{dt} \text{ и } ds = \frac{dr}{\sin \beta},$$

получится

$$(P_3) = 2M\omega \frac{dr}{\sin \beta} \dots \dots \dots (91)$$

Если въ ур—ніе 88 подставить выраженія 89, 90 и 91, то найдемъ:

$$\begin{aligned} d\mathfrak{M} &= M[wd(r\cos\beta) + r\cos\beta dw - 2\omega r dr] \\ &= M[d(rw\cos\beta) - d(\omega r^2)]. \end{aligned}$$

Въ виду того, что  $\omega r = u$ , можно также написать:

$$d\mathfrak{M} = Md[r(w\cos\beta - u)].$$

Но по § 60

$$u - w\cos\beta = c_u, \dots \dots \dots (92)$$

причемъ  $c_u$  есть окружная составляющая абсолютной скорости  $c$ .

Ввиду этого имѣемъ:

$$d\mathfrak{M} = -Md(rc_u) \dots \dots \dots (93)$$

Если произвести интегрированіе по всему каналу въ предѣлахъ, указываемыхъ фиг. 85, то получимъ полный вращающій моментъ реакціи струи

$$\mathfrak{M} = M(r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \dots \dots \dots (94)$$

Слагающія по окружности  $c_{u1}$  и  $c_{u2}$  имѣютъ положительное значеніе, если ихъ направленіе совпадаетъ съ направленіемъ вращенія.

Указанное выше выраженіе вращающаго момента было впервые дано Леонардомъ Эйлеромъ въ 1754 г.

Умноживъ вращающій моментъ на угловую скорость, получимъ какъ извѣстно, мощность, (развиваемую протекающей по каналу жидкостью) въ такомъ видѣ:

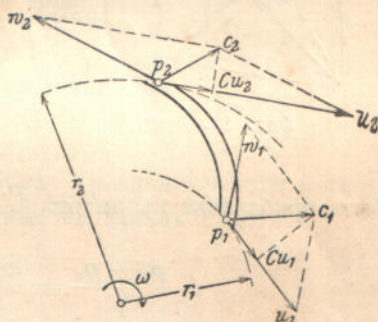
$$L = M(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \dots (95)$$

Это уравненіе можетъ быть названо уравненіемъ работы.

Оно справедливо для любой упругой или капельной жидкости, такъ какъ при выводѣ его не дѣлалось никакихъ особыхъ допущеній относительно природы жидкости; единственнымъ условіемъ было сплошность теченія по каналу т. е. для каждой точки канала:

$$\frac{dm}{dt} = M = \text{const.}$$

Уравненіе (95) имѣетъ мѣсто и для случая, когда въ каналѣ возникаютъ гидравлическія сопротивленія (треніе). Это треніе войдетъ въ уравненіе неявно, оказывая влияніе на относительную скорость  $w$  протекающей жидкости по каналу (уменьшая ее).



фиг. 85.

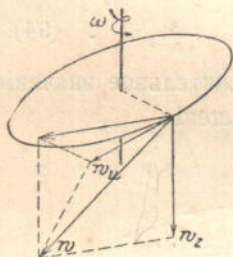
Изъ уравненія работы (95) видно что, передаваемая водою работа зависитъ не только отъ расхода, но и отъ скоростей у входа и выхода изъ канала. Уравненіе однако совершенно не говоритъ о томъ какъ долженъ совершаться переходъ изъ начального состоянія въ конечное.

И, дѣйствительно, это не играетъ никакой роли, лишь бы жидкость текла по каналу сплошнымъ образомъ съ наименьшими потерями на треніе. Равномѣрной отдачѣ работы по длинѣ канала не слѣдуетъ придавать значенія; это обстоятельство можетъ въ крайнемъ случаѣ повліять на прочность его.

Если индексъ 1 относитъ къ началу канала, а индексъ 2 къ концу его, то уравненіе работы справедливо для канала любого вида.

#### 64. Движеніе по каналу двойкой кривизны.

Примемъ ось по прежнему вертикальной и положимъ, что теченіе происходитъ по каналу, расположенному на какой-либо поверхности вращенія. Спроектировавъ все движеніе на плоскость перпендикулярную къ оси вращенія, (см. фиг. 86), мы можемъ къ этой проекціи примѣнить уравненіе Эйлера. Такъ какъ скорости относительнаго движенія по каналу, т. е.  $w$ , и ея проекція даютъ одну и ту же составляющую по окружности, т. е.  $w_\omega$ , то уравненіе Эйлера приведетъ къ одному и тому же результату, будемъ ли мы брать саму скорость  $w$  или же ея проекцію. Вертикальная составляющая скорости не можетъ оказать никакого вліянія на моментъ вращенія, а проявляется въ видѣ добавочной осевой силы.



фиг. 86.

Такъ же легко опредѣлить и обстоятельства теченія по рассматриваемому каналу.

Если разность уравненій между входнымъ и выходнымъ сѣченіями равна  $H_r$ , то высота эта должна быть прибавлена къ высотѣ  $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$  въ ур—ніи (87).

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - H_r.$$

Если же захотимъ еще учесть треніе и соответствующую ему потерю высоты напора обозначаемую черезъ  $H_v$ , то предыдущую высоту  $\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r$  придется уменьшить на  $H_v$ .

Такимъ образомъ, придемъ къ уравненію:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - H_r + H_v. \quad (96)$$

Уравненіе работы остается такимъ же, какъ и прежде. Слѣдовательно, при любой формѣ канала приходится принимать во вниманіе лишь количество протекающей жидкости и составляющія скорости по окружности при входѣ въ каналъ и выходѣ изъ него.

### 65. Выводъ основныхъ уравненій въ конечномъ видѣ.

Уравненія 95 и 96, основныя въ теоріи турбинъ, можно вывести непосредственно. Допустимъ, что имѣемъ каналъ, представленный на фиг. 87, который вращается около вертикальной оси съ угловой скоростью  $\omega$ . Жидкость движется отъ периферіи къ оси. Если представить себѣ каналъ закрытымъ у концовъ то на обоихъ концахъ установятся пьезометрическія высоты, распредѣляющіяся по закону (§ 12, ур—ніе 8a) параболоиды, онѣ создаюгъ напоръ выраженный высотой

$$\Delta H = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

Слѣдовательно, между входнымъ и выходнымъ сѣченіями имѣется напоръ, измѣряемый разностью высотъ

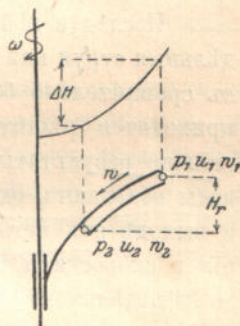
$$\Delta H - H_r.$$

Въ томъ случаѣ, когда существуетъ внѣшнее давленіе такой же величины, то жидкость остается въ равновѣсіи и при открытыхъ концахъ канала. Если же нужно имѣть не только равновѣсіе, но сверхъ того измѣнить относительную скорость съ  $w_1$  до  $w_2$ , то для этого требуется добавочный напоръ въ видѣ

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Наконецъ, прибавивъ высоту напора  $H_v$  для преодоленія тренія, получимъ необходимую высоту напора въ цѣломъ:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - H_r + H_v.$$



фиг. 87.

Это есть уравненіе теченія въ прежней формѣ. Уравненіе работы можно вывести изъ баланса энергіи. Энергія приносимая въ каналъ будетъ:

$$Mg \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + H_r \right),$$

при чемъ  $c_1$  означаетъ абсолютную входную скорость. Энергія теряемая при выходѣ изъ канала напишется:

$$Mg \left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + H_v \right),$$

гдѣ  $c_2$  есть абсолютная скорость выходящей жидкости. Разность между первымъ и вторымъ количествомъ энергіи представляетъ работу  $L$ , сообщенную каналу, т. е:

$$L = Mg \left( \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r - H_v \right).$$

Подставивъ вмѣсто выраженія  $(p_1 - p_2) : \gamma$  его величину изъ ур—нія 96, получимъ уравненіе работы:

$$L = \frac{M}{2} (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2).$$

Слѣдуетъ обратить вниманіе на то, что  $H_v$  исчезло; слѣдовательно уравненіе дѣйствительно, не принимая въ расчетъ тренія.

По § 60:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{u1}$$

и

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_{u2}.$$

Послѣ подстановки этихъ величинъ, уравненіе работы принимаетъ прежнюю форму:

$$L = M(u_1c_{u1} - u_2c_{u2}).$$

Такимъ образомъ, оба уравненія выводятся и помимо теоремы Coriolis'a. Потеря времени на болѣе подробное изслѣдованіе этого вопроса разными путями, дающее детальное представленіе о сущности явленія, вознаграждается болѣе подробнымъ знакомствомъ съ этимъ важнымъ вопросомъ.

### 66. Каналы конечнаго поперечнаго сѣченія.

Изслѣдуя дѣйствіе протекающей воды, мы предполагали, что имѣемъ отдѣльныя струи или каналы съ очень малымъ сѣченіемъ. Переходя къ каналамъ съ сравнительно большимъ сѣченіемъ, какъ на примѣръ, каналы турбинъ, приходится рѣшить вопросъ, насколько примѣнимы къ нимъ полученные раньше результаты. Они приложимы цѣликомъ въ случаѣ, если всѣ струи воды обладаютъ одинаковыми скоростями и давленіями, при входѣ въ каналъ и выходѣ изъ него. Гдѣ этого нѣтъ, нужно найти нѣкоторыя среднія давленія и скорости и подставить ихъ въ вышеприведенныя уравненія. Въ каждомъ отдѣльномъ случаѣ приходится изслѣдовать, выполнены ли условія для непосредственнаго примѣненія найденныхъ основныхъ уравненій, или же опредѣлить, какъ выбрать среднія величины скоростей и давленій, для пользования этими уравненіями.

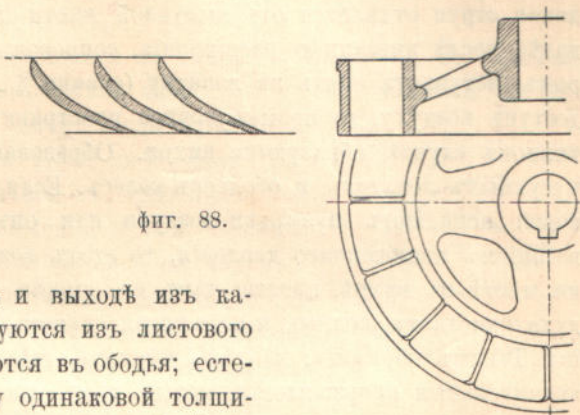
Каналы должны быть такъ сконструированы, чтобы вода могла течь сплошной струей и съ возможно малыми потерями. Сплошность движенія пытаются достигнуть при помощи плавныхъ продольныхъ профилей канала и тщательной конструкціи его стѣнокъ при переходѣ изъ направляющаго аппарата въ рабочее колесо. Но при плавномъ изгибѣ стѣнокъ, каналы становятся слишкомъ длинны, что повышаетъ треніе. Поэтому необходимо отыскать найвыгоднѣйшую промежуточную конструкцію и сдѣлать каналы столь короткими, насколько это позволяетъ сплошность теченія. Сплошность нарушается, когда водяная струя отдѣлится отъ вогнутой стороны канала; слѣдовательно, этого не должно допускать никакимъ образомъ. Такъ какъ пока нельзя математически точно опредѣлить форму найвыгоднѣйшаго профиля для канала, то его приходится конструировать на глазъ, пользуясь конструктивнымъ опытомъ.

Особенное вниманіе надо удѣлить входному и выходному отверстію канала. Отъ нихъ требуется, чтобы вода совершенно свободно, безъ сжатія

оставляла каналъ и чтобы была ясна и проста зависимость для скоростей и ихъ направленій.

Каналы турбины образуются изогнутыми лопатками, которыя укрѣплены между двумя концентрическими стѣнками или ободьями. Фиг. 88 изображаетъ рабочее колесо турбины Jonval'я съ каналами расположенными по цилиндру вокругъ оси вращения. Для простоты лопаткамъ даютъ форму линейчатыхъ поверхностей, образующія которыхъ пересекаютъ ось подъ прямымъ угломъ; такимъ образомъ, поперечныя сѣченія каналовъ имѣютъ видъ трапеціи.

Лопатки дѣлаются возможно тонкими, чтобы не прерывать потокъ воды, это особенно желательно при входѣ и выходѣ изъ канала. Часто лопатки штампуются изъ листового желѣза или стали и заливаются въ ободья; естественно, что тогда онѣ всюду одинаковой толщины. Но нерѣдко лопатки отливаются вмѣстѣ съ ободьями колеса; въ такомъ случаѣ цѣлесообразно нѣсколько утолщать ихъ къ срединѣ, чтобы имѣть возможность выполнить возможно тоньше по краямъ. Условія, которыя будутъ выяснены позже, требуютъ, чтобы лопатки круто изгибались, и уголъ входа по лопаткѣ былъ возможно великъ, а уголъ выхода—малъ, что вообще, извѣстнымъ образомъ, вліяетъ на форму лопатки. Такъ какъ лопатки образуютъ систему тождественныхъ каналовъ, замыкающуюся по кругу, то всѣ лопатки должны быть одинаковы. Форма каналовъ, изображенная на фиг. 88, можетъ считаться типичной.

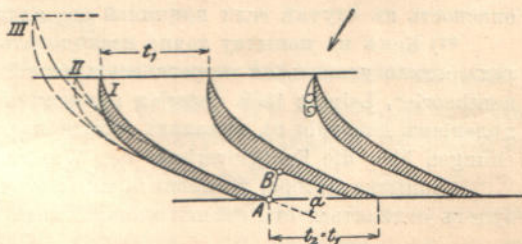


фиг. 88.

### 67. Профиль лопатокъ.

Лопатки имѣютъ цѣлю отклонять воду въ опредѣленномъ направленіи съ минимальными потерями энергіи. Соответственно такому назначенію ихъ надо располагать возможно тѣсно, т. е. ширина канала, измѣренная въ средней плоскости отклоненія воды, должна быть достаточно мала въ сравненіи съ его длиной.

При бесконечно большомъ радиусѣ турбины, свободный безъ сжатія выпускъ воды достигается параллельнымъ направлениемъ лопатокъ въ точкахъ А и В (см. фиг. 89). Въ этомъ случаѣ водяныя струи выйдутъ изъ канала параллельно другъ другу.



фиг. 89.

Трение зависитъ отъ величины смоченной поверхности и скорости; но послѣдняя опредѣлена заранѣе. Слѣдовательно, трение можно уменьшить,

дѣлая смоченную поверхность возможно малой, а каналъ возможно короткимъ въ тѣхъ частяхъ, гдѣ скорость велика. Поэтому было бы ошибочно продолжить параллелизмъ лопатокъ за точку В (внутри лопатки), являющуюся проекціей конца предыдущей лопатки. Напротивъ, каналъ долженъ настолько быстро расширяться за В, насколько это позволяетъ плавность теченія воды (сравни § 38).

Когда лопатка сильно изогнута у входа, то можетъ случиться, что водяная струя отдѣлится отъ выуклой части поверхности лопатки и лишь далѣе послѣ внезапнаго расширенія, сопровождаемаго соотвѣтственнымъ ударомъ, вступаетъ опять на лопатку (сравни § 42)\*). Если при этомъ есть доступъ воздуху, то промежуточное пространство заполнится имъ; въ противномъ случаѣ образуются вихри. Образование вихрей очень вредно для чугунныхъ лопатокъ и ободьевъ колесъ. Если въ область вихрей вмѣстѣ съ водой попадаютъ пузырьки воздуха или онъ выдѣляется изъ воды подъ влияніемъ пониженнаго давленія, то этотъ воздухъ довольно долго остается на мѣстѣ въ вихрѣ, прежде чѣмъ его смоетъ текущая вода. Кислородъ воздуха окисляетъ желѣзо, а вода споласкиваетъ окислы, обнажая новыя частицы. Такимъ образомъ, на тѣхъ мѣстахъ, гдѣ есть вихри, могутъ получиться значительныя проржавленія, между тѣмъ какъ рядомъ, гдѣ чугунъ непрерывно смачивается струей, поверхность его остается совершенно неповрежденной.

Чѣмъ короче лопатки, тѣмъ сильнѣе изогнута она у входа. Слѣдовательно, тутъ два противоположныхъ требованія и конструктору надо выбрать наивыгоднѣйшее промежуточное рѣшеніе. Оно представлено на фиг. 89 лопаткой I. Лопатка III излишне длинна; лопатка же II слишкомъ вытянута, а поэтому сильно выгнута у входа; она также длиннѣе I и во всѣхъ отношеніяхъ хуже ея\*\*).

### 68. Условіе для свободнаго вытеканія изъ направляющаго аппарата.

Струи воды, вытекающей изъ направляющаго аппарата, направляются лопатками такимъ образомъ, чтобы не мѣшались другъ другу и не вызывали внезапныхъ измѣненій движенія или подпругиваній. Этимъ условіямъ удо-

\*) Искривленіе лопатки само по себѣ не опасно; оно начинаетъ представлять опасность въ случаѣ если причиной его является отставаніе струи отъ лопатки.

\*\*) Какъ на попытку точно изслѣдовать движеніе воды въ турбинныхъ каналахъ можно указать на теоретическія изслѣдованія Brauer'a въ его книгѣ: „Turbinentheorie“, Leipzig 1899. Österlen приводитъ интересныя наблюденія надъ распределеніемъ давленія въ каналахъ колеса въ своихъ экспериментальныхъ „Untersuchungen über die Energieverluste des Wassers in Turbinenkanälen“, Berlin 1903.

Попытка автора, установить математически, при какихъ условіяхъ струя не будетъ отдѣляться отъ стѣнки канала, дала слѣдующее неравенство

$$\frac{dw}{w} > \frac{ds}{\rho}$$

гдѣ  $w$  означаетъ скорость,  $\rho$  радиусъ кривизны идущей вдоль лопатки. Это неравенство показываетъ, что скорость должна расти скорѣе, чѣмъ радиусъ кривизны. Сильное суженіе канала препятствуетъ отдѣленію струи.

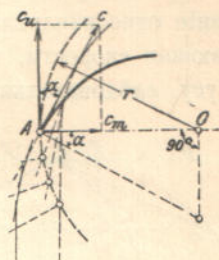


влетворяютъ турбины безконечно большаго радіуса или такія, у которыхъ ободья направляющаго аппарата образуютъ два соосныхъ цилиндра (фиг. 88); при томъ, однако, условіи, что концы направляющихъ лопатокъ обусловливаютъ вытеканіе параллельными струйками.

Въ томъ же случаѣ, когда каналы расположены между двумя плоскостями, перпендикулярными къ оси и вода течетъ въ нихъ извнѣ внутрь, нужно условія движенія опредѣлить особо\*). Толщиной лопатокъ, при дальнѣйшихъ выводахъ мы пренебрежемъ.

Пусть частица воды, находящаяся въ точкѣ *A* (фиг. 90), въ данный моментъ времени обладаетъ абсолютной скоростью *s* (опредѣленной по величинѣ и направленію). Если теченіе воды однообразно, то всѣ точки, лежащія на какой-либо цилиндрической поверхности концентричной съ осью находятся въ одинаковыхъ условіяхъ движенія, и всѣ частицы, находящіяся одновременно на какой-либо цилиндрической поверхности движутся оставаясь все время на одной и той же цилиндрической поверхности. Слѣдовательно, для какого-либо цилиндра, радіуса *r*, имѣемъ:

$$2\pi rbc_m = Q = \text{const.},$$



фиг. 90.

здѣсь *b* означаетъ разстояніе по оси между неподвижными плоскостями, заключающими лопатки, *c<sub>m</sub>*—радіальную составляющую скорости. Последнее равенство сокращенно можетъ быть такъ переписано:

$$rc_m = \text{const.}$$

Такъ какъ движеніе должно происходить совершенно свободно, то между водой и лопатками направляющаго аппарата не можетъ происходить обмѣнъ энергіи. На основаніи ур—нія 94 § 63 это будетъ при условіи:

$$rc_u = \text{const.},$$

или

$$\frac{c_m}{c_u} = \text{tang } \alpha = \text{const.},$$

другими словами

$$\alpha = \text{const.}$$

Т. е. абсолютная траекторія частицы воды пересѣкаетъ всѣ цилиндрическія поверхности подъ однимъ и тѣмъ же угломъ; т. е. траекторія должна быть логарифмической спиралью. Построеніе центра кривизны ея указано на фиг. 90. Спираль можетъ быть довольно точно вычерчена, какъ траекторія. Если профили лопатокъ при выходѣ изъ направляющаго аппарата будутъ очерчены по логарифмическимъ спиральямъ, то частицы воды и по выходѣ изъ направляющаго аппарата будутъ продолжать двигаться по тѣмъ

\*) Prasil, Über Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshöhlräumen. Schweiz. Bauzeitung Bd. 41, S. 207.

же спиральмъ, пока не вступятъ на лопатки колеса, измѣняющія ихъ прежнюю траекторію.

**69. Изъ рабочаго колеса вода должна также вытекать совершенно свободно,** а для этого по прежнему нужно, чтобы абсолютное движеніе вытекающей воды происходило по логарифмической спирали.

Но для очертанія концовъ лопатокъ важно относительное движеніе частицъ воды по нимъ; поэтому задача сводится къ нахожденію по данному абсолютному движенію относительнаго (сравн. § 60). По причинамъ, которыя выяснятся въ дальнѣйшемъ, выходъ воды изъ рабочаго колеса устраивается въ радіальномъ направленіи, что значительно упрощаетъ опредѣленіе относительнаго пути, т. е. профиль конца лопатки. Радіальная составляющая скорости, т. е.  $c_m$ , обратно пропорціональна соответственному радіусу, слѣдовательно,

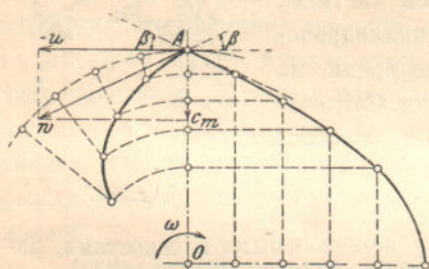
$$rc_m = r \frac{dr}{dt} + \text{const.},$$

для равныхъ промежутковъ времени имѣемъ:

$$rdr = \text{const.},$$

а также

$$r_1^2 - r^2 = \text{const.}$$



фиг. 91.

Раздѣлимъ радіусъ  $OA$  (фиг. 91) при помощи параболы такъ, чтобы точки дѣленія слѣдовали указанному закону; далѣе повернемъ ихъ въ сторону обратную вращенія на соответствующія углы, то найдемъ искомую относительную траекторію. Если парабола выбрана такъ, что она пересѣкаетъ окружность въ  $A$  подъ тѣмъ же угломъ  $\beta$ , какой скорость  $w$  составляетъ съ этой окружностью, то необходимые углы вращенія получимъ переносомъ отрѣзковъ, на которые раздѣлена ось параболы на этотъ кругъ.

Впрочемъ кривыя, по которымъ происходитъ выпускъ воды изъ направляющаго аппарата и изъ рабочаго колеса можно безъ грубыхъ погрѣшностей замѣнить развертками, или же еще проще, ихъ соприкасающимися окружностями.

Если лопатки сконструированы такъ, что вода вытекаетъ совершенно свободно, то можно считать, что углы, подъ которыми отдѣльныя водяныя струи пересѣкаютъ окружности выпуска, равны между собою и равны угламъ лопатокъ.

Турбины.



Typographie

### III. Общій обзоръ.

#### Г Л А В А VII.

#### Классификація турбинъ.

##### 70. Реактивныя и активныя турбины.

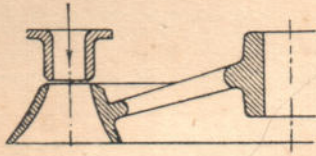
Турбины весьма разнообразны по своей конструкціи. Прежде чѣмъ разсматривать отдѣльные типы ихъ, цѣлесообразно дать общее понятіе о турбинахъ. Критическій разборъ разныхъ типовъ и системъ дадимъ послѣ детального ознакомленія съ ихъ характерными особенностями.

Распредѣленіе давленій въ каналахъ направляющаго колеса является существеннымъ, отличительнымъ признакомъ для разныхъ системъ.

Въ турбинахъ, въ которыхъ каналы сильно суживаются къ выходу, происходитъ у входа въ нихъ, т. е. въ зазорѣ между колесомъ и направляющимъ аппаратомъ подпоръ воды; давленіе становится выше давленія окружающей среды. Вода вступаетъ въ колесо подъ этимъ повышеннымъ давленіемъ съ сравнительно малой скоростью; скорость постепенно возрастаетъ и соотвѣтственно тому понижается давленіе. Слѣдовательно, во время движенія воды въ колесѣ, происходитъ превращеніе потенциальной энергіи въ кинетическую. Каналы колесъ этихъ турбинъ заполнены водой. Въ данномъ случаѣ мы говоримъ о турбинѣ съ избыточнымъ давленіемъ воды.

Если же каналы колеса къ выходу расширяются, то съ самаго начала струя отдѣляется отъ выпуклой стѣнки канала (т. е. отъ выпуклой стороны лопатки), и течетъ вдоль вогнутой стѣнки (вогнутой стороны лопатки) нигдѣ больше не касаясь въ дальнѣйшемъ теченіи выпуклой стѣнки. Когда скоро турбина работаетъ въ воздухѣ (что всегда въ этомъ случаѣ бываетъ), она проникаетъ въ каналъ и заполняетъ пространство между струей и стѣнкой лопатки. Вода течетъ подъ атмосфернымъ давленіемъ, какъ въ открытомъ каналѣ. Давленіе въ концѣ канала остается такимъ же, какимъ было въ началѣ; вода, поступающая въ рабочее колесо, не обладаетъ уже потенциальной энергіей. Такъ какъ лопатки при выходѣ должны пересѣкать окружность колеса подъ малымъ угломъ, то увеличеніе сѣченія каналовъ

достигается уширеніемъ поперечнаго сѣченія колеса къ выходу. Такимъ образомъ, получается форма поперечнаго сѣченія колеса, характерная для турбинъ безъ избыточнаго давленія. (фиг. 92).



фиг. 92.

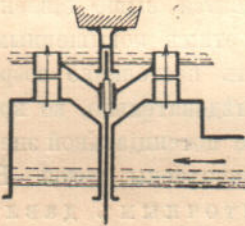
Турбины первого рода, въ коихъ во все время движенія воды по каналамъ потенциальная энергія превращается въ кинетическую энергію, обычно называются реактивными турбинами. Въ нихъ, какъ и въ сосудѣ § 59, при вытекании изъ колеса имѣетъ мѣсто дѣйствіе воды на каналъ, т. е. реакція. Турбины первого рода характеризуются зависимою  $p_1 > p_2$ .

Турбины второго рода, въ которыхъ давленіе по всему каналу одинаково, носятъ названіе активных\*) турбинъ со свободной струей\*\*) или струйныхъ колесъ. Характерная зависимость для нихъ:  $p_1 = p_2$ . Предлагаемые авторомъ термины: „турбина съ избыточнымъ давленіемъ“ и „турбина безъ избыточнаго давленія“ рѣзче подчеркиваютъ сущность различія этихъ двухъ системъ\*\*\*).

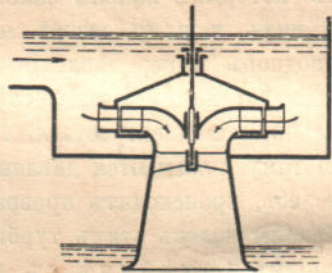
Активные турбины должны всегда устанавливаться надъ поверхностью воды и работать въ воздухѣ. Реактивные турбины могутъ безъ замѣтнаго вліянія на коэффициентъ полезнаго дѣйствія работать подъ водой.

### 71. Осевыя и радіальныя турбины.

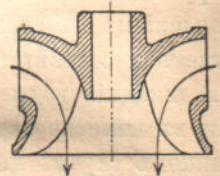
Дальнѣйшимъ отличительнымъ признакомъ турбинъ служитъ положеніе каналовъ относительно оси. Если входъ и выходъ струй происходитъ на одинаковомъ разстояніи отъ оси, и каналы лежатъ въ одной цилиндри-



фиг. 93.



фиг. 94.



фиг. 95.

ческой поверхности, то говорятъ объ осевой турбинѣ (такъ какъ вода въ ней кромѣ окружной скорости, направленной по касательной къ окружности, имѣетъ лишь еще осевую составляющую).

\*) Названіе само по себѣ смысла не имѣетъ и является простымъ противопоставленіемъ термину „реактивная турбина“. Согласно §§ 57 и 58 вода оказываетъ въ обоихъ случаяхъ совершенно одинаковое дѣйствіе на лопатки и слѣдовательно нѣтъ никакого повода различать активность и реактивность.

\*\*) О свободѣ теченія конечно не можетъ быть и рѣчи, разъ струя принуждена течь вдоль изогнутой стороны лопатки.

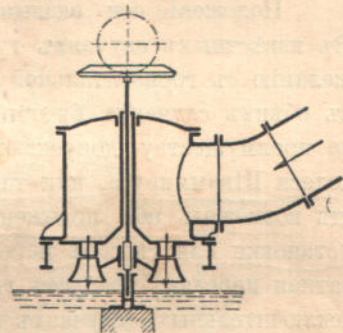
\*\*\*) Schweiz. Bauzeitung 1901, томъ 38, стр. 281.

Турбины этого рода представлены на фиг. 88, 92 и 93. Осевые реактивные турбины называются турбинами Жонваля (см. фиг. 93), а осевые активные турбины—Жирара (см. фиг. 92). *и аб. лавоч. в. лавура*

Если же каналы колеса расположены в плоскости перпендикулярной къ оси, такъ что вода кромѣ тангенціальной должна получить еще и радіальную составляющую скорости, то говорятъ о радіальныхъ турбинахъ. Если при этомъ вода впускается въ рабочее колесо изнутри, то имѣемъ турбину съ внутреннимъ подводомъ воды, каковой является (см. фиг. 60, § 52) турбина Фурнейрона. Система, изображенная на фиг. 94, называется турбиной Френсиса, или турбина съ вѣншимъ подводомъ воды. Часто встрѣчаются промежуточные формы между радіальными и осевыми турбинами, называемыя смѣшанными; такъ напримѣръ, фиг. 95 представляетъ колесо современной турбины Френсиса, въ которое вода вступаетъ въ радіальномъ направленіи, а вытекаетъ въ осевомъ.

### 72. Открытыя и закрытыя установки.

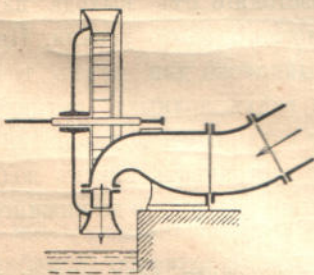
При малыхъ напорахъ можно установить турбину открыто въ ко-  
лодцѣ, какъ показано на фиг. 70, 93, 94.  
При большихъ же напорахъ это является  
затруднительнымъ, такъ какъ длина вала  
при выведеніи *и* надъ поверхностью воды,  
становится черезчуръ длинной. Въ такомъ  
случаѣ турбину устанавливають закрыто;  
ее заключаютъ въ закрытую камеру, какъ  
это показано, напр., на фиг. 96, въ кото-  
рую сбоку по напорному трубопроводу под-  
водится вода. Здѣсь расположеніе передачи  
отъ турбиннаго вала совершенно не зави-  
ситъ отъ положенія верхняго уровня воды.  
Турбины такого типа называются камерными турбинами.



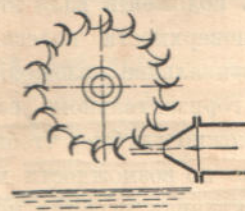
фиг. 96.

### 73. Парціальныя и полныя турбины.

При большихъ напорахъ и малыхъ расходахъ, въ случаѣ подвода воды въ колесо по всей окружности, діаметръ колеса получается очень малъ, а число оборотовъ—большимъ. Во избѣжаніе этого подводъ воды къ ко-



фиг. 97.



фиг. 98.

лесу устраивается по части окружности его, какъ показано на фиг. 97. Турбины такого типа называются парціальными въ отличіе отъ пол-

ныхъ турбинъ, въ которыхъ вода къ колесу подводится по всей окружности. Парціальныя турбины на горизонтальномъ валу называются, иногда, турбинами или колесами Швамкруга (фиг. 97).

Въ случаѣ очень большого напора, и весьма малаго расхода устраиваются очень часто турбины по типу, указанному на фиг. 98. Вода подводится къ колесу по касательной къ средней окружности лопатки въ видѣ одной или нѣсколькихъ отдѣльныхъ струй. Поэтому такую турбину называютъ струйнымъ или тангенціальнымъ колесомъ; ось ея обычно располагается горизонтально. На окружность колеса насажены, по большей части, ковшеобразныя или ложкообразныя лопатки, не соединенныя между собой ободьями, а закрѣпленныя каждая въ отдѣльности на дискѣ колеса. Здѣсь уже не приходится говорить о каналахъ, такъ какъ водѣ открытъ путь во всѣ стороны. Этотъ родъ турбинъ часто называется колесами Пельтона, по имени калифорнійскаго конструктора, типъ колесъ котораго сталъ впервые извѣстнымъ въ Европѣ.

#### 74. Положеніе оси въ пространствѣ.

Положеніе оси оказываетъ сильное вліяніе на конструкцію турбинъ. Въ извѣстныхъ случаяхъ турбину опредѣленнаго типа можно выполнить по желанію съ горизонтальной или вертикальной осью; но установка турбины въ обѣихъ случаяхъ будетъ совершенно различна. Нѣкоторые типы турбинъ по преимуществу допускаютъ горизонтальное положеніе оси, какъ напр., колеса Швамкруга, или тангенціальныя колеса. Въ другихъ же случаяхъ, гдѣ возможны оба положенія, рѣшающимъ факторомъ являются удобство установки или способъ передачи работы отъ вала; такъ ременная или канатная передача требуетъ горизонтальнаго положенія турбиннаго вала. Въ исключительныхъ случаяхъ встрѣчается и наклонное положеніе вала.

#### 75. Турбины со всасывающими трубами и безъ нихъ.

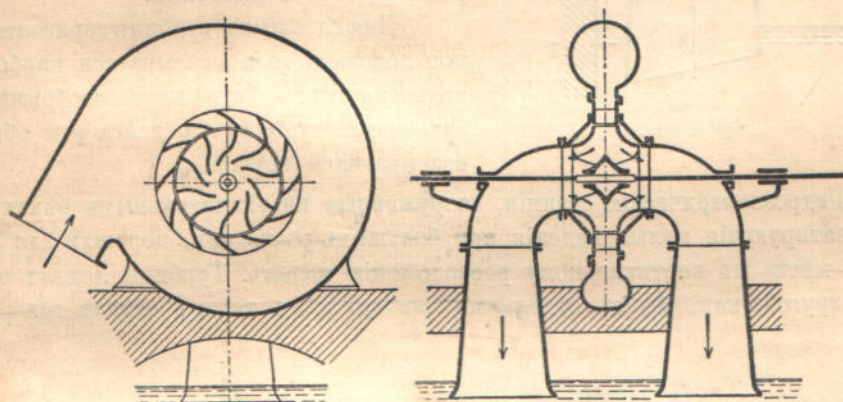
Положеніе турбины относительно уровня нижней воды имѣетъ существенное значеніе, такъ какъ обычно необходимо, чтобы напоръ совсѣмъ не терялся по выходѣ изъ рабочаго колеса. Эта потеря не имѣетъ значенія лишь въ томъ случаѣ, когда располагаютъ столь большимъ напоромъ, что нѣтъ надобности точно учитывать его. Активныя турбины всегда должны лежать надъ уровнемъ нижней воды, и разстояніе отъ выхода изъ колеса до нижняго уровня воды зависитъ отъ положенія этого уровня. При вертикальномъ положеніи вала это разстояніе одинаково для всѣхъ точекъ выходной поверхности колеса. Поэтому для всѣхъ полныхъ активныхъ турбинъ вертикальное положеніе оси является заданнымъ. У парціальныхъ турбинъ на горизонтальномъ валу необходимо устанавливать впускъ воды въ колесо возможно глубже, чтобы указанное выше разстояніе до нижняго уровня воды было по возможности меньше.

Реактивная турбина можетъ цѣликомъ работать подъ водой; въ этомъ случаѣ напоръ будетъ утилизированъ полностью. Но глубокое погруженіе турбины имѣетъ и свои неудобства—турбина становится недоступной для осмотра. Чтобы устранить ихъ, турбину снабжаютъ всасывающей трубой,



какъ показано на фиг. 94 и 99, послѣдняя однимъ концомъ примыкаетъ къ выходу изъ колеса, а другимъ погружается въ нижнюю воду. Если высота всасыванія немногимъ превосходитъ 6—7 м. то по § 24 и при такомъ высокомъ положеніи турбины надъ нижнимъ уровнемъ, напоръ будетъ использованъ полностью. Уширяя всасывающую трубу конически къ выходу, можно часть кинетической энергіи, теряемой при выходѣ изъ колеса, превратить въ потенциальную, используя ее въ смыслѣ увеличенія коэффициента полезнаго дѣйствія. На фиг. 99 представлена турбина Френсиса на горизонтальномъ валу съ спиральнымъ кужухомъ и двойной всасывающей трубой.

Для наполненія всасывающей трубы водой, нѣтъ надобности устраивать у ея выхода кольцевой щитъ или поворотный клапанъ. При пускѣ въ



фиг. 99.

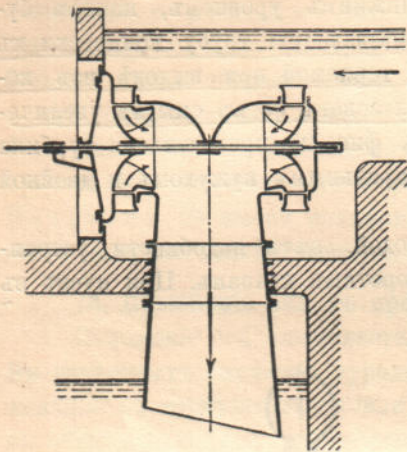
ходъ турбины, находящейся во всасывающей трубѣ воздухъ очень скоро выгоняется протекающей водой и въ трубѣ образуется, необходимый для ея наполненія, вакуумъ. За то нужно принять мѣры къ тому, чтобы края трубы никогда не выступали изъ воды, въ противномъ случаѣ, столбъ воды въ трубѣ оборвется.

Всасывающую трубу примѣняли также и для активныхъ турбинъ, чтобы имѣть возможность устанавливать зазоръ между уровнемъ нижней воды и колесомъ, независимо отъ положенія самаго нижняго уровня. Для этого во всасывающую трубу сверху впускается столько воздуха, что внизу подъ турбиной образуется воздушное пространство достаточной высоты. Такъ какъ вода, вытекающая въ раздробленномъ видѣ, энергично захватываетъ съ собой воздухъ, то его приходится все время пополнять. Притокъ воздуха регулируется вентилемъ съ поплавкомъ такъ, что уровень воды подъ турбиной удерживается на одной высотѣ.

Во всасывающей трубѣ, въ этомъ случаѣ, заключается смѣсь воды и воздуха, удѣльный вѣсъ которой меньше удѣльнаго вѣса воды, поэтому въ расчетъ нельзя принимать всю высоту всасыванія.

### 76. Сложныя турбины.

Для непосредственнаго соединенія съ динамомашинами электротехника требуетъ большое число оборотовъ у турбинъ. Чтобы достигнуть этой цѣли

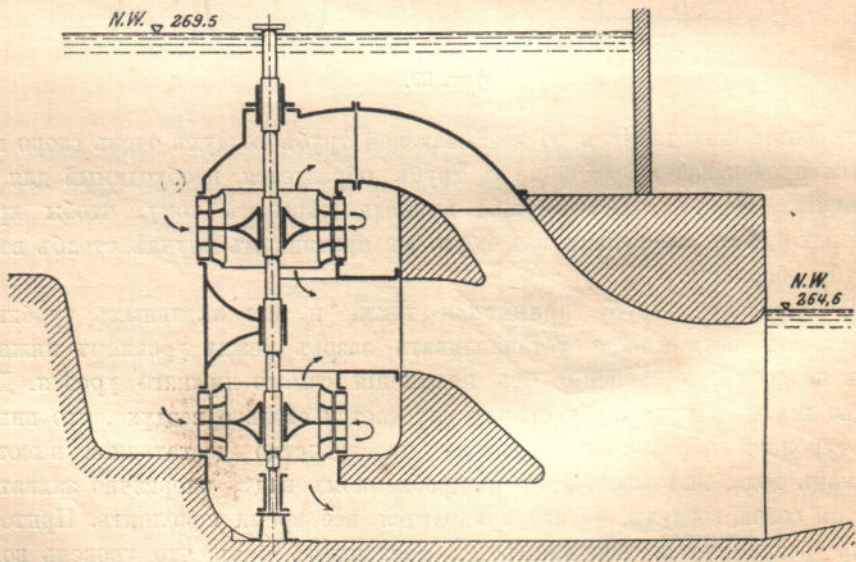


фиг. 100.

при большихъ расходахъ и малыхъ напорахъ, соединяютъ на одномъ валу нѣсколько турбинъ. Такъ какъ, въ этомъ случаѣ, на каждую турбину приходится часть всего расхода, то размѣры ея соответственно уменьшаются, а число оборотовъ возрастаетъ обратно пропорціонально размѣрамъ. Если турбины расположить симметрично, то этимъ, вмѣстѣ съ тѣмъ, уничтожатся осевыя давленія и разгружается подшипникъ.

Для сложныхъ турбинъ горизонтальное положеніе оси оказывается наиболее подходящимъ. Фиг. 100 изображаетъ двоенную турбину Френсиса съ общей всасывающей трубой.

Гидроэлектрическія станціи, сооруженныя на значительныхъ рѣкахъ и эксплуатирующія малыя паденія при большихъ расходахъ, перешли для экономіи мѣста къ вертикальному расположенію валовъ. Турбины лежатъ одна надъ другой, какъ бы въ отдѣльныхъ этажахъ; въ такомъ случаѣ говорятъ



фиг. 101.

объ этажныхъ турбинахъ. Якорь генератора насаживается на верхній конецъ вала. На фиг. 101 представлена турбина электрической стан-

ці въ Рейнфельденъ\*). Станція построена на 20 агрегатовъ. Диаметръ рабочихъ колесъ 2,350 м., а ширина 1,240 м. Число оборотовъ равно 65, а мощность одной сложной турбины 850 лошадиныхъ силъ. Приведенныя ниже числа даютъ представленіе о колебаніяхъ расхода при разныхъ положеніяхъ верхняго и нижняго уровней воды.

	Половодье.	Мелководье.
Уровень верхней воды . . . . .	273 м.	269,5 м. надъ уров. моря.
„ нижней воды . . . . .	270 „	264,6 „
Паденіе . . . . .	3 „	4,9 „
Количество воды, приходящейся на одну группу турбинъ . . . . .	25 м <sup>3</sup> .	17,0 м <sup>3</sup> .

\*) Построена фирмой Escher, Wyss & Co.

## Г Л А В А VIII.

### Принципы расчета и основные уравнения.

#### 77. Задача теории.

Теория, т. е. математическое представление зависимостей между различными величинами и явлениями, имѣетъ цѣлью оцѣнить существующую турбину, иначе говоря, изслѣдовать правильно ли сконструирована она и, слѣдовательно, можетъ ли выполнить свою задачу. Но еще важнѣе примѣненіе теории къ опредѣленію размѣровъ вновь проектируемой, для данныхъ условий, турбины. Главными данными являются напоръ и расходъ. Задача использовать располагаемую энергію воды возможно лучше приводитъ къ разысканію и установленію условий, дающихъ наибольшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Это даетъ возможность установить зависимость между напорами и скоростями протеканія воды въ турбинѣ. По скоростямъ и расходу находятся площади поперечнаго сѣченія каналовъ турбины, а по нимъ и остальные размѣры ея.

Поставленная задача по существу неопредѣленна, допуская цѣлый рядъ рѣшеній для удовлетворительнаго рѣшенія ея; въ особенности для приспособленія ея къ специальнымъ условиямъ каждаго даннаго случая необходимы познанія и навыкъ.

#### 78. Расходъ и напоръ существующей турбины.

Если дѣло идетъ объ оцѣнкѣ уже существующей установки, то подъ расходомъ разумѣется количество воды фактически протекающее въ единицу времени черезъ турбину и опредѣляемое непосредственно изъ опыта.

Для турбинъ съ установкой въ открытомъ колодцѣ чистымъ напоромъ  $H_n$  надо считать разность между верхнимъ и нижнимъ уровнемъ воды. Если же турбина установлена въ закрытомъ кожухѣ (камерная установка), то для опредѣленія чистаго напора, устанавливается въ концѣ напорнаго трубопровода, т. е. у входнаго въ турбину штуцера, пьезометръ, разность высотъ между свободнымъ уровнемъ воды въ пьезометрѣ и нижнимъ уровнемъ воды въ отводящемъ каналѣ и будетъ искомый напоръ.

При изслѣдованіи движенія воды въ турбинѣ нужно ввести еще одну поправку. Если напорная труба (фиг. 102) плавно переходитъ въ кожухъ

направляющего аппарата, то къ напору прибавляется высота  $c_e^2 : 2g$ , соответствующая скорости, съ которой вода вступаетъ въ кожухъ. Далѣе, для выхода воды изъ турбины приходится принимать въ расчетъ не высоту до уровня нижней воды, а разстояніе до уровня ея въ пьезометръ поставленной на всасывающей трубѣ въ мѣстѣ ея присоединенія къ кожуху. Слѣдовательно, для нахождения высоты  $H$  располагаемаго напора, подь которымъ работаетъ турбинное колесо, необходимо къ пьезометрическому напору  $H_p$ , прибавить еще высоту скорости  $c_e$  т. е.  $c_e^2 : 2g$ .

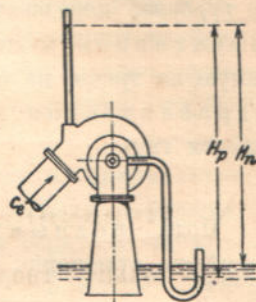
Такимъ образомъ высота располагаемаго напора будетъ:

$$H = H_p + \frac{c_e^2}{2g}.$$

Въ томъ случаѣ, когда скорость  $c_e$ , съ которой вода притекаетъ въ кожухъ, теряется вслѣдствіе непланнаго перехода напорной трубы въ кожухъ, какъ напр. на фиг. 96, то располагаемая высота напора тождественна съ пьезометрической. Постановка вопроса будетъ нѣсколько иной, если приходится сравнивать между собой турбины разныхъ конструкторій. Въ то время, какъ въ одной турбинѣ теряется высота  $c_e^2 : 2g$  и всасывающая труба не оказываетъ надлежащаго дѣйствія, другая турбина можетъ имѣть хорошо сконструированную всасывающую трубу и утилизировать скорость  $c_e$ . Было бы не правильно не учитывать эти преимущества одной турбины передъ другой. Чтобы имѣть въ этомъ случаѣ одинъ и тотъ же масштабъ сравненія для обѣихъ турбинъ, нужно брать высоты чистаго напора, измѣряя ихъ отъ уровня верхняго пьезометра до уровня нижней воды (т. е. высоту  $H_n$ ).

Такъ какъ конструкторъ имѣетъ возможность повысить скорость при вступленіи  $c_e$ , повышая такимъ образомъ высоту располагаемаго напора  $H$ , то рекомендуется, заключая договоры при заказѣ турбинъ напередъ обратить вниманіе на указанные обстоятельства и внести въ договоръ все подробности, касающіяся измѣренія напора.

Изъ изложеннаго раньше само собой слѣдуетъ, что при оцѣнкѣ активныхъ турбинъ располагаемый напоръ измѣряется до выходной поверхности изъ колеса. Если же хотять сравнить турбины, которыя, въ зависимости отъ ихъ конструкторій, требуютъ различныхъ разстояній отъ уровня нижней воды до выходныхъ поверхностей изъ колеса, то здѣсь приходится считаться съ чистымъ напоромъ измѣряемымъ до уровня нижней воды. Если, по мѣстнымъ условіямъ, вышеуказанное разстояніе до уровня нижней воды принимаетъ чрезчуръ большіе размѣры, то, во избѣжаніе ошибокъ при подсчетѣ этого напора, приходится считать до уровня, обезпечивающаго правильное функционированіе турбины.



фиг. 102.

**79. Мощность и коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины.**

Если въ одну секунду черезъ турбину протекаетъ количество воды  $Q$  (расходъ) подъ располагаемымъ напоромъ  $H$ , то въ ней заключается запасъ энергій

$$L = Q\gamma H.$$

Ее называютъ располагаемой мощностью турбины. Валъ же турбины передаетъ меньшую по величинѣ мощность  $L_e$ , называемую эффективной мощностью. Обозначивъ черезъ  $L_r$  мощность, затрачиваемую на треніе въ подшипникахъ и въ окружающей средѣ, найдемъ что гидравлическая мощность, которую вода передаетъ турбинѣ, напишется такъ:

$$L_e = L_c + L_r.$$

Подъ полнымъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія разумѣютъ отношеніе:

$$e = \frac{L_e}{L}.$$

Гидравлическимъ же коэффициентомъ полезнаго дѣйствія называютъ отношеніе:

$$\varepsilon = \frac{L_e}{L}.$$

И, наконецъ, подъ механическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія понимаютъ отношеніе:

$$\eta = \frac{L_e}{L_e} = \frac{L_e}{L_c + L_r}.$$

Онъ зависитъ главнымъ образомъ отъ величины энергій, потраченной на треніе.

Если расходъ  $Q$  измѣрять въ лтр./сек., а высоту напора  $H$  въ м., то принимая гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія равнымъ 0,75, получимъ мощность:

$$N = \frac{QH}{75} \cdot 0,75 = \frac{QH}{100} \text{ лошадиныхъ силъ,}$$

1000.4 Q  
100

т. е. на каждые 100 лтр. воды и 1 м. паденія можно считать, въ среднемъ, одну лошадиную силу переданную на валъ турбиннаго колеса.

Гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія хорошей турбины долженъ быть болѣе 0,75.

**80. Количество воды необходимое для питанія турбины.**

Вопросъ о количествѣ воды (или расходѣ), которое кладется въ основу расчета новой установки, въ большинствѣ случаевъ требуетъ тщательнаго и подчасъ сложнаго изслѣдованія. Случается, что въ распоряженіи имѣется постоянно избыточное количество воды, тогда требуемый расходъ опредѣляется въ зависимости отъ заданной мощности и наличнаго напора. Это случается напр. у небольшихъ турбинъ, которыя включаются въ водопр-

водную сеть. Другой такой случай будет когда отводящий канал, на котором находится турбинная установка питается полноводной рѣкой, въ этомъ случаѣ количество воды вполне опредѣляется пропускной способностью канала. Чаще же приходится возможно совершеннѣе использовать какой-либо источникъ воды, т. е. рѣку, ручей или потокъ. Но въ рѣкахъ и потокахъ расходъ сильно измѣняется въ зависимости отъ погоды, времени года и характера самого года. Очевидно, что нѣтъ смысла строить установку на максимальное количество воды, лишь иногда даваемого потокомъ, такъ какъ установка получится обширной и дорогой, а работать полностью она будетъ весьма рѣдко.

Наоборотъ, если-бы соорудить установку рассчитанную на минимальное количество воды, то стоимость установки, считая на единицу мощности, получилась бы чрезмѣрно велика и большую часть года терялась бы, кромѣ того, нѣкоторая часть располагаемого расхода. Въ основу расчета приходится положить среднее количество воды, имѣя при этомъ въ виду, что въ теченіи части года будетъ недостатокъ въ водѣ. Тогда придется или ограничивать производство, или гдѣ это недопустимо, имѣть какой-нибудь резервъ, напр., паровую силу. Насколько великъ средній расходъ, который придется вводить въ расчетъ, опредѣляется на основаніи многолѣтнихъ наблюдений и обстоятельнаго изученія условій производства. Помимо величины потребной энергіи и распредѣленія ея по временамъ дня и года оказываютъ свое вліяніе еще много другихъ причинъ, напр. продолжительность мелководья, стоимость резервныхъ двигателей, въ особенности стоимость выработанной энергіи.

Очень важную роль играетъ возможность собирать въ водоемы располагаемый избытокъ воды. Чѣмъ больше водоемъ въ сравненіи со среднимъ расходомъ воды, тѣмъ совершеннѣе можетъ быть использовано все располагаемое количество воды \*). Установки съ большимъ напоромъ и малымъ расходомъ имѣютъ въ этомъ отношеніи большое преимущество, такъ какъ для накопленія воды требуются сравнительно малые водоемы.

### 81 Напоръ воды для новой турбины.

Особенно внимательно слѣдуетъ изучить напоръ, который нужно положить въ основу расчета новой турбины.

Въ установкѣ съ большимъ напоромъ разность уровней верхнихъ и нижнихъ водъ, вообще говоря, не подлежитъ сильнымъ колебаніямъ. Значитъ простая нивелировка даетъ вполне достаточное представленіе.

При отводѣ воды къ турбинѣ, а также при отводѣ отъ нея, происходитъ рядъ потерь; ихъ нужно отнять отъ полного напора, чтобы получить чистый напоръ  $H_n$ . Эти потери суть слѣдующія:

\*) Въ турбинныхъ установкахъ для силовыхъ и освѣтительныхъ электрическихъ станцій, водоемы коихъ достаточно велики для выравниванія годовыхъ колебаній воды, можно принимать приблизительно втрое болѣе энергіи противъ средняго расчетнаго количества.

## 1. Въ подводящемъ каналѣ:

Сопротивленіе при входѣ въ него и высота соотвѣтствующая скорости теченія, потери при протеканіи черезъ защитную рѣшетку; треніе въ каналѣ.

## 2. Въ напорной трубѣ:

Сопротивленіе при входѣ въ трубу: высота скорости теченія \*); треніе въ трубѣ.

## 3. Въ отводящемъ каналѣ:

Высота скорости теченія по каналу; треніе о его стѣнки.

Величина этихъ потерь зависитъ прежде всего отъ скорости теченія. Малыя скорости воды даютъ и незначительныя потери, но зато требуютъ большихъ сѣченій трубъ и каналовъ, что обуславливаетъ большія затраты на установку; при большихъ напорахъ можно допустить и большія потери, выигрывая на затратахъ на устройство. При малыхъ напорахъ потери играютъ уже довольно видную роль, поэтому предпочитаютъ затратить больше на сооруженія, чтобы съ другой стороны уменьшить потери напора. Въ этомъ отношеніи нѣтъ возможности дать исчерпывающихъ правилъ. Напр., въ то время, какъ въ одномъ случаѣ допускаютъ въ напорной трубѣ скорости въ 1 м./сек. и даже меньше, въ другой установкѣ вполне цѣлесообразно поднять ее до 3 м./сек. и выше. Можно было бы задаваться потерями въ опредѣленныхъ доляхъ полного напора, но и это мало помогло бы. Остается рѣшать вопросъ въ каждомъ отдѣльномъ случаѣ особо, сообразуясь со всѣми экономическими и техническими условіями.

Разъ скорости выбраны, то уже нетрудно учесть потери на основаніи извѣстныхъ формулъ гидравлики.

Еще сложнѣе опредѣлить напоръ для установокъ на большихъ рѣкахъ съ малымъ паденіемъ. Здѣсь, въ зависимости отъ расхода воды, который несетъ рѣка въ данное время, мѣняются въ широкихъ предѣлахъ и разности высотъ верхняго и нижняго уровней, (Ср. данныя § 76). При полноводьи нижній уровень воды болѣе повышается чѣмъ верхній. Треніе въ подводящихъ каналахъ увеличивается и скорости растутъ скорѣе, чѣмъ высота уровня воды. Какъ извѣстно, скорость вытекающей изъ турбины воды очень незначительна, а поэтому въ отводящемъ каналѣ получается болѣе сильный подпоръ. Напоръ будетъ наименьшимъ во время полноводья и максимальнымъ при мелководьи, обстоятельство имѣющее значеніе, такъ какъ благодаря этому получается до нѣкоторой степени выравниваніе мощности турбины. Такимъ образомъ, конструктору турбины дается трудная задача: поставить свою турбину въ такія условія, чтобы она, обладая постоянной скоростью, при сильныхъ колебаніяхъ напора и расхода въ противоположномъ смыслѣ, она все же работала возможно выгодно. Вліяніе щитовъ и самаго канала на подпоръ воды, нужно тщательно высчитать напередъ. Такимъ образомъ, требуются продолжительныя наблюденія и внимательное изученіе

\*) Если сѣченіе подводящей трубы плавно переходитъ въ сѣченіе кожуха, то эта высота не теряется.



всѣхъ обстоятельствъ, прежде чѣмъ удастся найти пригодныя и надежныя данныя для опредѣленія ожидаемаго напора.

### 82. Протеканіе воды черезъ турбину въ зависимости отъ напора.

Сначала допустимъ, что движеніе происходитъ безъ тренія. При этомъ условіи выпадаетъ послѣдній членъ уравненія движенія (См. § 64, ур. 96), и мы получимъ:

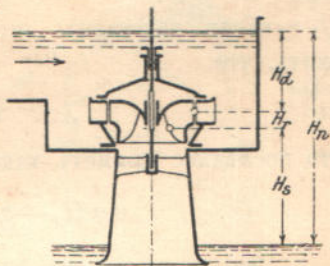
$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - H_r.$$

Прежде всего надо установить величины давленій  $p_1$  и  $p_2$  при входѣ и выходѣ изъ рабочаго колеса.

Обозначимъ глубину погруженія середины выходнаго сѣченія направляющаго аппарата, подъ верхнимъ уровнемъ черезъ  $H_a$  (черт. 103); далѣе, пусть скорость въ этомъ сѣченіи будетъ  $c_0$ , а давленіе  $p_0$ . Тогда на основаніи теоремы Бернулли имѣемъ слѣдующую зависимость:

$$\frac{p_0}{\gamma} = H_a - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Скорость  $c_0$  зависитъ не только отъ напора, но и отъ условій движенія воды въ колесѣ съ возрастаніемъ давленія въ промежуткѣ между колесами и направляющимъ аппаратомъ давленіе  $p$ , растеть, а скорость убываетъ.



фиг. 103.

Высокій коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины получается въ случаѣ, безударнаго вступленія воды изъ направляющаго аппарата въ рабочее колесо. Тогда давленіе у выхода изъ направляющаго аппарата равно давленію при входѣ въ рабочее колесо, т. е.  $p_0 = p_1$  и прежнее уравненіе напишется такъ:

$$\frac{p_1}{\gamma} = H_a - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Если допустить, какъ мы это дѣлали раньше, что всѣ струи воды вытекаютъ одинаково, то въ узкомъ кольцеобразномъ промежуткѣ между направляющимъ аппаратомъ и рабочимъ колесомъ, называемомъ зазоромъ, должно быть всюду одно и то же давленіе  $p_0 = p_1$  \*). Его и называютъ давленіемъ въ зазорѣ.

Въ случаѣ удара при вступленіи воды въ колесо турбины, часть скорости превращается при этомъ въ давленіе, и давленіе при входѣ въ колесо становится больше, чѣмъ при выходѣ изъ направляющаго аппарата, т. е.  $p_1 > p_0$ .

Давленіе  $p_2$  при выходѣ изъ рабочаго колеса можно считать равнымъ давленію въ окружающей средѣ. Если допустить, что во всасывающей тру-

\*) Фактически, ввиду конечныхъ размѣровъ направляющаго аппарата, это давленіе въ зазорѣ не постоянно.

бѣ напоръ не теряется на треніе и скорость не превращается въ напоръ, то найдемъ:

$$\frac{p_2}{\gamma} = -H_s.$$

Здѣсь  $H_s$  есть высота всасыванія; она измѣняется отъ нижняго уровня воды до середины выходной поверхности колеса.

Слѣдовательно, разность между входнымъ и выходнымъ давленіями колеса выразится такъ:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = H_d + H_s - \frac{c_0^2}{2g}. \quad (97)$$

Нужно помнить, что здѣсь подъ  $p_0$ ,  $p_1$  и  $p_2$  понимаются избыточные надъ атмосфернымъ давленіемъ.

Если подставить это выраженіе въ уравненіе теченія воды и помнить, что

$$H_d + H_r + H_s = H_n,$$

то послѣднее приметъ такой видъ:

$$2gH_n - c_0^2 = (w_2^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2). \quad (98)$$

Это уравненіе справедливо лишь въ томъ случаѣ, когда вода протекаетъ черезъ турбину безъ потерь на треніе и при впускѣ изъ направляющаго аппарата въ колесо не происходитъ ударовъ. Въ немъ содержится пять неизвѣстныхъ скоростей. Второе уравненіе получится, выражая аналитически условіе безударнаго вступленія въ колесо, третье найдемъ изъ условія, что абсолютная скорость при выходѣ должна имѣть нѣкоторое, наиболѣе выгодное направленіе.

Съ помощью этихъ трехъ уравненій можно исключить двѣ скорости. Стоитъ далѣе сдѣлать два произвольныхъ допущенія, и получимъ уравненіе съ однимъ неизвѣстнымъ, на основаніи котораго можно уже найти скорости въ зависимости отъ высоты напора.

### 83. Безударное вступленіе въ колесо и нормальный выходъ изъ него.

Пусть частица воды, находящаяся въ началѣ лопатки колеса, имѣетъ относительно ея скорость  $w_1$ ; въ то же время обладаетъ переносной скоростью, совпадающей съ окружной скоростью колеса, равной  $u_1$ .

Геометрическая сумма,  $w_1$  и  $u_1$  даетъ абсолютную скорость  $c_1$  (см. фиг. 104), которая составляетъ съ начальной окружностью колеса уголъ  $\alpha_1$ . Допустимъ далѣе, что  $\alpha_0$  есть уголъ конца лопатки направляющаго аппарата съ той же окружностью,  $c_0$  скорость воды при выходѣ изъ него и что при впускѣ въ рабочее колесо не происходитъ внезапнаго измѣненія движенія т. е. удара. Въ такомъ случаѣ должны существовать равенства.

$$c_0 = c_1; \quad \alpha_0 = \alpha_1; \quad p_0 = p_1;$$

и условием безударного вступления воды въ колесо будетъ:

$$w_1^2 = c_0^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_0 \cos \alpha_0.$$

Подставляя значеніе  $w_1^2$  отсюда въ уравненіе 98, принимая во вниманіе, что  $c_0 = c_1$  и  $\alpha_0 = \alpha_1$ , переишемъ ур—ніе 98 въ такомъ видѣ:

$$2 g H_n = w_2^2 - u_2^2 + 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1 \dots \dots \dots (99)$$

Абсолютная скорость  $c_2$  выхода изъ рабочаго колеса есть геометрическая сумма  $u_2$  и  $w_2$ . Такъ какъ энергія, присущая этой скорости, теряет-ся (если только всасывающая труба ее обрат-но не превращаетъ въ давленіе), то надо стремиться, сдѣлать  $c_2$  возможно малой.

Это достигается выборомъ малыхъ угловъ  $\beta_2$ , подъ которымъ вода оставляетъ колесо, при чемъ,  $c_2$  стараются направить перпендикулярно къ окружности колеса \*). Въ такомъ случаѣ согласно фиг. 104.

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2.$$

Уравненіе 98 приметъ такую форму:

$$2 g H_n - c_2^2 = 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1.$$

Обозначивъ:

$$c_1 \cos \alpha_1 = c_{n1},$$

можно окончательно переписать уравненіе движенія въ такомъ видѣ:

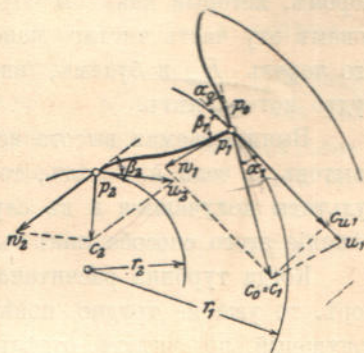
$$2 g H_n - c_2^2 = 2 u_1 c_{n1} \dots \dots \dots (100)$$

Это уравненіе справедливо лишь для безударнаго вступленія въ коле-со и выхода изъ него подъ прямымъ угломъ къ окружности, кромѣ того, не приняты въ расчетъ потери на треніе при протеканіи воды черезъ тур-бину.

Въ реактивныхъ турбинахъ, работающих подъ водой, не приходится говорить о высотѣ колеса надъ уровнемъ нижней воды; поэтому къ нимъ применимо выведенное уравненіе и тогда, когда ось турбины горизонтальна, хотя здѣсь давленія  $p_1$  и  $p_2$  имѣютъ разныя значенія въ каждой точкѣ ок-ружности, но ихъ разность все время остается постоянной.

### 84. Введеніе въ расчетъ сопротивленій; активный напоръ.

Только что выведенныя уравненія еще не пригодны для расчета тур-бины, такъ какъ туда не вошли потери на треніе въ самой турбинѣ, кото-рымъ необходимо принять во вниманіе. Выразивъ эти потери, какъ функціи скорости, можно бы ввести ихъ въ расчетъ; такимъ образомъ и поступають



фиг. 104.

\*) Хотя это направленіе и не даетъ  $c_2$  minimum, но все же оно близко къ нему, помимо удобства для вычисленія это допущеніе рекомендуется и по другимъ со-ображеніямъ, указаннымъ далѣе.

многіе авторы. Но при этомъ всегда учитываютъ не всѣ наличныя потери, а лишь ту часть ихъ, которая аналитически удобнѣе вводится въ уравненія; благодаря чему эти уравненія получаются въ такой запутанной формѣ, что по нимъ очень трудно прослѣдить, какъ отражаются сдѣланныя допущенія на конечныхъ результатахъ. Поэтому рекомендуется другой путь, для рѣшенія этого вопроса—болѣе наглядный, а потому и лучшій.

Всѣ потери учитываются въ видѣ нѣкотораго потеряннаго напора, который вычитывается изъ чистаго напора; остатокъ-же и является тѣмъ напоромъ, который какъ бы обуславливаетъ существующее движеніе воды. Назовемъ эту часть чистаго напора активнымъ напоромъ, обозначимъ его черезъ  $H_w$  и будемъ, вводя его производить всѣ расчеты такъ, какъ будто потерь нѣтъ.

Вычитываемая высота всего потеряннаго напора берется на основаніи опытовъ, а если ихъ нѣтъ, то принимается приблизительно. Неточные результаты получаются и въ случаѣ введенія потерь по частямъ, потому примѣненіе этого способа, какъ болѣе совершеннаго, нужно считать ошибочнымъ.

Когда турбина рассчитана при нѣкоторомъ принятомъ активномъ напорѣ, то уже не трудно повѣрить правильность или, точнѣе, вѣроятность допущеній, подсчитавъ отдѣльныя всѣ потери и сравнивъ съ допущеннымъ активнымъ напоромъ.

Основное уравненіе для расчета турбины получимъ изъ уравненія 100, § 83, задавшись высотой активнаго напора  $H_w$  и подставивъ ее вмѣсто  $H_n$ . Тогда:

$$2gH_w - c_2^2 = 2u_1c_{u1} \dots \dots \dots (101)$$

Если считать, что вступленіе воды въ колесо происходитъ безъ удара, а выходъ изъ него по перпендикуляру къ окружности колеса, то это уравненіе примѣнимо ко всѣмъ видамъ турбинъ.

Лѣвая часть уравненія имѣетъ особенное значеніе.  $H_w$  есть напоръ, вызывающій теченіе воды въ турбинѣ; имъ же измѣряется энергія, которой располагаетъ турбина. Скорость при выходѣ  $c_2$  уноситъ часть энергіи \*); слѣдовательно, отнявъ отъ  $H_w$  соответствующую  $c_2$  высоту теряющагося напора получимъ высоту

$$H' = H_w - \frac{c_2^2}{2g} \dots \dots \dots (102)$$

$H'$  называютъ высотой полезнаго напора поэтому основное уравненіе можно было бы такъ же и написать и иначе:

$$H' = \frac{u_1c_{u1}}{g}$$

Но выгоды отъ этого мало, такъ какъ  $H'$  опредѣляется еще съ меньшей точностью, чѣмъ  $H_w$ . Къ тому же при расчетѣ весьма цѣлесообразно имѣть возможность измѣнять, сообразно обстоятельствамъ, абсолютную скорость выхода  $c_2$ .

\*) Если только часть ея не возстанавливается всасывающей конической трубой.

Предполагая, что вода не теряется через зазоръ, получаемъ отношение

$$\varepsilon = \frac{H'}{H},$$

которое указываетъ, какая доля наличной энергии воды превращается въ полезную работу; поэтому мы назвали коэффициентъ  $\varepsilon$  его гидравлическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія; основное уравненіе можно теперь записать такъ:

$$2 g \varepsilon H = 2 u_1 c_{u1} \dots \dots \dots (101 a)$$

Активный напоръ у активныхъ турбинъ отсчитывается до выходной поверхности изъ колеса; слѣдовательно, онъ найдется вычитаніемъ изъ высоты чистаго напора разстоянія отъ нижняго уровня воды до средней плоскости направляющаго аппарата и потерянной высоты напора въ этомъ аппаратѣ.

Если уравненіе 101 помножить на массу протекающей въ секунду воды, т. е.  $M$ , то оно приметъ такой видъ:

$$M g H_w - \frac{M c_2^2}{2} = M u_1 c_{u1}.$$

Лѣвая же сторона представляетъ не что иное, какъ мощность, передаваемую турбиной на валъ; поэтому можно написать:

$$L = M u_1 c_{u1}.$$

Но это же уравненіе получается изъ уравненія Эйлера (см. § 63, стр. 95)

$$L = M (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}),$$

въ немъ, согласно нашему допущенію, положить что выходная скорость нормальна къ выходной поверхности колеса, т. е.  $c_{u2} = 0$ .

## Г Л А В А IX.

### Зависимость между скоростями и углами лопатокъ.

#### 85. Диаграмма скоростей.

При расчетѣ турбины чистый напоръ  $H_n$  задается. На основаніи опытныхъ данныхъ можно довольно точно указать, каково будетъ  $H_w$  для даннаго типа турбинъ. Если же еще выбрать абсолютную скорость при выходѣ  $c_2$  \*), то лѣвая сторона уравненія 101 § 84,

$$2gH_w - c_2^2 = 2u_1c_{u1},$$

будетъ извѣстна. Съ помощью даннаго уравненія можно изучить зависимость между окружной скоростью колеса, т. е.  $u_1$  и скоростью  $c_1$  при входѣ, точнѣе, ея тангенціальной составляющей  $c_{u1}$  по входной окружности колеса. Эта зависимость проще всего можетъ быть выражена графически. Напишемъ:

$$v^2 = \frac{2gH_w - c_2^2}{2},$$

мы можемъ указанной зависимости придать слѣдующій видъ:

$$v^2 = u_1c_{u1}. \quad (103)$$

Величина

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)}$$

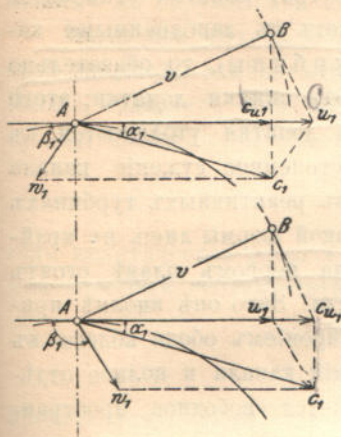
имѣетъ вполнѣ определенное значеніе. Подкоренной множитель въ скобкахъ есть не что иное, какъ высота полезнаго напора (см. ур. 102); слѣдовательно,  $v$  есть скорость, соответствующая половинѣ полезнаго напора. Изъ уравненія 103 вытекаетъ, что  $v$  есть среднее геометрическое между  $u_1$  и  $c_{u1}$ . Графическое построеніе зависимости 103 дано на фиг. 105. Проводится касательная къ входной окружности въ какой-либо точкѣ  $A$  и изъ той же точки  $A$  описывается дуга радіусомъ  $v$ ; въ какой-либо точки  $B$  на этой дугѣ проводится къ ней касательная и изъ нея же опускается перпендикуляръ на касательную въ точкѣ  $A$ . Тогда перпенди-

\*) Скорость  $c_2$ , какъ источникъ потери, нужно выбирать возможно малой.

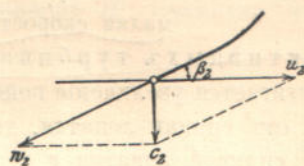
куляръ и касательная въ точкѣ  $B$  отсѣкутъ на касательной въ точкѣ  $A$  два отрезка, выражающіе скорости  $u_1$  и  $c_{u1}$  въ томъ же масштабѣ, въ какомъ взято  $v$ . За величины  $u_1$  и  $c_{u1}$  можно принять любой изъ этихъ отрезковъ.

Для нѣкотораго напередъ выбраннаго угла и опредѣленной точки  $B$  получается двѣ различныя діаграммы скоростей, что показано на фиг. 105 а и б.

Вмѣсто того, чтобы задаваться точкой  $B$ , можно съ такимъ-же успѣхомъ задаться одной изъ скоростей  $u_1$  или  $c_{u1}$  и опредѣлить другую изъ чертежа. Но можно такъ же исходить изъ скорости  $c_1$ . Разъ выбранъ



фиг. 105.



фиг. 106.

уголъ  $\alpha_1$ , то можетъ быть построенъ параллелограммъ скоростей, а отсюда и всѣ остальные величины. Фиг. 105а и б можно назвать входной діаграммой.

Разъ  $u_1$  опредѣлено, отношеніе  $r_1:r_2$  дано или имъ задались, то тѣмъ же самымъ опредѣлено  $u_2$ , а слѣдовательно, можетъ быть построена выходная діаграмма, что показано на фиг. 106.

Такъ какъ абсолютной скоростью  $c_2$  выхода изъ колеса обычно задается, какъ по величинѣ, такъ и по направленію, то изъ выходной діаграммы опредѣляется относительная скорость  $w_2$  и конечный уголъ лопатки  $\beta_2$ .

### 86. Выборъ выходного угла $\alpha_0$ изъ направляющаго аппарата.

Исходя изъ безударнаго вступленія воды на колесо, уголъ  $\alpha_0$  выхода изъ направляющаго аппарата долженъ быть равенъ углу  $\alpha_1$  входа въ колесо. На первый взглядъ входная діаграмма скоростей даетъ полный просторъ въ выборѣ отдѣльныхъ составныхъ элементовъ ея, но на самомъ дѣлѣ треніе и коэффициентъ полезнаго дѣйствія сильно ограничиваютъ этотъ выборъ. Чтобы треніе въ колесѣ было по возможности уменьшено, приходится относительную скорость движенія воды по колесу, а слѣдовательно, и  $w_1$  выбирать какъ можно меньше. Фиг. 105 показываетъ, что для этого уголъ  $\alpha_0$  нужно выбрать возможно малымъ. Въ этомъ направленіи нельзя захо- дить слишкомъ далеко, иначе діаметръ колеса возрастетъ, а число оборотовъ уменьшится черезчуръ малымъ. Обычно выбираютъ  $\alpha_0$  въ предѣлахъ:

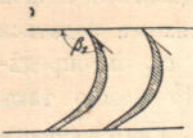
$$\alpha_0 = 18 \text{ до } 22 \text{ до } 25^\circ.$$

### 87. Окружная скорость и начальный уголъ лопатокъ.

Во многихъ случаяхъ, въ особенности при заданіи числа оборотовъ, исходить изъ окружной скорости  $u_1$ . Несмотря на то, что по вход-

ной діаграммѣ фиг. 105 кажется, что  $u_1$  можно брать совершенно произвольно, приходится все-таки нѣкоторыя обстоятельства принимать во вниманіе. Въ зависимости отъ того, выбирается-ли  $u_1 \geq v$ , входной уголъ лопатокъ, т. е.  $\beta_1$  будетъ  $\leq 90^\circ$ .

Если  $\beta_1 > 90^\circ$  то, какъ показываетъ фиг. 107, лопатка становится сильно выгнутой. Въ случаѣ когда колесо работаетъ съ заполненными каналами (реактивныя турбины), то обязательно получится отдѣленіе струи отъ спинки лопатки; этого не избѣжать и тогда, когда лопатки утолщаются къ серединѣ, чтобы создать постепенное суженіе канала къ выходу. Слѣдовательно, въ реактивныхъ турбинахъ можно примѣнять лопатки такой формы лишь въ крайнемъ случаѣ, гдѣ, напр., на первомъ планѣ стоитъ малая скорость по окружности. Зато онѣ вполне при-



фиг. 107.

годны въ активныя турбины; тамъ, уширеніемъ обода колеса къ выходу, достигается увеличеніе поперечныхъ сѣченій канала и полное отдѣленіе струи отъ спинки лопатки, такъ что получается свободное пространство между спинкой лопатки и струей, что очень важно для вентилированія струи.

У реактивныхъ турбинъ всегда

$$u_1 \geq v,$$

при этомъ

$$\beta_1 \leq 90^\circ.$$

Входная діаграмма фиг. 105 показываетъ, что съ возрастаніемъ скорости  $u_1$  уменьшается входная скорость  $c_1$  на лопатки колеса; этимъ увеличивается подпоръ воды въ колесахъ или реактивность. Въ то же время становится меньше начальный уголъ лопатокъ  $\beta_1$  и уже входятъ въ каналы. Последняго обстоятельства нужно избѣгать, такъ какъ оно вызываетъ большія скорости движенія по лопаткѣ, слѣдовательно, и большія сопротивленія. Несмотря на это въ радиальныхъ турбинахъ съ внѣшнимъ подводомъ воды при требованіи большого числа оборотовъ, можно

задаваться большою окружною скоростью  $u_1$ . Хотя въ этомъ случаѣ уголъ  $\beta_1$  принимаетъ малыя значенія, но все-таки каналы колеса суживаются къ центру настолько, что скорость  $w_1$  остается мала въ сравненіи съ  $w_2$ . При этомъ лопатки принимаютъ необычную форму: онѣ выгибаются въ обратную сторону, такъ что рабочая сторона лопатки вышукла \*) (фиг. 108).



фиг. 108.

\*) См. статью автора: „Niederdruckturbinen mit gesteigerter Umlaufzahl“. Schweiz. Bauzeitung 1898, Bd. 31, S. 12.



**88. Степень реактивности.**

Величину подпора (степень реактивности) воды, при протеканіи через колесо, можно было бы оценивать по избытку давленія въ зазорѣ надъ давленіемъ въ окружающей средѣ, но удобнѣе однако нижеслѣдующій способъ.

Вода при выходѣ изъ направляющаго аппарата обладаетъ кинетической энергіей, измѣряемой высотой скорости  $c_0^2 : 2g$ . Вода, выходящая изъ колеса, обладаетъ кинетической энергіей представляемой высотой скорости  $c_2^2 : 2g$ . Такимъ образомъ,

$$\frac{c_0^2 - c_2^2}{2g}$$

есть кинетическая энергія, использованная въ колесѣ. Вся энергія, получаемая колесомъ, соответствуетъ полезному напору  $H'$ . Очевидно, что разность

$$H' - \frac{c_0^2 - c_2^2}{2g}$$

представляетъ собой запасъ потенциальной энергіи въ 1 кгр. воды, выходящей изъ направляющаго аппарата\*). Отношеніе этой энергіи ко всей энергіи, осуществляемой полезнымъ напоромъ  $H'$ , будетъ тѣмъ больше, чѣмъ больше подпоръ воды въ колесѣ, поэтому данное отношеніе:

$$\sigma = 1 - \frac{c_0^2 - c_2^2}{2gH'} \dots \dots \dots (104)$$

можетъ служить для измѣренія подпора и называется степенью реактивности.

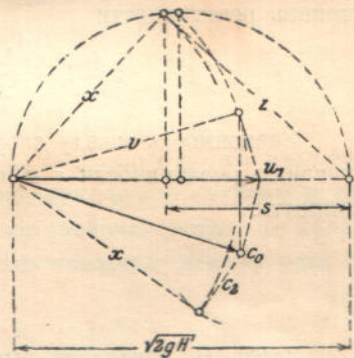
На діагр. 109 дается графическое построеніе степени реактивности. Въ основу построенія кладется скорость, соответствующая полезному напору

$$\sqrt{2gH'} = \sqrt{2gH_w - c_2^2},$$

и полуокружность, построенная на ней, какъ на діаметрѣ. Найдя графически скорость  $v$  половины полезнаго напора, какъ хорду четверти окружности, чертимъ входную діаметру. Затѣмъ строимъ

$$x = \sqrt{c_0^2 - c_2^2}$$

этотъ отрѣзкомъ, какъ радіусомъ, засѣкаемъ на полуокружности точку. Проекція полученной точки на діаметръ опредѣляетъ отрѣзокъ  $s$ . Измѣривъ эту скорость полезнаго напора, т. е. взявъ его отношеніе къ діаметру, получимъ, какъ легко показать, искомую степень реактивности. Дѣйстви-



фиг. 109.

$$x^2 = c_0^2 - c_2^2,$$

\* Здѣсь предполагается, что высотой колеса  $H$ , можно пренебречь.

$$z^2 = 2gH' - x^2,$$

въ то же время

$$z^2 = \sqrt{2gH'},$$

поэтому

$$\frac{s}{\sqrt{2gH'}} = 1 - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2gH'} = \sigma.$$

Такимъ образомъ, если для нѣкоторой установки опредѣлены или выбраны величины  $H_0$  и  $c_2$  и заданы величиной угла  $\alpha_0$ , то, задавшись еще какою либо изъ величинъ  $c_0$ ,  $u_1$ ,  $\sigma$ , двѣ остальные можно найти графически.

Аналитически этотъ вопросъ рѣшается слѣдующимъ образомъ. Имѣемъ:

$$\sigma = 1 - \frac{c_0^2}{2gH'} + \frac{c_2^2}{2gH'} \dots \dots \dots (104)$$

Затѣмъ изъ фиг. 110 вытекаетъ, что



фиг. 110.

$$\frac{u_1}{c_0} = \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_1)}{\sin \beta_1}.$$

Найдя отсюда  $u_1$ , подставимъ его въ уравнение течения воды по каналамъ

$$2gH' = 2u_1 c_0 \cos \alpha_0 \dots \dots \dots (101a)$$

Опредѣливъ отсюда  $c_0$  и вставивъ его въ уравн. 104, найдемъ окончательно степень реактивности

$$\sigma = 1 - \frac{1}{2} \frac{\sin \beta_1}{\sin(\alpha_0 + \beta_1) \cos \alpha_0} + \frac{c_2^2}{2gH'} \dots \dots \dots (104a)$$

Зависимость между скоростью выхода изъ направляющаго аппарата  $c_0$ , степенью реактивности  $\sigma$  и окружной скоростью  $u_1$  будетъ нагляднѣе, если написать:

$$c_0 = i \sqrt{2gH_n},$$

$$u_1 = k \sqrt{2gH_n}.$$

Здѣсь  $H_n$  означаетъ высоту чистаго напора.

Пользуясь такими обозначеніями, изъ уравненія 101a получимъ слѣдующее:

$$c_0 = \frac{H'}{H_n} \frac{1}{2k \cos \alpha_0} \sqrt{2gH_n},$$

или

$$i = \frac{H'}{H_n} \frac{1}{2k \cos \alpha}.$$

Вставивъ въ уравненіе 104 это выраженіе для  $c_0$ , найдемъ, что

$$\sigma = 1 - \frac{H'}{H_n} \frac{1}{4k^2 \cos^2 \alpha} + \frac{c_2^2}{2gH_n} \frac{H_n}{H'}.$$

## Зависимость между скоростями и углами лопатокъ.

Для частныхъ значеній

$$H_w = 0,90 H_n$$

$$\frac{c_2^2}{2g} = 0,05 H_n,$$

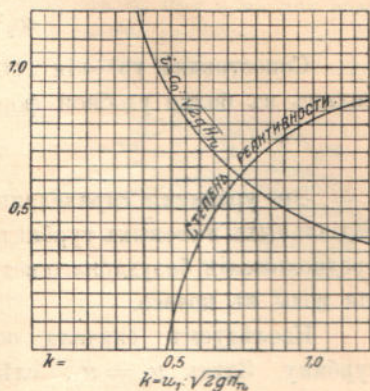
$$H' = 0,85 H_n,$$

$$\alpha_0 = 20^\circ$$

составлена діаграмма фиг. 111. Здѣсь степень реактивности равна нулю, когда

$$i = 0,949,$$

$$k = 0,477.$$



фиг. 111.

Эти значенія соответствуютъ протеканію воды въ колеса съ заполненными каналами безъ подпора (предѣльная турбина).

Отрицательныя значенія  $\sigma$  давали-бы скорости  $c_0$  большія, соответствующихъ располагаемому напору; при этомъ условіи должны были бы начальные элементы всасывать воду и сообщать ей энергію, что совершенно не имѣетъ смысла для турбинъ, а является цѣлью центробѣжныхъ насосовъ.

Обычно  $i$  нѣсколько больше  $k$ , а  $\sigma$  заключается между 0,5 и 0,65, т. е. при вступленіи воды въ колесо большая часть ея энергіи поступаетъ въ потенциальной формѣ.

### 89. Скорости и углы въ активныхъ турбинахъ.

Скорость выхода изъ направляющаго аппарата  $c_0$  въ турбинахъ Жигара вполне опредѣлена:

$$c_0 = \sqrt{2gH_w}. \quad \dots \dots \dots (105)$$

Здѣсь  $H_w$  есть дѣйствующій напоръ, считая его до выхода изъ направляющаго аппарата. Соотношеніе между углами и скоростями легко было бы получить изъ уравненія теченія воды по каналу (уравненіе 100). Но картина будетъ яснѣй, если исходить изъ уравненія 87, § 62:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g},$$

въ которомъ опущена высота напора для колеса и тренія въ немъ\*).

Такъ какъ въ активныхъ турбинахъ  $p_1 = p_2$ , то изъ нашего уравненія найдемъ:

$$w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2. \quad \dots \dots \dots (106)$$

\*) Напоръ въ колесахъ и треніе—величины, влияющія въ смыслѣ обратномъ другъ на друга, поэтому, не дѣлая грубой ошибки, можемъ ими пренебречь.

Если вода должна вытекать подъ прямымъ угломъ къ окружности колеса, то должно быть:

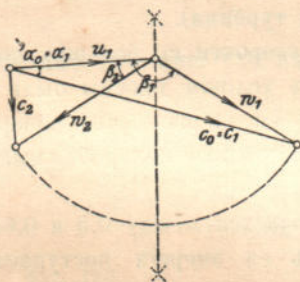
$$w_2^2 - u_2^2 = c_2^2 \dots \dots \dots (107)$$

Сопоставляя уравненія 106 и 107, получимъ уравненіе теченія по каналамъ въ болѣе удобной формѣ:

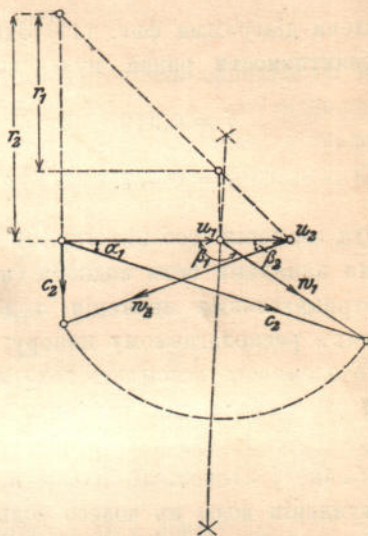
$$w_1^2 - u_1^2 = c_2^2 \dots \dots \dots (108)$$

Это уравненіе справедливо для радиальныхъ и осевыхъ турбинъ \*) въ предположеніи безударнаго вступленія воды въ колесо.

Изслѣдуемъ сначала осевую турбину. Здѣсь  $u_2 = u_1$ , слѣдовательно,  $w_2 = w_1$ . Диаграмма 112



фиг. 112.



фиг. 113.

показываетъ, какъ съ помощью весьма простаго построенія найти неизвѣстныя величины, когда дано  $c_0 = c_1$ , выбранъ уголъ  $\alpha_0 = \alpha_1$  и задана абсолютная скорость выхода изъ колеса  $c_2$ . Построеніе основано на томъ, что  $u_1, w_1$  и  $c_1$  образуютъ входной параллелограммъ и  $w_1 = w_2$ .

Въ радиальныхъ турбинахъ построеніе надо измѣнить сообразно диаграммѣ 113. Здѣсь принято, что  $r_2 > r_1$ ; соответственно чему  $w_2 > w_1$ . Вода движется по лопаткамъ съ возрастающей относительной скоростью; въ турбинахъ же съ вѣшнимъ подводомъ воды относительная скорость убываетъ.

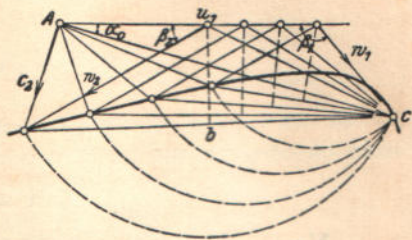
**90. Абсолютная скорость выхода воды изъ колеса при переменнйй окружной скорости.**

Если дана или выбрана скорость  $c_0$  и уголъ  $\alpha_0$  при выходѣ изъ направляющаго аппарата турбины Жирара, то каждой заданной по величинѣ и направленію абсолютной скорости соответствуетъ нѣкоторая опредѣленная окружная скорость  $u_1$  и начальный уголъ лопатки  $\beta_1$ . Но можно поступить наоборотъ и рѣшать вопросъ,

\*) Въ активныхъ турбинахъ на горизонтальномъ валу для каждой точки выхода изъ направляющаго аппарата дѣйствующій напоръ будетъ иной. Ввести это обстоятельство въ расчетъ затруднительно, приходится остановиться на нѣкоторой величинѣ этого напора.

как при мѣняющейся окружной скорости  $u_1$  и при нѣкоторыхъ опредѣленныхъ  $c_0, \alpha_0, \beta_2$ , измѣняется абсолютная выходная скорость  $c_2$ , при чемъ для достиженія безударнаго вступленія воды въ колесо,  $\beta_1$  тоже должно измѣняться. Для осевыхъ турбинъ въ которыхъ  $w_2 = w_1$ , вопросъ рѣшается просто на основаніи діаграммы фиг. 114. Конечныя точки вектора  $c_2$  лежатъ на кривой, характеръ которой опредѣляется изъ слѣдующихъ соображеній.

Если съ возрастаніемъ  $u_1$  лучъ  $w_1$  поворачивается на какой-нибудь уголъ, то высота равнобедреннаго треугольника  $w_1 w_2$  повернется на половинный уголъ; то же происходитъ и съ основаніемъ  $b$ . Раздѣляя пучки лучей  $w_1$  и  $b$ , сходящіеся своими вершинами въ одной точкѣ, получимъ два пучка, изъ которыхъ одинъ будетъ центральнымъ, а другой вписаннымъ въ одинъ и тотъ же кругъ; но эти пучки проактивны. Такъ какъ пучекъ параллельныхъ лучей  $w_2$  съ пучкомъ  $w_1$  имѣютъ общій рядъ точекъ на прямой съ  $u_1$ , то пучки  $w_2$  и  $b$  проактивны. Такимъ образомъ, геометрическое пересѣченіе пучковъ  $w_2$  и  $b$  дадутъ коническія сѣченія, въ данномъ случаѣ гиперболу.



фиг. 114.

Въ радіальныхъ турбинахъ получились бы подобные результаты, такъ какъ пучекъ  $w_2$  образовывалъ бы рядъ точекъ  $u_2$ , расположенныхъ подобно ряду  $u_1$ .

Чтобы при данныхъ величинахъ  $c_0, \alpha_0$  и  $\beta_2$  получить минимальныя  $c_2$ , изъ  $A$  проводятъ нормали къ гиперболѣ. Эта нормаль не перпендикулярна къ окружности колеса; она нѣсколько наклонена впередъ; это отклоненіе такъ мало отличается отъ прямого угла, что имъ можно пренебречь; поэтому, не дѣлая большой ошибки, мы можемъ предполагать, что абсолютная скорость выхода изъ колеса перпендикулярна къ окружности.

§ 91 Зависимость между различными скоростями у реактивныхъ турбинъ.

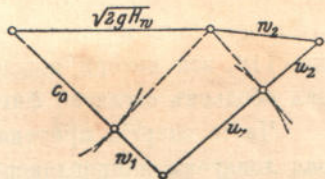
Если хотятъ изслѣдовать, какъ мѣняется какая-нибудь скорость въ зависимости отъ измѣненія прочихъ скоростей, то лучше всего обратиться къ уравненію течения. Обыкновенно рѣшаютъ уравненіе относительно одной изъ изслѣдуемыхъ величинъ, на примѣръ:

$$w_2^2 = 2g H_w - c_0^2 + w_1^2 - u_1^2 + u_2^2.$$

Выбравъ допустимыя и цѣлесообразныя величины для четырехъ скоростей, стоящихъ въ правой части, можно уже опредѣлить пятую  $w_2$ ,

при этомъ нужно имѣть въ виду, что  $u_1$  и  $u_2$  относятся между собою, какъ радіусы входныхъ и выходныхъ окружностей и что  $c_0, w_1$ , и  $u_1$ , образуютъ входной параллелограммъ т. е. сумма двѣхъ ихъ должна быть больше третьей.

Діаграмма 115 показываетъ, какъ можно построить уравненіе съ помощью прямоугольныхъ треугольниковъ, какъ на примѣръ, при данныхъ  $H_w, c_0, w_1, u_1$  и  $u_2$ , находится скорость  $w_2$ . Скорость  $w_2$  даетъ въ связи съ  $u_2$  и съ произвольно выбранной абсолютной скоростью выхода  $c_2$  выходной параллелограммъ, а слѣдовательно, и уголъ  $\beta_2$ .



фиг. 115.

Утечка воды и потери энергии въ турбинѣ.

92. Потери напора въ направляющемъ аппаратѣ.

Какъ мы уже указали при расчетѣ новой турбины весьма удобно и достаточно точно сперва принять огуломъ все происходящія въ турбинѣ потери, выразивъ ихъ нѣкоторой высотой напора отнятой отъ чистаго напора. Однако при извѣстныхъ обстоятельствахъ необходимо произвести повѣрочный подсчетъ, поэтому слѣдуетъ рассмотреть все потери въ отдѣльности.



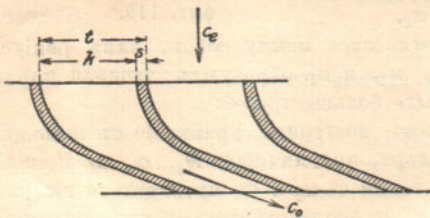
фиг. 116.



фиг. 117.

Потери отъ сжатія могутъ появиться уже при входѣ въ направляющій аппаратъ, если только края ободьевъ сконструированы согласно фиг. 116, эти потери можно учесть какъ и для фиг. 44а, § 32. Закругливъ края ободьевъ согласно фиг. 117, избѣгнемъ сжатія.

Часть энергии притекающей воды теряется на ударъ при входѣ на края лопатокъ направляющаго аппарата. Пользуясь обозначеніями фиг. 118, потери можно выразить уравненіемъ



фиг. 118.

$$H_{ve} = \frac{c_e^2 s}{2g t}.$$

Эти потери не велики и могутъ быть значительно понижены заостреніемъ краевъ лопатокъ.

Принимая, что  $c_e^2$  мало въ сравненіи съ  $c_0^2$ , можно опредѣлить потери на треніе въ направляющихъ каналахъ по §§ 28 и 38, какъ въ отверстіяхъ съ хорошо закругленными внутренними краями. Соответственная потеря напора могла бы быть обозначена:

$$H_{\infty} = \zeta_0 \frac{c_0^2}{2g};$$

при чемъ

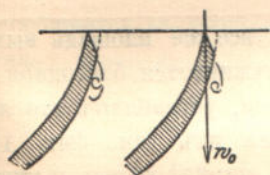
$$\zeta_0 = 0,08 \text{ до } 0,10.$$

При этомъ лопатки должны быть возможно коротки и въ тоже время имѣть такую форму, чтобы онѣ, плавно отклоняя воду, могли свободно направлять ее къ выходу (см. § 69).

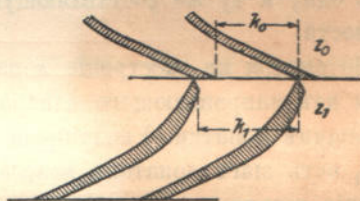
### 93. Потери при вступленіи воды въ колесо.

Согласно § 83 нужно подбирать скорости движенія и углы лопатокъ такимъ образомъ, чтобы вода входила въ колесо по направленію начальнаго элемента лопатокъ; однако, если будетъ выполнено и это условіе, все-жъ останутся нѣкоторыя потери, благодаря конечной толщинѣ лопатки.

Прежде всего отмѣтимъ ударъ о края въ началѣ лопатки, который по § 92 можетъ быть подсчитанъ и соответственнымъ заостреніемъ краевъ уменьшенъ. На фиг. 119 представленъ начальный элементъ чугунной лопатки осевой реактивной турбины, размѣръ въ отливкѣ которой представленъ пунктиромъ, а потомъ подрублены и заточены зубиломъ и напильникомъ. Самымъ вреднымъ является образованіе вихрей около входнаго элемента лопатки, какъ это представлено на фиг. 119, такъ что возникаетъ вопросъ



фиг. 119.



фиг. 120.

въ какомъ направленіи должна вступать вода на лопатки, для избѣжанія вихрей. Здѣсь приходится остановиться, будетъ ли происходить ударъ о переднюю или о заднюю грань заостренія. Приходится считать наиболее выгоднымъ тотъ случай, когда относительная скорость вступающей воды направлена по биссектору угла заостренія. При этомъ эта относительная скорость  $w_0$  опредѣлится по величинѣ и направленію изъ условія, что она и окружная скорость  $u$ , являются составляющими скорости  $c_0$ .

Въ активныхъ турбинахъ необходимо устранить удары воды о спинку заостренія, вызывающіе распыленіе свободно текущей струи; слѣдовательно,  $w_0$  должно совпадать съ направленіемъ задней грани заостренія.

Неизбѣжны въ реактивныхъ турбинахъ являются потери на ударъ, вызваннаго суженіемъ входной поверхности колеса лопатками. Пусть  $c_{m0}$  будетъ нормальная составляющая скорости при выходѣ изъ направляющаго аппарата, а  $c_{m1}$  такая же составляющая при входѣ въ колесо; далѣе обозначимъ черезъ  $k_0$  и  $k_1$  шаги въ свѣту (т. е. за вычетомъ толщины лопатокъ)

по средней окружности направляющаго аппарата и колеса, и через  $z_0$  и  $z_1$  числа лопатокъ.

Въ такомъ случаѣ имѣемъ равенство

$$c_{m0} k_0 z_0 = c_{m1} k_1 z_1,$$

или отсюда

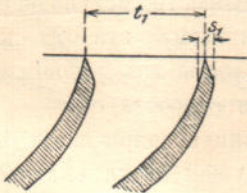
$$c_{m1} = c_{m0} \frac{k_0 z_0}{k_1 z_1}.$$

Такъ какъ концы лопатокъ направляющаго аппарата плоски и встрѣчаютъ входную окружность сравнительно подъ малымъ угломъ, а начальный уголъ лопатокъ значительнъ, то  $k_0 z_0 < k_1 z_1$  или  $c_{m1} < c_{m0}$ . Поэтому при вступленіи воды въ колеса теряется напоръ

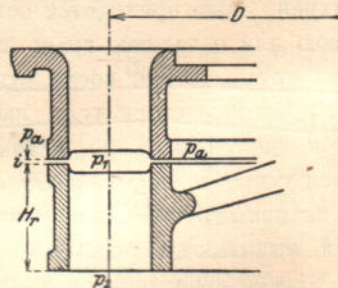
$$H_{v01} = \frac{(c_{m0} - c_{m1})^2}{2g}.$$

Этотъ напоръ тѣмъ меньше, чѣмъ тоньше лопатки. Очевидно, что при безконечно тонкихъ лопаткахъ  $k_0 z_0 = k_1 z_1$  а слѣдовательно,  $c_{m0} = c_{m1}$ . При нормальныхъ условіяхъ этотъ напоръ весьма незначителенъ. При этомъ нормальной скоростью турбины нужно считать такую скорость, при которой  $c_{m0} = c_{m1}$  т. е., когда вода передъ входомъ въ колесо и за нимъ имѣетъ одну и ту же составляющую абсолютной скорости, направленную по окружности.

Не смотря на заостреніе лопатокъ колеса, все же площадь выходнаго сѣченія изъ направляющаго аппарата замѣтно суживается благодаря конечной толщинѣ лопатки. Увеличивая ширину колеса, устраняютъ это явленіе. Если  $t_1$  есть шагъ лопатокъ колеса и  $s_1$  толщина ихъ (см. фиг. 121), то отношеніе ширины направляющаго аппарата къ ширинѣ колеса должно быть  $(t_1 - s_1) : t_1$ . При заостренныхъ краяхъ лопатокъ является затруднительнымъ выборъ величины  $s_1$ ; рекомендуется не очень уменьшать  $s_1$ .



фиг. 121.



фиг. 122.

Въ радиальныхъ турбинахъ целесообразно дѣлать колесо немного шире направляющаго аппарата, для того чтобы при незначительныхъ ошибкахъ въ установкѣ по высотѣ, не было суженія струи при выходѣ изъ направляющаго аппарата.

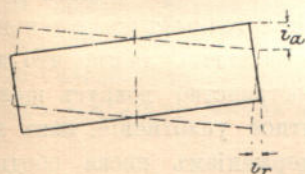


Потери при переходѣ изъ направляющаго аппарата въ колесо можно нѣсколько понизить, устроивъ зазоръ между лопатками колеса и направляющаго аппарата, какъ показано на фиг. 122. При этомъ создается непринужденное движеніе воды.

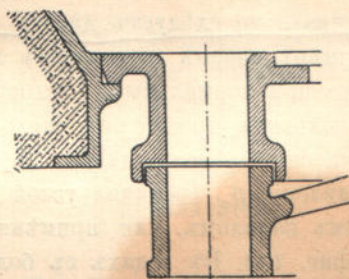
#### 94. Утечка воды въ зазорѣ.

Въ реактивныхъ турбинахъ давленіе  $p_1$  при входѣ въ колесо значительно больше, чѣмъ при выходѣ изъ него, а также больше давленія въ окружающей средѣ. Результатомъ этого является утечка воды черезъ щель, между ободьями колеса и направляющаго аппарата, вмѣстѣ съ тѣмъ теряется и соответствующее количество энергии. Эту потерю въ зазорѣ можно опредѣлить примѣрно слѣдующимъ образомъ.

Пусть  $p_a$  будетъ давленіе внѣ зазора (см. фиг. 122). Если эта полость



фиг. 123.



фиг. 124.

хорошо сообщается съ выходомъ, то, согласно фиг. 103, § 82, можно написать такое уравненіе:

$$\frac{p_1 - p_a}{\gamma} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r,$$

откуда

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{p_1 - p_a}{\gamma} - H_r.$$

Подставивъ эту величину въ ур. 97, § 82, найдемъ выраженіе:

$$\frac{p_1 - p_a}{\gamma} = H_u - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Если  $c_0$  извѣстно, то и избытокъ давленія въ зазорѣ тоже извѣстенъ.  $F_s$  площадь щели, для которой можетъ быть написано:

$$F_s = 2 \pi D i,$$

гдѣ  $i$  есть величина зазора, то для количества воды утекшей въ зазорѣ

$$Q_s = F_s v_s \sqrt{2g \frac{p_1 - p_a}{\gamma}} \dots \dots \dots (109).$$

Здѣсь можно принимать  $\mu = 0,5$  до  $0,6$ . Въ большей части случаевъ можно принять

$$\frac{p_1 - p_a}{\gamma} = \frac{1}{2} H_n.$$

Чтобы колесо могло вращаться свободно, ширина зазора должна быть достаточно велика. Пусть фиг. 123 представляетъ колесо, перекошенное при заклиненіи на валу. Изъ эскиза видно, что если радіусъ колеса больше его высоты, что обыкновенно имѣетъ мѣсто, то осевой зазоръ  $i_a$  больше радіального  $i_r$ . Слѣдовательно, для осевой турбины требуется больший зазоръ чѣмъ для радіальной; къ тому же въ осевыхъ турбинахъ зазоръ растетъ по мѣрѣ изнашиванія подпятниковъ, между тѣмъ какъ въ радіальныхъ турбинахъ изнашиваніе пяты на зазоръ не влияетъ. Даже въ малыхъ турбинахъ Жонваля не слѣдуетъ дѣлать зазоръ менѣе 2 мм. въ то время, какъ этотъ размѣръ вполне достаточенъ для большихъ турбинъ Френсиса.

Даже при нормальныхъ условіяхъ утечка въ зазорѣ можетъ достигнуть нѣсколькихъ процентовъ расхода воды; при неточныхъ же установкахъ эта утечка сильно возрастаетъ. Ее стараются понизить тѣмъ, что повышаютъ давленіе  $p_a$ , соединяя узкой щелью пространство вокругъ щели съ отводящимъ каналомъ, или примѣняя лабиринтное уплотненіе, какъ показано на фиг. 124. Въ водахъ съ большимъ содержаніемъ песка ободья въ зазорѣ быстро снашиваются, поэтому тамъ обычно устраиваютъ смѣнные кольца. При опредѣленіи размѣровъ колеса, нужно его рассчитывать на расходъ за вычетомъ утечки въ зазорѣ.

Въ активныхъ турбинахъ потери воды въ зазорѣ нѣтъ, поэтому тамъ можно брать его достаточно большимъ, чтобы облегчить доступъ воздуха.

### 95. Потеря напора въ колесѣ.

Въ реактивныхъ турбинахъ потеря напора въ колесѣ зависитъ прежде всего отъ наибольшей скорости  $w_2$ , и выражается высотой

$$H_{v2} = \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}.$$

Коэффициентъ сопротивленія  $\zeta_2$  колеблется въ предѣлахъ

$$\zeta_2 = 0,08 \text{ до } 0,12.$$

Меньшее значеніе его относится къ сильно суживающимся каналамъ колеса турбинъ съ внѣшнимъ подводомъ воды, а большее значеніе къ сильно удлиненнымъ лопаткамъ колесъ турбинъ, съ внутреннимъ подводомъ воды.

Зависимость потерь отъ конструкціи турбинъ, вытекаетъ изъ слѣдующихъ соображеній. Уравненіе теченія 98, § 82.

$$2g H_w - c_0^2 = (w_2^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2)$$

можетъ быть приведено къ виду

$$w_2^2 = 2g H_w - c_0^2 + w_1^2 + (u_2^2 - u_1^2).$$

Разъ данъ напоръ и углы, то  $c_0$  и  $w_1$  имѣютъ вполне опредѣленные значенія; слѣдовательно,  $w_2^2$ , а съ ней и  $H_{v2}$  зависятъ только отъ  $u_2^2 - u_1^2$ .

Въ турбинахъ съ внутреннимъ подводомъ воды  $u_2 > u_1$ , у турбинъ съ зѣбнымъ подводомъ воды  $u_2 < u_1$ ; поэтому въ первыхъ и потеря на трение больше, чѣмъ у вторыхъ. Осевыя турбины занимаютъ промежуточное значеніе между ними.

Въ сильно суживающихся каналахъ треніе меньше, чѣмъ въ слабо-суженныхъ, поэтому послѣднихъ нужно избѣгать. Если мѣрой суженія считать степень реактивности, то можно установить такое правило: не слѣдуетъ строить турбины съ малой степенью реактивности. Въ, такъ называемыхъ, предѣльныхъ турбинахъ сѣченіе каналовъ вездѣ одинаково, степень реактивности равна нулю, и скорость всюду имѣетъ одно и тоже наибольшее значеніе  $w_2$ . Слѣдствіемъ этого является сильное треніе и малый коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Онъ ухудшается еще тѣмъ, что лопатки, имѣя сильно выпуклую форму, обязательно вызываютъ отдѣленіе воды отъ стенокъ и внезапное расширеніе при дальнѣйшемъ движеніи.

У активныхъ турбинъ, въ которыхъ сѣченія каналовъ колеса растутъ къ выходу, струя все время течетъ по одной сторонѣ лопатки, не касаясь стенокъ, поэтому потери на треніе сравнительно меньше. Ихъ стараются еще больше понизить, поддерживая малую скорость при входѣ  $w_1$  съ помощью сильно искривленнаго профиля лопатокъ. За отсутствіемъ точныхъ данныхъ для этихъ потерь можно принять ихъ приблизительно

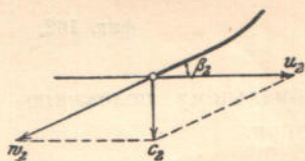
$$H_{v_2} = 0,15 \frac{w_1^2}{2g}.$$

И здѣсь, въ случаѣ активной турбины съ внутреннимъ подводомъ воды, благодаря теченію воды въ колесѣ съ ускореніемъ, потери возрастаютъ.

### 96. Потери при выходѣ изъ колеса.

Вода оставляетъ колесо съ нѣкоторой абсолютной скоростью  $c_2$ , которая является результирующей скоростей  $u_2$  и  $w_2$  (см. фиг. 125). При этомъ, очевидно, теряется доля энергии, выражаемая высотой напора

$$\frac{c_2^2}{2g} = \varphi H_n.$$



фиг. 125.

$\varphi$  показываетъ, какую часть чистаго напора составляетъ эта потеря.

Изъ фиг. 125 видно, что уменьшая конечный уголъ лопатки  $\beta_2$  при выхо-  
дѣ изъ колеса, можно по желанію понижать потери. Но уменьшая ско-  
рость  $c_2$  необходимо увеличивать выходное сѣченіе, а, слѣдовательно, и раз-  
мѣры турбины. Такимъ образомъ, размѣры турбины ограничиваются выбо-  
ромъ  $c_2$ .

Для того, чтобы сразу же знать, какую долю всего баланса энергии будет составлять потеря при выходе из колеса, весьма целесообразно начать съ выбора  $\varphi$ . Обычно принимаютъ

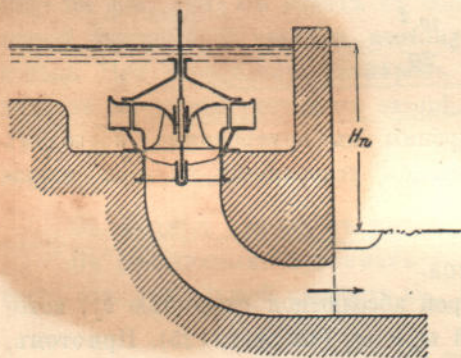
$$\varphi = 0,04 \text{ до } 0,06.$$

т. е. отъ 0,04 до 0,06 напора отдѣляютъ на указанные потери; тамъ же гдѣ необходимо большое число оборотовъ, эту величину доводятъ до 0,10. Впрочемъ, здѣсь имѣеть мѣсто еще то обстоятельство, можно ли помощью конической всасывающей трубы возстановить часть потери.

### 97. Превращеніе энергии во всасывающей трубѣ.

Для того чтобы кинетическую энергию скорости выхода  $c_2$ , по возможности, превратить во всасывающей трубѣ въ потенциальную, нуженъ прежде всего плавный переходъ безъ вихрей изъ колеса во всасывающую трубу. Это является также причиной, почему скорость дѣлается нормальной къ поверхности выхода. Далѣе, выходное сѣченіе колеса должно плавно переходить въ сѣченіе всасывающей трубы. Последнее условіе болѣе или менѣе удовлетворяется въ турбинахъ Френсиса; но благодаря конечной толщинѣ лопатокъ, да и то не совсѣмъ. Всасывающая труба должна постепенно, плавно расширяться къ выходу. Что касается величины потерь и количества возстановливаемой энергии, отсылаемъ къ § 40.

Всасывающая труба устраивается въ бетонныхъ фундаментахъ турбины (см. фиг. 126). Это имѣеть то преимущество, что сѣченіе трубы можно



фиг. 162.

сдѣлать плавно переходящимъ изъ круглаго въ прямоугольное и загнуть ее въ направленіи теченія воды въ отводящемъ каналѣ. Этимъ достигается пониженіе нижняго уровня воды. При этомъ высоту чистаго напора нужно измѣрять до нормально установившагося уровня нижней воды.

Изъ всасывающей трубы вода должна вытекать совершенно свободно. Если же давленіе у выхода случается, вслѣдствіе какого-либъ подпора, выше чѣмъ соответствующее

нормальному положенію нижняго уровня, то это вызоветъ добавочныя потери.

98. Величины дѣйствующаго напора  $H_w$  и потери при выходе  $c_2^2 : 2g$  по отношенію къ чистому напору  $H_n$  для опредѣленія размѣровъ вновь проектируемой турбины могутъ быть даны въ слѣдующей таблицѣ.

	$H_w$	$\frac{c_2^2}{2g}$
Тихоходная спиральная турбина Френсиса съ длинной конической трубой . . . . .	0,90	0,04—0,06

Нормальная турбина Френсиса при тѣхъ же условияхъ . . . . .	0,92	0,05—0,06
Быстроходная турбина Френсиса при тѣхъ же условияхъ . . . . .	0,85—0,88	0,06—0,10
Нормальная турбина Френсиса въ открытомъ колдцѣ съ короткой всасывающей трубой . . . . .	0,88	0,05—0,06
Турбина Жонваля . . . . .	0,85	0,05—0,06
Активная турбина Жирара *) . . . . .	0,90—0,92	0,05—0,06
Колесо Пельтона съ коническимъ насадкомъ *) . . . . .	0,92—0,95	— —

При расчетѣ рекомендуется брать меньшія величины дѣйствующаго напора; отъ этого получаются нѣсколько большія сѣченія, и расчетный расходъ будетъ пропущенъ турбиной. Небольшая неточность въ заданіи напора не окажетъ замѣтнаго вліянія на скорость.

\*) Дѣйствующій напоръ слѣдуетъ здѣсь мѣрить до выхода изъ направляющаго аппарата.

## IV. Отдѣльные виды турбинъ.

### А. Активные турбины.

#### Г Л А В А XI.

#### Турбина Жирара.

##### 99. Диаграмма скоростей съ учетомъ сопротивленій.

Отличительнымъ признакомъ турбины Жирара является расширеніе обода колеса къ выходу и сильно изогнутая форма лопатокъ; то и другое обуславливается активностью турбины. Скорость истеченія изъ направляющаго аппарата соотвѣтствуетъ активному напору, измѣряемому до выхода изъ направляющихъ каналовъ. Такимъ образомъ, чтобы получить дѣйствующій напоръ для этихъ турбинъ, надо отнять отъ чистаго напора сперва разстояніе отъ нижняго уровня воды по выходной поверхности колеса, затѣмъ, высоту колеса и потери напора въ направляющемъ аппаратѣ.

Если нижній уровень воды мало колеблется, то достаточно, чтобы выходная поверхность колеса находилась надъ нимъ на высотѣ отъ 10 до 15 см.

Гдѣ эти колебанія значительнѣе, указанную высоту нужно увеличивать, или же, если желательно избѣжать этихъ потерь напора, снабдить турбину всасывающей трубой. (см. § 75). Высоту колеса приходится предворительно оцѣнивать на глазъ. Въ рѣдкихъ случаяхъ она бываетъ болѣе 30 см.

Если черезъ  $H_n'$  обозначить чистый напоръ до нижняго ребра направляющаго аппарата, то можно считать

$$H_w = 0,9 H_n';$$

т. е. потери въ направляющемъ аппаратѣ составляютъ, примѣрно, 0,09 до 0,10 чистаго напора. Абсолютной выходной скоростью изъ колеса  $c_2$  задаемся такой, чтобы соотвѣтствующій ей напоръ составлялъ 0,05 чистаго напора; т. е.

$$c_2^2 = 0,05 \cdot 2gH_n'.$$

Если еще принять

$$\alpha_0 = 20 - 25^\circ,$$

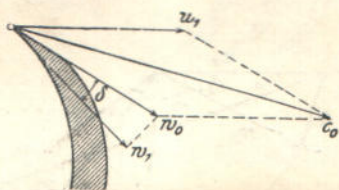
то согласно § 89, фиг. 112 и 113, можно уже начертить диаграмму скоростей. Принятое там допущение, что влияния высоты колеса и трения въ немъ взаимно уравновѣшиваются—неточно; поэтому мы здѣсь вторично построимъ диаграмму скоростей, принимая во вниманіе всѣ существующія обстоятельства. При этомъ мы все же сдѣлаемъ упрощеніе отбросивъ высоту колеса, такъ какъ считаемъ ее незначительной\*).

Прежде всего обязательно получается ударъ при входѣ воды въ колесо, вслѣдствіе конечной толщины лопатокъ. Согласно § 93, направленіе относительной скорости при выходѣ  $w_0$  должно совпадать съ задней гранью заостренія входного элемента лопатки, какъ это показано на фиг. 127. Если  $\delta$  есть уголъ заостренія этого элемента то потеря напора, вслѣдствіе внезапнаго измѣненія направленія входной относительной скорости, можетъ быть представлена выраженіемъ:

$$\frac{w_0^2 \sin^2 \delta}{2g}$$

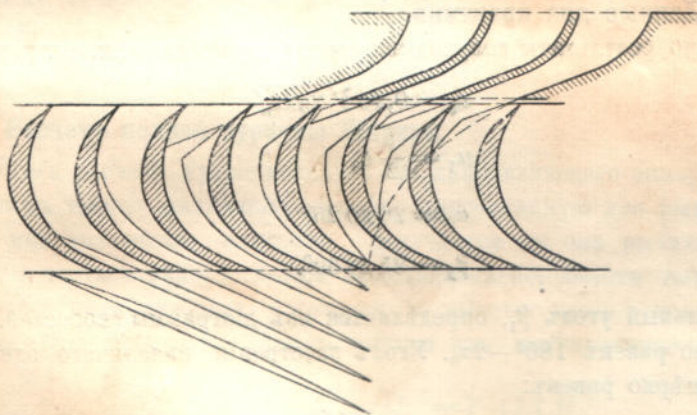
Для  $\delta = 15^\circ$ , это выраженіе принимаетъ видъ:

$$0,067 \frac{w_0^2}{2g}$$



фиг. 127.

или, вѣроятно, еще большую величину, вслѣдствіе сильнаго распыленія струи воды, особенно тамъ, гдѣ открытая часть направляющаго канала встрѣчаетъ лопатку колеса или наоборотъ (фиг. 128). Математически нельзя опредѣлить ни потери, вызванныя внезапнымъ отклоненіемъ при входѣ, ни тѣ,



фиг. 128.

потери возникнутъ во время движенія воды въ колесѣ; изслѣдованій въ данномъ направленіи совершенно не имѣется, и потому ничего иного не оста-

\*) Точное уравненіе движенія воды въ колесѣ будетъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} + H_r = \frac{w_2^2}{2g} + H_{vr}$$

ется, какъ оцѣнить ихъ приблизительно. На основаніи свѣдѣній, добытыхъ изъ опытовъ надъ коэффициентами полезнаго дѣйствія, и пользуясь болѣе достовѣрными свѣдѣніями относительно прочихъ потерь, можно принять потери отъ тренія воды о лопатки колеса равными 0,08 чистаго напора. Такимъ образомъ получится:

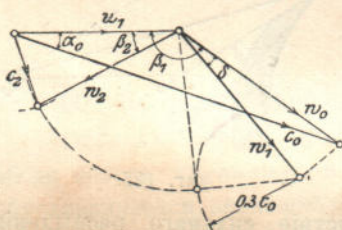
$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = 0,08 H_n' (*).$$

А такъ какъ

$$\frac{c_0^2}{2g} = 0,9 H_n', \quad \dots \dots \dots (110)$$

то относительная выходная скорость найдется изъ уравненія:

$$w_2^2 = w_1^2 - (0,3 c_0)^2. \quad \dots \dots \dots (111)$$



фиг. 129.

Фиг. 129 показываетъ, какъ строится диаграмма скоростей для осевой турбины. Заданной нужно считать скорость истеченія  $c_0$  изъ направляющаго аппарата, а выбранными: уголъ  $\alpha_0$  при выходѣ изъ направляющаго аппарата, абсолютную скорость истеченія изъ колеса  $c_2$  и уголъ  $\delta$  заостренія начальнаго элемента лопатки. Попытками приходится установить величину окружной скорости  $u_1$ . Эта величина измѣняется при неудачномъ видѣ диаграммы.

### 100. Данные для практики.

Обычно результаты получаются удовлетворительными, если принимать:

$$c_0 = 0,95 \sqrt{2gH_n'}$$

$$u_1 = \frac{1}{2} c_0$$

$$\alpha_0 = 20 \text{ до } 25^\circ$$

$$\beta_2 = 25 \text{ до } 30^\circ.$$

Начальный уголъ  $\beta_1$ , опредѣляется изъ диаграммы скоростей. Онъ приблизительно равенъ  $180^\circ - 2\alpha_0$ . Уголъ заостренія начальнаго элемента лопатки примѣрно равенъ:

$$\delta = 15^\circ.$$

### 101. Уширеніе поперечнаго сѣченія колеса къ выходу.

Струя, протекающая по лопаткѣ, все болѣе и болѣе расширяется и поперечное сѣченіе канала колеса должно соответственнымъ образомъ измѣняться. Такъ какъ до сихъ поръ еще не опредѣлено, какому закону слѣдуетъ это расширеніе, то приходится руководствоваться практикой. Прак-

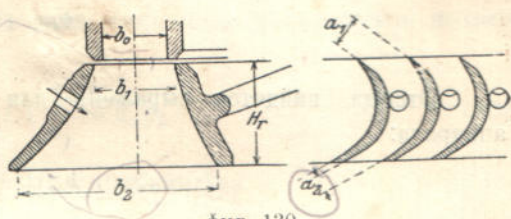
\*) Въ эту формулу при желаніи удобно было бы ввести высоту колеса.



тика же указывает, что если выходное сечение канала колеса сделать равным  $\frac{1}{3}$  площади входного сечения этого канала, то этого достаточно. Таким образом из фиг. 130 имеемъ.

$$a_2 b_2 \leq 1,33 a_1 b_0 \dots \dots \dots (112)$$

Для входного сечения очевидно играет роль ширина колеса  $b_0$ . Ширина входного сечения колеса  $b_1$  выбирается значительно больше; это делается с тѣмъ, чтобы свободнѣе поступала вода и чтобы облегчить доступъ воздуху. Часто въ ободьяхъ колеса дѣлаютъ еще особья вентиляціонныя окна, какъ, напримѣръ, на фиг. 130, гдѣ онѣ устроены во внѣшнемъ ободѣ колеса. Опять таки для облегченія доступа воздуха полезно дѣлать зазоръ между колесомъ и направляющимъ аппаратомъ возможно больше, такъ какъ утечки воды здѣсь быть не можетъ.



фиг. 130.

Въ виду того, что выходныя сечения колеса въ турбинахъ Жирара весьма широки, условія истеченія большей части воды неблагоприятны; они тѣмъ хуже, чѣмъ дальше струя отстоитъ отъ средней струи. Такимъ образомъ, приходится допустить, что часть потерь, которыя въ § 95 приписывались тренію частицъ воды о лопатки, надо въ дѣйствительности отнести на счетъ неизбежныхъ дефектовъ при истеченіи.

Чтобы расширеніе струи могло слѣдовать расширенію колеса, высота послѣдняго не должна быть мала въ сравненіи съ его шириной, а для этого достаточно брать

$$H_r = 1,3 \text{ до } 1,4 b_0 \dots \dots \dots (113)$$

**102. Расчетъ полной турбины Жирара.**

Въ этомъ расчетѣ лучше исходить изъ направляющаго аппарата. Пусть  $H'$  означаетъ высоту активного напора, рассчитанную для выходного сечения изъ направляющаго аппарата; получается же она вычитаніемъ изъ этой высоты чистаго напора, взятой приблизительно, высотъ выходного отверстия колеса надъ нижнимъ уровнемъ и высотъ самого колеса. Далѣе можно принять абсолютную скорость выхода изъ направляющаго аппарата

$$c_0 = 0,95 \sqrt{2g H_n'} = \sqrt{17,7 H_n'} \dots \dots \dots (114)$$

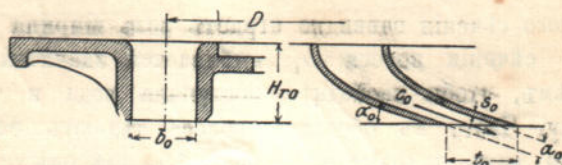
Для расчета выходного сечения направляющаго аппарата получимъ, вычитавъ 10% для надежности, слѣдующую формулу:

$$z_0 f_0 = 1,1 \frac{Q}{c_0} \dots \dots \dots (115)$$

здесь  $Q$  полный расходъ,  $f_0 = a_0 b_0$ , площадь поперечнаго сечения канала направляющаго аппарата,  $z_0$ —число ихъ.

Пользуясь обозначеніями фиг. 131, имѣемъ:

$$z_0 f_0 = \pi D \left( \frac{a_0}{t_0} \right) b_0 \dots \dots \dots (116)$$



Фиг. 131.

Отсюда найдется выраженіе для среднего діаметра направляющаго аппарата:

$$D^2 = \frac{1}{\pi} \left( \frac{D}{b_0} \right) \left( \frac{t_0}{a_0} \right) z_0 f_0 \dots \dots \dots (117)$$

Полагая примѣрно:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{b_0} &= 8 - 10 \\ \frac{t_0}{a_0} &= 3,7 \text{ для литыхъ (чугунныхъ) лопатокъ} \\ &= 3,3 \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \end{aligned} \right\} \dots \dots (118)$$

найдемъ предварительныя величины  $D$  и  $b_0$ .

Для окончательнаго опредѣленія ихъ строится диаграмма скоростей по указаніямъ § 99, принимая:

$$\alpha_0 = 20 \text{ до } 25^\circ \dots \dots \dots (119)$$

$$\delta = 15^\circ \dots \dots \dots (120)$$

$$c_2^2 = 0,05 \cdot 2g H_n' \dots \dots \dots (121)$$

Диаграмма даетъ величины  $u_1$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Если взять для діаметра  $D$  величину, опредѣляемую изъ предварительнаго подсчета, то число оборотовъ опредѣлится изъ формулы:

$$n = \frac{19,1 u_1}{D} \dots \dots \dots (122)$$

При чемъ въ случаѣ надобности можно принять  $n$  по отношенію къ  $D$ . Число лопатокъ въ направляющемъ аппаратѣ берется по эмпирической формулѣ:

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= 2,8 \text{ до } 3,2 \sqrt{D} \\ \text{или} \quad z_0 &= 20 \text{ до } 24 + \frac{1}{10} D \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (123)$$

При чемъ  $D$  измѣряется въ сантиметрахъ.

Толщина лопатокъ у выхода дается тоже по эмпирической формулѣ:

$$\left. \begin{aligned} s_0 &= 0,22 \sqrt{b_0} \text{ для литья} \\ s_0 &= 0,13 \sqrt{b_0} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \end{aligned} \right\} \dots (124)$$

здѣсь  $b_0$  опредѣлено изъ предварительнаго расчета въ сантиметрахъ.

По  $D$  и  $z_0$  опредѣляется шагъ лопатокъ  $t_0$ , и далѣе ширина канала въ свѣту

$$a_0 = t_0 \sin \alpha_0 - s_0^* \dots (125)$$

Затѣмъ получаютъ ширину канала направляющаго аппарата, пользуясь соотношеніемъ:

$$z_0 f_0 = 1,1 \frac{Q}{e_0} = z_0 a_0 b_0 \dots (126)$$

Высота направляющаго аппарата принимается

$$H_{r0} = 3,5 \text{ до } 4 a_0 \dots (127)$$

Такимъ образомъ опредѣлены всѣ размѣры направляющаго аппарата, для колеса число лопатокъ принимается

$$z_1 = 1,3 \text{ до } 1,4 z_0 \dots (128)$$

Откуда находится  $t_1$ —шагъ колеса.

По шагу колеса  $t_1$  и углу  $\beta_1$  опредѣленному изъ диаграммы скоростей, опредѣляется  $a_1$ —нормальное разстояніе (фиг. 130) между лопатками колеса у входа:

$$a_1 = t_1 \sin \beta_1 \dots (129)$$

Подобнымъ образомъ находится тотъ же размѣръ у выхода

$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 - s_2 \dots (130)$$

при чемъ  $t_2 = t_1$  и для литья

$$s_2 = 0,5 \text{ см.} + \frac{1}{30} b_0; \dots (131)$$

$\beta_2$  находится изъ диаграммы скоростей.

Ширина колеса  $b_2$  у выхода получается изъ ур—нія 112 § 101.

Наконецъ принимаютъ высоту колеса

$$H_r = 1,3 \text{ до } 1,4 b_0 \dots (132)$$

Если случится, что разность между опредѣленной по этой формулѣ высотой и принятой предварительно составляетъ значительную часть напора,

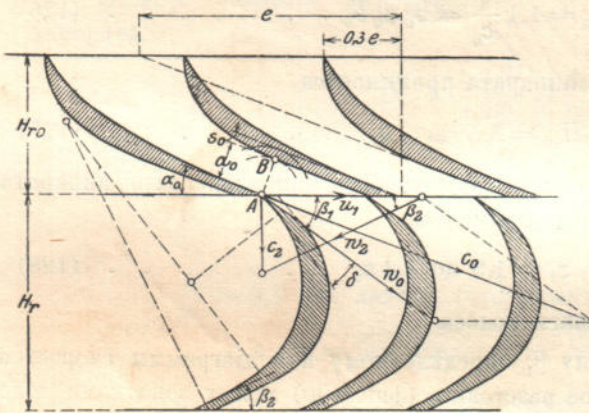
\*) Эти величины удобнѣе опредѣлить графически.

то необходимо пересчитать турбину наново, къ чему однако приходится рѣдко прибѣгать.

### 103. Профилирование лопатокъ.

Ведущая поверхность лопатки обычно представляет линейчатую поверхность, образуемая которой пересекают ось подъ прямымъ угломъ; поэтому она опредѣляется разверткой цилиндрическаго сѣченія колеса и направляющаго аппарата по средней окружности.

Лопатки направляющаго аппарата легко вычертить согласно фиг. 132, если знать  $t_0$ ,  $\alpha_0$ ,  $s_0$  и  $H_{r0}$ . Эти лопатки перекрываютъ другъ друга на нѣкоторомъ протяженіи. Чтобы найти эти перекрытія нужно продолжить прямолинейную часть профиля лопатки до встрѣчи съ входной окружностью аппарата и взять примѣрно 0,3 — 0,35 перекрытія  $e$ . (см. фиг. 132).

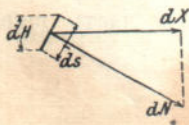


фиг. 132.

Во время движенія воды по лопаткамъ колеса, относительная скорость ея мѣняется мало, поэтому является наиболѣе целесообразнымъ профиль ея изгибать по дугѣ круга; какъ это показано на фиг. 132\*).

Радиусъ окружности лучше всего опредѣляется попытками съ такимъ расчетомъ, чтобы осталось мѣсто въ началѣ лопатки для короткаго, а въ концѣ для болѣе длиннаго прямолинейнаго участка. Переходъ отъ окружности къ прямолинейной части конца лопатки производится по кривой нѣсколько меньшей кривизны.

\*) Если предположить, что скорость воды при движеніи по круговому профилю лопатки постоянна, то, очевидно, давленіе будетъ распределено равномерно по длинѣ профиля (см. фиг. 133). Когда радиусъ кривизны постояненъ, то



фиг. 133.

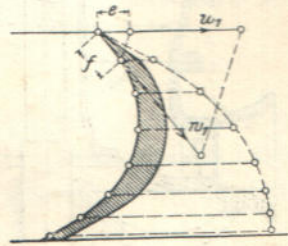
$$\frac{dN}{ds} = \text{const}; \text{ также и } \frac{cX}{dH} = \text{const}.$$

Слѣдовательно, окружная сила равномерно распределяется по высотѣ колеса.

#### 104. Абсолютная траекторія частицы воды.

Принявъ что теченіе происходитъ равномернo вдоль лопатки, можно, согласно фиг. 134, опредѣлить траекторію абсолютнаго движенія частицы воды. Взявъ достаточно малые отрѣзки  $e$  и  $f$ , относящіеся между собою какъ  $w_1$ , откладываемъ  $f$  на профилѣ лопатки и отъ какой нибудь  $x$ -ой точки дѣленія наносимъ въ направленіи окружной скорости отрѣзокъ равный  $xe$ . Продолжая такимъ образомъ, получимъ рядъ точекъ; разстоянія между этими точками проходитъ частицей жидкости въ равные промежутки времени. Эти же точки даютъ картину постепеннаго уменьшенія скорости воды.

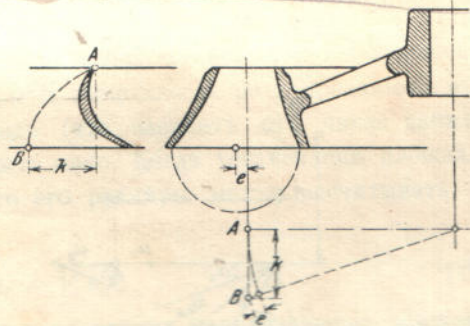
Въ дѣйствительности относительная скорость воды по лопаткѣ переменна, поэтому и опредѣленіе абсолютной траекторіи сложнѣе. Затрудненіе состоитъ въ опредѣленіи на профилѣ лопатки точекъ, соответствующихъ равнымъ промежуткамъ времени. Если задаться какимъ-нибудь закономъ, по которому относительная скорость  $w_1$  переходитъ въ  $w_2$ , то этотъ вопросъ можетъ быть рѣшенъ, а слѣдовательно, построена абсолютная траекторія. Такъ какъ эта задача особаго значенія не имѣетъ, то предыдущими указаніями можно ограничиться.



фиг. 134.

#### 105. Средніе діаметры входной и выходной поверхности колеса.

Часто, какъ это показано на фиг. 135, поперечное сѣченіе колеса дѣлается несимметричнымъ. Мы можемъ предположить, что средняя струйка стремится сохранить плоскость своего движенія, а поэтому, если  $AB$  абсолютная траекторія средней струйки, то точка выхода  $B$  лежитъ на разстояніе  $e$  дальше отъ оси, чѣмъ точка входа  $A$ , а, слѣдовательно, будетъ сдвинута на это-же разстояніе все выходное сѣченіе. Наше предположеніе будетъ правильно, лишь въ томъ случаѣ, если результирующая ускореній, дѣйствующихъ на воду, нормальна къ поверхности лопатки. Но въ общепринятыхъ формахъ лопатокъ такого явленія не наблюдается; наоборотъ, здѣсь приходится выходное сѣченіе еще сильнѣе отклонить въ сторону. Были попытки сконструировать поверхность лопатки такъ, чтобы удовлетворить указанному условію, или во все время движенія удерживать среднюю струйку на средней цилиндрической поверхности колеса; однако отъ этого коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины не повысился значительно. Точно также не оправдали себя лопатки съ вогнутыми въ горизонтальномъ напра-

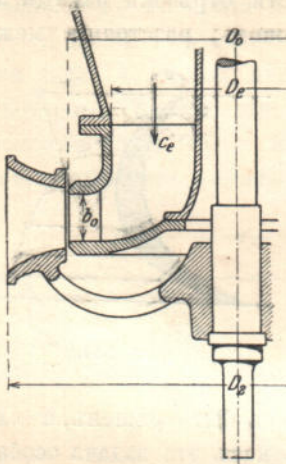


фиг. 135.

влияні сѣченіями, введенные съ цѣлью препятствовать сильному расширенію струи.

**106. При расчетѣ полной радіальной турбины Жирара** (см. фиг. 136), прежде чѣмъ чертить діаграмму скоростей необходимо найти хотя бы приблизительно входной и выходной диаметры колеса. Скорость входа берется:

$$c_e = 0,10 \text{ до } 0,20 \sqrt{2gH'_n}.$$



фиг. 136.

Отсюда получается входной диаметр  $D_e$ , а затѣмъ безъ большой погрѣшности можно задаться диаметромъ  $D_0$ . Далѣе, расчетъ ведется согласно § 102. По расходу  $Q$  и абсолютной скорости выхода  $c_0$  изъ направляющаго аппарата вычисляется величина  $z_0 f_0$  выходной поверхности его, а изъ уравненія

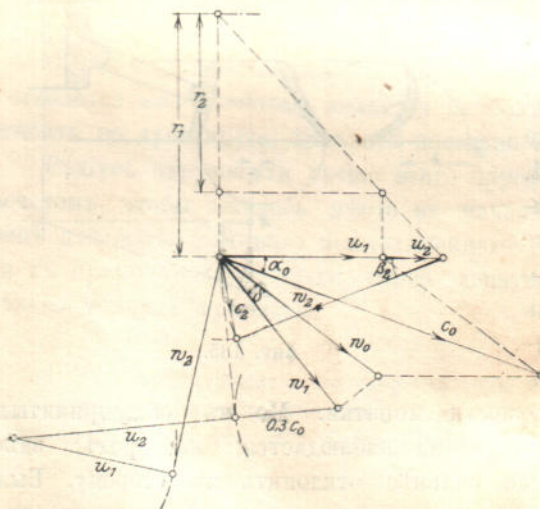
$$z_0 f_c = \pi D_0 b_0 \left( \frac{a_0}{t_0} \right),$$

предварительно, находится ширина  $b_0$  направляющаго аппарата. Затѣмъ задаются числомъ лопатокъ  $z_0$  и ихъ толщиной  $s_0$ . Отсюда определяется  $a_0$ , нормальное разстояніе между лопатками направляющаго аппарата въ свѣту. Радіальная

ширина направляющаго аппарата должна быть примѣрно отъ  $3,5a_0$  до  $4a_0$ . Если же этого не получается, нужно измѣнить или  $D_0$  или число лопатокъ  $z_0$ .

Установивъ окончательно размѣръ  $D_0$ , можно уже вычислить точно  $b_0$  ширину направляющаго аппарата. Принявъ радіальную ширину колеса отъ  $1,3$  до  $1,4 b_0$ , получимъ вмѣстѣ съ тѣмъ выходной диаметръ  $D_2$ .

Теперь уже можно перейти къ вычерчиванію діаграммы скоростей согласно фиг. 137.



фиг. 137.

Здѣсь въ основу кладется уравненіе теченія 87 § 62, въ предположеніи что  $p_1 = p_2$ . Въ это уравненіе введемъ еще одинъ членъ, учитывающій потери на треніе воды въ колесѣ, которому за неизмѣнимъ болѣе точныхъ данныхъ, какъ въ § 99, дадимъ видъ:

$$H_v = \frac{(0,3 c_0)^2}{2g},$$

вслѣдствіе чего получимъ:

$$w_2^2 = w_1^2 - (0,3 c_0)^2 + u_2^2 - u_1^2.$$

Это уравненіе можно рѣшить графически, помощью построения прямоугольныхъ треугольниковъ согласно фиг. 137, при чемъ попытками сперва выбирается  $u_1$ . Выборъ будетъ целесообразенъ, если  $w_2$  вмѣстѣ съ принимаемой абсолютной скоростью выхода  $c_2$  даетъ пригодную выходную диаграмму.

### 107. Парціальная турбина Жирара.

Къ парціальной турбинѣ Жирара прибѣгаютъ въ тѣхъ случаяхъ, когда по подсчету получаются слишкомъ малые размѣры турбины или же слишкомъ большое число оборотовъ, иными словами, это имѣетъ мѣсто при большихъ напорахъ съ малымъ расходомъ.

Расчетъ можно вести такимъ образомъ. Если вода должна подаваться по половинѣ, трети и т. д. окружности колеса, то подсчетъ можно вести на нѣкоторый фиктивный расходъ, равный соответственно удвоенному, утроенному и т. д. дѣйствительному расходу, предполагая что турбина работаетъ какъ полная т. е., подводъ воды къ колесу производится по всей окружности. Чтобы турбина была нагружена симметрично, воду подводить двумя направляющими аппаратами, расположенными діаметрально противоположно.

Доля окружности, занимаемая направляющими аппаратами, называется парціальностью турбины. При малой парціальности расчетъ можно вести иначе.

Въ такомъ случаѣ предпочитаютъ выбрать число направляющихъ каналовъ, имѣя въ виду ихъ размѣры и возможность регулированіемъ въ широкихъ предѣлахъ измѣнять расходъ (что зависитъ отъ числа каналовъ). При чемъ это число не должно быть мало. Когда установлена площадь сѣченія направляющаго канала  $f_0$ , то его размѣры можно рассчитывать, приблизительно, по формулѣ:

$$a_0 = \sqrt{b_0}, \quad \dots \dots \dots (133)$$

гдѣ  $a_0$ —нормальное разстояніе между лопатками направляющаго аппарата въ свѣту, а  $b_0$  ширина канала, то и другое въ см. Если  $f_0$  выражено въ см.<sup>2</sup>, то

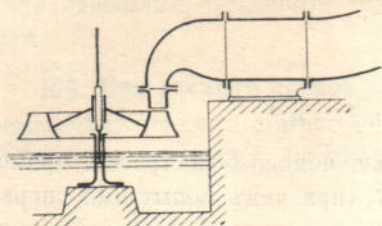
$$b_0 = \sqrt[3]{f_0^2}, \quad \dots \dots \dots (134)$$

Выбравъ, какъ указано выше, уголъ входа  $\alpha_0$  и толщину лопатокъ  $s_0$  и зная  $a_0$ , получимъ шагъ  $t_0$ . Шагъ же колеса будетъ приблизительно:

$$t_1 = 0,7 \text{ до } 0,8 t_0 \quad \dots \dots \dots (135)$$

Изъ діаграммы скоростей получается окружная скорость  $u_1$ . Выбравъ затѣмъ въ зависимости отъ требуемаго числа оборотовъ или располагаемаго

помѣщенія входной диаметръ средней окружности, будемъ имѣть уже главнѣйшіе размѣры; дальнѣйшій расчетъ ведется обычнымъ путемъ.



фиг. 138.

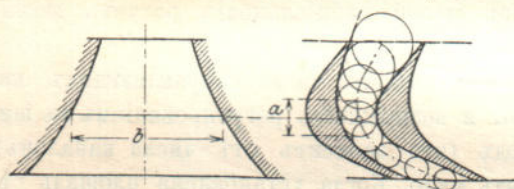
Въ настоящее время парціальная турбина Жирара строится на горизонтальном валу съ внутреннимъ подводомъ воды и называется, по имени конструктора ея, — колесо м Шваммкруга (см. фиг. 97). Прежняя установка ея (фиг. 138), на вертикальномъ валу, какъ осевой турбины, въ настоящее время выходитъ изъ употребленія.

**108. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія** полныхъ, а также и парціальныхъ турбинъ Жирара не бываетъ болѣе 0,75, но онъ мало понижается, когда при регулированіи закрываніемъ каналовъ направляющаго аппарата измѣняется расходъ. При этомъ предполагается, что каналы закрываются по порядку, чтобы такимъ образомъ не увеличивалось число переходовъ отъ открытой части направляющаго аппарата къ закрытой и наоборотъ (см. фиг. 128).

### 109. Предѣльныя турбины.

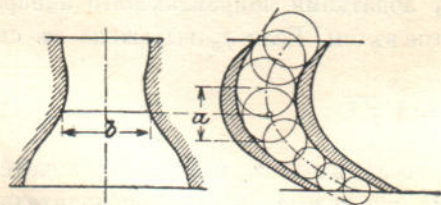
Во избѣжаніе потерь напора въ тѣхъ случаяхъ, когда нижній уровень воды сильно колеблется, а, слѣдовательно, измѣняется и разстояніе его до выходной поверхности колеса, стараются турбину устроить такъ, чтобы она безъ ущерба могла работать подъ водой. Когда колесо работает подъ водой, воздухъ не проникаетъ въ каналы, и они совершенно заполнены водой.

Возникалъ вопросъ, какъ при сильно вогнутой лопаткѣ поддержать



фиг. 139.

равномѣрное и невихревое движеніе воды. Полагали, что вопросъ рѣшается устройствомъ каналовъ постояннаго поперечнаго сѣченія. Наеиел утолщаль лопатки къ серединѣ (фиг. 139), такъ что произведеніе  $ab$  сохраняло постоянную величину. Кпор, напротивъ, стремился достигнуть той же цѣли, суживая въ соответственныхъ мѣстахъ поперечныя сѣченія колеса (фиг. 140).



Фиг. 140.

Этотъ видъ турбинъ является промежуточнымъ между активными и реактивными турбинами. Онѣ имѣютъ сходство съ первыми въ томъ отношеніи, что вода въ каналахъ колеса движется при постоянномъ давленіи, соответствующемъ давленію въ зазорѣ, а со вторыми онѣ имѣютъ сходство, потому что каналы заполнены водой. Поэтому онѣ и называются предѣльными турбинами. Ихъ



можно разсматривать какъ реактивныя турбины со степенью реактивности равной нулю.

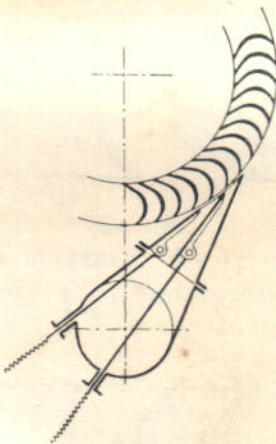
При болѣе внимательномъ изслѣдованіи тотчасъ-же обнаруживается, что вышеприведенное рѣшеніе вопроса неудовлетворительно. Несмотря на постоянство сѣченія, все-таки происходитъ, благодаря сильному искривленію лопатокъ, отдѣленіе воды отъ стѣнокъ лопатки, слѣдствіемъ чего неизбежно являются вихри и удары. Скорость теченія въ колесѣ здѣсь та же, что и у активныхъ турбинъ, но у предѣльной турбины смоченный периметръ гораздо больше, а потому больше и потери на треніе. Такимъ образомъ, коэффициентъ полезнаго дѣйствія этихъ турбинъ сравнительно низокъ. Кроме того, мы располагаемъ другими средствами, чтобы избавиться отъ вліянія колебанія нижняго уровня, поэтому предѣльныя турбины утратили свое значеніе.

## ГЛАВА XII.

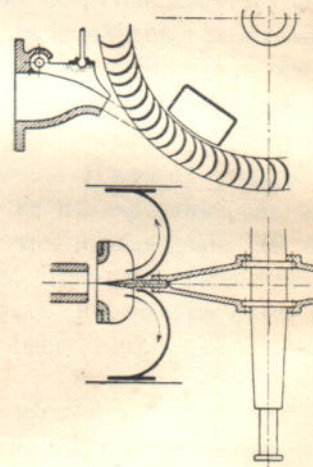
**Струйныя или тангенціальныя колеса.****110. Струйное колесо съ частыми лопатками.**

Характерный признак струйныхъ колесъ состоитъ въ томъ, что вода вступаетъ почти по касательной къ вѣншной окружности колеса одной или нѣсколькими свободными струями. Само собой понятно, что турбина должна работать въ воздухѣ и потому вода поступаетъ на колесо безъ подпора. Кромѣ того струйное колесо предназначается для большихъ напоровъ и малыхъ расходовъ.

На фиг. 141 изображена схема струйнаго колеса Zuppingera. Колесо это строилось на вертикальномъ валу съ однимъ или двумя противоположными направляющими аппаратами изъ одного до трехъ удлиненныхъ насадковъ. Въ современной конструкціи такія колеса строятся на горизон-



фиг. 141.



фиг. 142.

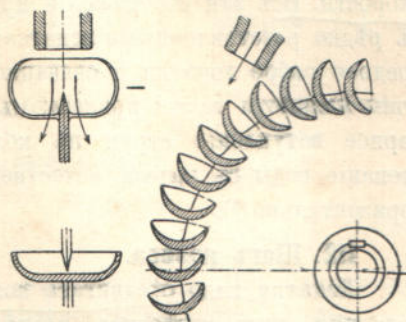
тальномъ валу и въ каждомъ направляющемъ аппаратѣ только одинъ насадокъ. Обыкновенно устраивается одинъ направляющій аппаратъ, въ исключительныхъ случаяхъ два или больше.

При конструированіи лопатокъ колеса, подобно тому какъ и въ другихъ турбинахъ, нужно стремиться къ тому, чтобы вода въ колесѣ двига-

лась по лопаткамъ сплошной струей, не разбрызгиваясь. Это достигается большимъ количествомъ часто поставленныхъ лопатокъ. При теченіи воды отъ периферіи къ центру относительная скорость воды по лопаткамъ убываетъ; поэтому живое сѣченіе между-лопаточнаго пространства должно возрастать. Чтобы имѣть возможность выполнить это, а также позволить струѣ распластаться по лопаткѣ, сильно уширяютъ ихъ по направленію къ выходу воды, какъ показано на фиг. 142 \*). Чтобы вода при горизонтальномъ валѣ не могла попасть обратно въ колесо, устраиваютъ ловушки для бокового отклоненія струи.

Среднее ребро въ колесѣ, изображенное на фиг. 142, главнымъ образомъ предназначено для прикрѣпленія къ нему лопатокъ, а не для отклоненія воды. Фиг. 143 представляетъ аналогичную картину, но безъ добавочныхъ боковых ободьевъ.

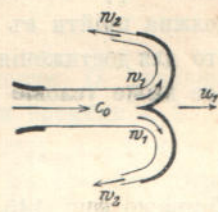
Здѣсь края лопатокъ нѣсколько загнуты вверхъ и такимъ образомъ съ внѣшней стороны лопатки сходны съ лопатками струйныхъ колесъ J. Leffel'я, разсматриваемыхъ въ слѣдующемъ параграфѣ, но въ смыслѣ направленія воды, онѣ не отличаются отъ лопатокъ фиг. 142.



фиг. 143.

### III. Колеса съ лопатками въ видѣ ложекъ т. е. колеса Pelton'a и Leffel'я.

Если лопатки колеса тѣсно поставлены между собою, вода сильно разбрызгивается ими, особенно въ моментъ выхода ихъ изъ струи, а вслѣдствіе этого понижается коэффициентъ полезнаго дѣйствія колеса. Если хотѣтъ устранить это явленіе, увеличивая разстояніе между лопатками и, слѣдовательно, подвергая каждую изъ нихъ болѣе продолжительному дѣйствію струи, то для этого необходима особая форма лопатокъ, на которыя струя по возможности попадаетъ безъ ударовъ. Этому требованію удовлетворяетъ лопатка, представленная на фиг. 144, главнымъ признакомъ которой является острое ребро, расположенное въ средней плоскости колеса. Во время движенія лопатки струя попадаетъ на нее подъ переменными углами, встрѣчая ребро безъ удара; ребро раздѣляетъ струю пополамъ и отклоняетъ ее въ обѣ стороны (см. § 48, фиг. 65). Въ виду того, что направленіе, въ которомъ струя попадаетъ на лопатку постоянно измѣняется, то и теченіе воды по лопаткѣ все



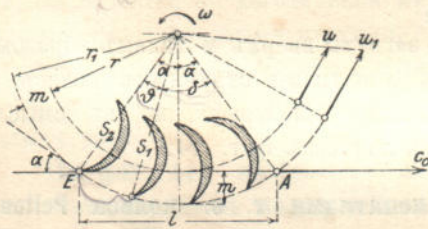
фиг. 144.

\*) Турбины гидро-электрической установки Luzern-Engelberg, построенныя Leffel'емъ. (См. Kilchmann, Schweiz. Bauzeitung, 1906, Bd. 48, S. 54) мощностью въ 10000 л. с. при напорѣ въ 300 метровъ.

время мѣняется. Движеніе становится неустановившимся и каждая отдѣльная частица поступившей струи описываетъ особую траекторію. Точно такъ непрерывно мѣняется мѣсто схода воды съ лопатки, вслѣдствіе чего необходимо конструировать лопатки такимъ образомъ, чтобы изъ любой точки ихъ краевъ вода вытекала въ направленіи противоположномъ окружной скорости. Всѣ эти соображенія приводятъ насъ къ извѣстному типу колесъ съ рѣдко разставленными лопатками ложкообразной формы. Ясно выраженное среднее ребро лопатки и связанное съ этимъ отклоненіе воды въ обѣ стороны являются также признакомъ этихъ колесъ, такъ какъ безъ этого безударное вступленіе струи на колесо было бы невозможно. Двустороннее стеканіе воды съ колеса естественно заставляетъ ось колеса располагаться горизонтально \*).

**112. Шагъ колеса.**

Лопатки надо отодвигать возможно дальше другъ отъ друга, не переходя при этомъ извѣстнаго предѣла, ибо въ противномъ случаѣ часть воды будетъ вытекать неиспользованной. Изъ фиг. 145 можно установить тѣ условия, которые позволяютъ избѣгать этой утечки. Пусть  $EA$  есть ось струи вступающей со скоростью  $c_0$  под угломъ  $\alpha$  на окружность наружныхъ кромокъ лопатокъ колеса, а  $s_1$  и  $s_2$  двѣ сосѣднія лопатки. Въ тотъ моментъ, когда наружная кромка лопатки  $s_2$  встрѣчаетъ струю, часть послѣдней отсѣкается ею и вода больше не можетъ проникнуть по ту



фиг. 145.

сторону лопатки. Отрѣзанная же часть будетъ двигаться дальше по инерціи. Если только на пути не будетъ препятствій, то лѣвый ковецъ отсѣченной струи очутится по прошествіи времени  $l : c_0$  въ точкѣ  $A$ , т. е. выйдетъ изъ сферы колеса. Во избѣжаніе этого нужно позаботиться, чтобы отсѣченная часть струи заблаговременно встрѣтила лопатку  $s_1$ . Поэтому лопатка  $s_1$  должна прійти въ точку  $A$  не раньше, чѣмъ отсѣченная часть струи. Ясно, что для достиженія лопаткой  $s_1$  точки  $A$  потребуется времени  $\delta : \omega$ . Указанное выше условіе аналитически выражается такъ:

$$\frac{\delta}{\omega} > \frac{l}{c_0} \quad \text{или} \quad \delta > \frac{l\omega}{c_0} \quad \dots \dots \dots (136)$$

Согласно фиг. 145

$$l = 2 r_1 \sin \alpha,$$

и такъ какъ  $r_1 \omega = u_1$ , то получимъ:

$$\delta > \frac{2 u_1 \sin \alpha}{c_0} \quad \dots \dots \dots (137)$$

\*) См. статью автора „Die Schaufelung des Löffelrades“, Schweiz. Bauzeitung 1905, Bd. 45, S. 207; далѣе L. Hartwagner, „Theoretische Untersuchungen am Peltonrade“, Zeitschr. f. d. gesamte Turbinwesen, 1905, S. 98.

Такимъ образомъ для угла, соответствующаго одному шагу, будемъ имѣть:

$$\vartheta < 2\alpha - \frac{2u_1 \sin\alpha}{c_0} \dots \dots \dots (138)$$

Уголъ при входѣ  $\alpha$  выражается черезъ высоту  $m$  сегмента  $EA$  слѣдующимъ образомъ:

$$\cos\alpha = \frac{r_1 - m}{r_1} \dots \dots \dots (139)$$

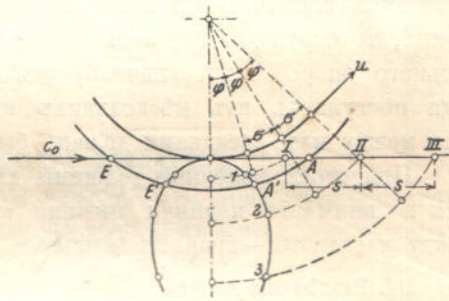
Число лопатокъ  $z$  опредѣляется изъ выраженія

$$z > \frac{2\pi}{\vartheta} \dots \dots \dots (140)$$

Однако его лучше увеличивать еще на 10—20%. При опредѣленіи числа лопатокъ для струй съ конечнымъ сѣченіемъ слѣдуетъ помнить, что оно зависитъ здѣсь отъ положенія крайней нижней струйки.

### 113. Уголъ вступленія струи въ лопатку.

Уголъ, подъ которымъ струя наступаетъ на лопатку, опредѣляется легко, если извѣстна относительная траекторія частицы воды по отношенію къ лопаткѣ. Эта кривая легче всего строится по способу Коттура\*) слѣдующимъ образомъ. Пусть точка  $O$  струи  $EA$  (фиг. 146) за время  $\tau$  пройдетъ путь  $s$  и по истеченіи промежутковъ времени  $2\tau$ ,  $3\tau$  она будетъ находиться послѣдовательно въ точкахъ I, II, III, и т. д., а колесо за это время повернется на углы  $\varphi$ ,  $2\varphi$ ,  $3\varphi$  . . . . .



фиг. 146.

Отсюда имѣемъ:

$$\frac{\sigma}{s} = \frac{u}{c_0}$$

Точки 1, 2, 3, . . . . . относительной траекторіи точки  $O$  являются теми точками плоскости колеса, которыя по истеченіи времени  $\tau$ ,  $2\tau$ ,  $3\tau$  встрѣтятся съ  $O$  въ I, II, III . . . . . Чтобы получить точку 1, 2, 3, слѣдуетъ лишь точки I, II, III повернуть назадъ на углы  $\varphi$ ,  $2\varphi$ ,  $3\varphi$ . Относительная траекторія есть удлиненная развертка; развертываемою окружностью служитъ окружность колеса, окружная скорость на которой равна  $c_0$ . Развертка отсѣкаетъ по окружности дугу  $E'A'$ , представляющую изъ себя максимумъ величины шага лопатокъ\*\*). Точку  $O$  лучше всего выбирать на средней линіи, являющейся въ тоже время осью симметріи относительной траекторіи.

\*) Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen. 1906. S. 54.  
 \*\*) E. Kottur, Ibidem.

Если желательно опредѣлить уголъ, подъ которымъ струя воды поступаетъ на данную точку лопатки, то для этого нужно повернуть лопатку до совпаденія выбранной точки съ относительной траекторіей, которая и пересѣчетъ лопатку подъ искомымъ угломъ. Если приведемъ наружную кромку лопатки въ совпаденіе съ относительной траекторіей, то эта послѣдняя не должна пересѣкать лопатку.

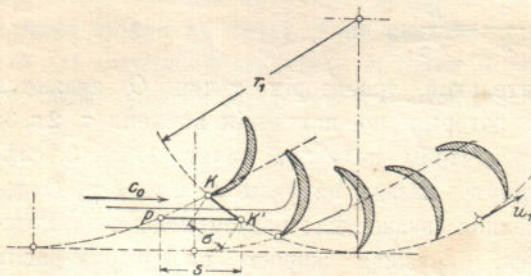
Первыя попадающія на лопатку струйки, при своемъ движеніи по ней сохраняли-бъ направленіе средней плоскости, если бы среднее ребро не раздѣляло и не отклоняло ихъ въ сторону. Отсюда мѣсто закрѣпленія на ободѣ необходимо дѣлать столь узкимъ, чтобы оно помѣщалось между обѣими частями струи. Чѣмъ дальше, тѣмъ подъ все болѣе тупыми углами струя попадаетъ на лопатку и все болѣе и болѣе отклоняется въ обѣ стороны. Въ послѣдній моментъ струя встрѣчаетъ наружную кромку лопатки изнутри въ косомъ направленіи, а соответственно этому выходъ направленъ приблизительно радіально. Такимъ образомъ, мѣсто схода воды съ колеса постепенно перемѣщается по всей кромкѣ лопатки; слѣдовательно, края лопатки должны пересѣкать соответственныя окружности подъ достаточно малымъ угломъ.

Такъ какъ остатки воды стекаютъ съ лопатки въ радіальномъ направленіи, то струя должна вновь поступить на лопатку послѣ ея окончательнаго опорожненія, иначе будутъ неизбежны удары воды. Поэтому если вода поступаетъ изъ нѣсколькихъ направляющихъ аппаратовъ, то разстояніе между ихъ насадками должно быть не менѣе  $E'A'$  \*).

При струѣ конечной толщины для опредѣленія шага колеса принимается во вниманіе крайняя нижняя струйка, а для опредѣленія разстоянія между насадками—крайняя верхняя.

#### 114. Раздѣленіе струи.

Если извѣстны относительныя траекторіи наружной кромки лопатокъ по отношенію струи, то можно составить себѣ ясное представленіе о томъ, какимъ образомъ разсѣкается струя, попавшая на лопатки. Относительную траекторію наружной кромки лопатки  $K$  можно построить по отдѣльнымъ точкамъ. Какъ это показано на фиг. 147 слѣдующимъ образомъ.



фиг. 147.

Кромку лопатки  $K$  поворачиваемъ на произвольную дугу  $\sigma$  до точки  $K'$ , послѣ чего  $K'$  перемѣщаемъ въ направленіи обратномъ струѣ воды на отрѣзокъ  $s$ , выбранный согласно уравненію:

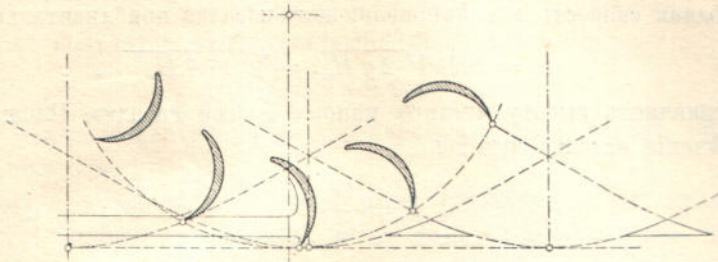
$$\frac{s}{\sigma} = \frac{c_0}{u_1},$$

или

$$s = \frac{c_0}{u_1} \sigma.$$

\*) E. Kutzur. Ibidem.

Ясно, что полученная такимъ образомъ точка  $P$  совпадетъ съ  $K$  въ точкѣ  $K'$  и слѣдовательно, лежитъ на относительной траекторіи. Она представляетъ изъ себя



фиг. 148.

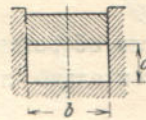
укороченную циклоиду, получаемую при каченіи по прямой параллельной оси струи того круга, окружная скорость котораго равна  $c_0$ .

Относительными траекторіями наружныхъ кромокъ лопатокъ струя разбивается на части, отдѣляющія собой количество воды попадающей на отдѣльныя лопатки. Отсѣченные части воды тонки спереди и сзади, поэтому вода въ началѣ и концѣ періода не можетъ полностью работать.

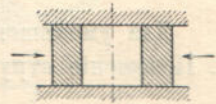
Фиг. 148 показываетъ, какимъ образомъ утекаетъ часть воды, не будучи использованной, если шагъ колеса чрезчуръ великъ, отсюда же видно, какъ опредѣлить максимальное разстояніе между лопатками, пользуясь относительными траекторіями наружныхъ кромокъ по отношенію къ струѣ.

### 115. Типы лопатокъ и направляющихъ насадковъ.

Регулированіе расхода производится измѣненіемъ поперечнаго сѣченія насадка. Если регулированіе производится посредствомъ языка, движущагося въ плоскости колеса, то струя получается плоской, особенно при выдающемся концѣ языка (см. фиг. 142 и 149). Такая струя сразу попадая на среднее ребро лопатки, разсѣкающее ее по высотѣ, неизбѣжно начнетъ разсѣпаться. Въ виду этого струѣ лучше дать, сперва цѣликомъ, вступить на лопатку, а затѣмъ уже попасть на ребро и раздѣлиться. Слѣдовательно, среднее ребро въ такомъ случаѣ должно помѣщаться внутри лопатки (входящее ребро) не выступая на края (см. фиг. 152). Струя направляется по возможности на наружную кромку лопатки, причемъ шагъ колеса несколько уменьшается. Если площадь сѣченія направляющаго насадка регулируется двумя боковыми языками, (см. фиг. 150) или если насадокъ круглый, то уже нѣтъ основанія бояться дѣленія струи по высотѣ, и ее прямо направляютъ на ребро, сильно выступающее надъ наружными краями лопатки. (См. фиг. 154).



фиг. 149.



фиг. 150.

Здѣсь струя направляется внутрь лопатки и шагъ выбирается нѣсколько больше. Вода отклоняется на обѣ стороны главнымъ образомъ по направленію оси и менѣе дробится.

**116. Лопатки съ входящими ребрами.**

Для этихъ лопатокъ могутъ быть даны слѣдующія конструктивныя правила.

Выходная скорость изъ направляющаго насадка приблизительно равна:

$$c_0 = 0,95 \sqrt{2g H_n'} = \sqrt{17,7 H_n'} \dots \dots \dots (141)$$

гдѣ  $H_n'$  означаетъ высоту чистаго напора до оси насадка. Площадь поперечнаго сѣченія насадка будетъ:

$$F = \frac{Q}{c_0}, \dots \dots \dots (142)$$

съ соответственнымъ округленіемъ. Задавшись отношеніемъ между размерами прямоугольнаго насадка въ видѣ:

$$\frac{a}{b} = 0,7, \dots \dots \dots (143)$$

найдемъ

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,84 \sqrt{F} \\ b &= 1,2 \sqrt{F} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (144)$$

На основаніи опыта можно принять скорость по окружности наружныхъ кромокъ лопатокъ:

$$u_1 = 0,5 c_0 \dots \dots \dots (145)$$

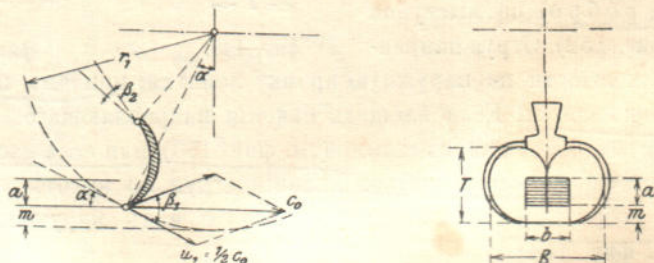
Радиусъ этой окружности колеса принимается:

$$\left. \begin{aligned} r_1 &\geq 4,7 \sqrt{F} \\ &\leq 3,9 b \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (146)$$

Отсюда число оборотовъ получится въ видѣ:

$$n = \frac{9,55 u_1}{r_1} \dots \dots \dots (147)$$

Для уменьшенія числа оборотовъ можно соответственно увеличивать  $r_1$ . Положеніе струи относительно лопатки стоящей нормально къ струѣ



фиг. 151.

опредѣляется стрѣлкой  $m$  (фиг. 145 и 151), при чемъ приблизительно:

$$m = 0,6 a = 0,5 \sqrt{F} \dots \dots \dots (148)$$



Число лопаток опредѣляютъ согласно § 112. Сначала находится уголъ при входѣ  $\alpha$ . Его опредѣляютъ графически или вычисляютъ по формулѣ:

$$\cos \alpha = \frac{r_1 - m}{r_1}.$$

Отсюда уже получится соответствующій шагъ уголъ

$$\vartheta < 2\alpha - \sin \alpha. \quad \dots \dots \dots (149)$$

Его также можно получить изъ чертежа. Этимъ угломъ опредѣляется и число лопатокъ.

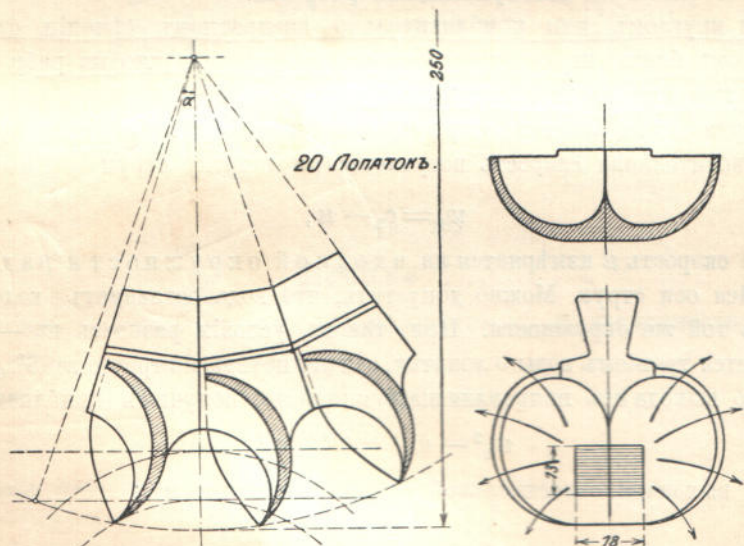
Размѣры лопатокъ не должны быть слишкомъ малы, иначе частицы воды будутъ сильно отклоняться, но въ тоже время размѣры не должны быть и велики, ибо въ такомъ случаѣ получаются слишкомъ большія потери на треніе. На основаніи опыта можно принять :

$$\left. \begin{aligned} B &= 3,6 \text{ до } 4,1 \sqrt{F} = 3 \text{ до } 3,4 b \\ T &= 0,7 \text{ до } 0,75 B \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (150)$$

Задній уголъ  $\beta_1$  выбирается такъ, чтобы крайняя наружная струйка вступала на лопатку безъ удара. При этомъ когда лопатка входитъ въ струю, то вода касается спинки лопатки. Чтобы избѣжать этого явленія можно выбирать  $\beta_1$  больше, но тогда струя ударяясь подъ болѣе тупымъ угломъ въ слѣдующую лопатку, теряла бы больше того, что выиграно устраненіемъ тренія о спинку.

Выходной уголъ слѣдуетъ брать :

$$\beta_2 = 8 \text{ до } 10^\circ \dots \dots \dots (151)$$



фиг. 152.

Столь малымъ его принимаютъ потому, что струя сильно расплющивается на лопаткѣ, вслѣдствіе чего толщина ея слоя при выходѣ незначи-

тельна. Такъ какъ вода движется по лопаткѣ преимущественно отъ периферіи къ центру, то и проектированіе ея лучше начать съ опредѣленія продольнаго сѣченія (по ребру); Причемъ удобнѣе всего дать этому сѣченію форму дуги окружности. Далѣе, выбираютъ профиль среднего ребра такимъ образомъ, чтобы оно, оставивъ внутри лопатки достаточное пространство для струи, плавно поднималось бы надъ поверхностью ея. Такимъ образомъ, имѣется достаточно данныхъ для вычерчиванія наибольшаго перпендикулярнаго сѣченія. Остальные сѣченія вычерчиваются на глазъ.

Для колеса съ радіусомъ  $r_1 = 10 a$  (см. фиг. 152) при условіи, что  $m = 0,6 a$  и  $u_1 = 0,5 c_0$ , получаются слѣдующія значенія для остальныхъ величинъ:

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\vartheta < 0,356$$

$$z > 17,8 = 20 \text{ лопатокъ}$$

$$\beta_1 = 51^\circ.$$

Для вдвое большаго колеса при  $r_1 = 20 a$  найдемъ:

$$\alpha = 14^\circ$$

$$z > 25,5 = 28 \text{ лопатокъ}$$

$$\beta_1 = 31^\circ.$$

Или, если рассчитывать такимъ образомъ, чтобы при входѣ средней струйки не было удара, то

$$\beta_1 = 47^\circ.$$

### 117. Лопатки съ выступающими ребрами.

При кругломъ или приблизительно квадратномъ сѣченіи струи, ее направляютъ ближе къ серединѣ лопатки непосредственно на ребро, сильно выступающее надъ поверхностью лопатки.

Сперва опредѣляется окружная скорость. Согласно фиг. 144 § 111 относительная скорость вступленія на лопатку струи

$$w_1 = c_0 - u,$$

окружная скорость  $u$  измѣряется на входной окружности радіуса  $r$ , касающейся оси струи. Можно допустить, что вода оставляетъ колесо примерно на той же окружности. При такомъ условіи разность  $w_1 - w_2$  обусловливается треніемъ воды о лопатку, считая потерю на треніе въ 8% чистаго напора до выхода изъ направляющаго аппарата, получимъ приблизительно:

$$w_1^2 - w_2^2 = 0,08 c_0^2.$$

Для выходной относительной скорости принимаемъ:

$$u = w_2.$$

Изъ трехъ этихъ уравненій получаемъ для входной скорости по входной окружности

$$u = 0,46 c_0 \quad \dots \dots \dots (152)$$

Выходную скорость изъ тщательно выполненнаго насадка, въ особен-ности при круглой струѣ, можно считать :

$$c_0 = 0,97 \sqrt{2gH_n'} \dots \dots \dots (153)$$

Съченіе струи будетъ

$$F = \frac{Q}{c_0}, \dots \dots \dots (154)$$

а діаметръ круглой струи

$$s = 1,13 \sqrt{F} \dots \dots \dots (155)$$

Радиусъ входной окружности, считая его до оси струи, принимается

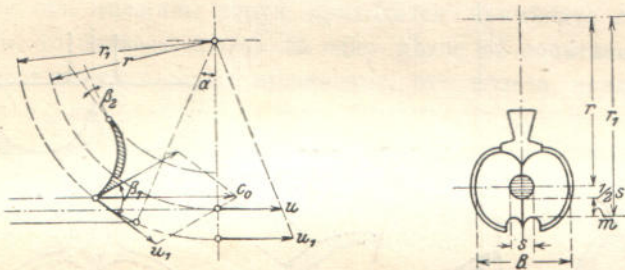
$$\left. \begin{aligned} r &\cong 1,2s \\ &\cong 3,7\sqrt{F} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (156)$$

Число оборотовъ

$$n = \frac{9,55 u}{r} \dots \dots \dots (157)$$

можно уменьшать или увеличивать сообразно обстоятельствамъ, измѣняя  $r$ .

Струю воды пускаютъ въ колесо такимъ образомъ, чтобы ея нижняя часть отстояла отъ нижняго края лопатки на



фиг. 153.

$$m = 0,8s \dots \dots \dots (158)$$

Шагъ лопатокъ и число ихъ опредѣляютъ въ зависимости отъ ихъ ширины струй. По § 112 уголъ

$$\vartheta < 2\alpha - \frac{2u_1 \sin \alpha_1}{c_0} \dots \dots \dots (159)$$

При чемъ согласно фиг. 153

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{r + \frac{1}{2}s}{r + \frac{1}{2}s + m} = \frac{r_1 - m}{r_1} \\ u_1 &= u \frac{r + \frac{1}{2}s + m}{r} = u \frac{r_1}{r_1 - \frac{1}{2}s - m} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (160)$$

Задній уголъ лопатки  $\beta_1$  получается (см. фиг. 153) изъ условія, чтобы верхняя струйка не ударяла въ спинку лопатки.

Выходной уголъ берется примѣрно

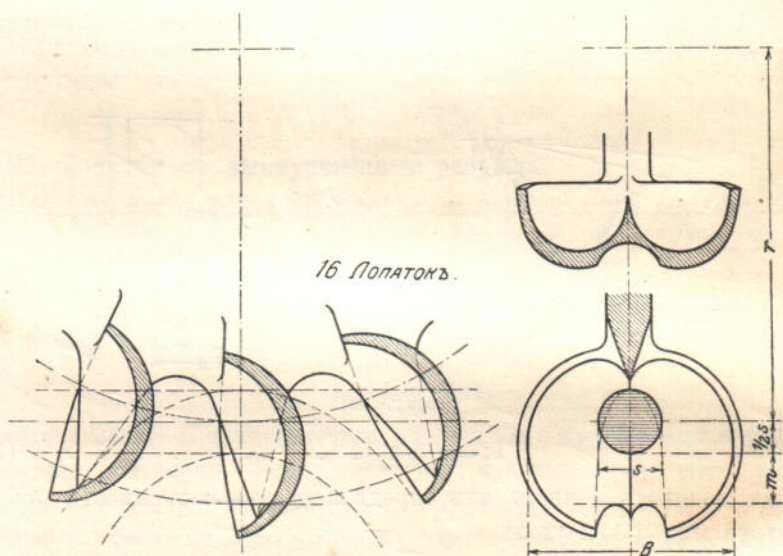
$$\beta_2 = 8 \text{ до } 10^\circ, \dots \dots \dots (161)$$

а ширина лопатокъ

$$\left. \begin{aligned} B &= 3,2 \text{ до } 3,6 s \\ &= 3,6 \text{ до } 4,1 \sqrt{F} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (162)$$

Меньшее значеніе ея слѣдуетъ принимать въ томъ случаѣ, когда и при неполной струѣ турбина должна работать съ возможно высокимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія. Большая же ширина даетъ наилучшій результатъ при полной струѣ.

Радиальный размѣръ лопатокъ находится самъ собой, такъ какъ внутри лопатки необходимо оставить еще нѣкоторое пространство между струей и внутреннимъ краемъ лопатки. Задній конецъ отсѣченной струи на лопатку попадаетъ подъ острымъ угломъ изнутри наружу; чтобы эта работа не пропадала даромъ, нужно поверхность лопатки удлинить по обѣ стороны нижняго вырѣза и затѣмъ сильно приподнять бока (фиг. 153 и 154).



фиг. 154.

Вырѣзь на спинкѣ лопатки долженъ оставить достаточное пространство только для входящей струи въ силу чего, какъ указано на фиг. 154, ему даютъ форму желоба.

Вычерчиваніе профиля лопатокъ опять начинаютъ съ продольнаго профиля, которому даютъ форму дуги круга; при этомъ данными надо считать углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , а также радиальные размѣры лопатки. Затѣмъ, задавшись шириной лопатки чертятъ поперечный профиль, обращая вниманіе на желобчатый вырѣзь, оказывающій вліяніе на положеніе средняго ребра. Было бы правильнѣе устанавливать ребро по радиусу, чтобы струя вступала на

него подь прямымъ угломъ, но считаясь съ вырѣзомъ приходится сильно наклонять ребро назадъ.

Колесо фиг. 154 имѣеть радіусъ входной окружности  $r = 6 s$ .

По расчету число лопатокъ

$$z > 14,6$$

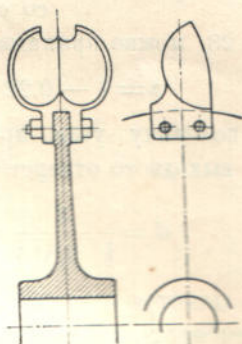
$$z = 16.$$

При увеличеніи діаметра растеть, хотя и медленно, число лопатокъ. Такъ, для вдвое большаго радіуса получимъ  $z > 18$ ; слѣдовательно, тогда лопатки разставляются рѣже.

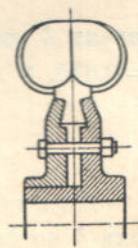
Колеса съ выступающими ребрами имѣють гораздо меньше лопатокъ, чѣмъ колеса съ входящими ребрами при томъ же діаметрѣ, а это зависить отъ болѣе близкаго къ центру вступленія струи на лопатку. Пониженіе числа лопатокъ обуславливаетъ меньшее разбрызгиваніе воды и, слѣдовательно, лучшей коэффиціентъ полезнаго дѣйствія.

### 118. Укрѣпленіе лопатокъ.

Лопатки можно отливать за одно цѣлое съ колесомъ, какъ указано на фиг. 154. При этомъ меньше всего теряется пространство для внутренняго выхода. Лопатки формуется съ шпиками, а приготовленіе шпичнаго ящичка довольно затруднительно. И такъ какъ для даннаго типа турбинъ, въ зависимости отъ толщины струи, приходится примѣнять лопатки различной ширины, то отливка колеса за одно цѣлое съ лопатками очень неудобна. Лучше отливать лопатки независимо отъ колеса, прикрѣпляя ихъ потомъ тѣмъ или инымъ способомъ къ ободу. Тогда модели лопатокъ изготовлять легче и онѣ могутъ быть съ меньшими затратами измѣнены. Автору часто приходилось изготовлять такія модели, и онъ поступалъ такъ. Сперва на дощечкѣ собирались главные профили ведущей поверхности лопатки, вырѣзанные изъ картона, а потомъ промежутки между картонами заполнялись глиной. Гипсовый слѣпокъ служитъ первой моделью, по которой отливается настоящая модель изъ латуни. Прикрѣпляя лопатку къ колесу, слѣдуетъ обращать вниманіе, чтобы выходъ во внутрь колеса былъ по возможности свободенъ. Исходя изъ этого соображенія нельзя одобрить способъ



фиг. 155.



фиг. 156.

прикрѣпленія, изображенныхъ на фиг. 447 а и 448 книги P f a g g'а \*) лучше укрѣпленія, данныя на фиг. 155 \*\*) 156 \*\*\*). Первое, предложенное

\*) Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, Berlin 1907.

\*\*) Homberger. Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1904, S. 1901.

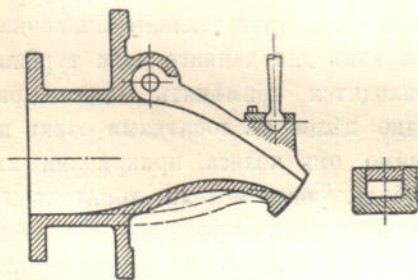
\*\*\*) Автора, Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 135.

фирмой A. Doble & Co в Санъ-Франциско, применимо только для сравнительно большихъ колесъ, такъ какъ въ противномъ случаѣ не хватаетъ мѣста для двухъ болтовъ, которыми прикрѣпляется каждая лопатка; вторая конструкция, предложенная авторомъ U. Bosshard Söhne въ Цюрихѣ, пригодна и для весьма небольшихъ колесъ.

Лопатки изготовляются изъ бронзы или половинчатого чугуна, такъ какъ сѣрый чугунъ сильно разъѣдается ржавчиной. Среднее ребро и кромки необходимо дѣлать возможно острыми, а рабочія поверхности лопатокъ гладкими.

### 119. Насадки.

Направляющій аппаратъ турбины нужно изготовлять весьма тщательно, чтобы онъ давалъ компактную струю при возможно малыхъ потеряхъ на треніе. Для этого стѣнки аппарата должны быть гладки, а сѣченіе его плавно, но по возможности быстро сходится къ выходу. У насадка съ регулирующимъ язычкомъ, изображеннаго на фиг. 157, слѣдуетъ предпочесть форму обозначенную пунктиромъ. Прямоугольное сѣченіе даетъ сплошную струю лишь тогда, когда струйки вытекаютъ изъ насадка параллельно, т. е. когда стѣнки насадка параллельны у выхода.



фиг. 157.

Этотъ параллелизмъ однако не долженъ тянуться болѣе нѣсколькихъ миллиметровъ, чтобы не вызвать значительныхъ потерь на треніе. Чтобы получить круглое сѣченіе струи, надо дать насадку форму конического насадка съ сравнительно большимъ угломъ при вершинѣ; и, опредѣляя диаметръ выходного отверстія насадка, надо считаться со сжатіемъ струи. Коэффициентъ сжатія,

согласно ур. 30 § 28, можно принимать равнымъ

$$\alpha = 1 - 0,22 \operatorname{tg} \delta,$$

причемъ  $\delta$  означаетъ половину угла при вершинѣ конуса, при  $\delta = 40^\circ$ ,  $\alpha = 0,815$ , а диаметръ выходного отверстія насадка

$$d = \frac{s}{\sqrt{0,815}} = 1,11 s.$$

Здѣсь  $s$  означаетъ диаметръ струи. При  $\delta = 35^\circ$ ,  $\alpha = 0,846$  и  $d = 1,09 s$ . Уголъ  $\delta$  не слѣдуетъ выбирать меньше  $35^\circ$ .

Приведенная выше формула для коэффициента сжатія опредѣлялась на основаніи опытовъ, въ которыхъ вода передъ насадкомъ находилась въ покое, т. е. получалось, такъ называемое, совершенное сжатіе. Въ нашемъ же случаѣ въ направляющемъ аппаратѣ вода уже обладаетъ нѣкоторою скоростью, такъ что приходится имѣть дѣло съ несовершеннымъ сжатіемъ. Опытовъ-же съ несовершеннымъ сжатіемъ въ коническихъ насадкахъ до сихъ поръ произведено не было. Но, применяя формулу для совершеннаго

сжатія, мы получимъ насадокъ, дающій большій расходъ воды, что не представляетъ опасности, тѣмъ болѣе, что разница въ результатахъ не можетъ быть большой. Направляющій аппаратъ долженъ быть по возможности близко придвинуть къ внѣшней окружности колеса. Подпора воды здѣсь быть не можетъ. Въ § 146 дано нѣсколько наиболѣе употребительныхъ конструкцій направляющаго аппарата.

### 120. Кожухъ.

Струйныя колеса на горизонтальномъ валу заключаются въ кожухъ, предохраняющій рабочую воду отъ разбрызгиванія. Между кожухомъ и колесомъ долженъ оставаться достаточно большой промежутокъ, чтобы вода, отскакивая отъ стѣнокъ кожуха, не попадала обратно на колесо. Ширину кожуха можно брать примѣрно  $\geq 2,5 s$ .

Вода, вытекающая изъ колеса въ сильно распыленномъ видѣ, уноситъ съ собой много воздуха. Если запасъ его не будетъ возобновляться, то вслѣдствіе наступившаго разреженія, вода въ нижнемъ каналѣ можетъ подняться до самаго колеса. Кромѣ того, при неудовлетворительной вентиляціи, если подшипники присоединены къ кожуху, то изъ нихъ будетъ высасываться смазка.

Для того, чтобы вода не уходила въ отверстія, сдѣланныя въ кожухѣ для вала, необходимо устроить въ этихъ мѣстахъ на валу уплотненія, такъ какъ отъ кожаныхъ воротниковъ валъ сильно изнашивается, то надо предпочесть имъ лабиринтное уплотненіе.

### 121. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

Коэффициентъ полезнаго дѣйствія построенныхъ струйныхъ колесъ весьма высокъ. Авторъ достигаетъ коэффициента болѣе чѣмъ въ 0,70 у маленькихъ колесъ съ діаметромъ въ 100 мм. Давленіе при впускѣ 3,5 атм. напора, насадки коническія, мощность 16 кгр. мет. Большая же модель, мощностью въ 92 кгр. мет., или 1,22 *HP* при 3,75 атм. напора, давала коэффициентъ полезнаго дѣйствія 0,76. Въ большихъ установкахъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія достигаетъ 0,80 и болѣе. (Ср. § 176 фиг. 236).

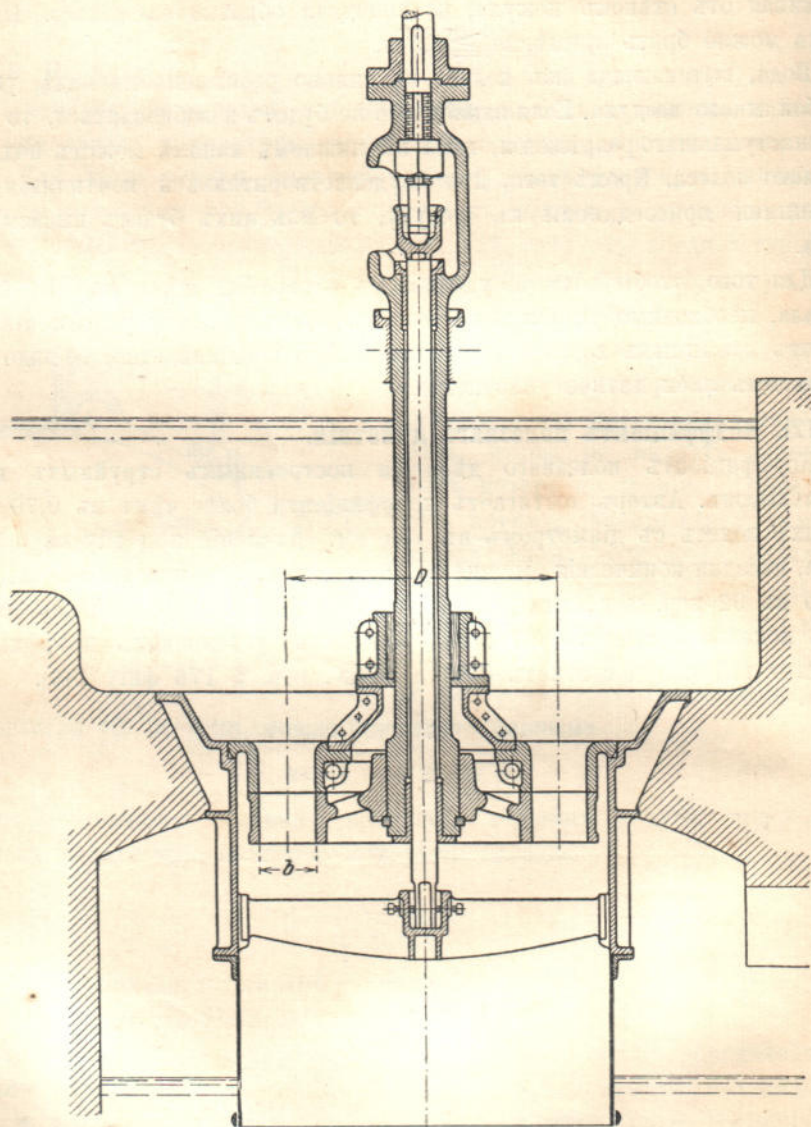
## В. Реактивныя турбины.

### ГЛАВА XIII.

#### Турбина Жонваля.

##### 122. Общія положенія. Диаграмма скоростей.

Турбиной Жонваля (см. фиг. 158) называется полная осевая реактивная турбина съ неизмѣнной шириной колеса. Она была сконструирована



фиг. 158.



съ цѣлью измѣненія всасывающей трубы и, такъ какъ она работаетъ какъ избыточнымъ давленіемъ, такъ и разрѣженіемъ, то изобрѣтатель назвалъ ее „turbine à double effet“. Она представляетъ уже значительный шагъ впередъ по сравненію съ болѣе старымъ типомъ—турбиной Фурнейрона, неприспособленной для примѣненія всасывающей трубы. Тѣмъ не менѣе способъ присоединенія всасывающей трубы оставляетъ желать много лучшаго, такъ какъ изъ фиг. 158 видно, что вся живая сила, выходящей изъ колеса воды, почти цѣликомъ теряется на ударъ при вступленіи во всасывающую трубу \*).

Предлагаемый типъ турбины при извѣстныхъ допущеніяхъ можетъ быть рассчитанъ по очень простымъ формуламъ, а потому весьма пригоденъ, какъ введеніе въ теорію реактивныхъ турбинъ. Практическаго значенія этотъ типъ въ настоящее время не имѣетъ,

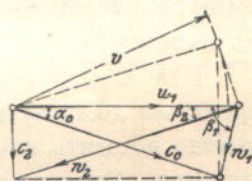
Въ основу нашихъ разсужденій положимъ два допущенія.

- 1) Всѣ струйки воды движутся по тѣмъ же законамъ какъ и средняя струя.
- 2) Давленіе во всѣхъ точкахъ входной поверхности колеса одно и тоже.

Второе допущеніе справедливо лишь въ томъ случаѣ, если бы ширина колеса  $b$  была весьма мала въ сравненіи съ его среднимъ діаметромъ  $D$ . Вѣдствие центробѣжной силы давленіе на самомъ дѣлѣ возрастаетъ отъ внутренняго къ наружному ободу. При обычныхъ въ практикѣ соотношеніяхъ между  $b$  и  $D$ , вышесказанная разность давленій значительна, поэтому и движенія струекъ воды сильно разнятся другъ отъ друга. Если пренебречь толщиной лопатки, то предполагая, что всѣ струйки движутся одинаково и ширина колеса  $b$  постоянна (сверху внизъ), получимъ для осевой составляющей скорости постоянную величину. Допуская затѣмъ, что нѣтъ утечки воды въ зазорѣ, можно начертить диаграмму скоростей согласно § 85 (см. фиг. 159).

Данными надо считать при этомъ  $c_2$  и скорость половины полезнаго напора.

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)}$$



фиг. 159.

Далѣе можно въ предѣлахъ возможнаго выбрать одну изъ остальныхъ величинъ, тогда всѣ прочія уже легко опредѣлятся; однако, если задаться  $\beta_1$  то построеніе диаграммы будетъ неудобно, поэтому рекомендуется выбирать такія-либо иныя величины, лучше всего  $\alpha_0$  или  $u_1$ .

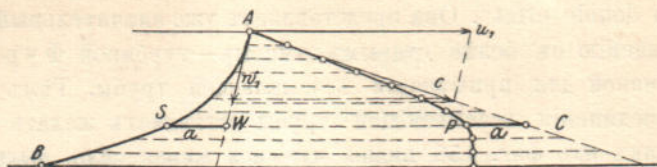
Легко видѣть, какимъ образомъ можно было бы рѣшить эту задачу аналитически, но на этомъ мы не будемъ останавливаться.

### 123. Траекторія абсолютнаго движенія воды.

Допуская, что осевая составляющая скорости постоянна, можно построить абсолютную траекторію воды слѣдующимъ образомъ, какъ это показано на фиг. 160. Частица воды, находящаяся сначала въ  $A_1$  въ одинаковые промежутки времени въ осевомъ направленіи проходитъ одинаковые пути. Не будь лопатки частица со-

\*) Поэтому нѣтъ смысла расширять къ выходу трубу.

вершала бы абсолютное равномерное движение со скоростью  $c$  и относительное со скоростью  $w_1$ . Въ первомъ движеніи она очутилась-бы въ  $C$ , и во второмъ въ  $W$ .



фиг. 160.

Лопатка же  $AB$  отклонитъ частицу назадъ на отръзокъ  $WS = a = CP$ . Слѣдовательно,  $P$  будетъ искомымъ положеніемъ частицы воды въ данный моментъ на абсолютной траекторіи.

Расположеніе точекъ абсолютной траекторіи (по вертикали), равноотстоящихъ другъ отъ друга, ясно указываетъ, на уменьшеніе скорости къ выходу.

Въ дѣйствительности толщина лопатокъ конечна, поэтому осевая составляющая скорости становится переменнѣй и опредѣленіе абсолютной траекторіи усложняется. Однако этотъ вопросъ имѣетъ мало значенія въ практикѣ, а поэтому мы не будемъ разсматривать его подробнѣе.

#### 124. Расчетъ турбины Жонваля.

При расчетѣ турбины Жонваля обычно дается количество воды  $Q$  и высота чистаго напора  $H_n$ . Но этимъ задача еще не вполне опредѣляется: нужно болѣе или менѣе произвольно задаться нѣкоторыми условіями или размѣрами, если только они не обусловлены нѣкоторыми специальными требованіями. Такъ напримѣръ, иногда размѣры діаметра опредѣляются величиной помѣщенія.

Въ нѣкоторыхъ случаяхъ требуется возможно постоянное число оборотовъ, въ другихъ его нужно довести до максимум'а. Иногда необходимо наиболѣе совершенно использовать располагаемую энергію, или-же построить возможно маленькую и дешевую турбину и. т. д.

Гдѣ конструкторъ не связанъ побочными соображеніями, тамъ надо стремиться достигнуть наиболѣе высокаго коэффиціента полезнаго дѣйствія. Полезно исходить изъ тѣхъ величинъ, которыя характерны и вліяніе которыхъ ясно. Это не имѣетъ мѣста для угловъ; съ выбора которыхъ обычно начинаютъ, поэтому мы предлагаемъ другой путь.

Въ расчетѣ рѣшающее значеніе имѣетъ абсолютная выходная скорость, поэтому, какъ и въ турбинѣ Жирара, мы исходимъ изъ величины  $c_2$ .

Полагая

$$c_2^2 = 0,04 \text{ до } 0,06 \cdot 2gH_n,$$

принимаемъ потерю на выходную скорость до 46% чистаго напора. При этомъ предположено, что напоръ, соотвѣтствующій скорости  $c_2$ , теряется для турбины даже при наличности всасывающей трубы.

При расчетѣ турбины задача заключается въ томъ, чтобы найти такія сѣченія каналовъ, которыя могли бы пропустить располагаемый расходъ. При расходѣ необходимо принять во вниманіе толщину лопатокъ, стѣсняющихъ сѣченія каналовъ. Но число и толщина лопатокъ находятся въ зависимости отъ размѣровъ турбины, поэтому сперва слѣдуетъ сдѣлать пред-

варительный расчет, чтобы имѣть соответствующее представленіе о размѣрахъ турбины.

Пусть  $F_2$  означаетъ живое сѣченіе выходной поверхности колеса, т. е. сумму сѣченій всѣхъ каналовъ при выходѣ изъ колеса, измѣренныхъ въ плоскости, перпендикулярной къ оси. Если при этомъ  $c_2$  направлено по оси, то имѣемъ

$$F_2 = \frac{Q}{c_2}.$$

Такъ какъ, пользуясь обозначеніями фиг. 161, можно написать:

$$F_2 = \pi D b \left( \frac{k_2}{t_2} \right), \dots \dots \dots (163)$$

то для величины  $D$  получается:

$$D^2 = F_2 \frac{1}{\pi} \left( \frac{D}{b} \right) \left( \frac{t_2}{k_2} \right) \dots \dots \dots (164)$$

Въ этомъ выраженіи для предварительнаго подсчета примемъ:

$$\frac{D}{b} = 3 \text{ до } 7, \text{ въ среднемъ же } 5^* \dots \dots \dots (165)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{t_2}{k_2} &= \frac{5}{4} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \\ &= \frac{4}{3} \text{ для литыхъ лопатокъ} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (177)$$

А отсюда получится предварительная величина среднего діаметра  $D$  и ширина колеса  $b$ . Теперь можно задаться числомъ лопатокъ на основаніи одной изъ слѣдующихъ эмпирическихъ формулъ:

$$\left. \begin{aligned} z_2 &= 2 \sqrt{D} \\ z_2 &= 0,12 D + 6 \text{ до } 8 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (167)$$

$D$  выражено въ сантиметрахъ.

Толщина лопатокъ у выходной кромки выбирается по формулѣ

$$\left. \begin{aligned} s_2 &= 0,13 \sqrt{b} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \\ s_2 &= 0,28 \sqrt{b} \text{ „ литыхъ лопатокъ,} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (168)$$

$b$  берется тоже въ сантиметрахъ.

Окончательный расчетъ опять таки лучше начинать съ колеса. При этомъ нужно учесть то обстоятельство, что черезъ колесо протекаетъ не весь расходъ  $Q$ , такъ какъ часть его теряется въ зазорѣ.

Чѣмъ меньше взять это отношеніе, тѣмъ меньше будетъ турбина, больше оборотовъ, а вмѣстѣ съ тѣмъ значительнѣе и разница въ условіяхъ движенія средними и крайними струйками; слѣдовательно, весь расчетъ будетъ мало выгоденъ и коэффициентъ полезнаго дѣйствія ниже.

Сперва останавливаются окончательно на среднемъ діаметрѣ  $D$ , полученномъ на основаніи предварительныхъ вычисленій, и задаются окружной скоростью  $u_1$ : Обычно

$$u_1 \leq 1,1 v, \dots \dots \dots (169)$$

гдѣ

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} (H_w - \frac{c_2^2}{2g})}.$$

Хорошіе результаты даетъ предположеніе:

$$u_1 = v.$$

При этомъ, согласно діаграммѣ скоростей, будетъ:

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$c_{u1} = u_1. \quad = u_2$$

Для достиженія возможно высокаго числа оборотовъ, выбираютъ  $u_1 > 1,1 v$ .

Иногда величины  $u_1$  и  $D_1$  соответственнымъ образомъ комбинируютъ, если, напримѣръ, хотятъ достигнуть нѣкотораго опредѣленнаго числа оборотовъ.

Число оборотовъ

$$n = \frac{19,1 u_1}{D} \dots \dots \dots (170)$$

Утечка воды въ зазорѣ опредѣляется согласно § 94. Если ее обозначить черезъ  $Q_s$ , то расходъ воды будетъ

$$Q_2 = Q - Q_s \dots \dots \dots (171)$$

Зная, что вода должна оставлять колесо нормально къ выходной поверхности и что  $u_2 = u_1$ , а также  $c_2$  дано, можно найти величины  $w_2$  и  $\beta_2$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 \dots \dots \dots (172)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{c_2}{w_2} \dots \dots \dots (173)$$

Число лопатокъ и толщину ихъ можно удержать такими же, какими они получались при предварительномъ расчетѣ, не смотря на измѣненія, внесенныя въ размѣры  $D$  и  $b$ . Имѣя толщину лопатокъ  $s_2$  и опредѣливъ шагъ ихъ

$$t_2 = \frac{\pi D}{z_2}, \quad \text{или } z_2 = \frac{\pi D}{t_2} \dots \dots \dots (174)$$

найдемъ разстояніе между лопатками въ свѣту

$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 - s_2 \dots \dots \dots (175)$$

Ширина въ свѣту  $b_2$  найдется изъ уравненія:

$$z_2 a_2 b_2 = \frac{Q_2}{w_2} \dots \dots \dots (176)$$

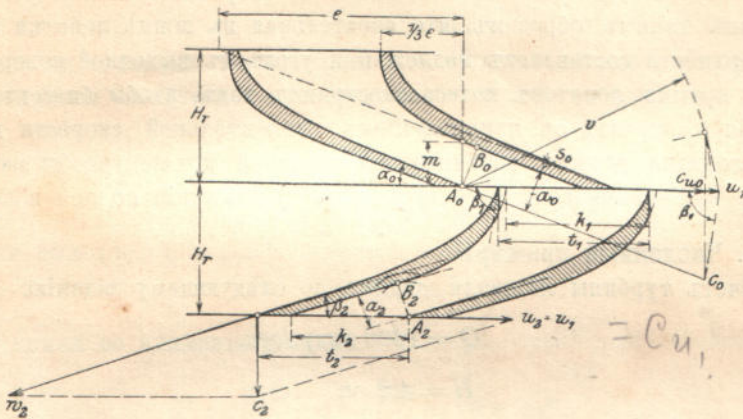
Такимъ образомъ, размѣры колеса установлены, остается рассчитать тѣ же величины для направляющаго аппарата у выхода изъ него и для входа въ колесо.

Примемъ число лопатокъ направляющаго аппарата и колеса одинаковымъ т. е.

$$z_0 = z_2$$

$$t_0 = t_1 = t_2.$$

По скорости  $v_1$ , соответствующей половинѣ полезнаго напора, и принятой окружной скорости  $u_1$  находимъ изъ выходной диаграммы фиг. 161  $c_{u1}$  — составляющую по окружности абсолютной скорости вступленія на колесо. И эта составляющая должна равняться аналогичной составляющей скорости выхода изъ направляющаго аппарата, чтобы не было удара воды въ направленіи движенія колеса.



фиг. 161.

Между величиной  $m_0$ , полученной какъ отръзокъ перпендикуляра возставленнаго въ концѣ лопатки  $A_0$  направляющаго аппарата къ окружной скорости  $c_{u0}$ , и шириной канала въ свѣту  $a_0$  существуетъ такая зависимость:

$$m_0 c_{u0} = a_0 c_0,$$

и такъ какъ

$$z_0 a_0 b_0 c_0 = Q,$$

то отсюда

$$m_0 = \frac{1}{z_0 b_0} \frac{Q}{c_{u0}}.$$

Для учета стѣсненія концами лопатокъ колеса выходнаго сѣченія изъ направляющаго аппарата умножаютъ  $m_0$  на  $k_1 : t_1$ , гдѣ  $k_1$  выбирается приблизительно, при чемъ не принимается во вниманіе заостреніе лопатокъ колеса у входа. Поэтому пишемъ:

$$m_0 = \frac{1}{z_0 b_0} \frac{t_1}{k_1} \frac{Q}{c_{u0}} \dots \dots \dots (177)$$

Здѣсь  $Q$  означаетъ весь расходъ воды и, согласно допущенію  $b_0 = b_2$ . Зная  $m_0$ ,  $s_0$  и  $t_0$ , легко найти  $\alpha_0$ ; далѣе, пользуясь діаграммой скоростей, можно опредѣлить  $\beta_1$ . Такимъ образомъ будутъ установлены величины для выхода изъ направляющаго аппарата и входа въ рабочее колесо.

Высоту, какъ для направляющаго аппарата, такъ и для рабочаго колеса, берутъ

$$H_r = 3,6 \text{ до } 4 a_0 \dots \dots \dots (178)$$

### 125. Профилированіе лопатокъ.

Къ вычерчиванію профиля лопатокъ (см. фиг. 161) примѣнны тѣ же правила, которые были даны въ § 103 для направляющаго аппарата турбины Жирара, т. е. спинка лопатки должна плавно тянуться до точки  $B_0$ , которая является проекціей конца лопатки  $A_0$  \*). Перекрытіе лопатокъ должно равняться примѣрно отъ 0,3 до 0,35 того перекрытія, которое получилось бы въ томъ случаѣ, если бы онѣ были плоски; чугунныя лопатки утолщаются къ срединѣ такимъ образомъ, что касательная въ концѣ лопатки къ рабочей поверхности составляетъ надлежащій уголъ съ выходной поверхностью; входныя кромки лопатокъ колеса заостряютъ такъ, чтобы биссекторъ угла заостренія совпадалъ съ направлениемъ относительной скорости входа въ колесо; лопатка должна очерчиваться по такой кривой, чтобы радіусъ ея кривизны возрасталъ вмѣстѣ со скоростью \*\*) движенія по ней воды.

### 126. Численный примѣръ.

Расчетъ турбины Жонваля дадимъ по слѣдующему заданію:

$$Q = 1200 \text{ литр./сек.}$$

$$H = 4,2 \text{ м.}$$

Активный напоръ примемъ

$$H_{ic} = 0,9 H = 3,78 \text{ м,}$$

а потери при выходѣ изъ колеса примѣмъ 5<sup>0</sup>/<sub>0</sub> всей располагаемой энергіи:

\*) Слѣдовательно, вышеупомянутый отрѣзокъ перпендикуляра, возставленнаго къ окружности колеса не доходить до самой спинки лопатки, а до пересѣченія его съ продолженіемъ нижней прямолинейной части спинки.

\*\*) Дѣлалось много опытовъ поставить вычерчиваніе профиля на почву однозначно рѣшаемой геометрически задачи. Но это возможно лишь при наличности дополнительныхъ, произвольно поставленныхъ условий, какъ напр., нѣкоторые опредѣленные предположенія относительно абсолютнаго пути, зависимости между измѣненіемъ скоростей по относительной траекторіи, распредѣленія отдачи энергіи воды вдоль лопатки и т. д.

Динамическое дѣйствіе воды, протекающей по лопаткамъ, зависитъ отъ условія вступленія и выхода ея съ лопатки, и по столько не зависитъ отъ промежуточныхъ условій, по сколько переходъ происходитъ по главной кривой и безъ потери на треніе, будетъ ли послѣднее обстоятельство имѣть мѣсто, приходится судить на глазъ по опыту, построивъ профиль лопатки. Поэтому всѣ построенія, являющіяся результатомъ вышеуказанныхъ допущеній по существу не имѣютъ смысла, а могутъ лишь считаться удобопримѣнными правилами.

$$\frac{c_2^2}{2g} = 0,05 H = 0,21 \text{ м.}$$

$$c_2 = 2,03 \text{ м.}$$

Для сравненія опредѣлимъ сначала скорость, соответствующую заданному напору,

$$\sqrt{2gH} = 9,07 \text{ м.}$$

Скорость, соответствующая половинѣ полезнаго напора, будетъ:

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)} = \sqrt{2g \cdot 0,425 H},$$

$$v = 5,92 \text{ м.}$$

Такимъ образомъ уравненіе теченія принимаетъ видъ:

$$5,92^2 = u_1 c_{u1}.$$

Лопатки считаемъ сдѣланными изъ чугуна. Стѣсненіе сѣченія, вслѣдствіе толщины лопатокъ, предварительно можно оцѣнить въ одну четверть, т. е.

$$\frac{t_2}{k_2} = \frac{4}{3}.$$

Для выходной поверхности колеса имѣемъ:

$$F_2 = \pi D b_2,$$

или принимая во вниманіе расходъ,

$$F_2 = \frac{t_2 Q}{k_2 c_2} = \frac{4 \cdot 1200}{3 \cdot 20,3} = 78,8 \text{ дц}^2.$$

Приравнивая послѣднія выраженія и принимая, что

$$\frac{D}{b_2} = 5,$$

получимъ предварительные размѣры діаметра и ширины колеса именно:

$$D^2 = \frac{78,8 \cdot 5}{\pi},$$

$$D = 1120 \text{ мм.}$$

$$b = 224 \text{ мм.}$$

Для окончательнаго расчета необходимо остановиться на опредѣленномъ діаметрѣ и опредѣленной окружной скорости. Эти величины можно въ извѣстныхъ предѣлахъ выбрать произвольно, имѣя въ виду определенное число оборотовъ. Окружная скорость должна удовлетворять ус-

$$u_1 \leq v \quad \text{или} \quad \leq 5,92 \text{ м.}$$

При этомъ лучше если  $u_1$  не превыситъ величины  $1,1 v = 6,5 \text{ м.}$

Полагая

$$D = 1,100 \text{ м,}$$

$$n = 110 \text{ оборотовъ въ минуту,}$$

то получимъ:

$$u_1 = 6,33 \text{ м.} = 0,7 \sqrt{2g H_n}.$$

Число лопатокъ, одинаковое какъ для направляющаго аппарата, такъ и для колеса, получается изъ эмпирической формулы:

$$z = 2 \sqrt{110} = 21 \sim 20,$$

откуда находится шагъ лопатокъ

$$t = 172,7 \text{ мм.}$$

Толщину чугунной лопатки у выходного конца примемъ:

$$s = 0,25 \sqrt{22,4} = 1,2 \text{ см.}$$

Для потери въ зазоръ по § 94, считая зазоръ равный 2 мм. можно написать:

$$F_s = 2 \cdot 11 \cdot \pi \cdot 0,02 = 1,38 \text{ дм}^2,$$

$$\sqrt{2g \frac{1}{2} H_n} = 6,42 \text{ м,}$$

$$Q_s = 0,6 \cdot 1,38 \cdot 64,2 = 54 \text{ литра.}$$

Слѣдовательно, колесо должно быть рассчитано на расходъ равный  $1200 - 54 = 1146$  литр./сек. потеря въ зазорѣ составляетъ  $4,5\%$  отъ полнаго расхода.

Для относительной скорости  $w_2$  выхода изъ колеса, находимъ по фиг. 161.

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2,$$

при чемъ

$$u_2 = u_1,$$

откуда

$$w_2^2 = 6,33^2 + 2,03^2,$$

$$w_2 = 6,65 \text{ м.}$$

Далѣ имѣемъ:

$$\sin \beta_2 = \frac{c_2}{w_2} = \frac{2,03}{6,65} = 0,31$$

$$\beta_2 \simeq 18^\circ.$$

Нормальное разстояніе между лопатками въ свѣту по фиг. 161

$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 - s_2 = 172,7 \cdot 0,31 - 12, \\ = 41,5 \text{ мм.}$$

Сумма выходныхъ нормальныхъ къ лопаткамъ сѣченій изъ колеса будетъ:

$$z_2 f_2 = \frac{Q - Q_s}{w_2} = \frac{1146}{66,5} = 17,15 \text{ дсм.}$$



На одинъ каналъ приходится

$$f_2 = \frac{17,15}{20} = 0,8575 \text{ дцм}^2$$

и требуемая для этого ширина колеса въ свѣту

$$b_2 = \frac{85,75}{4,15} = 20,6 \text{ см.}$$

Такимъ образомъ найдены всѣ размѣры колеса. Ширина колеса не отклонилась отъ раньше принятаго отношенія  $D:b=5$ , и, слѣдовательно, на этомъ размѣрѣ мы можемъ остановиться.

Для выхода изъ направляющаго аппарата опредѣляемъ сначала изъ уравненія теченія

$$5,92^2 = u_1 c_{u1}$$

$c_{u1}$  составляющую соответствующую окружной скорости  $u_1 = 6,33 \text{ м}$ ; находимъ

$$c_{u1} = 5,56 \text{ м.}$$

Расходъ, приходящійся на одинъ каналъ, составляетъ  $1200:20=60$  литр. При ширинѣ направляющаго аппарата въ свѣту  $b_0 = b_2 = 206 \text{ мм}$  получается для величины  $m_0$ :

$$m_0 = \frac{60}{55,6 \cdot 2,06} = 0,522 \text{ дцм.}$$

или, если ввести въ расчетъ суженіе выходнаго отверстія лопатками колеса, то при толщинѣ ихъ у верхняго конца 8 мм. (безъ заостренія) найдемъ:

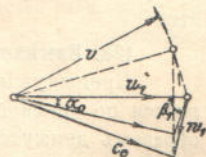
$$m_0 = 5,22 \cdot \frac{172,7}{172,7 - 8} = 55 \text{ мм.}$$

Путемъ построенія находить, наконецъ, углы  $\alpha_0$  и  $\beta_1$ .

Принимая во вниманіе, что при отливкѣ сѣченіе каналовъ получится обычно нѣсколько меньше расчетнаго, рекомендуется повысить ширину колеса въ свѣту съ 206 до  $\geq 15 \text{ мм}$ .

### 127. Примѣненіе турбины къ измѣненнымъ условіямъ работы.

Въ практикѣ можетъ встрѣтиться необходимость приспособить къ даннымъ расходу и напору турбину на нихъ не рассчитанную. Если случайно величина  $Q: \sqrt{2g H_0}$  сохранила первоначальное расчетное значеніе, то турбина безъ дальнѣйшихъ измѣненій пригодна; если же при новыхъ условіяхъ эта величина не совпадаетъ съ прежней, напримѣръ, турбина не пропускаетъ весь новый располагаемый расходъ, то въ извѣстныхъ предѣлахъ она можетъ быть передѣлана съ небольшими затратами, сохраняя главные размѣры  $D$  и  $b$  и змѣняя только углы лопатокъ, Фиг. 162 показываетъ, какъ выходная скорость  $c_0$  изъ направляющаго аппарата можетъ быть повышена увеличеніемъ угла  $\alpha_0$ . Такъ какъ при этомъ одновременно выходная площадь направляющаго аппарата растетъ, то турбина можетъ пропустить значительно большее количество воды. Уменьшеніемъ окружной скорости  $u_1$  можемъ еще увеличить  $c_0$ . При этомъ конечный



фиг. 162.

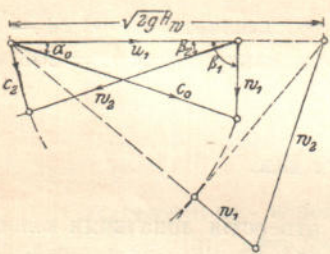
уголь  $\beta_2$  также долженъ быть измѣненъ, если не желаютъ отказаться отъ нормальнаго вытекания воды изъ колеса, что положено въ основаніе предыдущаго расчета. Но въ этомъ случаѣ измѣнится попутно абсолютная выходная скорость  $c_2$ , увеличиваясь одновременно съ  $\beta_1$ . Здѣсь мы наталкиваемся на небольшое затрудненіе, ибо  $c_2$  входитъ въ выраженіе для фиктивной скорости  $w_1$ , соответствующей половинѣ полезнаго напора. Поэтому рекомендуется произвести расчетъ съ выбраннымъ наудачу значеніемъ  $c_2$ , на основаніи результата исправить допущеніе, и съ новымъ значеніемъ повторить расчетъ.

Можетъ оказаться цѣлесообразнымъ пренебречь условіемъ нормальнаго вытекания изъ колеса. Въ этомъ случаѣ зависимость между скоростями представится урав. 98, § 82, при чемъ, однако, для введенія въ расчетъ потерь на треніе въ турбинѣ, нужно  $H_n$  замѣнить черезъ  $H_w$ . Такъ какъ, кромѣ того, для осевой турбины  $u_2 = u_1$ , то вышеуказанное уравненіе приметъ видъ:

$$2g H_w - c_0^2 = w_2^2 - w_1^2 \dots \dots \dots (98a)$$

Эта зависимость графически изображается двумя прямоугольными треугольниками (фиг. 163).

Изъ трехъ скоростей двумя можно задаться и опредѣлить третью. Если выбрать еще  $u_1$ , то входной параллелограмъ скоростей будетъ извѣстенъ; далѣе зная  $w_2$ , можно подсчитать выходную площадь колеса, откуда при данныхъ диаметръ, ширинѣ колеса, числѣ лопатокъ и ихъ толщинѣ, въ концѣ концовъ, опредѣлится уголь  $\beta_2$ . Такимъ образомъ и для выхода изъ колеса все будетъ опредѣлено. По величинѣ абсолютной скорости выхода  $c_2$  именно и судить о томъ, пригодно или нѣтъ полученное рѣшеніе.



фиг. 163.

Prà sil упоминаетъ о случаѣ, гдѣ турбина Жонваля не въ состояніи была пропустить заданный расходъ и дать полностью гарантированную работу. Такимъ образомъ, возникла задача перестроить турбину на располагаемый новый расходъ съ возможно меньшими затратами. Направляющій аппаратъ былъ оставленъ, а колесо замѣнено новымъ.

Такимъ образомъ, данными были величины  $c_0$ ,  $\alpha_0$ ,  $D$  и  $b$  также и  $u_1$ , ибо по заданію число оборотовъ должно было остаться неизмѣннымъ.

Фиг. 163 показываетъ, какимъ образомъ по  $\alpha_0$ ,  $c_0$  и  $u_1$  найдены сначала значенія  $w_1$  и  $\beta_1$ ; потомъ изъ урав. 98a по  $\sqrt{2gH_w}$ ,  $c_0$  и  $w_1$  опредѣлена скорость  $w_2$ . Изъ уравненія:

$$z_2 (t_2 \sin \beta_2 - s_2) b = \frac{Q_2}{w_2}$$

получится  $\beta_2$ . Наконецъ, по  $\beta_2$ ,  $w_2$  и  $u_1$  опредѣлится выходной параллелограмъ, а значить и  $c_2$ . Отъ послѣдней величины, главнымъ образомъ, зависитъ, будетъ ли построенная турбина удовлетворительна въ отношеніи коэффиціента полезнаго дѣйствія.

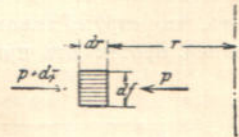
**128. Измѣненіе угла  $\beta_1$  по ширинѣ лопатки.**

Предыдущіе расчеты пригодны, строго говоря, только для струйекъ, движущихся по средней цилиндрической поверхности. Предстоитъ рѣшить вопросъ, какимъ образомъ движутся остальные струйки. Задача эта по существу настолько сложна, что здѣсь придется ограничиться одними лишь краткими указаніями на планъ рѣшенія.

Давленіе въ зазорѣ должно по направленію отъ центра къ периферіи непрерывно повышаться, ибо оно создаетъ центробежное ускореніе, соответствующее составляющей по окружности  $c_{u0}$ . Но если давленіе возрастаетъ, то скорость выхода  $c_0$  изъ направляющаго аппарата должна къ периферіи уменьшаться.

При обычномъ построении поверхности лопатки, уголъ  $\alpha_0$  убываетъ къ периферіи, окружная скорость  $u_1$  растётъ, и такимъ образомъ, одновременно съ радіусомъ измѣняются всѣ элементы діаграммы скоростей. Соответственно этому уголъ  $\beta_1$  также долженъ быть измѣненъ, если желательно выполнить условіе безударнаго вступленія воды на колесо. Задача конструирования входной кромки лопатки, удовлетворяющей этому требованію, извѣстна подъ именемъ измѣненія угла  $\beta_1$  по ширинѣ лопатки.

На фиг. 164 представленъ элементъ воды при выходѣ изъ направляющаго аппарата. Этотъ элементъ ограниченъ: двумя соосными цилиндрическими поверхностями, разстояніе между которыми  $dr$ , двумя безконечно близкими плоскостями перпендикулярными къ оси и двумя осевыми плоскостями, наклоненными подъ безконечно-малымъ угломъ. Обозначимъ черезъ  $df$  площадь внутренняго цилиндрическаго элемента и черезъ  $c_{u0}$  составляющую скорости по окружности. Такъ какъ увеличеніе избыточнаго давления отъ периферіи къ центру создаетъ центробежное ускореніе, то должна существовать зависимость



фиг. 164.

$$df \cdot dp = df \cdot dr \frac{\gamma}{g} \frac{c_{u0}^2}{r},$$

$$dp = \frac{\gamma}{g} c_{u0}^2 \frac{dr}{r} \dots \dots \dots (179)$$

Далѣе, если  $H_{u0}$  обозначаетъ активный напоръ, считаемый до выходной поверхности направляющаго аппарата, то на основаніи уравненію Бернулли

$$H_{u0} - \frac{p}{\gamma} = \frac{c_0^2}{2g}.$$

Дифференцируя, найдемъ

$$dp = - \frac{\gamma}{g} c_0 dc_0 \dots \dots \dots (180)$$

Приравнивая другъ другу оба выраженія для  $dp$  и принимая во вниманіе, что

$$c_{u0} = c_0 \cos \alpha_0,$$

получимъ уравненіе

$$\cos^2 \alpha_0 \frac{dr}{r} = - \frac{dc_0}{c_0} \dots \dots \dots (181)$$

Если  $\cos \alpha$  извѣстенъ, какъ функція радіуса, то задача въ принципѣ рѣшена. Возможность интегрированія въ конечномъ видѣ зависитъ отъ вида этой функціи. Такъ какъ уголъ  $\alpha_0$  довольно малъ, то  $\cos^2 \alpha_0$  измѣняется въ небольшихъ предѣлахъ, и ошибка будетъ невелика, если допустить

$$\cos^2 \alpha_0 = \text{const}^*).$$

Если  $r_1$  и  $r_2$  обозначаютъ внутренній и внѣшній радіусы колеса, то по интегрированіи получимъ:

$$\lg \frac{c_{01}}{c_{02}} = \cos^2 \alpha_0 \lg \frac{r_2}{r_1}; \dots \dots \dots (182)$$

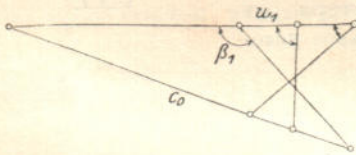
Это равенство пригодно для логарифмовъ при любомъ основаніи.

\*) Выполненіе этого условія не встрѣчаетъ затрудненій при построении ло-

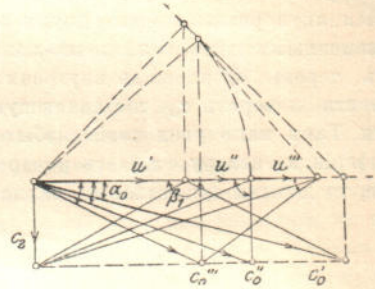
Для примѣра возьмемъ  $\alpha = 20^\circ = \text{const.}$ ,  $\cos^2 \alpha = 0,885$ ; далѣе внутреннй, среднй и внѣшнй радиусы колеса, согласно зависимости  $D:b=5$ , относятся какъ 4:5:6; тогда отношенiе между скоростями при выходѣ

$$1,218 : 1 : 0,850.$$

Разница получается довольно значительная. Изъ фиг. 165 видно, какъ сильно долженъ мѣняться уголъ  $\beta_1$  по ширинѣ колеса. Для внутренняго радиуса получится лопатка сильно изогнутая и возникаетъ вопросъ, не будетъ-ли больше неудобство, происходящее отъ этого профиля, чѣмъ потери, которыя получатся, если уголъ  $\beta_1$  останется постояннымъ. Во всякомъ случаѣ изъ только что рассмотрѣннаго слѣдуетъ, что струи, лежащiя далеко отъ средней, протекаютъ при весьма небла-



фиг. 165.



фиг. 166.

гоприятныхъ условiяхъ, и слѣдствiемъ этого является тотъ фактъ, что съ турбинами Жюваля нельзя достигнуть коэффициента полезнаго дѣйствiя, превосходящаго 0,75.

При болѣе значительной ширинѣ колеса строятъ турбину съ нѣсколькими вѣнцами, т. е. колесо дѣлится промежуточными цилиндрическими стѣнками на два или три концентрическихъ кольца. Для каждого такого кольца углы лопатокъ выбираются такъ, чтобы среднее сѣченiе давало безударное вступленiе и нормальный выходъ. Измѣненiе угла  $\beta_1$  по ширинѣ лопатки будетъ, такимъ образомъ, хотъ въ первомъ приближенiи выполнено. Въ такомъ видѣ задача не представляетъ никакихъ затрудненiй. Фиг. 166 даетъ указанiе на рѣшенiе этой задачи.

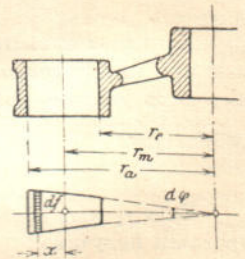
### 129. Среднй радиусъ колеса.

Чѣмъ далѣе водяная струя отстоитъ отъ средняго радиуса  $r_m$  для котораго выполнены условiя наилучшаго протеканiя, тѣмъ больше потеря энергiи, вслѣдствiе ненормальныхъ условiй протеканiя. Разсмотримъ какимъ образомъ возможно общую потерю сдѣлать наименьшей. Если предположить, что потеря въ каждой струйкѣ пропорциональна разстоянiю ея отъ правильно текущей средней струйки, то интеграль

$$\int x df$$

для бесконечно малой трапецiи, на фиг. 167, долженъ быть минимумомъ. Это очевидно соотвѣтствуетъ случаю, когда среднй радиусъ равенъ разстоянiю до центра тяжести трапецiи, т. е.

$$r_m = \frac{2}{3} \frac{r_a^3 - r_e^3}{r_a^2 - r_e^2} \dots \dots \dots (183)$$



фиг. 167.

Такъ какъ здѣсь рѣчь идетъ о потери кинетической энергiи, то болѣе правдоподобнымъ является допущенiе, что потеря въ каждой струѣ растетъ пропорционально квадрату разстоянiя отъ средней струйки. Въ этомъ случаѣ наименьшее значенiе долженъ принимать интеграль

$$\int x^2 df.$$

Послѣднему условію отвѣчаетъ средній радіусъ, измѣренный до главной оси инерціи тренеціи. Для этого случая получимъ :

$$r_m^2 = 1/2 (r_a^2 + r_c^2) \dots \dots \dots (184)$$

Если напримѣръ  $r_a = 6$ ,  $r_c = 4$ , то

средній радіусъ . . . . .	$r_m = 5$
разстояніе до центра тяжести. . . . .	$= 5,07$
разстояніе до главной оси инерціи. . . . .	$= 5,1$

Какъ видимъ, послѣднія два значенія мало разнятся другъ отъ друга.

Эти теоретическія разсужденія приводятъ насъ къ нѣкоторому измѣненію расчетныхъ размѣровъ проектируемой турбины. Углубляться въ нихъ дальше не приходится, такъ какъ рѣшеніе вопроса въ общемъ видѣ не возможно; въ каждомъ же частномъ случаѣ требуемое измѣненіе легко производится путемъ попытокъ.

Вопросъ зготъ возникаетъ вообще у турбинъ тѣхъ системъ, гдѣ входъ въ колесо или выходъ изъ него всѣхъ струйекъ не располагается на окружностяхъ одного и того-же радіуса т. е., въ которыхъ входная или выходная поверхности не суть цилиндрическія.

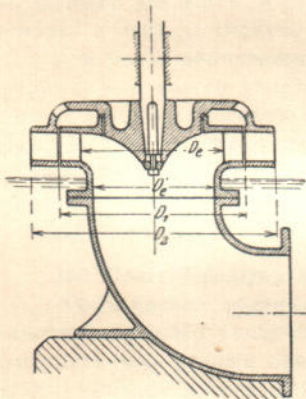
## Г Л А В А XIV.

### Турбина Фурнейрона.

**130. Расчет вновь проектируемой турбины Фурнейрона** с постоянной шириной колес может быть произведен, применяя обозначения фиг. 168, слѣдующимъ путемъ.

Выбираютъ скорость в подводящей трубѣ

$$\frac{c_{e1}^2}{2g} = 0,02 \text{ до } 0,06 H_n \quad (185)$$



фиг. 168.

По этой скорости, находятъ диаметръ подводящей трубы  $D_{e1}$ ; входной диаметръ на лопатки направляющаго аппарата  $D_e$  дѣлается нѣсколько больше, чѣмъ  $D_{e1}$ .

Радиальную ширину колеса предварительно принимаютъ

$$\Delta r = 1,4 \text{ до } 1,6 \sqrt{D_e} \quad (186)$$

гдѣ  $D_e$  выражено в сантиметрахъ. Отсюда задавшись диаметромъ  $D_1$  находимъ диаметръ  $D_2$  в первомъ приближеніи.

Далѣе, потеря изъ колеса при выходѣ

принимается

$$\frac{c_2^2}{2g} = 0,04 \text{ до } 0,06 H_n \quad (187)$$

Оцѣнивъ стѣсненіе лопатками выходной поверхности колеса примѣрно въ 20 — 25%, получаютъ для предварительнаго расчета ширины [колеса въ свѣту  $b_2$  зависимость:

$$\pi D_2 b_2 = 1,2 \text{ до } 1,25 \frac{Q}{c_2} \quad (188)$$

Толщину лопатокъ в сантиметрахъ можно принять

$$\left. \begin{aligned} s &= 0,13 \sqrt{b_2} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \\ s &= 0,25 \sqrt{b_2} \text{ для литыхъ} \end{aligned} \right\} \quad (189)$$

Радиальная ширина колеса должна быть около

$$\Delta r = 4 \sqrt{b_2} \dots \dots \dots (190)$$

гдѣ  $b_2$ , какъ и раньше, выражено въ сантиметрахъ. Если эта зависимость не будетъ удовлетворена, то при помощи найденнаго значенія  $\Delta r$  придется исправить первоначально принятыя размѣры диаметровъ  $D_1$  и  $D_2$ .

Число лопатокъ колеса берется

$$z_2 = \frac{D_1 \pi}{0,8 \Delta r} \text{ до } \frac{D_1 \pi}{0,9 \Delta r}, \dots \dots \dots (191)$$

число лопатокъ направляющаго аппарата принимается, приблизительно

$$z_1 = 0,8 z_2 \dots \dots \dots (192)$$

Принимая активный напоръ

$$H_w = 0,85 \text{ до } 0,9 H_n \dots \dots \dots (193)$$

находятъ скорость, соответствующую половинѣ полезнаго напора

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)} \dots \dots \dots (194)$$

Изъ уравненія теченія

$$u^2 = u_1 c_{u1} \dots \dots \dots (195)$$

находятъ  $c_{u1}$ , выбравъ предварительно

$$u_1 = 1 \text{ до } 1,1v \dots \dots \dots (196)$$

По  $D_1$  и  $u_1$  получается число оборотовъ

$$n = \frac{19,1}{D_1} n_1 \dots \dots \dots (197)$$

Теперь могутъ быть опредѣлены всѣ величины характеризующія вы-  
ходъ изъ колеса

Имѣемъ (фиг. 169):

$$u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1} \dots \dots \dots (198)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 \dots \dots \dots (199)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{c_2}{w_2} \dots \dots \dots (200)$$

Если  $t_2$  обозначаетъ вышній шагъ лопатокъ, то нормальное разсто-  
яніе между лопачками въ свѣту опредѣляется соотношеніемъ:

$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 - s_2 \dots \dots \dots (201)$$

Найдя по § 94 утечку въ зазорѣ  $Q_s$ , то расходъ воды черезъ колесо будетъ :

$$Q_2 = Q - Q_s, \dots \dots \dots (202)$$

и окончательное значеніе ширины колеса въ свѣту  $b_2$  опредѣляется равенствомъ

$$z_2 a_2 b_2 = \frac{Q_2}{w_2} \dots \dots \dots (203)$$

Для выхода изъ направляющаго аппарата величина  $m_0$  находится изъ уравненія

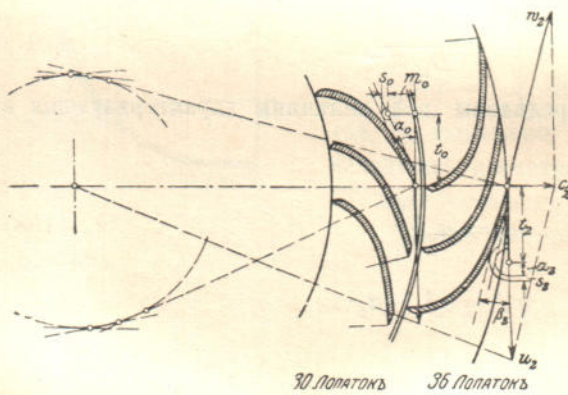
$$z_0 m_0 b_0 = \frac{Q}{c_{u1}} \dots \dots \dots (204)$$

Ширина  $b_0$  при выходѣ изъ направляющаго аппарата должна быть нѣсколько меньше ширины колеса при входѣ, въ противномъ случаѣ, при малѣйшемъ осевомъ сдвигѣ, влѣдствіе износа пяты, или неправильной сборки, уменьшилось бы входное отверстіе.

Насколько полученные размѣры во всѣхъ отношеніяхъ удовлетворительны, можно будетъ судить при вычерчиваніи лопатокъ; и въ зависимости отъ этого возможенъ пересчетъ турбины наново.

**131. Профиларованіе лопатокъ.**

Прежде всего особое вниманіе должно быть обращено на выходъ изъ направляющаго аппарата и колеса. На фиг. 169 показано, какимъ образомъ графически могутъ быть опредѣлены условія выхода изъ колеса. Зная  $u_2$  и  $c_2$ , находятъ  $w_2$  и  $\beta_2$ ; величины  $t_2$ ,  $\beta_2$  и  $s_2$  опредѣляютъ нормальное разстояніе между лопатками  $a_2$ . Условіе свободнаго выхода воды, согласно § 69, будетъ приблизительно выполнено, если концы лопатокъ очерчены по развѣткѣ, при чемъ послѣдняя должна продолжаться до точки  $B$ , лежащей противъ конечной точки  $A$  сосѣдней лопатки. О томъ, какъ найти окружность развѣтки и центръ окружности, замѣняющей развѣтку, говорить не приходится, ибо все это само собой получается при вычерчиваніи.



фиг. 169.

ность развѣтки и центръ окружности, замѣняющей развѣтку, говорить не приходится, ибо все это само собой получается при вычерчиваніи.

Для выхода изъ направляющаго аппарата уголъ  $\alpha_0$  опредѣляется по  $t_0$ ,  $m_0$  и  $s_0$ ; концы лопатки вычерчиваются по развѣткѣ обычнымъ способомъ. На фиг. 169 лопатки направляющаго аппарата нѣсколько сръ-

заны, чтобы дать мѣсто регулирующему щиту.

Остальная часть лопатокъ очерчивается произвольно и до тѣхъ поръ измѣняется и исправляется, пока не получится каналъ, который при воз-



можно малой длинѣ дать правильное движеніе водѣ. Замѣтимъ, что все же каналы колеса въ концѣ концовъ получаются довольно длинными. Скорость  $w_2$  значительно возрастаетъ вслѣдствіе центробѣжнаго ускоренія. Каналы направляющаго аппарата сужаются слабо и поэтому скорость уже при входѣ въ направляющій аппаратъ велика \*). Всѣ эти обстоятельства увеличиваютъ потери на треніе, и поэтому коэффициентъ полезнаго дѣйствія будетъ немногимъ выше, чѣмъ у турбины Жонваля, т. е. круглымъ счетомъ 0,75, хотя, очевидно, струи воды направляются значительно лучше и однообразнѣе.

При нормальной установкѣ по фиг. 70, § 52, колесо мало доступно. Въ этомъ смыслѣ предпочтительнѣе обратное расположеніе, фиг. 168. При соединеніи всасывающей трубы къ турбинѣ Фурнейрона чрезвычайно неудобно. Всѣ эти обстоятельства привели къ тому, что турбина эта примѣняется только въ исключительныхъ случаяхъ \*\*).

---

\*) Последняго обстоятельства можно избѣгнуть увеличивъ высоту направляющаго аппарата при входѣ въ него.

\*\*\*) Можно привести нѣсколько примѣровъ установки турбинъ Фурнейрона недавняго происхожденія такъ, первыя Ниагарскія турбины Piccard & Pictet, новѣйшія турбины въ Chèvres около Женевы построенныя Escher, Wyss & Co., турбины въ Миланѣ построенныя J. J. Rieter & Co. Последнія снабжены всасывающей трубой; турбины съ нижнимъ подводомъ заключены въ большой колпакъ, переходящій во всасывающую трубу.

## Г Л А В А XV.

### Турбина Френсиса.

#### 132. Всасывающая труба.

Турбина Френсиса лучше, приспособлена, чѣмъ какая либо другая, для присоединенія всасывающей трубы. Этотъ типъ турбинъ можетъ работать такъ же, какъ и всякая другая турбина безъ всасывающей трубы; однако, примѣненіе послѣдней стало общепринятымъ правиломъ, ибо говоритъ само за себя.

Всасывающая труба устраивается не только съ цѣлью имѣть возможность помѣстить турбину надъ уровнемъ нижней воды; она служитъ еще для превращенія кинетической энергіи воды, вытекающей изъ колеса, возможно совершеннѣе въ давленіе. Этимъ создается при выходѣ изъ турбины разрѣженіе, дающее соответствующій выигрышъ въ напорѣ.

Условія, при соблюденіи которыхъ скорость возможно совершеннѣе переходитъ въ давленіе, суть слѣдующія: непрерывный переходъ воды изъ турбины во всасывающую трубу, плавное коническое уширеніе послѣдней книзу и отсутствіе какого бы то ни было вращательнаго движенія во всасывающей трубѣ. У турбинъ на горизонтальномъ валу соединеніе съ трубой производится посредствомъ колѣна; чтобы въ послѣднемъ не образовывалось пустотъ, необходимо чтобы колѣно постепенно сужалось при переходѣ во всасывающую трубу.

Чтобы и въ самой всасывающей трубѣ избѣжать отставанія воды отъ стѣнокъ, нужно выбирать уширеніе достаточно пологимъ. Если  $D_3$  и  $D_4$  обозначаютъ верхній и нижній діаметры и  $L$  — длину всасывающей трубы (фиг. 172. § 134), то должно быть выполнено условіе:

$$L \cong 6 (D_3 - D_4).$$

Не имѣть смысла дѣлать площадь нижняго сѣченія больше двойной площади верхняго.

Prášil указываетъ \*), что условіе отсутствія вихревого движенія требуетъ всасывающей трубы, расширяющейся трубообразно. Такъ какъ обыч-

\*) Über Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshöhlräumen. Schweiz. Bauzeitung 1903, Bd. 41, S. 207.

но всасывающая труба дѣлается изъ листового желѣза, то чаще всего ей придаютъ для болѣе удобнаго изготовленія коническую форму.

Если  $c_3$  и  $c_4$  обозначаютъ скорости въ верхнемъ и въ нижнемъ сѣченіи всасывающей трубы, то выигрышный напоръ по уравн. 51, § 38, составитъ:

$$H_u = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} - H_v,$$

гдѣ  $H_v$  опредѣляется по уравн. 50. Для давленія въ верхнемъ сѣченіи всасывающей трубы получимъ:

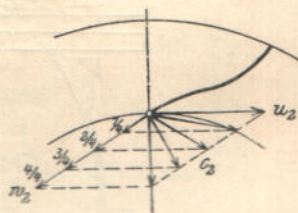
$$\frac{p_3}{\lambda} = -H_s - \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} + H_v,$$

при чемъ  $H_s$  обозначаетъ высоту всасыванія \*).

### 133. Нормальный расходъ.

Условіе для наиболѣе благоприятнаго преобразованія энергіи во всасывающей трубѣ есть отсутствіе всякаго вращательнаго движенія; вода должна оставлять колесо въ направленіи нормальномъ къ выходной поверхности колеса. Такимъ образомъ, нормальность вытеканія имѣетъ двойное значеніе при существованіи всасывающей трубы.

Если количество воды, протекающее къ турбинѣ, уменьшается, то направляющій аппаратъ долженъ быть соотвѣтственно прикрытъ, чтобы держать напоръ постояннымъ. Это производится обыкновенно перестановкой вращающихся лопатокъ Fink'a (см. § 148, фиг. 200 и 201). Съ уменьшеніемъ расхода, измѣняются также условія выхода изъ колеса. Такъ какъ окружная скорость должна всегда оставаться постоянной и такъ какъ относительная скорость выхода  $w_2$  уменьшается одновременно съ расходомъ, то равнымъ образомъ должна измѣниться по величинѣ и направленію и абсолютная выходная скорость  $c_2$ , что видно изъ фиг. 170. Какъ только расходъ понизится ниже расчетнаго, сейчасъ же появится во всасывающей трубѣ вихревое движеніе, а при болѣе сильномъ уменьшеніи притока воды увеличится абсолютная скорость выхода. Опытъ дѣйствительно показываетъ, что при уменьшеніи расхода, число оборотовъ, соотвѣтствующее наивысшему коэффициенту полезнаго дѣйствія, становится меньшимъ. Но такъ какъ число оборотовъ турбины должно всегда оставаться постояннымъ, то получается тотъ не-приятный фактъ, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія ухудшается при уменьшеніи расхода. Это неудобство устраняютъ тѣмъ, что выбираютъ нормальнымъ число оборотовъ, дающее при трехъ четвертяхъ наибольшаго расхода наивысшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія, (безударное вступленіе и нормальный



фиг. 170

\* ) Здѣсь давленіе  $p_3$  пьезометрическое, т. е. избыточное надъ атмосферой.

выходъ). Другими словами турбину рассчитываютъ на нормальный расходъ

$$Q = \frac{3}{4} Q_{max}, \dots \dots \dots (205)$$

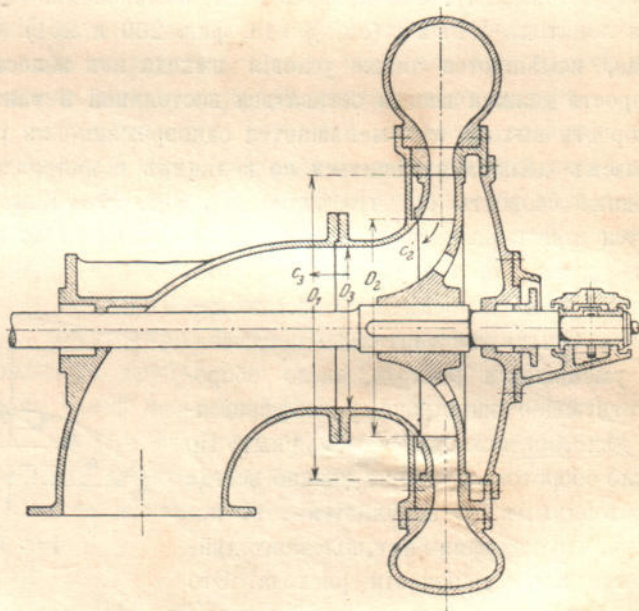
обращая вниманіе на то, чтобы направляющій аппаратъ былъ въ состояніи пропускать весь максимальный расходъ. Тогда при наибольшемъ открытіи турбина работаетъ, какъ говорятъ, переполнена, ея коэффициентъ полезнаго дѣйствія не можетъ при этомъ подняться до наивысшаго достижимаго значенія, за то онъ не такъ сильно падаетъ при уменьшеніи расхода.

Зазоръ можетъ быть сдѣланъ меньше, чѣмъ у турбины Жонваля (см. § 94); при износѣ подпятника онъ не увеличивается; утечка въ зазорѣ получается, такимъ образомъ, меньше. Такъ какъ къ тому же турбины Френсиса устраиваются для сильно колеблющихся расходовъ, то нѣтъ необходимости принимать во вниманіе при расчетѣ колеса потери въ зазорѣ.

### 134. Классификація колесъ.

Различаютъ три главные типа турбинъ Френсиса, переходящіе постепенно одинъ въ другой.

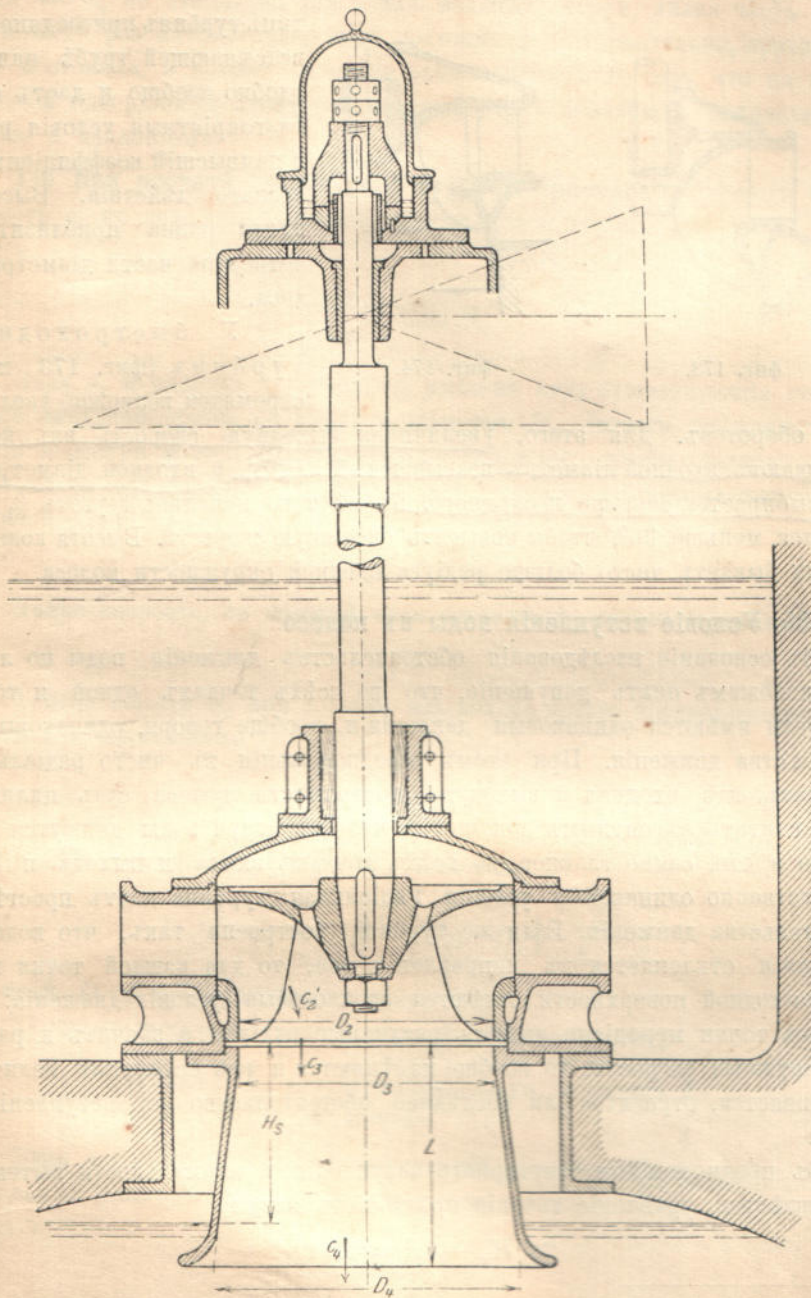
У тихоходныхъ турбинъ (фиг. 171) вода протекаетъ черезъ колесо почти радиально. Чтобы получить достаточно мѣста для плавнаго перехода во всасывающую трубу, приходится выбрать діаметръ турбины



фиг. 171.

сравнительно большимъ, что обуславливаетъ малое число оборотовъ. Высота колеса оказывается малой по сравненію съ діаметромъ колеса. Если желаютъ при большомъ напорѣ получить по возможности малое число оборотовъ, то

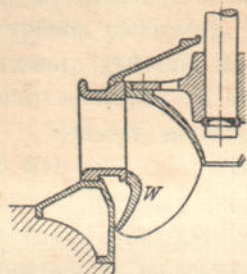
о́кружная скорость можетъ быть уменьшена, выбирая начальный уголъ лопатки  $\beta_1$  больше  $90^\circ$ , и придавая лопаткѣ, такимъ образомъ, сильно искривленную форму.



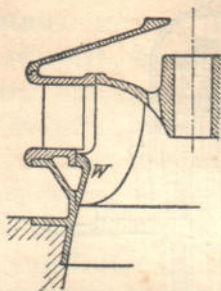
фиг. 172.

Типомъ нормальной турбины можетъ быть названа конструкция представленная на фиг. 172. Выходъ изъ колеса происходитъ въ

осевомъ направленіи, и всасывающая труба примыкаетъ непосредственно къ колесу. Внѣшній діаметръ колеса получается нѣсколько больше входного діаметра всасывающей трубы. Уголъ  $\beta_1$  мало отличается отъ  $90^\circ$ . Окружная скорость, а также и число оборотовъ сравнительно невелики \*). Въ этомъ



фиг. 173.



фиг. 174.

типѣ турбинъ присоединеніе ко всасывающей трубѣ наиболее удобно вообще и даетъ самыя благоприятныя условія работы и наивысшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Высота у входа равна приблизительно четвертой части діаметра колеса.

У быстроходныхъ турбинъ (фиг. 173 и 174) стремятся возможно увеличить

число оборотовъ. Для этого, увеличивая выходную скорость изъ колеса, уменьшаютъ входной діаметръ всасывающей трубы, а входной діаметръ колеса выбирается меньше послѣдняго. Бромъ того начальный уголъ  $\beta_1$  принимается меньше  $90^\circ$ , чтобы повысить окружную скорость. Высота колеса  $b_1$  у входа бываетъ часто больше радіуса входной окружности колеса.

### 135. Условіе вступленія воды въ колесо.

Въ основаніе изслѣдованія обстоятельствъ движенія воды по лопаткамъ положимъ опять допущеніе, что во всѣхъ точкахъ одной и той же параллели имѣются одинаковыя давленія и, вообще говоря, одинаковыя обстоятельства движенія. При этомъ предположеніи въ чисто радіальныхъ турбинахъ, гдѣ входная и выходная поверхности колеса суть цилиндры, можно считать вѣроятнымъ допущеніе, что всѣ струи воды движутся однообразно и что, самое главное, во всѣхъ точкахъ входа и выхода имѣются соотвѣтственно одинаковыя условія. Радіальная турбина даетъ простѣйшія обстоятельства движенія. Если же турбина построена такъ, что вода при протеканіи отклоняется въ направленіи оси, то для каждой точки меридіана выходной поверхности имѣются свои особыя условія движенія: такъ какъ всѣ точки меридіана имѣютъ различныя радіусы, а значить и различныя окружныя скорости, то вообще измѣняются и всѣ остальные величины. Спрашивается, отразится ли послѣднее обстоятельство на вступленіи въ колесо.

Въ предположеніи безударнаго вступленія и нормальности вытеканія, какъ извѣстно, уравненіе теченія принимаетъ видъ:

$$2g H_w - c_2^2 = 2u_1 c_{u1}.$$

\*) Послѣднее положеніе не соотвѣтствуютъ дѣйствительности, такъ какъ типъ колеса при данныхъ  $H$ ,  $Q$ ,  $\alpha_0$  и  $\beta_1$  зависитъ отъ заданнаго числа оборотовъ  $n$ , при однихъ условіяхъ быстроходное колесо можетъ дѣлать меньшее число оборотовъ, чѣмъ тихоходное.

Можно допустить, что активный напоръ  $H_w$  при переходѣ отъ одной струи къ другой почти не измѣняется. Кромѣ того второй членъ въ лѣвой части весьма малъ по сравненіи съ первымъ, такъ что, даже въ предположеніи что  $c_2$  не одинаково для всѣхъ водяныхъ струй, лѣвая часть уравненія можетъ разсматриваться, какъ постоянная. Слѣдовательно, правая часть тоже постоянна, и потому является возможнымъ допустить, что на цилиндрической поверхности входа всѣ водяныя струи обладаютъ одинаковой скоростью и давленіемъ.

**136. При расчетѣ тихоходной турбины Френсиса выбираютъ сначала скорость  $c_3$  въ верхнемъ сѣченіи всасывающей трубы, при чемъ, принимается**

$$\frac{c_3^2}{2g} \leq 0,05 H_n \quad \dots \dots \dots (206)$$

Зная  $c_3$  и расходъ  $Q$  находятъ, имѣя въ виду существующія стѣсненія во всасывающей трубѣ, ея входной діаметръ  $D_3$ . Затѣмъ выбираютъ внутренній діаметръ колеса  $D_2$  значительно большимъ, чтобы получить достаточно мѣста для плавнаго перехода изъ колеса во всасывающую трубу; предварительно принимается

$$D_2 = 1,2 \text{ до } 1,4 D_3 \quad \dots \dots \dots (207)$$

Далѣе скорость, съ которой вода оставляетъ колесо, принимается

$$c_2' = c_3 \quad \dots \dots \dots (208)$$

Теперь высоту  $b_2$  при выходѣ изъ колеса можно предварительно опредѣлить изъ зависимости

$$\pi D_2 b_2 = \frac{Q}{c_2'} \quad \dots \dots \dots (209)$$

Число лопатокъ въ колесѣ принимается

$$z_2 = D_2 \sqrt{\frac{2}{b_2}} \text{ до } D_2 \sqrt{\frac{2,5}{b_2}} \quad \dots \dots \dots (210)$$

при чемъ  $D_2$  и  $b_2$  выражены въ сантиметрахъ.

Толщину выходной кромки лопатокъ можно считать

$$\left. \begin{aligned} s &= 0,15 \sqrt{b_2} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \\ s &= 0,26 \sqrt{b_2} \text{ для литыхъ} \end{aligned} \right\} \dots \dots (211)$$

Зная число лопатокъ  $z_2$  и внутренній діаметръ  $D_2$ , находятъ шагъ  $t_2$ . Радиальный размѣръ колеса по лопаткамъ можетъ быть предварительно принять

$$\Delta r = 1,2 \text{ до } 1,5 t_2^* \quad \dots \dots \dots (212)$$

Этимъ опредѣляется также внѣшній діаметръ колеса  $D_1$ .

\*) Эта величина должна быть тѣмъ больше, чѣмъ больше начальный уголъ  $\beta_1$ .

Активный напоръ можетъ быть взятъ

$$H_w = 0,9 H_n \dots \dots \dots (213)$$

Абсолютная выходная скорость  $c_2$  изъ колеса будетъ больше скорости  $c_2'$ , съ которой вода течетъ послѣ выхода изъ колеса, вслѣдствіе конечной толщины лопатокъ. По фиг. 175, § 137, соотношеніе между этими скоростями будетъ такое:

$$\frac{c_2'}{c_2} = \frac{k_2}{t_2}.$$

Приблизительно считаютъ

$$c_2 = 1,25 \text{ до } 1,3 c_2' \dots \dots \dots (214)$$

По  $H_w$  и  $c_2$  вычисляютъ скорость соответствующую половинѣ полезнаго напора

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)} \dots \dots \dots (215)$$

и затѣмъ, пользуясь уравненіемъ теченія

$$v = u_1 c_{u1}, \dots \dots \dots (216)$$

приступаютъ къ построенію входной діаграммы, при чемъ уголъ выхода изъ направляющаго аппарата берется примѣрно

$$\alpha_0 = 18 \text{ до } 20^\circ \dots \dots \dots (217)$$

Окружную скорость въ случаѣ надобности можно уменьшить до

$$u_1 = 0,8 v \dots \dots \dots (218)$$

что приблизительно соответствуетъ

$$u_1 = 0,5 \sqrt{2g H_n}.$$

По  $u_1$  и  $D_1$  опредѣляютъ число оборотовъ

$$n = \frac{19,1 u_1}{D_1} \dots \dots \dots (219)$$

При этомъ, смотря по обстоятельствамъ, можно комбинировать величины  $D_1$ ,  $u_1$  и  $n$ .

Зная скорость  $c_0$ , полученную изъ діаграммы, можно установить теперь всѣ размѣры направляющаго аппарата, задавшись только еще числомъ лопатокъ

$$z_0 = z_2 \text{ до } 1,25 z_2 \dots \dots \dots (220)$$

и ихъ толщиной  $s_0$  у выходной кромки. Нормальное разстояніе въ свѣту между лопатками  $a_0$ , находится изъ зависимости

$$a_0 = t_0 \sin \alpha_0 - s_0 \dots \dots \dots (221)$$

и, наконецъ, высота направляющаго аппарата опредѣляется изъ уравненія



$$z_0 a_0 b_0 = \frac{Q}{c_0} \dots \dots \dots (222)$$

Для колеса уже известны: внешний диаметр  $D_1$ , внутренний  $D_2$ , число лопаток  $z_2$  и, из диаграммы, начальный угол  $\beta_1$ . Для выхода из колеса имеем:

$$u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}, \dots \dots \dots (223)$$

и абсолютную выходную скорость  $c_2$

Тогда относительная выходная скорость из колеса определяется из зависимости:

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2; \dots \dots \dots (224)$$

конечный угол  $\beta_2$  получается из уравнения:

$$\sin \beta_2 = \frac{c_2}{w_2}, \dots \dots \dots (225)$$

нормальное расстояние между лопатками в свету у выхода будет:

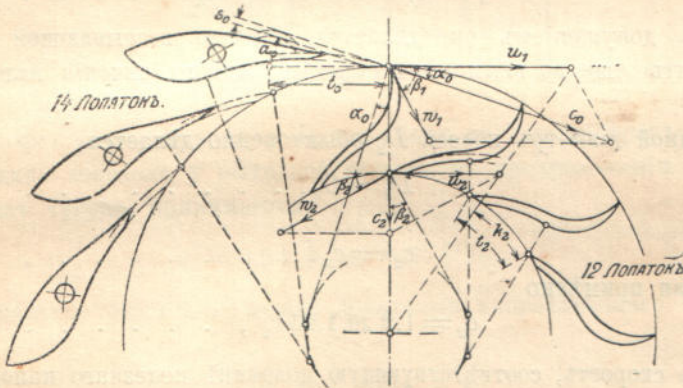
$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 - s_2,$$

и, наконец, высота колеса  $b_2$  у выхода находится из уравнения:

$$z_2 a_2 b_2 = \frac{Q}{w_2}, \dots \dots \dots (226)$$

**137. Профилирование лопатокъ.**

Только при построении лопатокъ можно будетъ судить о томъ, насколько целесообразно подсчитаны размеры турбины; въ случаѣ необходимости нужно будетъ ихъ пересчитать.



фиг. 175.

Особое вниманіе должно быть обращено на концы лопатокъ въ томъ отношеніи, чтобы вода изъ направляющаго аппарата колеса вытекала свободно. По § 69 это условіе будетъ приблизительно выполнено, если концы лопатокъ будутъ очерчены по разверткамъ круга. Послѣднія должны пересѣкать выходныя окружности колеса и направляющаго аппарата соответственно водъ углами  $\alpha_0$  и  $\beta_2$ . На фиг. 175 показано, какимъ образомъ съ помощью

этихъ угловъ находятся два основныхъ круга развертокъ. На томъ же чертежѣ видно, какъ развертки могутъ быть замѣнены дугами окружностей.

Лопатки направляющаго аппарата должны быть съ внутренней стороны настолько короткими, чтобы даже при наибольшемъ открытіи, не касались колеса.

Остальная часть лопатки очерчивается такимъ образомъ, чтобы сообщить водѣ наивыгоднѣйшія условія течения. Начальный уголъ лопатокъ колеса  $\beta_1$  долженъ быть такъ конструированъ, чтобы уголъ заостренія дѣлился пополамъ относительной входной скоростью. При конструированіи начала лопатки направляющаго аппарата нужно принимать во вниманіе также то направленіе, въ которомъ вода вступаетъ въ аппаратъ. Такъ, напримѣръ, у спиральной турбины начало лопатки должно быть направлено почти по касательной.

Нельзя забывать, что высота  $b_1$  у входа въ колесо должна быть нѣсколько больше выходной высоты  $b_0$  направляющаго аппарата, чтобы не произошло суженіе выходной площади уже при небольшой неточности въ установкѣ колеса въ опорахъ.

### 138. Нормальная турбина.

При расчетѣ нормальной турбины можно идти слѣдующимъ путемъ.

Активный напоръ долженъ быть взятъ по § 98 смотря по обстоятельствамъ отъ

$$H_w = 0,88 \text{ до } 0,92 H_n. \quad (227)$$

Скорость въ верхнемъ сѣченіи всасывающей трубы выбирается въ предѣлахъ

$$c_3^2 = 0,05 \text{ до } 0,06 \cdot 2g H_n. \quad (228)$$

Этимъ допущеніемъ опредѣляется діаметръ всасывающей трубы  $D_3$ , если принять еще во вниманіе стѣсненіе живого сѣченія валомъ опоры и т. д.

Выходной діаметръ колеса  $D_2$  обыкновенно дѣлается

$$D_2 = D_3, \quad (229)$$

такъ что,

$$c_2' = c_3. \quad (230)$$

Полагая примѣрно

$$c_2 = 1,2 \text{ до } 1,25 c_2', \quad (231)$$

вычисляютъ скорость, соответствующую половинѣ полезнаго напора

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)}, \quad (232)$$

чѣмъ опредѣляется уравненіе течения

$$v^2 = u_1 c_{u1}. \quad (233)$$

Окружную скорость колеса выбираютъ около

$$u_1 = v. \quad (234)$$

Задавшись еще угломъ выхода изъ направляющаго аппарата

$$\alpha_0 = 18 \text{ до } 20^\circ, \text{ иногда до } 22^\circ, \dots \dots \dots (235)$$

можемъ построить входную діаграмму и найти по ней величины  $c_0$  и  $\beta_1$ .

Далѣе приступаютъ къ выбору внѣшняго діаметра колеса  $D_1$ , имѣя въ виду получить не слишкомъ рѣзкій поворотъ воды вдоль внѣшняго обода, чтобы въ противномъ случаѣ не произошло отставаніе воды отъ стѣнокъ. Обычно принимаютъ

$$D_1 \cong 1,15 D_2 \text{ до } 1,2 D_2. \dots \dots \dots (236)$$

Число оборотовъ

$$n = \frac{19,1 u_1}{D_1}. \dots \dots \dots (237)$$

Высота направляющаго аппарата въ свѣту  $b_0$  можетъ быть предварительно найдена изъ уравненія:

$$\left(\frac{a_0}{t_0}\right) \pi D_1 b_0 = \frac{Q}{c_0}, \dots \dots \dots (238)$$

Задавшись отношеніемъ нормальнаго разстоянія между лопатками въ свѣту  $a_0$  къ шагу лопатокъ  $t_0$ , примѣрно можно считать

$$\frac{a_0}{t_0} = 0,22 \text{ до } 0,25 \dots \dots \dots (239)$$

Число лопатокъ направляющаго аппарата принимается:

$$z = D_1 \sqrt{\frac{1}{b_0}} \text{ до } D_1 \sqrt{\frac{1,5}{b_0}} \left. \dots \dots \dots (240) \right\}$$

или

$$z = 2 \text{ до } 2,5 \sqrt{D_1}$$

Въ этихъ формулахъ  $D_1$  и  $b_0$  выражено въ сантиметрахъ.

Толщина лопатокъ у выходной кромки въ предположеніи что лопатки сдѣланы изъ чугуна, принимается

$$s_0 = 0,2 \sqrt{b_0} \text{ до } 0,25 \sqrt{b_0} \dots \dots \dots (241)$$

Нормальное разстояніе между лопатками направляющаго аппарата въ свѣту

$$a_0 = t_0 \sin \alpha_0 - s_0 \dots \dots \dots (242)$$

Теперь можно опредѣлить окончательную высоту  $b_0$  направляющаго аппарата въ свѣту изъ уравненія

$$z_0 a_0 b_0 = \frac{Q}{c_0} \dots \dots \dots (243)$$

Высота колеса при входѣ должна быть взята нѣсколько больше.

Число лопатокъ колеса дѣлается

$$z_2 = 0,8 z_0 \text{ до } z_0, \dots \dots \dots (244)$$

толщину выходныхъ кромокъ лопатокъ можно считать

$$\left. \begin{aligned} s_2 &= 0,10 \text{ до } 0,12 \sqrt{D_1} \text{ для литыхъ лопатокъ} \\ s_2 &= 0,06 \text{ до } 0,08 \sqrt{D_1} \text{ для штампованныхъ лопатокъ} \end{aligned} \right\} \dots (245)$$

при чемъ  $D_1$  выражено въ сантиметрахъ.

Условія выхода изъ колеса будутъ рассмотрѣны нѣсколько далѣе (см. § 140).

**139. У быстроходныхъ турбинъ** дѣлають малый діаметръ и значительно повышаютъ окружную скорость. Чтобы получить діаметръ возможно малымъ, допускають большую скорость выхода изъ колеса; этимъ самымъ увеличивается потеря при выходѣ, которую стараются опять возстановить, помощью конической всасывающей трубы. Увеличеніе числа оборотовъ достигается тѣмъ, что заставляютъ турбину работать съ большой степенью реактивности, т. е. уменьшаютъ начальный уголъ  $\beta_1$ .

Активный напоръ принимается нѣсколько меньшимъ, а именно:

$$H_w = 0,85 \text{ до } 0,88 H_n \dots \dots \dots (246)$$

Скорость вступленія воды во всасывающей трубѣ принимается:

$$\frac{c_3^2}{2g} = 0,06 H_n \text{ до } 0,10 H_n \dots \dots \dots (247)$$

Этимъ опредѣляется входной діаметръ всасывающей трубы  $D_3$ . Также и здѣсь

$$c_2' = c_3 \dots \dots \dots (248)$$

и

$$D_2 = D_3 \dots \dots \dots (249)$$

Далѣе считаютъ приблизительно

$$c_2 = 1,2 \text{ до } 1,25 c_2' \dots \dots \dots (250)$$

Выбравъ эти величины, получаютъ скорость, соотвѣтствующую половинѣ полезнаго напора

$$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( H_w - \frac{c_2^2}{2g} \right)} \dots \dots \dots (251)$$

Приблизительно получается

$$v = 0,6 \text{ до } 0,63 \sqrt{2g H_w}$$

Окружную скорость  $u_1$  принимаютъ равной

$$u_1 = v \text{ до } 1,1 v \dots \dots \dots (252)$$

или даже еще больше.

Если выбрать еще уголъ  $\alpha_0$  выхода изъ направляющаго аппарата

$$\alpha_0 = 18 \text{ до } 20^\circ, \dots \dots \dots (253)$$

то можно построить входную діаграмму и найти изъ нея значенія для  $c_0$  и  $\beta_1$ .

Діаметръ входной окружности выбирается возможно малымъ

$$D_1 \leq 0,9 D_2 \dots \dots \dots (254)$$

Въ дальнѣйшемъ расчетъ ведется такъ же, какъ и для нормальной турбины. Высота колеса при входѣ получается обыкновенно очень большой.

$$b_1 \geq 0,5 D_1.$$

#### 140. Выходъ изъ рабочаго колеса.

Такъ какъ въ турбинахъ Френсиса вода отходитъ параллельно оси, то обстоятельства выхода чрезвычайно сложны. Для каждой точки меридианальнаго сѣченія выходной поверхности радиусъ  $r_2$  и окружная скорость  $u_2$  имѣютъ различныя значенія. Вода по выходѣ изъ колеса все еще находится въ неустановившемся движеніи и поэтому сразу ничего нельзя сказать опредѣленнаго относительно распредѣленія въ каждой точкѣ давления и скорости по величинѣ и направленію. Мы можемъ этотъ вопросъ рѣшать въ упрощенной формѣ. Правда, въ послѣднее время было сдѣлано съ извѣстнымъ успѣхомъ нѣсколько попытокъ аналитическаго изслѣдованія задачи о движеніи воды въ общемъ видѣ, и рѣшеніе ея достигнуто при извѣстныхъ предположеніяхъ относительно формы ободьевъ и условий движенія \*). Однако, эти особыя предположенія не охватываютъ, что касается формы ободьевъ, какъ разъ тѣхъ важныхъ профилей, которые возникли изъ потребностей техники.

Равнымъ образомъ предположеніе относительно условий движенія направлено односторонне, не учитывается вихревое движеніе, не введено въ разсмотрѣніе также и треніе о стѣнки каналовъ. Между тѣмъ легко замѣтить, что вихрь возникшій въ точкѣ  $W$  (фиг. 173 и 174. § 134), гдѣ каналъ еще широкъ и скорость мала, не можетъ распространяться на большое пространство. Болѣе важно, и на что должно быть обращено особое вниманіе: заставить воду течь по кратчайшему пути и при наименьшихъ сопротивленіяхъ тамъ, гдѣ каналъ наиболѣе узокъ.

Всѣ рѣшенія вышеуказаннаго вопроса движенія воды по лопаткамъ покоются на допущеніи, что во всѣхъ точкахъ параллели въ одинъ и тотъ же моментъ имѣются одинаковыя обстоятельства движенія. Отсюда слѣдуетъ, что всѣ водяныя струи, пересекающія одну и ту же параллель, образуютъ въ общей сложности поверхность вращенія. Послѣдняя можетъ быть названа поверхностью струй. Наша задача заключается въ конструированіи лопатокъ такимъ образомъ, чтобы вода переходила изъ колеса во всасывающую трубу, не имѣя вращательной вокругъ оси скорости.



фиг. 176.

Положимъ предварительно, что мы можемъ опредѣлить поверхности струй по двумъ даннымъ профилямъ ободьевъ. На фиг. 176 построена си-

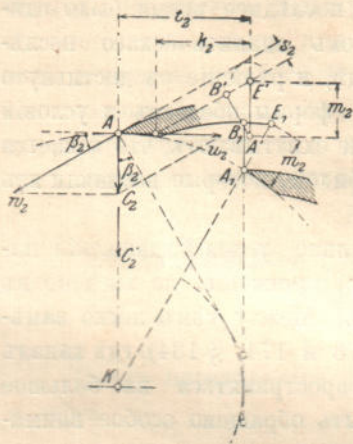
\*) Prásil, „Über Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen“, Schweiz. Bauzeitung 1903, № 41, S. 207. „Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelprofile für Turbinen und Kreiselpumpen“, Ibidem Bd. № 48, S. 277.

Lorenz, „Neue Grundlagen der Turbinentheorie“. Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1905, S. 257. Theorie und Berechnung der Vollturbinen und Kreiselpumpen“—München u. Berlin 1906. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure, 1905, S. 1670.

Bauersfeld, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure 1905, S. 1670.

стема меридіанальныхъ сѣченій этихъ поверхностей, дѣлящихъ турбину на равныя по расходу части. Каждая часть между двумя отдѣльными поверхностями струй называется элементарной турбиной. Зная площадь поперечнаго сѣченія элементарной турбины, можно найти для опредѣленнаго расхода меридіанальную скорость; меридіаны или линіи струй даютъ ей направленіе.

Если извѣстна для какой-нибудь точки  $A$  выходной кромки скорость  $c_2'$ , съ которой вода оставляетъ колесо, то легко дать концу лопатки въ разсматриваемомъ мѣстѣ такое направленіе, чтобы вода выходила нормально къ окружности. Проведя конусъ  $AK$ ,



фиг. 177.

касательный къ поверхности струй по параллели, проходящей черезъ точку  $A$ , и найди пересѣченіе его съ лопатками, развернувъ затѣмъ его на плоскость, получимъ фиг. 177. Для того чтобы приблизительно выполнить условіе свободного выхода, необходимо также и здѣсь очертить концы лопатокъ по разверткамъ.

Отложимъ отрѣзокъ  $AA'$  равный шагу лопатокъ  $t_2 = AA_1$  и проведемъ въ точкѣ  $B_1$  касательную къ развѣткѣ до точки  $E_1$ , тогда имѣемъ  $A_1E_1 = A'E' = m_2$ . Для нормальности вытеканія должно быть соблюдено условіе

$$\frac{m_2}{k_2} = \frac{c_2}{u_2}.$$

Обозначая далѣе черезъ  $c_2'$  выходную скорость колеса, будемъ имѣть

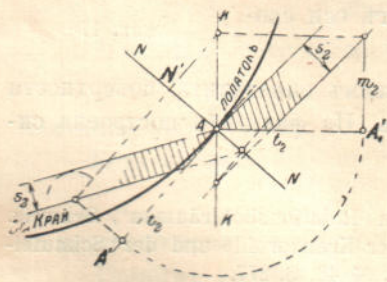
$$\frac{k_2}{t_2} = \frac{c_2'}{c_2}.$$

Затѣмъ шагъ лопатокъ  $t_2$  можетъ быть представленъ выраженіемъ

$$t_2 = \frac{60 u_2}{z_2 n},$$

гдѣ  $n$  обозначаетъ число оборотовъ. Изъ трехъ послѣднихъ уравненій получаемъ

$$m_2 = \frac{60}{z_2 n} c_2' \dots (255)$$



фиг. 178.

Эта величина  $m_2$ , которую мы назвали радиальное разстояніе между лопатками, измѣняется въ направленіи образующей конуса  $AK$ . Она не зависитъ отъ радіуса и потому можетъ служить удобнымъ основаніемъ для построенія кромки лопатки, коль скоро извѣстно  $c_2'$ .

Въ дальнѣйшемъ необходимо будетъ знать кромкѣ шага  $t_2$  еще толщину лопатки. При этомъ дѣло идетъ не о дѣйствительной толщинѣ  $s_2$ , а о той кажущейся толщинѣ  $s_2'$ , которая получится въ сѣченіи съ конусомъ  $AK$  (фиг. 178). Опредѣленіе послѣдней ясно изъ фиг. 178. На чертежѣ представлена часть выходной кромки, относительно которой предполагается, что она лежитъ въ плоскости меридіана.

Даны  $t_2$  и  $m_2$  въ плоскости  $AK$ . Зная еще  $s_2$  строимъ сѣченіе  $AN$ , нормальное къ кромкѣ лопатки, и чертимъ его въ совмѣщеніи. Отсюда получается совмѣщеніе разрѣза по  $AK$  и кажущаяся толщина  $s_2'$  \*).

**141. Линіи струй** могутъ быть построены въ общемъ случаѣ только при нѣкоторыхъ произвольныхъ допущеніяхъ. Предположимъ, напримѣръ, что поверхности струй дѣлятъ турбину на элементарныя турбины съ равными расходами и съ равными поперечными сѣченіями, слѣдовательно, скорости во всѣхъ точкахъ кривой пересѣкающей ортогонально всѣ линіи струй равны. При этомъ для упрощенія можно не принимать во вниманіе уменьшеніе живого сѣченія вслѣдствіе толщины лопатокъ.

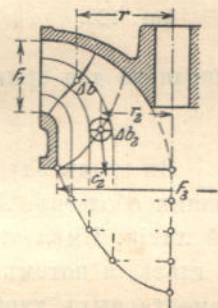
Задавшись формой ободьевъ (фиг. 179) и раздѣливъ поверхности  $F_1$  и  $F_3$  на  $x$  колець равной площади — проводить на глазъ линію струй и нѣсколько ортогональныхъ сѣченій (при чемъ для дѣленія выходной поверхности  $F_3$  можно воспользоваться параболой). Далѣе линіи струй измѣняются попытками до тѣхъ поръ, пока въ одномъ томъ и же нормальномъ сѣченіи произведенія  $r \Delta b$  для каждой элементарной турбины не будетъ постоянно. Скорость  $c_2'$  непосредственно послѣ выхода получается изъ уравненія

$$2 \pi r_2 \Delta b_2 = \frac{Q}{x c_2'}$$

Зная  $c_2'$ , можно вычислить изъ уравненія 255 § 140, значенія  $m_2$  и по нимъ построить кромку лопатки.

Вопросъ, въ какомъ направленіи ошибочны наши допущенія а вмѣстѣ съ тѣмъ и результаты, можетъ быть рѣшенъ слѣдующимъ образомъ. Такъ какъ вода измѣняетъ свое направленіе движенія изъ радіального въ осевое, то давленіе по направленію къ оси должно повышаться, значитъ скорость протеканія и выхода внутреннихъ струй получается меньше, чѣмъ по нашему предположенію. Линіи струй должны быть, такимъ образомъ, немного сдвинуты наружу.

Наиболѣе простымъ и удобнымъ предположеніемъ было бы то, что скорость  $c_2'$ , съ которой вода оставляетъ колесо, вездѣ одна и та же. Это



фиг. 179.

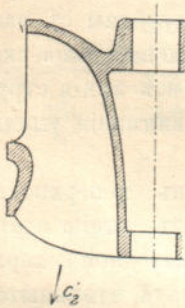
\*) Для уясненія этого чертежа нужно повернуть правую часть фигуры на  $90^\circ$  подъ плоскость чертежа около линіи  $КАК$ , а лѣвую т. е. сѣченіе плоскостью нормальной къ краю лопатки—около линіи  $НАN_1$  такъ что  $AA'$  и  $AA_1'$  совпадаютъ.  $AN'$  есть разстояніе между лопатками по образующей нормального конуса, аналогичное  $m_2$  въ сѣченіи конической поверхности, касательной къ поверхности струй. Прим. ред.

соотвѣствовало бы постоянству давления  $p_2$  во всѣхъ точкахъ выходной поверхности. Въ этомъ случаѣ величина

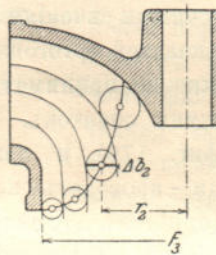
$$m_2 = \frac{60}{z_2 n} c_2'$$

была бы для всѣхъ точекъ выходной поверхности постоянна. Такъ какъ при этомъ линіи струй служатъ только для опредѣленія того направленія, въ которомъ должно измѣряться  $m_2$  и такъ какъ небольшая ошибка не имѣетъ значенія, то достаточно линіи струй провести на глазъ.

Для быстроходнаго колеса типа Camerer'a (фиг. 180) это допущеніе очевидно вполне осуществлено; однако, постоянство скорости  $c_2'$  отражается



фиг. 180.



фиг. 181.

неблагопріятно на другихъ обстоятельствахъ движенія. Внутренній край лопатки тянется на большомъ пространствѣ вдоль ступицы колеса, уже послѣ того какъ вода отдала почти всю свою энергію приближаясь къ оси. Удлиненіе лопатки является причиной увеличенія тренія.

Можно это предположеніе считать пригоднымъ также и для нормальныхъ турбинъ, поскольку

выполнено для кривой выхода условіе

$$2\pi \cdot \Sigma (r_2 \cdot \Delta b_2) = F_3.$$

Въ этомъ случаѣ не требуется задаваться одновременно обоими профилями ободьевъ. Лучше всего исходить изъ внѣшняго профиля и выходной линіи. Имѣя эти двѣ кривыя, проводятъ предварительно линіи струй на глазъ, а потомъ измѣняютъ ихъ до тѣхъ поръ, пока для каждой изъ  $x$  элементарныхъ турбинъ не будутъ имѣть мѣсто равенства

$$2\pi r_2 \cdot \Delta b_2 = \frac{F_3}{x}.$$

Отсюда получается достаточно оснований для построенія профиля верхняго обода. Выходная кромка лопатокъ можетъ быть тогда опредѣлена условіемъ  $m_2 = \text{const}$ .

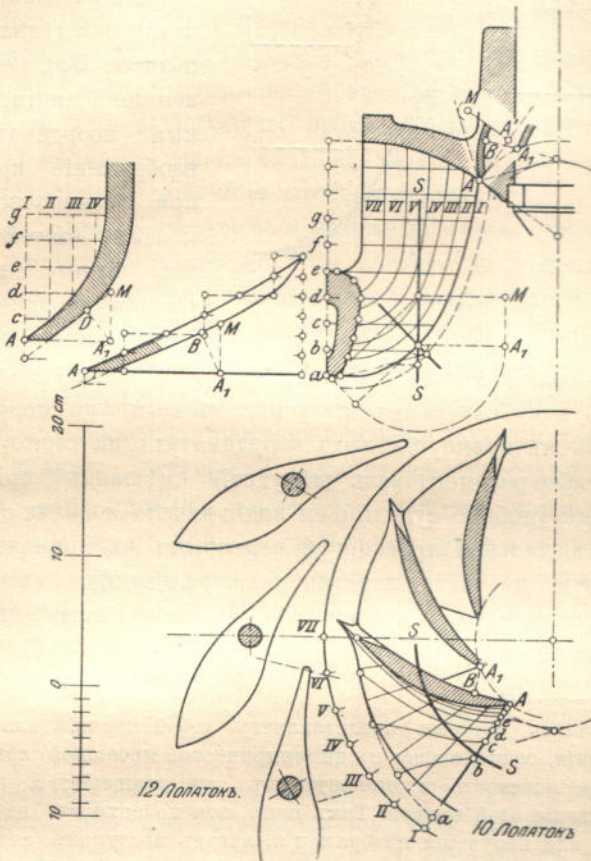
Можно часто встрѣтить, что значительное коническое расширеніе имѣется уже у рабочаго колеса (см. фиг. 173 и 174, § 134). При этомъ разсужденія относительно выхода изъ колеса становятся еще болѣе шаткими, а также и самый выходъ неправильнымъ.

Если имѣется возможность сдѣлать достаточно длинную коническую всасывающую трубу, то можно посовѣтывать оставить расширеніе для этой послѣдней; выигрышъ въ напорѣ останется въ концѣ концовъ тотъ же. Значительное уширеніе колеса допустимо въ случаѣ крайней необходимости тамъ, гдѣ нѣтъ мѣста для всасывающей трубы соотвѣтствующей длины.



## 142. Профилирование лопатокъ.

Поверхности лопатокъ, какъ поверхности двойкой кривизны, проще всего могутъ быть представлены двумя системами плоскихъ сѣченій. Первую систему образуютъ равноотстоящія другъ отъ друга плоскости нормальныя къ оси турбины; вторая система получается пересѣченіемъ поверхности лопатки осевыми плоскостями, образующими равные углы, при чемъ на чертежѣ строятся цилиндрическія проекціи кривыхъ пересѣченій со второй системой плоскостей. См. фиг. 182 \*).



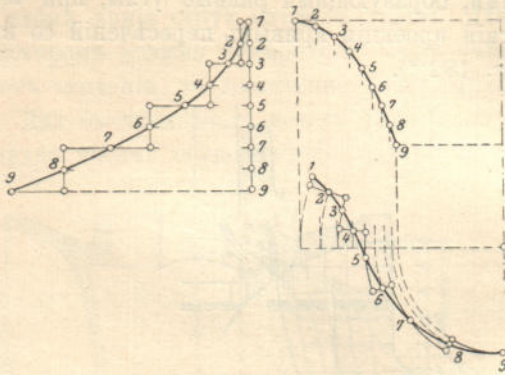
фиг. 182.

При вычерчиваніи данными должны быть разсматриваемы профили ободьевъ, число лопатокъ; далѣе, для входа: діаметръ, начальный уголъ и толщина лопатки, и для выхода величина  $m_2 = A_1 M$  и толщина лопатки.

Начинаютъ съ профили лопатки вдоль вѣнчаго обода; этотъ профиль наиболѣе искривленъ, на немъ легче всего можетъ произойти отставаніе воды и потому выбирать его нужно осторожно. Навлучшее представленіе о кривизнѣ профиля дала бы развертка на какую-нибудь соприкасающуюся

\*) Данная на чертежѣ турбина рассчитана на чистый напоръ 7,5 м., наибольшій расходъ 300 литр. въ сек., при 535 оборотахъ въ минуту.

плоскость линейчатой поверхности образованной, касательными къ нему. Но такъ какъ этотъ путь слишкомъ сложенъ, то можно рекомендовать слѣдующій способъ. На фиг. 183 даны меридианъ поверхности вращения и горизонтальная проекція лежащей на ней кривой. Проведемъ вдоль этой кривой ломанную линію, составленную попеременно изъ дугъ параллелей и изъ меридіана. Цѣлесообразно при этомъ элементарныя дуги меридіана брать равными между собой и располагать ихъ такъ, чтобы онѣ дѣлились кривой пополамъ. При перенесеніи этой ломанной линіи въ прямоугольныя координаты получаютъ изображеніе кривой, которое при бесконечно-малыхъ элементахъ взятой ломанной линіи, будетъ вполне точно.



фиг. 183.

Слѣдовательно, уменьшая элементъ ломанной линіи (съ увеличеніемъ ихъ числа) можно получать изображеніе съ произвольной точностью\*). Такъ какъ съ такимъ же успѣхомъ возможно перейти отъ изображенія кривой въ прямоугольныхъ координатахъ на горизонтальную проекцію ея, то можно рекомендовать слѣдующій смѣшанный приѣмъ; наносить кривую тамъ, гдѣ удобнѣе судить о ея видѣ; начало лопатки строить, напримѣръ, въ горизонтальной проекціи и переносить въ прямоугольныя координаты, выходную же часть лопатки (заштрихованную на чертежѣ 182), наоборотъ, достраиваютъ въ прямоугольныхъ координатахъ и только послѣ этого чертятъ въ планѣ.

\*) Правая часть чертежа представляетъ собой меридианальное сѣченіе поверхности вращения, совпадающее съ цилиндрической проекціей кривой и проекцію той же кривой на плоскость нормальную къ оси вращения; а лѣвая половина чертежа—изображеніе этой кривой. Такъ какъ эта поверхность не разворачивается на плоскость, то для полученія изображенія, авторъ поступилъ слѣдующимъ образомъ. Положеніе точки на поверхности вращения относительно выбранныхъ меридіана и параллели опредѣляется дугой параллели, проведенной черезъ данную точку отъ этой точки до главнаго меридіана и длиной меридіана отъ пересѣченія его съ параллелью точки до главной параллели. Если выбрать за оси координатъ, выпрямленный меридианъ и параллель, то для опредѣленія точки нужно будетъ отложить на этихъ осяхъ длины вышеуказанныхъ дугъ. На чертежѣ меридианъ раздѣленъ на 8 равныхъ частей, отложенныхъ по оси ординатъ; абсциссы же точекъ изображенія кривой равны длинамъ дугъ, окружности проведенной черезъ точку 1 отъ этой точки до радиуса, проведеннаго черезъ соответствующую точку проекціи кривой на плоскость нормальную къ оси вращения. Съ возрастаніемъ числа элементовъ меридіана ломанная линія приближается къ искомой кривой. Видъ изображенія на плоскости зависитъ отъ выбора главнаго меридіана. Для опредѣленности за главный меридианъ принимается меридианъ, проходящій черезъ начало кривой, считаемой отъ входа.

Прим. ред.

Выходная часть лопатки должна быть настолько длинна, чтобы перекрывать сосѣднюю приблизительно на половину шага.

Выходная кромка дѣлается почти всегда прямолинейной и направленной параллельно оси. Хотя ее можно было бы выбрать произвольно, но удобство такого выбора говорить само за себя.

Далѣе нужно построить выходную кромку. Также и здѣсь въ цѣляхъ болѣе удобнаго выполненія приходится сдѣлать специальное предположеніе: выходная кромка строится какъ плоская кривая, расположенная въ одной изъ осевыхъ плоскостей.

Затѣмъ переходятъ къ вычерчиванію верхняго профиля лопатки. Начинаютъ съ построения (фиг. 177) конца лопатокъ на разверткѣ касательнаго конуса и переносятъ чертежъ на горизонтальную проекцію; остальная часть можетъ быть безъ дальнѣйшаго проведена на горизонтальной проекціи, принимая во вниманіе только входной уголъ, ибо о кривизнѣ можно судить достаточно опредѣленно и въ этой проекціи.

Оставляя въ сторонѣ не совсѣмъ надежныя линіи струй, въ большинствѣ случаевъ достаточно развернуть еще среднее цилиндрическое сѣченіе, которое раздѣляетъ поверхность выхода на двѣ равныя части. Относительно этой цилиндрической поверхности принимаютъ, что она при расширяющемся выходѣ изъ колеса достаточно хорошо совпадаетъ со средней поверхностью струй, чтобы этимъ самымъ имѣть возможность безъ замѣтной ошибки установить форму конца лопатки, примѣняя соответствующія значенія  $t_2$  и  $m_2$  и принимая во вниманіе кажущуюся толщину лопатки согласно фиг. 178.

Эти три главные профиля даютъ для каждаго нормальнаго къ оси турбины сѣченія три точки. Проводя черезъ эти три точки кривыя на глазъ, строя одновременно вертикальныя проекціи, и исправляя кривыя въ обоихъ проекціяхъ, получаютъ въ концѣ концовъ безъ большой затраты работы вполне опредѣленную поверхность. При построеніи обнаруживаются недостатки сдѣланныя при выборѣ произвольныхъ величинъ. Попытками эти упущенія исправляютъ и получаютъ, наконецъ, вполне удовлетворительную форму лопатки.

При чугунныхъ лопаткахъ производится еще разъ особо построеніе задней поверхности, при чемъ, стараются получать для всѣхъ точекъ надлежащую толщину лопатки. При штампованныхъ (железныхъ или стальныхъ) лопаткахъ переднія и заднія ея поверхности параллельны другъ другу и отстоятъ на толщину лопатки.

Все вышесказанное относится также къ построенію лопатокъ направляющаго аппарата.

**143. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія** хорошей турбины Френсиса можетъ при благоприятныхъ условіяхъ достигнуть 0,85 и даже больше. Такого рода результаты получаются у нормальныхъ турбинъ, съ начальнымъ угломъ примѣрно равнымъ  $90^\circ$  и снабженныхъ конической расширяющейся всасывающей трубой. При этомъ предполагаются нормальныя условія работы, т. е. безударное вступленіе и нормальность выхода изъ колеса.

Тихоходныя и быстроходныя турбины работаютъ съ немного большими потерями и даютъ нѣсколько меньшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

Если расходъ турбины уклоняется въ ту или другую сторону отъ нормальнаго, то коэффициентъ полезнаго дѣйствія убываетъ. Если требуется, чтобы турбина давала еще высокій коэффициентъ полезнаго дѣйствія при сильно уменьшенномъ расходѣ, то этого можно достигнуть у турбинъ съ вращающимися лопатками Финка тѣмъ, что при полномъ расходѣ заставляютъ турбину работать съ большимъ переполненіемъ (т. е. турбина рассчитывается не на полный расходъ).

## V. Регулирование.

### Г Л А В А XVI.

#### Регулирование расхода.

##### 144. Сущность регулирования.

Целью регулирования является или поддержание постоянным числа оборотов или выравнивание движущаго момента съ моментом нагрузки, изменяя расходъ. Последнее можетъ быть исполнено двумя способами. Во-первыхъ, можно при неизмѣнномъ сѣченіи каналовъ направляющаго аппарата измѣнять расходъ при помощи щита въ подводящемъ каналѣ или трубѣ (напримѣръ, можно поставить щитъ при стѣнѣ трубы на фиг. 69). Этотъ способъ, до нѣкоторой степени, соотвѣтствуетъ регулированію дроссель клапаномъ въ паровыхъ машинахъ. При немъ, какъ будетъ указано ниже, мощность турбины измѣняется пропорціонально кубу расхода, и теряется даромъ напоръ  $H - H_1$  (фиг. 184). Во-вторыхъ, регулировать турбину можно, измѣняя поперечныя сѣченія каналовъ направляющаго аппарата или закрывая часть этихъ каналовъ.

Пусть турбина построена такъ, что при извѣстномъ напорѣ  $H$  работаетъ съ опредѣленнымъ расходомъ  $Q$ . Если притокъ воды уменьшится до  $Q_1$ , то сначала расходъ остается прежнимъ. Слѣдовательно, верхній уровень воды долженъ падать, пока расходъ не сдѣлается равнымъ притоку. При этомъ, верхній уровень воды установится на вполнѣ опредѣленной высотѣ  $H_1$ , величину которой можно опредѣлить изъ соотношенія

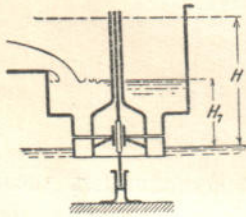
$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}}.$$

Расходъ, слѣдовательно, регулируется самъ собой. Но при этомъ потеря энергии относительно слишкомъ велика, какъ показываетъ слѣдующее разсужденіе. Отношеніе мощности при новомъ состояніи къ прежней ея величинѣ, предполагая, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія не измѣнился, выразится такъ:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{Q_1 H_1}{Q H} = \frac{Q_1^3}{Q^3}.$$

Мощность, слѣдовательно, убываетъ пропорціонально третьей степени расхода. Въ дѣйствительности дѣло обстоитъ еще хуже, потому что окружная скорость, которая должна быть постоянной, не соответствуетъ уменьшившемуся напору, такъ что коэффициентъ полезнаго дѣйствія ухудшается. Потеря происходитъ главнымъ образомъ оттого, что часть напора  $H - H_1$  (фиг. 184) теряется, совершенно не производя работы \*).

Этой потери можно избѣгать, настолько сузивши живыя сѣченія каналовъ, черезъ которые протекаетъ вода, чтобы напоръ не могъ уменьшаться. Въ этомъ случаѣ мощность, опять таки предполагая, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія не уменьшится, убываетъ пропорціонально расходу.



фиг. 184.

Изъ этого разсужденія видно, что приспособленія для измѣненія живыхъ сѣченій каналовъ представляютъ важную составную часть турбины. Въ дальнѣйшемъ они будутъ называться органами регулирующими расходъ.

Въ турбинахъ реактивныхъ скорости, живыя сѣченія каналовъ и расходъ находятся между собою, а также съ напоромъ въ простыхъ однозныхъ соотношеніяхъ. Если, напримѣръ, при одномъ и томъ же напорѣ, скорости не должны мѣняться, то нужно одновременно всѣ сѣченія каналовъ турбины измѣнить соответственно ея новому расходу. Но это ведетъ къ трудностямъ, для преодоленія которыхъ до сихъ поръ дѣлались только слабыя и безрезультатныя попытки. Поэтому для простоты довольствуются тѣмъ, что мѣняютъ только живыя сѣченія каналовъ направляющаго аппарата, въ то время какъ рабочее колесо не мѣняется. При этомъ соотношенія между скоростями нарушаются, и коэффициентъ полезнаго дѣйствія падаетъ.

Иначе обстоитъ дѣло съ активными турбинами. Здѣсь скорости зависятъ только отъ напора. Каналы въ рабочемъ колесѣ берутся и для нормальнаго расхода значительно большаго поперечнаго сѣченія, чѣмъ это необходимо было бы; поэтому, если въ каналахъ пространство, не занятое водой, еще увеличится при уменьшеніи расхода, то это мало отражается на коэффициентѣ полезнаго дѣйствія.

Тамъ, гдѣ установка состоитъ всего изъ одной турбины, важно, чтобы послѣдняя была въ состояніи и небольшія части нормальнаго расхода использовать съ хорошимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія. Гдѣ же установка состоитъ изъ нѣсколькихъ единицъ, тамъ это требованіе ставить не приходится, потому что, если не хватаетъ воды для всѣхъ турбинъ, то нѣкоторыя изъ нихъ могутъ быть выключены, а остальные могутъ работать приблизительно при нормальномъ расходѣ, т. е. при болѣе или менѣе благоприятныхъ условіяхъ.

\*) Для простоты здѣсь принято, что нижній уровень воды остается неизмѣннымъ; въ большинствѣ случаевъ, однако, онъ падаетъ вмѣстѣ съ расходомъ; напоръ незначительно увеличивается и это немного улучшаетъ работу турбины.

#### 145. Регулированіе закрываніемъ отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата.

Если направляющій аппаратъ имѣетъ большое количество каналовъ, то уменьшеніе площади, черезъ которую протекаетъ вода, можетъ быть достигнута закрываніемъ извѣстнаго числа каналовъ. При этомъ каналы рабочаго колеса приходятъ попеременно то подъ закрытые, то подъ открытые каналы направляющаго аппарата.

При активныхъ турбинахъ, которыя работаютъ въ воздухѣ, вода можетъ, при вступленіи какого-нибудь канала рабочаго колеса подъ открытую часть направляющаго аппарата, сразу же принимать свою нормальную скорость, такъ какъ каналъ передъ тѣмъ содержалъ только воздухъ; послѣ того, какъ каналъ попадаетъ подъ закрытую часть, вода безпрепятственно продолжаетъ свое движеніе, потому что воздухъ можетъ свободно проникать въ колесо. Добавочныя потери возникаютъ только вслѣдствіе неизбежнаго разбрызгиванія струи, которое показано на фиг. 128 § 99. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія, если число переходовъ отъ закрытой части направляющаго аппарата къ открытой сдѣлано возможно малымъ, при закрываніи отдѣльныхъ каналовъ падаетъ незначительно. Слѣдовательно, нужно закрывать каналы рядомъ лежаціе. Чтобы рабочее колесо оставалось нагруженнымъ симметрично, разбиваютъ обыкновенно закрытые каналы на двѣ другъ противъ друга расположенныя группы.

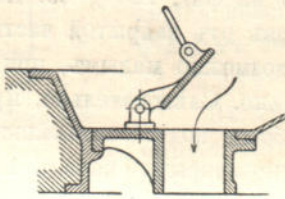
Гораздо менѣе благопріятно обстоятъ дѣло съ реактивными турбинами, у которыхъ каналы рабочаго колеса наполнены водой и подъ закрытыми каналами направляющаго аппарата, поскольку турбины эти работаютъ погруженными въ воду. Вода въ каналѣ рабочаго колеса при вступленіи подъ открытую часть направляющаго аппарата должна внезапно ускориться и обратно, она испытываетъ внезапное замедленіе при вступленіи подъ закрытую его часть; оба эти явленія сопровождаются большими потерями энергій а отсюда слѣдуетъ, что при закрываніи отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата коэффициентъ полезнаго дѣйствія ухудшается. Едва ли не хуже еще химическія и механическія дѣйствія появляющихся при этихъ переходахъ вихрей. Благодаря имъ изъ воды выдѣляется воздухъ и окисляетъ желѣзо стѣнокъ канала; затѣмъ, вода смываетъ слой окисла и процессъ повторяется снова. Такимъ образомъ, на ободьяхъ и на лопаткахъ появляются раздѣденныя мѣста, которыя, увеличиваясь при извѣстныхъ обстоятельствахъ до невѣроятныхъ размѣровъ, могутъ привести рабочее колесо въ полную негодность. Если турбина мало или даже вовсе не погружена въ воду, то можно зло исправить въ обоихъ отношеніяхъ, вентилируя ее, т. е. вводя воздухъ въ закрытые каналы направляющаго аппарата. Такимъ образомъ, каналамъ рабочаго колеса дается возможность опорожниться, когда они входятъ подъ закрытую часть направляющаго аппарата.

Въ большей пригодности къ регулированію помощью закрыванія отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата заключается важное преимущество активныхъ турбинъ. На этихъ же основаніяхъ парціальныя турбины бываютъ исключительно активными.

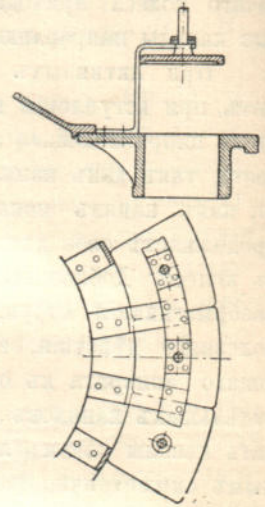
Регулирование закрытиемъ отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата можетъ производиться только скачками, такъ какъ обыкновенно закрываютъ сразу по крайней мѣрѣ одинъ цѣлый каналъ. Если число каналовъ не слишкомъ мало, то регулирование получается достаточно чувствительнымъ.

Здѣсь представлены нѣкоторыя изъ употребительнѣйшихъ устройствъ для закрыванія каналовъ направляющаго аппарата осевыхъ турбинъ.

Клапанъ (фиг. 185), прикрываетъ отъ одного до двухъ каналовъ. Тарелка (фиг. 186) перекрываетъ обыкновенно нѣсколько каналовъ сразу. Вертикальныя задвижки (фиг. 187) передвига-

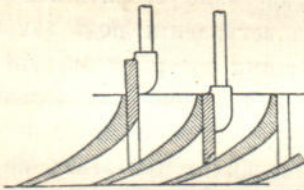


фиг. 185.

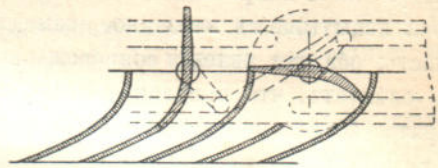


фиг. 186.

ются въ одиночку или группами. Онѣ не даютъ плотнаго закрытія. Если во всѣхъ этихъ трехъ устройствахъ въ качествѣ тягъ употреблены трубы,



фиг. 187.



фиг. 188.

то послѣдними можно пользоваться для вентиляванія. Вращающійся клапанъ (фиг. 188), прикрывающій сразу два канала даетъ еще менѣе плотное закрытіе.

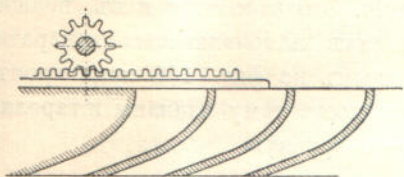
Всѣ эти устройства примѣнимы только при сравнительно небольшихъ напорахъ.

У многоступенчатыхъ турбинъ Жонваля отдѣльные вѣнды прикрываются цѣликомъ кольцеобразными заслонками. Понятно, что такое регулирование весьма грубо.

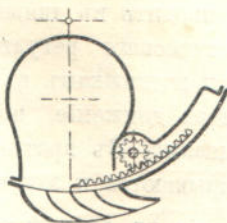
При парціальныхъ какъ осевыхъ, такъ и радіальныхъ турбинахъ примѣняются болѣе простыя и прочныя щиты (фиг. 189, 190, 191). При закрываніи щиты должны двигаться противъ лопатокъ (фиг. 189), чтобы при частичномъ закрытіи канала вода, вступаящая въ него передъ краемъ щита, могла направляться лопаткой. Щитъ дѣлаетъ возможнымъ, приблизительно, равномерное измѣненіе расхода. На фиг. 190 изображенъ щитъ



для парціальной турбины Жирара на горизонтальномъ валу (колеса Ш в а м круга). На фиг. 191 представленъ регулирующий щитъ изъ двухъ симметричныхъ половинокъ, при которомъ давленія на него совершенно



фиг. 189.



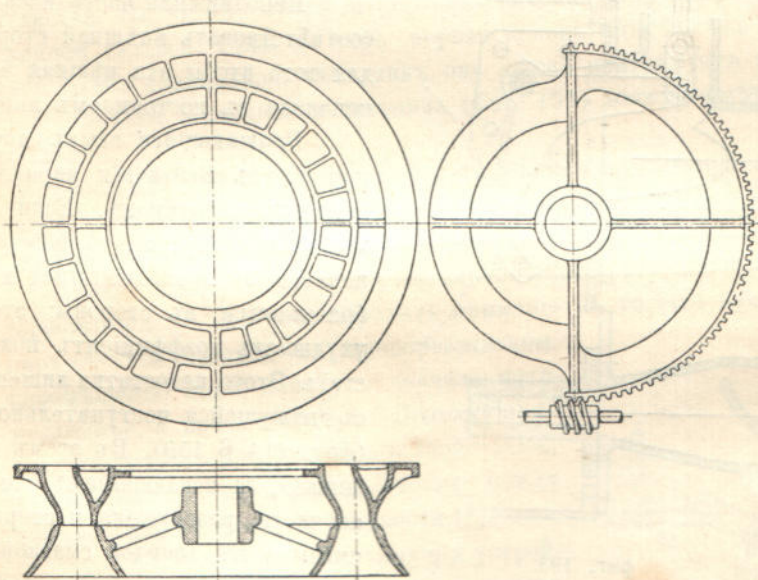
фиг. 190.



фиг. 191.

уравновѣшиваются; этотъ щитъ, поэтому легко передвигается при большихъ напорахъ; но съ другой стороны не плотно прикрываетъ выходныя отверстія.

Такъ какъ для щита должно оставаться мѣсто въ части направляющаго аппарата, гдѣ нѣтъ каналовъ, то вода можетъ вступать при этой регулировкѣ не больше, чѣмъ по половинѣ направляющаго аппарата. Фиг. 192 показываетъ, какъ при помощи остроумнаго конструктивнаго видоизмѣненія щита, можно имъ пользоваться и для полныхъ турбинъ. Передвинувши на



фиг. 192.

одной половинѣ окружности входныя отверстія каналовъ направляющаго аппарата немного больше, чѣмъ на половину ихъ ширины наружу, а на другой—настолько же внутрь, выигрываютъ свободное мѣсто для обѣихъ половинокъ щита, изъ которыхъ каждая можетъ закрыть каналы на цѣлой полуокружности. Обѣ эти половинки соединены и вращаются вмѣстѣ.

Легко замѣтить, что эту же мысль можно использовать и въ случаѣ радиальныхъ турбинъ съ внутреннимъ подводомъ воды.

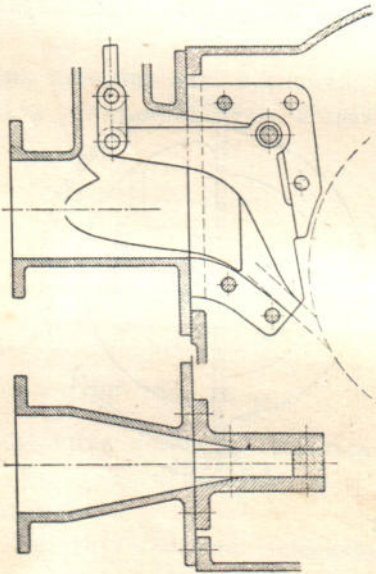
Щитъ можно приводить въ движеніе отъ турбины и поэтому онъ пригоденъ и для автоматическаго регулированія. Это относится и къ вращающимся клапанамъ, и задвижкамъ въ каналахъ направляющаго аппарата, если они приводятся въ движеніе, показаннымъ на фиг. 188 пунктиромъ, кольцомъ съ двумя пазами. Въ противоположность тому клапаны и тарелки (фиг. 185 и 186) открываются и закрываются вручную.

#### 146. Регулированіе въ случаѣ направляющаго аппарата съ отдѣльными насадками.

Если направляющій аппаратъ имѣетъ всего одинъ каналъ, то не остается ничего другого, какъ мѣнять живое сѣченіе отверстія. На фиг. 193 показана весьма употребительная конструкція для тангенціальныхъ колесъ, регулированіе въ которомъ производится вращающимся языкомъ (фиг. 157 § 119). Отверстіе открывается давленіемъ воды и его нужно только въ случаѣ надобности прикрывать. Наибольшее усиліе при регулированіи возникаетъ при совершенномъ закрытіи отверстія насадка; его не трудно опредѣлить.

Неподвижная часть насадка должна соответствовать вѣшной сторонѣ струи, для того чтобы эта вѣшняя часть струи попадала въ постоянное направленіе.

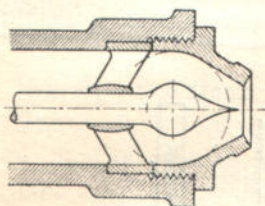
Вращающійся языкъ даетъ только при одномъ положеніи параллельное направленіе струйкамъ. Если уменьшать выходное отверстіе, то поверхности становятся болѣе сходящимися и струя разбрасывается въ стороны; это конечно, ухудшаетъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Этого недостатка лишень насадокъ съ движущейся поступательно задвижкой (фиг. 214 § 159). Въ этомъ случаѣ задвижка, за исключеніемъ самой нижней ея части, разгружена и сверхъ того она смазывается твердой смазкой; поэтому и передвигается настолько легко, что открывається медленно сама. Слѣдовательно, она можетъ также легко обслуживаться сервомоторомъ, какъ и вращающійся языкъ.



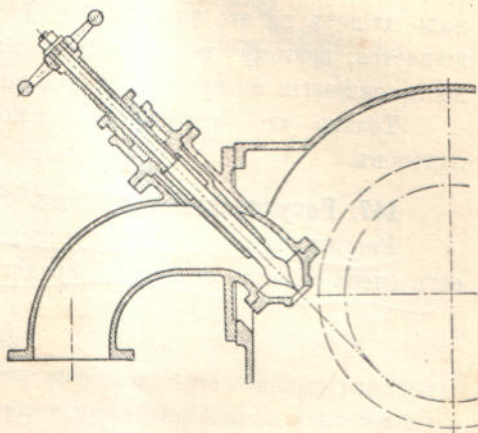
фиг. 193.

Какъ движущаяся поступательно задвижка, такъ и вращающійся языкъ должны изготовляться изъ бронзы, во избѣжаніе приржавленія. Будучи хорошо пригнаны они даютъ плотное закрытіе, которое съ теченіемъ времени у вращающагося языка, конечно, перестаетъ имѣть мѣсто. При задвижкѣ же, маленькая неплотность не имѣетъ значенія, такъ какъ немного воды можетъ уйти только въ самой нижней части насадка.

Весьма пригоднымъ нужно считать для тангенціальныхъ колесъ конической насадокъ W. A. Dobl'a въ Санъ-Франциско, съ острой регулирующей иглой \*) (фиг. 194 и 195). Насадокъ этотъ даетъ даже при выдвинутой далеко впередъ иглѣ плотную струю; только уже при довольно большомъ суженіи сопротивленія становятся значительными. При этомъ важно, чтобы игла была хорошо центрирована. Въ случаѣ, когда втулка для стер-



фиг. 194.



фиг. 195.

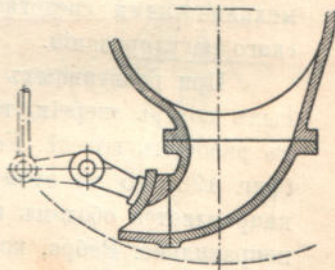
жня иглы поддерживается тремя ребрами (фиг. 194), является то неудобство, что при нечистой водѣ тонкими ребрами легко задерживаются трава и листья. Въ этомъ случаѣ скорѣе слѣдовало бы иглу направить (фиг. 195), длинной гильзой. Сама по себѣ первая конскрукція должна бы быть признана болѣе правильной, такъ какъ она лучше центрируетъ иглу.

Нарѣзки шпинделя и сальника (фиг. 195) должны имѣть одинъ и тотъ же шагъ.

Насадокъ нужно настолько сузить, чтобы и при совершенно отодвинутой назадъ иглѣ, площадь поперечнаго сѣченія въ свѣту уменьшалась постепенно. Головка иглы должна быть какъ разъ такой, чтобы она закрывала отверстие.

Если игла служить для автоматическаго регулированія при помощи сервомотора, то слѣдуетъ обратить вниманіе на то, что измѣненія поперечнаго сѣченія насадка не пропорціональны перемѣщенію иглы, и будутъ сначала идти медленнѣе, а потомъ быстрѣе. Поэтому приходится прибѣгать къ особымъ устройствамъ, для сохраненія пропорціональности между измѣненіями скорости и мощности \*\*).

Въ то время какъ предыдущія устройства предназначаются для тангенціальныхъ колесъ, вѣшняя вращающаяся, задвижка, (bascule extérieure, фиг. 196) изобрѣтена Pissard'омъ въ Женевѣ для радіальныхъ колесъ съ внутреннимъ



фиг. 196.

\*) Homberger, Zeitschr. d. Vereines deutsch. Ingenieure. 1904, S 1901.

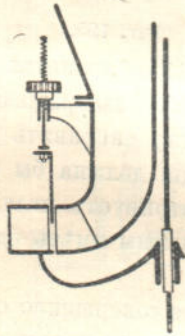
\*\*\*) См. статью автора „Alte und neue Tangentialräder, Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 133.

подводомъ воды. Струя благодаря острому краю задвижки испытываетъ сильное сжатіе. Такъ какъ направленіе струи опредѣляется главнымъ образомъ направленіемъ края противоположащей грани насадка, то положеніе задвижки мало вліяетъ на это направленіе. Давленіе на задвижку вполнѣ уравнивается; поэтому для передвиженія ея требуется небольшая сила. Плотность закрытія со временемъ разстраивается.

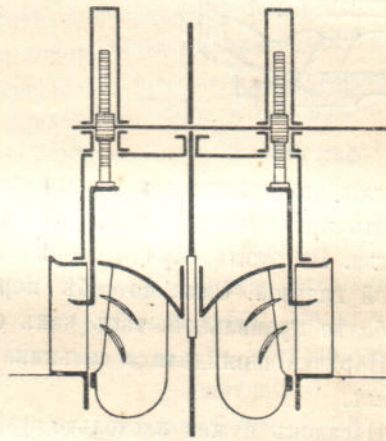
Только что описанныя приспособленія пригодны для какихъ угодно напоровъ.

#### 147. Регулирование щитомъ въ зазорѣ.

Регулирование цилиндрическимъ щитомъ въ зазорѣ (фиг. 197 и 198) есть очень простое и вѣрное средство, для одновременнаго закрыванія ка-



фиг. 197.



фиг. 198.

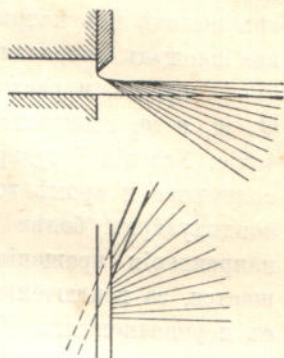
наловъ при выходѣ изъ направляющаго аппарата. Такъ какъ давленія на щитъ взаимно уравниваются, то онъ легко можетъ быть передвигаемъ механическими средствами и весьма пригоденъ поэтому для автоматическаго регулированія.

При реактивныхъ турбинахъ щитъ является источникомъ значительныхъ потерь энергіи, такъ какъ за нимъ получается внезапное расширеніе въ рабочемъ колесѣ. Если въ турбинѣ Френсиса щитъ задвигается сверху (фиг. 198) то къ этому присоединяется еще то неудобство, что вода не направляется ободомъ колеса и протеканіе ея должно происходить довольно неправильно. Ребра, которыя иногда дѣлаются по американскому образцу на лопаткахъ рабочаго колеса, не могутъ этого измѣнить, и поэтому врядъ ли имѣютъ какое-нибудь значеніе. Лучше было бы вдвигать щитъ въ противоположномъ направленіи (снизу); тогда вода направлялась бы хоть какъ-нибудь ободомъ колеса. При турбинахъ на горизонтальномъ валу это не представляло бы никакихъ трудностей.

Если цилиндрической щитъ тонокъ, то струйки, протекающія возлѣ края его, претерпѣваютъ перпендикулярное къ нему отклоненіе, какъ пока-

зано на фиг. 199 для свободно вытекающей струи. Это явление можно избежать, помощью наставок на кольцевом щите (фиг. 198), входящих в пространства между лопатками направляющего аппарата.

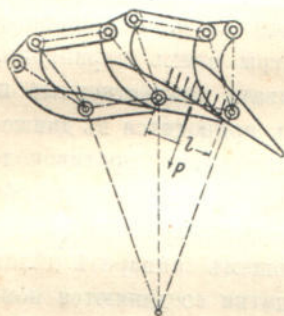
Цилиндрический щит ставится также иногда при выходе из рабочего колеса турбины Фурнейрова. Но это не влияет на улучшение коэффициента полезного действия. Лучше обстоит дело с цилиндрическими щитами, как наружными, так и находящимися в зазор в случае многоступенчатых турбин, если каждый раз закрывается целая ступень.



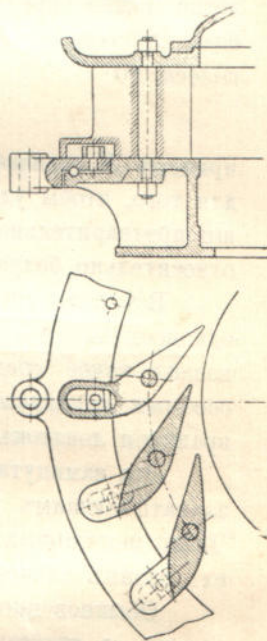
фиг. 199.

#### 148. Вращающиеся лопатки Финка.

Наилучшим средством для одновременного прикрывания всех каналов направляющего аппарата являются вращающиеся лопатки Финка (фиг. 200 и 201). В лопатки направляющего аппарата вращаются одновременно около неподвижных болтов и благодаря этому мѣняется нормальное расстояние  $a_0$  между лопатками у выхода. Торцы лопаток направляющего аппарата при поворачивании должны находиться все время в соприкосновении с обоими ободьями. Это условие выполняется, если ободья составляют части концентрических шаров, а оси вращения лопаток направлены по радиусам этих шаров. На практикѣ важенъ только тотъ случай, когда радиусы становятся бесконечно большими, когда,



фиг. 200.



фиг. 201.

слѣдовательно, ободья плоски. Вращающиеся лопатки и применяются поэтому исключительно у радиальных турбин, да и то только с наружным подводом воды, так как в направляющем аппаратѣ турбинъ с внутренним подводомъ для вращающихся лопатокъ не хватаетъ мѣста.

При неполномъ закрытїи лопатокъ направляющего аппарата, в рабочее колесо вступаетъ меньше воды, при чемъ реактивность уменьшается, а

слѣдовательно, и уменьшается давленіе въ зазорѣ и, значить, скорость при выходѣ изъ направляющаго аппарата увеличивается; однако-жъ выходная площадь направляющаго аппарата уменьшается скорѣе, чѣмъ возрастаетъ скорость, и расходъ въ концѣ концовъ убываетъ. Величины  $\alpha_0$ ,  $a_0$ ,  $Q$ ,  $w_1$  и  $w_2$  становятся меньше и только  $c_0$  испытываетъ нѣкоторое увеличеніе. Условія безударнаго вступленія воды въ рабочее колесо уже не выполняются и кромѣ того, при выходѣ изъ послѣдняго струйки воды не перпендикулярны болѣе къ входной поверхности, а отклоняются немного въ направленіи вращенія; коэффициентъ полезнаго дѣйствія поэтому уменьшается, за исключеніемъ того случая, когда турбина передъ тѣмъ работала съ переполненіемъ. (См. § 133).

Болты, служащіе осями вращенія лопатокъ, должны быть достаточно прочными, такъ какъ они должны, кромѣ прямого своего назначенія, еще связывать ободья колеса. Лопатки въ мѣстѣ прохода болтовъ сильно утолщаются. Силы, дѣйствующія на болты и лопатки, должны быть получены изъ особыхъ соображеній. Максимальная нагрузка, которая имѣетъ наибольшее значеніе, получается при совершенно закрытыхъ лопаткахъ. Ее легко можно опредѣлить (фиг. 200). Если  $l$  обозначаетъ длину, на которую одна лопатка перекрываетъ другую снаружи, а  $b$  высоту направляющаго колеса, то

$$P = lb H_1,$$

причемъ  $H$  означаетъ полный напоръ. Вращающій моментъ, необходимый для того, чтобы удерживать лопатку въ равновѣсїи, легко вычислить, узнавши предварительно величину равнодѣйствующей  $P$ , а также ея положеніе относительно болта.

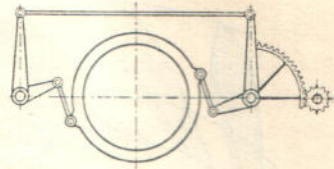
Всѣ лопатки должны быть соединены между собою такъ, чтобы онѣ одновременно поворачивались на одинъ и тотъ же уголъ. На фиг. 200 показано такое соединеніе при помощи тягъ, сочлененныхъ шарнирами съ особыми приливами лопатокъ. Центры этихъ шарнировъ, а также центры вращенія лопатокъ должны образовывать тождественные параллелограммы\*).

Эта замкнутая шарнирная цѣпь приводится въ движеніе механизмомъ, захватывающимъ ее въ двухъ діаметрально противоположныхъ точкахъ. Число шарнирныхъ соединеній довольно велико и это обстоятельство имѣетъ своимъ слѣдствіемъ быстрое разстройство механизма.

Обыкновенно же въ направляющемъ аппаратѣ дѣлаютъ вращающееся кольцо, съ которымъ отдѣльныя лопатки соединяются помощью маленькихъ тягъ на шарнирахъ или же кривошиповъ (См. фиг. 201). Прорѣзь кривошипной передачи находится или въ кольцѣ или въ лопаткѣ; кольцо должно легко передвигаться; при большихъ турбинахъ его обыкновенно заставляютъ вращаться на шарикахъ. Кольцу сообщается движеніе въ двухъ точкахъ. Механизмъ, приводящій кольцо въ движеніе, долженъ быть строго

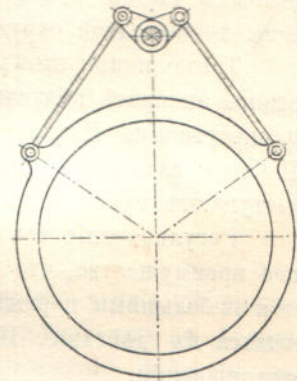
\* ) А. Foresti, Миланъ. Швейцарскій патентъ № 23392.

симметричнымъ, точки приложения вращающихся кольцо силъ должны быть диаметрально противоположны, какъ напримѣръ, на фиг. 202. За недостаткомъ мѣста часто останавливаются на устройствѣ, показанномъ на фиг. 203, при которомъ, какъ только кольцо выходитъ изъ средняго положенія, симметрия шатуновъ нарушается. Чтобы избѣгнуть въ этомъ случаѣ защемленія, нужно предоставить оси ломаннаго рычага, приводящаго въ движеніе тяги, нѣкоторую возможность игры въ подшипникѣ.



фиг. 202.

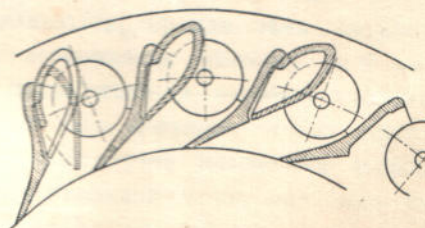
Большое количество шарнирныхъ соединеній подвергается сильному снашиванію; весь механизмъ легко расхлябывается. Причиной является песокъ, содержащійся въ рабочей водѣ, поэтому всѣ сочлененія (фиг. 201) защищаются особыми выступами лопатокъ. Важнѣе еще то обстоятельство, что лопатки въ потокѣ воды начинаютъ вибрировать подобно флюгеру въ воздухѣ. Если поверхности сочлененій, по которымъ происходитъ треніе, состоятъ отчасти, или исключительно изъ желѣза, то благодаря ржавчинѣ и дрожанію происходитъ быстрое ихъ снашиваніе, такъ какъ при сотрясеніяхъ всякій разъ обнажаются новыя мѣста. Этому можно помочь придавши тущимся поверхностямъ большіе размѣры и дѣлая ихъ изъ мѣди. Болты также слѣдуетъ покрывать латунью. Ухудшающимъ дѣло обстоятельствомъ является то, что сочлененія нельзя какъ слѣдуетъ смазывать.



фиг. 203.

#### 149. Регулирование Шаада и Цодела.

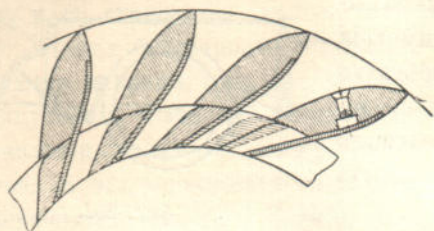
Менѣе совершеннымъ съ точки зрѣнія направленія струекъ воды является регулирование по системѣ Шаада (фиг. 204). Каждая лопатка направляющаго колеса состоитъ изъ неподвижной и вращающейся части. Неподвижныя части лопатокъ отличаются заодно съ ободьями направляющаго аппарата, что придаетъ послѣднему большую прочность. Подвижныя части вращаются на большихъ шайбахъ, служащихъ въ одно и то же время цапфами. Онѣ поворачиваются какъ и лопатки Финка всѣ одновременно помощью кольца. При не вполне закрытыхъ лопаткахъ вода подвергается сильному сжатію и разбивается на отдѣльныя струи съ боль-



фиг. 204.

шими промежутками. Соединеніе струй въ рабочемъ колесѣ происходитъ съ образованіемъ вихрей и съ значительными потерями на ударъ.

Въ регулированіи по системѣ Цодела (фиг. 205). всѣ лопатки направляющаго аппарата цилиндрической поверхностью раздѣлены на двѣ ча-



фиг. 205.

сти: внѣшняя, отлитая заодно съ обоими ободьями, неподвижна; внутренняя же, также отлитая заодно съ двумя узкими ободьями, образуютъ какъ бы рѣшетчатую заслонку, которая, вращаясь, можетъ болѣе или менѣе уменьшать живое сѣченіе каналовъ при выходѣ. Спинки непод-

вижныхъ частей лопатокъ помощью привинченныхъ пластинокъ продолжены до выходной окружности направляющаго аппарата.

Также и при этомъ регулированіи при закрытомъ отчасти направляющемъ аппаратѣ получаются струи, отдѣленные другъ отъ друга большими промежутками. Параллельное направленіе струекъ немного лучше, чѣмъ у Шаада; зато здѣсь имѣетъ мѣсто внезапное суженіе, такъ какъ въ каналы выступаютъ тупые углы подвижныхъ частей лопатокъ.

Регулированіе Финка, Шаада и Цодела имѣютъ то общее большое преимущество, что полное закрытіе направляющаго аппарата достигается небольшими перемѣщеніями и что всѣ эти регулированія легко приводятся въ дѣйствіе. Поэтому они особенно годятся для автоматическаго регулированія.



## Регулирование скорости.

## 150. Общий взгляд на задачу.

Для мощности турбины имеем выражение:

$$L = eGH;$$

гдѣ  $G$  всѣ протекающей въ одну секунду воды,  $H$  напоръ, а  $e$  полный коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Пусть  $W$  окружное усилие на турбинномъ валу преодолеваемое турбиной, а  $u$  соответствующая окружная скорость, въ такомъ случаѣ, съ другой стороны,

$$L = Wu = eGH.$$

Если во время нормальнаго хода турбины окружное усилие  $W$  уменьшается, то очевидно скорость должна расти. Но возростаніе это не будетъ продолжаться безъ конца, такъ какъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія падаетъ по мѣрѣ отклоненія скорости отъ нормальной. Для каждой нагрузки устанавливается своя вполнѣ опредѣленная скорость. Если нагрузка сдѣлается равной нулю, то турбина достигнетъ наибольшей скорости, какую она вообще способна развить при данномъ напорѣ. Она называется скоростью холостого хода и имѣетъ вполнѣ опредѣленное значеніе. Если, наоборотъ, нагрузка увеличивается, то скорость уменьшается, пока наконецъ турбина не остановится, когда нагрузка достигнетъ опредѣленной максимальной величины.

Такого рода саморегулирование достаточно тамъ, гдѣ колебанія нагрузки незначительны и не требуется особой равномерности хода. Тамъ же гдѣ требуется большая равномерность хода, равновѣсія между силой и сопротивленіемъ, должно тотчасъ возстанавливаться, прежде чѣмъ скорость успѣетъ значительно измѣниться. Для возможности рѣшенія этой задачи необходимо, чтобы какъ количество воды, такъ и размѣры турбины были достаточными для преодоленія наибольшаго, могущаго имѣть мѣсто, сопротивленія. Другими словами, турбина въ случаѣ надобности должна развивать мощность настолько большую нормальной, чтобы она была въ состояніи удовлетворить мгновеннымъ повышеннымъ требованіямъ обслуживаемаго ею производства. Если расходъ уменьшается, то нагрузка турбины должно быть уменьшена настолько, чтобы располагаемая энергія турбины всегда была больше нагрузки.

Для получения постоянной скорости существуют два способа: можно приравливать мощность турбины к мѣняющейся нагрузкѣ, или, не мѣняя мощности турбины, вводить параллельно нагрузки турбины нѣкоторое переменное добавочное сопротивление. Это послѣднее получается отъ тормазныхъ регуляторовъ. Такъ называются приспособленія, въ которыхъ механическая работа поглощается какими-либо сопротивлениями и переходитъ въ теплоту. Большею частью это колловратные насосы заставляющіе циркулировать жидкость по нѣкоторому замкнутому циклу, при чемъ на пути циркуляціи включено дроссельное приспособленіе; сопротивление котораго измѣняется автоматически таксометромъ (коническимъ регуляторомъ). Для оттормаживанія большого количества энергіи они не пригодны, такъ какъ рабочая жидкость сильно нагревается. Ихъ примѣненіе ограничено тѣми случаями, когда нужно сдѣлать равномернымъ ходъ турбины, не имѣющей никакихъ другихъ регулирующихъ приспособленій.

Болѣе употребительнымъ способомъ регулированія является измѣненіе мощности турбины. Такъ какъ мощность зависитъ отъ расхода и дѣйствующаго напора, то задачу можно рѣшать двояко. Устроивъ въ подводящемъ трубопроводѣ дроссельный клапанъ или во всасывающей трубѣ цилиндрической щитъ, можно измѣнить одновременно какъ расходъ, такъ и дѣйствующій напоръ. Оба приспособленія имѣютъ тотъ недостатокъ, что мощность мѣняется не пропорціонально перемѣщеніямъ регулирующихъ приспособленій. Они должны быть значительно прикрыты, прежде чѣмъ это отразится на мощности; съ этого же момента убываніе мощности растетъ чрезвычайно быстро.

Въ преобладающемъ же большинствѣ случаевъ мѣняютъ только расходъ, пользуясь описанными въ предыдущей главѣ приспособленіями въ направляющемъ аппаратѣ для измѣненія расхода. Въ тангенціальныхъ колесахъ иногда живое сѣченіе насадка не мѣняется, а большую или меньшую часть струи отклоняютъ такъ, чтобы она не попадала на лопатки колеса. Калифорнійскіе конструкторы, напримѣръ, отклоняютъ болѣе или менѣе самый насадокъ; фирма же „Briegleb, Hansen & Co“ въ Готѣ отщепляетъ отъ главной струи посредствомъ двухъ подвижныхъ клиньевъ, двѣ боковыя струйки, не попадающія на колесо.

Регулированіе измѣненіемъ одного расхода имѣетъ то преимущество, что вода расходуется не больше, чѣмъ нужно для преодоленія полезнаго сопротивления. Конечно, это имѣетъ значеніе только тамъ, гдѣ не использованную въ данный моментъ воду можно сберечь, гдѣ, слѣдовательно, турбина питается изъ какого-либо водосборнаго бассейна. Въ противномъ случаѣ, собственно говоря, безразлично будетъ ли вся вода использована турбиной и затѣмъ излишекъ мощности поглощенъ тѣмъ или инымъ тормазнымъ регуляторомъ, или же сбереженную воду придется спустить черезъ плотину.

Если турбина работаетъ параллельно съ паровой машиной, то она устанавливается на расходъ, равный притоку воды, а регулированіе представляется всецѣло паровой машинѣ. Это и понятно: важнѣе сберечь уголь,

чѣмъ воду. Почти всѣ регулирующие приспособленія могутъ приводиться въ дѣйствіе отъ руки. Регулирование вручную можно устраивать въ тѣхъ случаяхъ, когда нагрузка мѣняется не часто и не сильно, или когда не требуется особой равномерности. Во всѣхъ остальныхъ случаяхъ приходится прибѣгать къ автоматическому регулированию. Въ дальнѣйшемъ будутъ только рассмотрѣны регулиующія устройства въ основаніе которыхъ положено измѣненіе расхода помощью воздѣйствія на направляющій аппаратъ. Не всякое такое устройство пригодно для автоматическаго регулирования, оно должно удовлетворять слѣдующимъ условіямъ:

1. удобно приводится въ дѣйствіе механическими средствами,
2. при малыхъ перемѣщеніяхъ регулирующихъ органовъ значительно измѣняетъ расходъ,
3. мѣнять мощность приблизительно пропорціонально перемѣщеніямъ,
4. требовать небольшихъ усилій для приведенія въ дѣйствіе.

Особенно строгія требованія относительно быстроты и точности регулирования предъявляются электро-техникой, и многія регуляторныя устройства, довавшія вполнѣ удовлетворительные результаты, на трансмиссионныхъ приводахъ не могутъ быстро и достаточно точно слѣдовать за значительными колебаніями генераторовъ электрической нагрузки, поэтому отъ нихъ пришлось, конечно, отказаться. Къ подобному роду регулирования относится регулирование закрываніемъ отдѣльныхъ каналовъ направляющаго аппарата. Значительно въ большей степени отвѣчаютъ всѣмъ вышеуказаннымъ требованіямъ регулирование турбины Френсиса по способу Финка, Шаада или Цодела, а также вышеуказанные способы регулирования отдѣльныхъ насадковъ направляющаго аппарата для тангенціальныхъ колесъ. Цилиндрическіе щиты передъ рабочимъ колесомъ или за нимъ могутъ найти примѣненіе въ тѣхъ случаяхъ, когда не важно, чтобы коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины, оставался высокимъ при малыхъ расходахъ. Во всякомъ случаѣ эти щиты являются источникомъ вихрей сильно разбѣдающихъ ободья и лопатки турбинъ.

### 151. Основные положенія регулирования.

Задача автоматическаго регулирования скорости, которую приходится рѣшать для всѣхъ машинъ-двигателей, имѣетъ большое практическое значеніе. Представляя неисчерпаемый источникъ для математическаго изслѣдованія, она издавна привлекала вниманіе теоретиковъ. Въ виду большой сложности вопроса здѣсь приходится ограничиться упрощеннымъ представленіемъ важнѣйшихъ его сторонъ.

Задача состоитъ въ томъ, чтобы, какъ только мѣняется нагрузка турбины, приводились въ движеніе регулиующія органы, причемъ перемѣщеніе этихъ органовъ должно быть въ соотвѣтствіи съ измѣненіемъ нагрузки, чтобы такимъ образомъ немедленно опять возстановливалось равновѣсіе; значить, слѣдовало бы устроить такъ, чтобы регулиующіе органы приводились въ дѣйствіе въ непосредственной зависимости отъ измѣненія нагрузки. Этого можно было бы достигнуть, передавая работу турбины помощью

пружины, прогибъ которой мѣняется съ измѣненіемъ нагрузки. Деформациі пружины нужно было бы использовать для приведенія въ дѣйствіе регулирующихъ органовъ. Рѣшеніе задачи этимъ способомъ представляетъ много трудностей и не имѣло примѣненія.

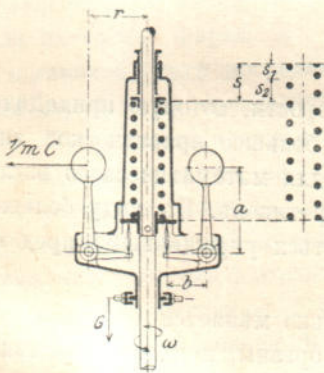
Единственно употребительнымъ способомъ является приведеніе въ дѣйствіе регулирующихъ органовъ въ зависимости отъ измѣненій скорости, являющихся результатомъ нарушенія равновѣсія. При этомъ сразу же ясно, что такимъ путемъ задача не можетъ быть рѣшена точно, такъ какъ для того чтобы регулирующее приспособленіе начало дѣйствовать, должны быть уже на лицо измѣненія скорости; но такъ какъ эти измѣненія могутъ быть очень малыми, то этимъ путемъ можно удовлетворить всѣмъ потребностямъ практики.

Исходнымъ пунктомъ всего регулирующаго механизма является приспособленіе, принимающее вполнѣ опредѣленное положеніе для всякой скорости и, такимъ образомъ, характеризующее скорость для даннаго момента. Это приспособленіе будемъ называть тахометромъ (отъ греч. *ταχος* = скорость). Обыкновенно же его называютъ просто регуляторомъ. Помощью перестановочнаго механизма онъ приводитъ въ дѣйствіе регулирующие органы.

Такимъ образомъ, весь регулирующий механизмъ, или просто регуляторъ, состоитъ изъ тахометра, перестановочнаго механизма и регулирующихъ органовъ.

### 152. Тахометръ.

При гидравлическихъ двигателяхъ примѣняются преимущественно центробѣжные пружинные тахометры, въ которыхъ всѣ муфты замѣнены пружиной. Фиг. 206 представляетъ одну изъ весьма употребительныхъ конструкций. Для простоты предположимъ, что въ среднемъ положеніи рычаги вышеуказаннаго тахометра вертикальны и находятся на разстояніи  $r$  отъ оси. Съ увеличеніемъ скорости шары расходятся, пружина сжимается и коробка тахометра опускается. Масса всѣхъ шаровъ, которыхъ въ общемъ случаѣ можетъ быть  $m$ , пусть равняется  $M$ . Обыкновенно  $m = 2$ .



фиг. 206.

Для того чтобы шары находились въ относительномъ равновѣсіи при вращеніи съ угловою скоростью  $\omega$  необходимо къ нимъ приложить центробѣжную силу (силу инерціи)

$$C = M \omega^2 r,$$

уравновѣшиваемую пружиной. Въ то же время пружина должна нести на себѣ и всѣ части, которая двигаются вмѣстѣ съ муфтой вверхъ и внизъ и всѣ которыхъ обозначены черезъ  $G$ .

Пружину можно рассматривать, как совершенно упругое тело, изменение ее длины в таком случае пропорциональны нагрузке пружины.

Пусть нагрузка в  $p$  кг, соответствует сжатие в 1 см. В таком случае деформация от собственного веса движущихся частей равна

$$s_1 = \frac{G}{p},$$

а соответствующая центробежной силе шаров.

$$s_2 = C \frac{a}{bp} \dots \dots \dots (256)$$

Полное сжатие, следовательно, будет

$$s = s_1 + s_2.$$

Условие равновесия всей системы можно выразить так

$$ps = G + \frac{a}{b} C \dots \dots \dots (257)$$

или, если ввести для  $C$  его значение:

$$ps = G + \frac{a}{b} M \omega^2 r.$$

Отсюда находим

$$\omega^2 = \frac{ps - G}{rM} \frac{b}{a} = \frac{ps_2}{rM} \frac{b}{a} \dots \dots \dots (258)$$

Каждой угловой скорости соответствует совершенно определенное сжатие пружины. Предварительно увеличивая или уменьшая начальное натяжение пружины, можно тахометр в известных пределах приспособить для любой скорости. Здесь предполагается, что предельная нагрузка пружины не превзойдена \*).

Если при некоторой определенной, меняющейся угловой скорости нарушить равновесие передвинувши, например, вниз муфту на бесконечно малое расстояние  $ds$ , то шары расходятся и центробежная сила возрастает.

\*) Пусть  $P$  означает всю нагрузку пружины  $= ps$  в кг.

$d$  диаметр пружинной проволоки в см.

$D$  средний диаметр пружины в см.

$\delta$  допускаемое напряжение (для закаленной рессорной стали 4000 до 4500 кг/см<sup>2</sup>).

$\lambda$  модуль упругости при сдвиге (850000 кг/см<sup>2</sup>).

$x$  число витков пружины,

то размеры пружины можно определить из уравнения

$$\frac{PD}{2} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma.$$

Нагрузка  $p$ , вызывающая сжатие пружины на 1 см. такова

$$p = \frac{d^4 \gamma}{16 x D^2}.$$

Одновременно пружина испытывает болѣе сильное сжатіе, а соответственно этому увеличивается и ея сопротивленіе.

Продифференцировавъ уравненіе 257, получимъ:

$$ds = \frac{a}{bp} dC,$$

раздѣливши же полученное на уравненіе 256, будемъ имѣть:

$$\frac{ds}{s_2} = \frac{dC}{C},$$

условіе того, что тахометръ остается и въ новомъ положеніи въ равновѣсіи.

Если введемъ для  $C$  его значеніе и замѣтимъ изъ чертежа, что

$$\frac{ds}{dr} = \frac{b}{a},$$

то получается, какъ условіе безразличнаго равновѣсія, соотношеніе

$$s_2 = \frac{b}{a} r \dots \dots \dots (259)$$

Въ томъ случаѣ, когда натяженіе пружины возрастаетъ быстрѣе центробѣжной силы, т. е. когда

$$\frac{ds}{s_2} > \frac{dC}{C}$$

или

$$s_2 < \frac{b}{a} r, \dots \dots \dots (260)$$

тахометръ возвращается въ первоначальное положеніе, равновѣсіе устойчиво.

Если же наоборотъ

$$s_2 > \frac{b}{a} r, \dots \dots \dots (261)$$

то шары при малѣйшемъ нарушеніи равновѣсія стремятся разойтись возможно больше; это случай неустойчиваго равновѣсія.

Такимъ образомъ, пружинному тахометру можно сообщать совершенно различныя свойства, измѣняя значеніе  $s_2$ , т. е. соответствующее натяженіе пружины. Тахометръ слишкомъ мало устойчивый можно сдѣлать болѣе устойчивымъ, уменьшивши натяженіе пружины. При этомъ только нужно помнить, что каждому натяженію пружины соответствуетъ по уравненію 258 вполне опредѣленная скорость.

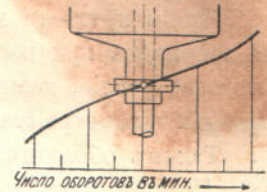
### 153. Зависимость между окружной скоростью и путемъ проходимымъ муфтой тахометра.

Ясное представленіе о свойствахъ тахометра даетъ кривая, которая получается, если (фиг. 207) по оси абсциссъ откладывать число оборотовъ, а по ординатамъ пути, проходимые муфтой. Чѣмъ круче эта кривая, тѣмъ болѣе приближается состояніе тахометра къ безразличному равновѣсію, или къ такъ называемой, астатичности.

Направление касательной въ какой-либо точки кривой, соответствующей скорости  $\omega$ , можетъ быть определено на основаніи слѣдующихъ соображеній. Пусть  $\omega$  получить приращеніе  $d\omega$  и вълѣдствіе этого натяженіе пружины  $P$  увеличится на  $dP$  и центробѣжная сила шаровъ  $C$  на  $dC$ . Пусть въ новомъ состояніи опять наступитъ равновѣсіе; условіемъ для этого будетъ

$$\frac{dP}{P - G} = \frac{dC}{C}.$$

причемъ  $G$  есть вѣсъ всѣхъ частей движущахся по-ступательно вмѣстѣ съ муфтой (см. фиг. 206).



фиг. 207.

Но по предыдущему

$$P = ps$$

$$C = M\omega^2 r$$

$$dP = pds$$

$$dC = M(2r\omega d\omega + \omega^2 dr)$$

$$G = ps_1$$

$$s - s_1 = s_2.$$

Вставивъ эти значенія въ только что выведенное условіе равновѣсія, получимъ его въ новомъ видѣ

$$\frac{ds}{s_2} = 2 \frac{d\omega}{\omega} + \frac{dr}{r}$$

или, такъ какъ

$$dr = \frac{a}{b} ds,$$

$$\frac{ds}{s_2} = 2 \frac{d\omega}{\omega} + \frac{a}{b} \frac{s_2}{r} \frac{ds}{s_2}.$$

Рѣшивъ это уравненіе относительно  $ds:s_2$  и замѣнивши  $\omega$  черезъ число оборотовъ  $n$ , будемъ имѣть

$$\frac{ds}{s_2} = 2 \frac{dn}{n} \frac{r}{r - \frac{a}{b} s_2} \dots \dots \dots (262)$$

Это соотношеніе можно считать приблизительно вѣрнымъ и для небольшихъ конечныхъ перемѣщеній муфты; оно показываетъ, что сжатіе пружины измѣняется вдвое быстрее, чѣмъ число оборотовъ.

Для углового коэффициента касательной къ вышеуказанной кривой получается изъ уравненія 262.

$$\frac{ds}{dn} = 2 \frac{rs_2}{n \left( r - \frac{a}{b} s_2 \right)} \dots \dots \dots (263)$$

Отношеніе  $ds:dn = \infty$ , если знаменатель въ правой части выраженія равенъ нулю, т. е. когда

$$s_2 = \frac{b}{a} r.$$

Это есть уже раньше выведенное условіе астатичности.

### 154. Энергия регулятора.

Съ измѣненіемъ окружной скорости, перемѣщается въ томъ или другомъ направленіи муфта и такъ какъ при этомъ долженъ приводиться въ движеніе перестановочный механизмъ, то важно знать, какое сопротивленіе можетъ преодолѣть данный тахометръ.

Чтобы привести муфту неподвижнаго тахометра въ положеніе, какое она занимаетъ при нормальномъ числѣ оборотовъ, приходится преодолѣть нѣкоторое усиліе, называемое силой приведенной къ муфтѣ. При вращеніи тахометра эта сила уравновѣшивается центробѣжной силой шаровъ.

Такимъ образомъ приведенная сила  $S$  пропорціональна центробѣжной силѣ. Но такъ какъ послѣдняя сила измѣняется пропорціонально квадрату угловой скорости  $\omega$ , то пишемъ:

$$S = \varphi \omega^2,$$

при чемъ  $\varphi$  зависитъ отъ массъ и размѣровъ тахометра и остается неизмѣннымъ, пока муфта не перемѣщается. Пусть окружная скорость измѣнилась на  $d\omega$ ; тогда, чтобы муфта не измѣнила своего положенія, къ ней нужно будетъ приложить добавочную силу  $dS$ , для которой посредствомъ дифференцированія получимъ выраженіе

$$dS = 2\varphi \omega d\omega.$$

Если второе уравненіе раздѣлить на первое, то будемъ имѣть

$$\frac{dS}{S} = 2 \frac{d\omega}{\omega} \dots \dots \dots (264)$$

Величина  $dS$  есть усиліе, которое нужно приложить къ муфтѣ, чтобы она не измѣнила своего положенія, несмотря на измѣнившуюся скорость. Если окружная скорость продолжаетъ измѣняться, то муфта приходитъ въ движеніе, если усиліе  $dS$  не будетъ увеличено. Слѣдовательно,  $dS$  представляетъ силу, съ которою тахометръ можетъ преодолевать сопротивленія и передвигать перестановочный механизмъ, при измѣненіи угловой скорости на  $d\omega$ ; ее называютъ энергіей тахометра. Отношеніе между энергіей тахометра и приведенной силой  $S$  вдвое больше относительнаго измѣненія скорости. Чтобы тахометръ обладалъ большею энергіей, нужно только увеличить силу  $S$ .

Это же разсужденіе безъ замѣтной погрѣшности можно распространить и на небольшія конечныя передвиженія; оно примѣнимо ко всѣмъ безъ исключенія центробѣжнымъ тахометрамъ.

### 155. Нечувствительность.

Для того чтобы муфта тахометра перемѣстилась, скорость  $\omega$  должна измѣниться на величину  $\Delta\omega$  настолько, чтобы возникающая благодаря этому измѣненію энергія была достаточна для преодоленія какъ сопротивленія  $W$  въ перестановочномъ механизмѣ, такъ и силъ тренія  $R$  въ сочлененіяхъ самого тахометра. Если считать уравненіе 264 вѣрнымъ и для небольшихъ конечныхъ перемѣщеній, то оно даетъ соотношеніе



$$\Delta S = R + W = 2S \frac{\Delta \omega}{\omega},$$

откуда

$$\frac{\Delta \omega}{\omega} = \frac{R + W}{2S}.$$

При возрастании окружной скорости муфта придет в движение лишь тогда, когда скорость достигнет значения  $\omega + \Delta \omega$ , а при убывании соответственно значение  $\omega - \Delta \omega$ . В этих же границах тахометр остается нечувствительным. Мѣрой нечувствительности может служить отношение

$$\epsilon = \frac{(\omega + \Delta \omega) - (\omega - \Delta \omega)}{\omega} = \frac{2 \Delta \omega}{\omega} \dots \dots (265)$$

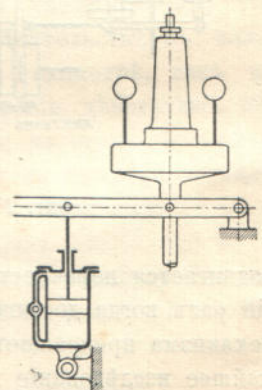
или вставив предыдущее выражение для  $\Delta \omega : \omega$  получимъ

$$\epsilon = \frac{R + S}{S} \dots \dots \dots (266)$$

Въ зависимости отъ назначенія двигателя, который регулируется даннымъ тахометромъ, нечувствительность не должна превосходить извѣстнаго предѣла. Величины  $R$  и  $W$  большей частью напередъ подсчитаны быть не могутъ, такъ какъ внутреннее треніе сильно завистъ отъ случайностей выполнения и у одинаковыхъ совершенно тахометровъ можетъ быть совершенно различно. Конечно, стараются внутреннее треніе по возможности уменьшить, такъ напимѣръ, шарниры въ сочлененіяхъ замѣняютъ призматическими опорами. Кромѣ того, слѣдуетъ обратить вниманіе на то, чтобы результирующая давленія пружины была строго направлена по ея оси.

**156. Масляный катарактъ.**

Для точнаго регулированія весьма важно, чтобы тахометръ немедленно послѣ измѣненія числа оборотовъ переходилъ въ новое положеніе равновѣсія. Чѣмъ быстрѣе онъ приходитъ въ движеніе, тѣмъ большія живыя силы накапливаются въ передвигающихся частяхъ его. Эти живыя силы, заставляютъ тахометръ совершать колебательныя движенія. Эти колебательныя движенія продолжаются до тѣхъ поръ, пока благодаря вѣшнимъ сопротивленіемъ новаго положенія они не затухнутъ окончательно. Первоначальное отклоненіе отъ положенія равновѣсія будетъ тѣмъ больше, чѣмъ больше массы, поэтому пружинные тахометры, въ которыхъ массы меньше, предпочтается вѣсовымъ. Для возможно быстро уничтоженія этихъ колебаній, примѣняется масляный катарактъ, устройство котораго показано на фиг. 208. Муфта прямо или съ помощью рычаговъ соединена съ цилиндромъ наполненнымъ масломъ. При движеніи муфты поршень долженъ вытѣснить масло, которое можетъ протекать съ одной стороны поршня на другую черезъ небольшой каналъ. Съеніе этого канала можетъ быть измѣнено и такимъ путемъ перетеканію масла сообщается большее или меньшее сопротивленіе. Масляный катарактъ не даетъ муфтѣ возможности приобрести большую скорость, а при небольшой



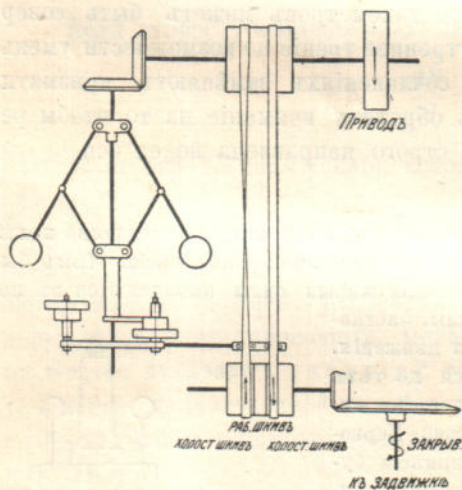
фиг. 208.

скорости перетекание масла происходит безъ замѣтнаго сопротивленія. И такимъ образомъ муфта спокойно переходитъ въ свое новое положеніе.

### 157. Перестановочный механизмъ непрямого дѣйствія.

При паровыхъ машинахъ достаточно простаго, состоящаго изъ тягъ и рычаговъ, перестановочнаго механизма, чтобы такъ или иначе дѣйствовать на парораспределительные органы, а потому въ послѣднихъ сопротивленія перемѣщеніямъ незначительны. Въ турбинахъ же регулирующие органы почти никогда не передвигаются непосредственно тахометромъ, такъ какъ въ случаѣ самыхъ благоприятныхъ условий сопротивленія настолько велики, что для преодоленія ихъ потребовался бы тахометръ огромныхъ размѣровъ. Только тормазные регуляторы могутъ приводиться въ дѣйствіе непосредственно центробѣжными тахометрами. По этой причинѣ для приведенія въ дѣйствіе регулирующихъ органовъ пользуются отдѣльной движущей силой, которая находится подъ контролемъ тахометра. Онъ долженъ только включать или выключать движущую силу, а для этого достаточно и сравнительно небольшая энергія тахометра.

Въ качествѣ движущей силы для приведенія въ движеніе регулирующихъ органовъ, можно пользоваться силой доставляемой самой же турбиной. Фиг. 209 показываетъ подобное устройство въ упрощенномъ видѣ. Къ нижнему концу муфты прикрѣплена кулачная шайба, которая помощью двухъ ступенчатыхъ роликовъ передвигаетъ вилку привода. Въ изображенномъ на чертежѣ среднемъ положеніи оба ремня находятся на холостыхъ шкивахъ. Если скорость увеличивается, то муфта подымается; вилка привода передвигается влѣво, открытый ремень попадаетъ на рабочий шкивъ и переставляетъ регулирующие органы на закрытіе. Какъ только устанавливается нормальная скорость, органы перестановочнаго механизма опять приходятъ въ среднее положеніе и движеніе регулирующихъ органовъ прекращается. Если наоборотъ скорость уменьшается, муфта опускается, на рабочий шкивъ



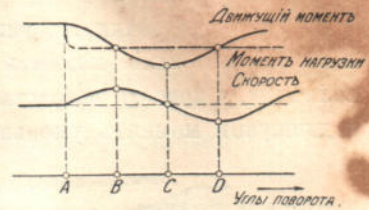
фиг. 209.

надвигается перекрестный ремень и регулирование идетъ на открытіе. Всякій разъ, когда достигается нормальная скорость, дѣйствіе перестановочнаго механизма прекращается; такимъ образомъ задача какъ будто рѣшена. Ближайшее изслѣдованіе показываетъ однако, что это не такъ.

Легко замѣтить, что при описанномъ устройствѣ между положеніемъ тахометра и положеніемъ регулирующихъ органовъ нѣтъ никакой определенной зависимости; въ этомъ случаѣ мы имѣемъ дѣло съ перестановочнымъ механизмомъ непрямого дѣйствія. Дѣйствіе этого устройства можно

прослѣдить слѣдующимъ образомъ, нанося по оси абсциссъ углы поворота турбины, а по ординатамъ движущіе моменты турбины, моменты нагрузки и скорости вращения. Предположимъ, что въ моментъ, соответствующій точки *A* и до него (фиг. 210) движущій моментъ турбины уравновѣшивался моментомъ нагрузки, при чемъ происходило равномерное вращеніе, а затѣмъ произошло внезапное уменьшеніе момента нагрузки на нѣкоторую величину. Въ такомъ случаѣ скорость вращения возрастетъ и регулирование работаетъ въ смыслѣ уменьшенія движущаго момента.

Пусть въ точкѣ *B* движущій моментъ опять сравнялся съ моментомъ нагрузки. Теперь опять могло бы наступить равновѣсіе; но механизмъ самъ не позволитъ этого на основаніи слѣдующихъ соображеній. Пока движущій моментъ былъ больше, т. е. до точки *B*, скорость все возрастала. Она, слѣ-



фиг. 210.

довательно, стала больше нормальной и тахометръ продолжаетъ дѣйствовать на регулирующие органы. Слѣдствіемъ этого является дальнѣйшее уменьшеніе движущаго момента. Теперь, конечно, скорость начинаетъ падать и если она наконецъ въ точкѣ *C* достигаетъ нормальнаго значенія, то движущій моментъ между тѣмъ, сталъ меньше момента нагрузки, слѣдовательно, равновѣсіе опять не можетъ наступить; напротивъ, скорость продолжаетъ падать. Благодаря этому движущій моментъ опять начинаетъ возрастать и т. д. Всякій разъ, когда скорость пріобрѣтаетъ нормальное значеніе, движущій моментъ имѣетъ либо максимальное, либо минимальное свое значеніе. Дѣйствіе перестановочнаго механизма на регулирующие органы никогда не прекращается какъ разъ въ то мгновеніе, когда движущій моментъ и моментъ нагрузки равны другъ другу. Ясно, что равновѣсіе вообще установится не можетъ; система находится въ состояніи періодическаго движенія около средняго положенія. Въ такомъ случаѣ говорятъ о перерегулированіи. Будетъ ли амплитуда этихъ колебаній увеличиваться, уменьшаться, или оставаться прежней, зависитъ отъ обстоятельствъ въ каждомъ частномъ случаѣ. Всегда имѣющія мѣсто какъ въ тахометрѣ, такъ и въ перестановочномъ механизмѣ сопротивленія отъ тренія дѣйствуютъ на колебанія успокаивающе, заставляютъ ихъ затухать; въ этомъ и коренится причина того, что подобныя устройства, несмотря на ихъ принципиальную ошибочность, могутъ работать удовлетворительно до тѣхъ поръ, пока колебанія нагрузки не слишкомъ значительны и внезапны. Это и имѣетъ большею частью мѣсто при трансмиссионной передачѣ отъ турбины. Въ случаѣ же работъ турбинъ на генераторы не прямо дѣйствующее регулирующее устройство работаетъ неудовлетворительно.

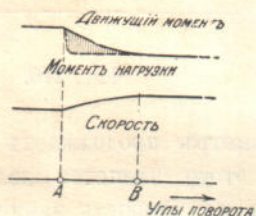
### 158. Прямо дѣйствующій перестановочный механизмъ.

Совершенно иначе по существу работаетъ регулирующий механизмъ въ томъ случаѣ, когда регулирующие органы связаны съ тахометромъ принужденнымъ механизмомъ, т. е. когда каждому положенію послѣдняго соотвѣт-

ствуется вполне определенное положение первых; а, значит, и вполне определенный движущий момент.

Примем сначала, что муфта и регулирующие органы связаны посредством жесткого механизма. Предположим что трение во всем регулирующем механизме, точно также как и массы передвигаемых частей тахометра ничтожно малы. В этих предположениях тахометр, а с ним и регулирующие органы будут следовать за изменениями скорости самым точным образом.

Пусть до точки *A* (фиг. 211) скорость вращения была равномерной, и в это мгновение момент нагрузки внезапно уменьшился на некоторую величину. Скорость возрастает, регулирование начинает функционировать и движущий момент уменьшается. Как только последний станет равным



фиг. 211.



фиг. 212.

моменту нагрузки, поводы для дальнейшего возрастания скорости исчезают. Движение регулирующих органов прекращается и они устанавливаются в новом положении; таким образом наступает новое положение равновесия. Конечно, оно не соответствует прежнему; новая скорость больше прежней. Решение задачи регулирования, таким образом, является несовершенным; но это остающееся увеличение скорости гораздо меньше вредно чем периодические колебания, наступающие при не прямо действующем регуляторе. Кроме того существуют средства установить колебания скорости в тесных пределах или вовсе их уничтожить.

Площадь, заключенная между кривыми движущаго момента и момента нагрузки имеет вполне определенное значение; она представляет избыток или недостаток живой силы турбины и может быть при увеличении вращающихся масс турбины распределена по времени более плавно.

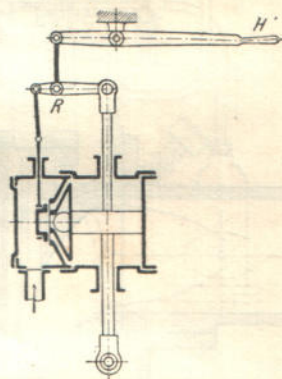
В действительности, так как не все предположения осуществляются, явление протекает несколько иначе. Благодаря всегда имеющемуся трению действие тахометра замедляется а инерция частей заставляет переходить через положение равновесия. Вследствие этого переход в новое положение равновесия (фиг. 212) происходит колебательно. Если массы и трение по возможности малы, то колебательное движение затухает быстро, и получается новое устойчивое положение равновесия. При больших силах трения могут, конечно, образоваться непрерывные колебания.

### 159. Сервомоторъ съ выключательнымъ механизмомъ.

Трение въ регулирующихъ органахъ, слишкомъ велико, чтобы можно было приводить ихъ въ движение непосредственно отъ тахометра. Поэтому

остаётся лишь поставить вспомогательный двигатель и предоставить тахометру управление имъ. Но приспособленіе должно быть такъ видоизмѣнено, чтобы оно не перерегулировало, подобно тому, какъ это имѣетъ мѣсто на схемѣ изображенной на фиг. 209. По прежнему вспомогательный двигатель пускается въ ходъ тахометромъ, какъ только мѣняется скорость, но выключеніе его предоставляется не тахометру, а самимъ регулирующимъ органамъ и производится ими въ надлежащій моментъ, соответствующій положенію тахометра. При этомъ способѣ регулированія тахометръ является индикаторомъ, распоряжающимся сильнымъ двигателемъ, точно выполняющимъ всѣ его указанія. Поэтому этотъ вспомогательный двигатель называется сервомоторомъ. Регулирующіе органы приводятся въ движеніе почти такъ же точно, какъ если бы они непосредственно были связаны съ тахометромъ.

Фиг. 213 представляетъ паровой сервомоторъ изобрѣтенный Fagot. Если рукоятку рычага передвинуть внизъ и затѣмъ удерживать въ новомъ положеніи, то сперва поднимается только золотникъ, вслѣдствіе этого паръ вступаетъ подъ поршень, и послѣдній поднимается вверхъ. Но поднимаясь, поршень посредствомъ рычага *R* принуждаетъ золотникъ опять опускаться; вмѣстѣ съ тѣмъ прекращается притокъ пара подъ поршень и послѣдній останавливается. Движеніе будетъ продолжаться только въ томъ случаѣ, если опять нажать рукоятку. Передвигая рукоятку болѣе или менѣе быстро въ ту или другую сторону, можно заставить и поршень передвигаться быстрѣе или медленнѣе вверхъ или внизъ. Но въ то время какъ на рукояткѣ приходится преодолевать сравнительно малое сопротивленіе тренія золотника, на штокъ поршня можно развить силу вполне достаточную для управленія рулевымъ механизмомъ большого судна. Очевидно что главнымъ органомъ всего устройства является рычагъ *R*, который возвращаетъ золотникъ обратно въ среднее положеніе и, такимъ образомъ, выключаетъ сервомоторъ всякій разъ, какъ поршень передвигается настолько и въ томъ направленіи, какъ это соответствуетъ положенію рукоятки. Поэтому рычагъ этотъ называется выключателемъ, (выключательнымъ механизмомъ).



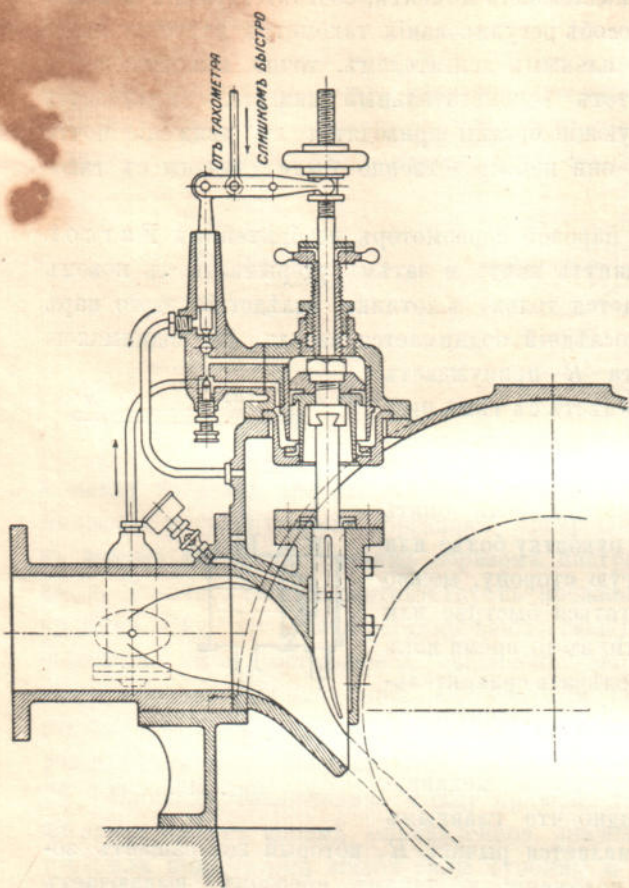
фиг. 213.

Понятно, какъ эта схема можетъ быть использована при регулированіи турбинъ. Мѣсто пара въ этомъ случаѣ занимаетъ какая-нибудь жидкость подъ давленіемъ; при большихъ напорахъ прямо берутъ воду изъ подводящей трубы; при меньшихъ напорахъ помощью компрессара получаютъ масло подъ давленіемъ. Роль руки играетъ тахометръ, и штокъ поршня передвигаетъ регулирующіе органы.

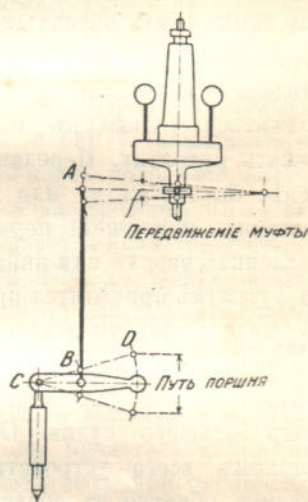
Примѣромъ можетъ служить представленное на фиг. 214 регулированіе задвижкой для колесъ Лейфеля и Пельтона, спроектированное авторомъ

для фирмы „U. Bosshard Söhne“ в Цюрихъ. Сервомоторъ, дѣйствующій непосредственно на штокъ регулирующей задвижки, снабженъ дифференціальнымъ поршнемъ, нижняя сторона котораго всегда сообщена съ водою подъ напоромъ. Высверленные каналы, живыя сѣченія которыхъ въ нѣкоторыхъ мѣстахъ могутъ быть уменьшены винчивающимися пробками, подводятъ воду и къ верхней сторонѣ поршня, а затѣмъ оттуда же вода можетъ выпускаться наружу.

Выпускъ управляется регулирующимъ поршенькомъ. Если послѣдній прикрытъ, то давленіе на верхнюю сторону поршня возрастаетъ и задвижка опускается. Если наоборотъ нажатіе на поршенькъ уменьшится и выходъ будетъ облегченъ, то давленіе на верхнюю сто-



фиг. 214.



фиг. 215.

рону поршня падеть; давленіе на нижнюю его сторону подыметъ поршень. Выключатель устроенъ также, какъ было указано на фиг. 213 и не требуетъ поясненій.

Кинематическая связь между сервомоторомъ и тахометромъ показана на фиг. 215. При уменьшеніи числа оборотовъ двигателя рычагъ тахометра придетъ въ положеніе *A*, регулирующий поршенькъ откроется, поршень подыметъ и откроетъ задвижку; но какъ только точка прикрѣпленія выключателя къ штоку поршня достигнетъ положенія *D*, точка *C* помощью его опять приводится въ прежнее положеніе. Поршень не можетъ подыматься выше чѣмъ это соответствуетъ данному положенію рычага тахометра.

При внезапныхъ и сильныхъ колебаніяхъ скорости сервомоторъ не всегда можетъ слѣдовать за тахометромъ. Запаздываніе же вызываетъ колебанія задвижки.

Новое состояніе равновѣсія устанавливается въ зависимости отъ опредѣленной мощности и опредѣленнаго положенія выключателя; послѣдному соответствуетъ вполне опредѣленное положеніе тахометра, а слѣдовательно, и опредѣленная угловая скорость. Если желательно удержать прежнюю скорость и въ новомъ состояніи, то нужно только длину тяги между рычагомъ тахометра и выключателемъ измѣнить настолько, чтобы новое положеніе послѣдняго могло имѣть мѣсто при прежнемъ положеніи тахометра. Это измѣненіе можно производить отъ руки; но существуютъ устройства, дѣлающія это автоматически.

Сервомоторъ можетъ быть не только гидравлическимъ; въ качествѣ его можно пользоваться какимъ-нибудь механическимъ устройствомъ, могущихъ работать въ ту и другую сторону, причемъ оно пускается въ ходъ и выключается тахометромъ соединеннымъ съ выключателемъ.

### 160. Неравномѣрность.

При тахометрѣ, не приходится преодолевать никакихъ внутреннихъ и внѣшнихъ сопротивленій, равновѣсію соответствуютъ при наибольшей нагрузкѣ и при холостомъ ходѣ турбины двѣ вполне опредѣленныя скорости  $\omega_{min}$  и  $\omega_{max}$ . Пусть  $\omega$  означаетъ среднюю скорость, которую можно считать равной приблизительно среднему арифметическому обоихъ предѣльныхъ значеній; тогда величина

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega} \dots \dots \dots (267)$$

называется степенью неравномѣрности. Такъ какъ на самомъ дѣлѣ тахометру приходится преодолевать и внутреннее треніе и внѣшнія сопротивленія, то дѣйствительная степень неравномѣрности  $i$  еще больше. Если  $\Delta\omega$  означаетъ измѣненіе скорости, которое должно наступить, чтобы энергія тахометра была достаточной для преодоленія внутреннихъ и внѣшнихъ сопротивленій, то

$$i = \frac{(\omega_{max} + \Delta\omega) - (\omega_{min} - \Delta\omega)}{\omega}$$

или

$$i = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega} + 2 \frac{\Delta\omega}{\omega} \dots \dots \dots (268)$$

Второе слагаемое въ правой части по ур—нію 265 § 155 есть не что иное, какъ степень нечувствительности  $\varepsilon$ , а потому имѣемъ

$$i = \delta + \varepsilon \dots \dots \dots (269)$$

Величина  $\delta$  зависитъ только отъ кинематической связи между тахометромъ и регулируемыми органами; величина же  $\varepsilon$  зависитъ отъ сопро-

тивленій и силъ тренія во всей системѣ тахометра и перестановочного механизма, поскольку онѣ не воспринимаются сервомоторомъ.

Можно положить:

$$\delta = 0,02 \text{ до } 0,03,$$

$$\varepsilon = 0,005 \text{ до } 0,02,$$

слѣдовательно,

$$i = 0,025 \text{ до } 0,05.$$

Эти числа можно принимать для равновѣсія, или для главныхъ переходовъ изъ одного состоянія равновѣсія въ другое. При быстрыхъ же измѣненіяхъ нагрузки получаются колебанія скорости, при которыхъ эти величины получаются еще большими.

Колебанія тѣмъ сильнѣе, чѣмъ больше и чѣмъ внезапно измѣненія нагрузки, чѣмъ позже тахометръ отражаетъ ускореніе хода турбины, и чѣмъ медленнѣе сервомоторъ слѣдуетъ за тахометромъ. Увеличивъ движущіяся массы частей, можно смягчить рѣзкія колебанія скорости, у тахометра и сервомотора получается больше времени, а слѣдовательно, и скорость измѣняется не такъ рѣзко.

При турбинахъ работающих на электро-генераторы благодаря короткимъ замыканіямъ могутъ имѣть мѣсто колебанія нагрузки въ широкихъ границахъ, тахометръ долженъ очень быстро слѣдовать за измѣненіями скорости; онъ долженъ быть въ состояніи въ этихъ случаяхъ довести мощность турбины до нуля въ теченіе 3 до 4 секундъ.

### 161. Регулированіе при длинныхъ трубопроводахъ \*).

Можетъ случиться, что даже весьма совершенный регуляторъ, который быстро дѣйствуетъ на регулирующий органъ соответственно съ измѣненіемъ скорости, окажется не въ состояніи поддерживать равномерную скорость. Всякій разъ, когда мѣняется величина выходныхъ отверстій направляющаго аппарата, а вмѣстѣ съ ними расходъ въ турбинахъ, въ которыхъ длина подводящей трубы велика сравнительно съ напоромъ, то въ концѣ трубы имѣютъ мѣсто болѣе или менѣе сильныя колебанія давленія. Эти колебанія являются слѣдствіемъ инерціи находящейся въ трубопроводѣ воды; они могутъ сдѣлать совершенно невозможнымъ выполненіе регуляторомъ своей задачи.

Пусть равномерное вращеніе турбины нарушается въ данный моментъ внезапнымъ уменьшеніемъ нагрузки. Скорость возрастаетъ и регуляторъ уменьшаетъ расходъ. Вода въ трубопроводѣ испытываетъ замедленіе, давленіе въ концѣ трубопровода возрастаетъ и благодаря этому можетъ случиться при нѣкоторыхъ обстоятельствахъ, (см. § 51), что энергія вытекающей воды, несмотря на уменьшеніе, станетъ больше прежней. Число оборотовъ турбины продолжаетъ поэтому возрастать, регуляторъ еще больше прикрываетъ регулирующие органы, пока наконецъ не наступитъ равновѣсіе между движущей силой и сопротивленіемъ. Но равновѣсіе это непродолжительно; когда движеніе воды въ трубѣ приспособится къ новому условію,

\*) Stodola, über die Regulierung von Turbinen. Schweiz. Bauzeitung. 1093, Bd. 22, S. 113.



избыточное давление исчезает и опять устанавливается нормальное давление. Но при последнем мгновенном открытии не достаточно, мощность турбины оказывается слишком малой, и скорость начинает падать. Регулятор действует при этом на регулирующий орган в сторону открытия. Благодаря этому расход увеличивается, а давление в трубопроводе падает до тех пор, пока вся вода в нем не приобретет опять большей скорости. Давление при этом может настолько уменьшиться, что энергия вытекающей воды, несмотря на увеличившееся открытие окажется меньше, чем прежде; вследствие этого число оборотов турбины еще уменьшится и регулятор еще увеличит открытие. Когда после этого вода в трубе приобретет скорость, соответствующую мгновенному открытию, давление принимает нормальное значение и открытие оказывается чрезмерно большим. Явление опять повторяется в обратном порядке и т. д. Равновесие или вовсе не установится или установится только после цикла колебаний.

Само собою ясно, что дело не в абсолютной величине колебаний давления, а в отношении этого колебания к нормальному давлению (зависящему от напора). Принимая за единицу сравнения это нормальное давление; то колебания должны возрастать:

1. с увеличением отношения длины трубопровода к напору,
2. с возрастанием скорости воды в трубе,
3. с уменьшением продолжительности регулирования.

Длина трубопровода зависит исключительно от местных условий и дефекты регулирования протекающие от этого не могут быть устранены. При выборе скорости воды в питающем трубопроводе решающее значение имеют затраты на первоначальное устройство. Остается, следовательно, только третий пункт: регулятор не должен регулировать слишком быстро. Но вместе с тем он должен отзываться на каждое изменение скорости, следовательно, остается всего один выход: сделать так, чтобы изменения скорости происходили возможно медленнее. Средством для этого могут служить достаточно тяжелые маховые колеса, которыми снабжаются турбины. Они дают регулятору при значительных и внезапных изменениях нагрузки необходимое время, чтобы он мог изменить положение регулирующего органа достаточно медленно и чтобы, таким образом, избегать чрезмерных колебаний давлений в трубопроводе. Хорошие результаты дали опыты с нагнетательными колпачками, поставленные на трубопроводе, которые настолько замедляли изменения давления, что регулятор мог работать удовлетворительно. Но возобновление воздуха в нагнетательных колпачках довольно затруднительно и поэтому они в настоящее время не применяются.

Вместо них в настоящее время пользуются расщеплением расхода.

Это устройство состоит из холостого отвода присоединенного к трубопроводу связанного непосредственно с регулирующим органом.

Если регулирующие органы работают на закрытие, то холостой отвод открывается так, что расход, приблизительно, остается постоянным. После

этого холостой отводъ автоматически закрывается подь контролемъ катаракта и притомъ достаточно медленно, такъ что регуляторъ можетъ измѣнить расходъ, не вызывая черезчуръ большихъ колебаній давленія. Такимъ образомъ, устраняется бесполезная трата воды. Устройство работаетъ, только при закрытіи направляющаго аппарата. При возрастаніи же нагрузки открытіе увеличивается, давленіе сначала падаетъ и только когда оно начинаетъ опять возрастать, холостой отводъ открывается. Въ этомъ случаѣ, слѣдовательно, можно скорѣе ожидать наступленіе колебаній.

Проще примѣненіе пружиннаго предохранительнаго клапана, закрытіе котораго подь вліяніемъ катаракта происходитъ настолько медленно, что періодическія колебанія исключаются. Но принципиальное преимущество холостого отвода то, что онъ приводится въ дѣйствіе причиной нарушающей давленія въ трубопроводѣ, тогда какъ предохранительный клапанъ начинаетъ работать, когда уже имѣются на лицо послѣдствія нарушенія давленія.

## VI. Работа турбины при переменныхъ условіяхъ.

### Г Л А В А XVIII.

#### Работа турбины при постоянномъ напорѣ и перемен- ной нагрузкѣ.

##### 162. Вступленіе.

Чрезвычайно важно заранее знать вліяніе на данную турбину переменныхъ условій, при которыхъ она должна работать. Особенно важно для турбиностроителя знать, какой мощности и какого коэффициента полезнаго дѣйствія можно ожидать при различныхъ расходахъ. При этомъ всегда нужно принять вполне опредѣленную, заранее назначенную, скорость за нормальную и возможно ближе ея и держаться. Мы не будемъ ограничивать изслѣдованіе этимъ случаемъ, а напротивъ того примемъ во вниманіе измѣненіе всѣхъ факторовъ, которые вліяютъ на работу турбины. Взаимная связь ихъ довольно сложна, такъ какъ часто измѣненіе одного фактора тотчасъ же влечетъ такое же измѣненіе другого. Такъ, напримѣръ, при использованіи энергіи большого воднаго потока, напоръ будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ больше воды несетъ потокъ, такъ какъ нижній уровень повышается быстрѣе, чѣмъ верхній. При большихъ напорахъ обыкновенно всегда получается относительно меньшее уменьшеніе напора при увеличеніи расхода, такъ какъ относительно меньше возрастаютъ потери при подводѣ воды. При радіальныхъ реактивныхъ турбинахъ скорость вращенія оказываетъ сильное вліяніе на расходъ вмѣстѣ съ которымъ тотчасъ же измѣняется и напоръ.

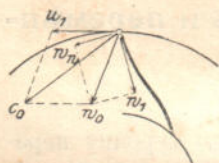
Примемъ теперь напоръ измѣннымъ. При экспериментальномъ изслѣдованіи надо было бы взять рядъ моментовъ полезныхъ сопротивленій и посмотреть, каковы будутъ скорости и расходы воды. Однако для расчета и графическаго представленія удобнѣе исходить изъ скорости, какъ основной переменной. Отсюда надо будетъ установить зависимость между скоростью вращенія съ одной стороны и расходомъ, вращающимъ моментомъ, мощностью и коэффициентомъ полезнаго дѣйствія съ другой. Затѣмъ надо распространить изслѣдованіе на различныя степени открытія. Наконецъ надо принять во вниманіе вліяніе измѣненія напора.

Расчет можно вести, лишь приняв известные упрощения. Результаты, понятно, не будут в точности соответствовать действительности, но исследование достаточно поучительно, чтобы вознаградить за потраченное время.

Трудность лежит главным образом в том, что вода при переходе из направляющего аппарата в колесо испытывает удар всякий раз, когда скорость вращения не имеет вполне определенного значения. Прежде всего, следовательно, надо разобрать этот вопрос.

### 163. Удар при переходе в колесо.

Положим, что скорость турбины отличается от скорости, при которой получается безударный переход; тогда вода при переходе из направляющего аппарата в колесо должна внезапно изменить направление движения, что связано с потерей энергии. В активных турбинах, где в колесе всегда имеется свободное пространство, протекающая вода испытывает очень мало или даже совсем не испытывает никакого добавочного сопротивления при быстром изменении направления течения. В реактивных турбинах напротив быстрое изменение направления течения сопровождается потерями энергии, которые надо ввести в расчет. При этом полагают, что слагающая  $w_n$  относительной скорости вступления  $w_0$ , нормальная к поверхности лопатки теряется, а остается лишь тангенциальная слагающая  $w_1$  (фиг. 216).



фиг. 216.

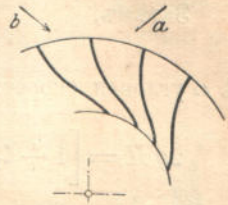
Это допущение ведет, конечно, к довольно удобному расчету; выводы, однако, плохо согласуются с опытом, так как потеря напора в действительности меньше чем при таком допущении. Это станет ясным если принять во внимание, что только те струйки, которые текут вдоль лопатки быстро меняют свое направление, остальные же отклоняются тем постепенно, чем дальше они от поверхности лопаток.

Потеря от удара зависит, очевидно, от скорости, с которой вода вступает в лопатку, а также важно и направление удара при вступлении в колесо. При этом нужно еще принять во внимание и форму лопатки. Понятно, что если вода вступает в турбину при большой скорости по направлению  $b$ , то потери будут меньше, чем в том случае, когда при малой окружной скорости турбины вода вступает по направлению  $a$  (фиг. 217). В первом случае вода не так резко меняет свое направление. Очевидно также, что при вытянутых лопатках потеря энергии будет не такая как при сильно искривленных.

Если бы лопатки направляющего аппарата доходили до самого колеса, то направление удара было бы вполне определенным. Но, так как между лопатками направляющего аппарата и колеса имеется зазор, где вода предоставлена самой себе, как напр., при полукрытых поворотных лопатках Финка, то надо допустить, что изменение течения воды будет сопровождаться тем меньшим ударом, чем больше ей будет предоставлено пространства, а потому и потери будут меньше. В турбинах Френсиса

расходъ все болѣе и болѣе уменьшается при возрастающей скорости, такъ что вода при вступленіи въ колесо будетъ располагать большимъ просторомъ, и ея вступленіе въ колесо будетъ сопровождаться меньшими потерями.

Этихъ замѣчаній достаточно, чтобы представить себѣ, какъ необычайно трудно ввести въ расчетъ потери при ударѣ. Обойти эти трудности можно, если пренебречь вліяніемъ удара; но надо отдать себѣ отчетъ, въ какомъ направленіи и въ какой степени результатъ подсчета будетъ разниться отъ дѣйствительности. Можно ожидать, что для всѣхъ скоростей, разнящихся отъ скорости безударнаго вступленія, расчетъ даетъ слишкомъ большой расходъ воды. Опытъ, однако, показываетъ, что при турбинѣ Френсиса, которая представляетъ особенный интересъ, ошибки незначительны, когда скорость вращенія больше нормальной. Причины этого явленія выяснены выше. Для этой области расчетъ даетъ очень близкую къ дѣйствительности картину; однако, для малыхъ окружныхъ скоростей приходится вносить значительную поправку.



фиг. 217.

Въ турбинѣ Фурнейрона количество протекающей воды быстро возрастаетъ съ окружной скоростью. Здѣсь потери отъ удара всегда возрастаютъ, когда число оборотовъ превышаетъ нормальное. Такимъ образомъ, картина, которую даетъ упрощенный расчетъ будетъ въ обоихъ направленіяхъ тѣмъ дальше отъ дѣйствительности, чѣмъ больше скорость будетъ удаляться отъ нормальной.

**164. Общее уравненіе расхода реактивной турбины.**

Обозначимъ черезъ  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  коэффициенты сопротивленія при протеканіи черезъ направляющій аппаратъ и колесо; тогда, примѣняя законъ сохраненія энергіи къ протеканію черезъ колесо при безударномъ вступленіи въ него, и относя количество энергіи къ удвоенной массѣ секунднаго расхода, получаемъ:

при вступленія въ колесо потенциальная энергія  $2gH - (1 + \zeta_1)c_0^2$ ,  
и кинетическая энергія . . . . .  $w_1^2$ ;  
съ другой стороны кинетическая энергія при выходѣ  
изъ колеса и потеря энергіи на тренія при прохожде-  
ніи черезъ колесо . . . . .  $(1 + \zeta_2)w_2^2$ ,  
энергія, затраченная на центростремительное ускореніе:  $u_1^2 - u_2^2$ .

Здѣсь надо было бы принять во вниманіе еще нѣкоторыя потери, какъ напр., потери отъ удара о кромки лопатокъ и утечка воды въ зазорѣ. Можно учесть это соответствующимъ повышеніемъ значенія  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$ . Чтобы получить результаты, хорошо совпадающіе съ данными опыта, положимъ:

$$\zeta_1 = \zeta_2 = 0,08 \text{ до } 0,10.$$

Законъ сохраненія энергіи даетъ равенство:

$$2gH = (1 + \zeta_1)c_0^2 - w_1^2 + (1 + \zeta_2)w_2^2 + u_1^2 - u_2^2,$$

Обозначим все сечения каналов, нормальных к соответствующим скоростям: при выходе из направляющего аппарата, при входе в колесо и при выходе из него буквами:  $F_0, F_1, F_2$ . Различные скорости определяются тогда через  $c_0$  следующим образом:

$$w_1 = \frac{F_0}{F_1} c_0 \qquad w_2 = \frac{F_0}{F_2} c_0.$$

Затем,

$$u_1 = r_1 \omega \qquad u_2 = r_2 \omega$$

где  $\omega$  угловая скорость колеса. Тогда уравнение принимает следующий вид:

$$2gH = \left[ 1 + \zeta_1 + (1 + \zeta_2) \left( \frac{F_0}{F_2} \right)^2 - \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^2 \right] c_0^2 + (r_1^2 - r_2^2) \omega^2 \quad (270)$$

Условие безударного вступления может быть выражено согласно фиг. 104 § 83 таким образом:

$$u_1 = c_0 \cos \alpha_0 + w_1 \cos \beta_1$$

или

$$u_1 = \left( \cos \alpha_0 + \frac{F_0}{F_1} \cos \beta_1 \right) c_0 \dots \dots \dots (271)$$

Определим скорость  $c_0$  через расход  $Q$  и сечение выходного отверстия из направляющего аппарата  $F_0$  и введем вместо угловой скорости  $\omega$  ее выражение через число оборотов:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{n}{9,55}$$

Тогда равенство (270) и (271) примут вид:

$$2gH = \left[ \frac{1 + \zeta_1}{F_0^2} + \frac{1 + \zeta_2}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2} \right] Q^2 + \frac{n^2}{91,2} (r_1^2 - r_2^2) \dots \dots (272)$$

$$n = \frac{9,55}{r_1} \left( \frac{\cos \alpha_0}{F_0} + \frac{\cos \beta_1}{F_1} \right) Q \dots \dots \dots (273)$$

Равенство (272) предполагает безударное вступление, оно действительно лишь при числе оборотов, выраженном уравнением (273). При всякой другой скорости придется в первые скобки правой части (272) ввести положительный член, выражающий потерю от удара при вступлении в колесо. Если пренебречь этой потерей, то можно принять, что равенство (272) приблизительно выражает зависимость между расходом  $Q$  и числом оборотов  $n$ . Таким образом, мы можем считать его общим уравнением расхода.

Кривая, которая получается, если нанести  $Q$  и  $n$  в прямоугольных координатах, должна называться кривой расхода (характеристикой расхода). Очевидно, что это будет кривая второго порядка, и так как обе величины  $Q$  и  $n$  входят только во второй степени, то она выражает коническое сечение, главные оси которого совпадают с осями координат. В зависимости от того, будет ли второй член положительным или отрицательным т. е., при  $r_1 \geq r_2$ , уравнение будет выражать эллипс или гиперболу.

### 165. Расчетный діаметръ.

Прежде чѣмъ приступить къ примѣненію уравненія 272 надо отдать себѣ отчетъ, какое значеніе для  $r_1$  и  $r_2$  и для сѣченія  $F_0$  и  $F_1$  надо въ него ввести. Если бы каналы колеса и направляющаго аппарата были очень узкими, то никакимъ сомнѣніемъ не было бы мѣста; при большой ширинѣ, какъ дѣйствительно и бываетъ въ турбинахъ, нельзя сразу отвѣтить на вопросъ, на который можно отвѣтить различно. Представимъ на черт. 218 вѣроятный путь воды при вступленіи въ колесо. Для того случая, когда направленіе относительной скорости вступленія не соответствуетъ безударному вступленію, отклоненіе струекъ начнется на внѣшней окружности турбины. Но отклоненіе нужно для передачи энергіи, и отсюда ясно, что  $r_1$  надо измѣрять до внѣшней кромки лопатки. Этимъ разрѣшается вопросъ, какъ надо рассчитывать выходное сѣченіе изъ направляющаго аппарата  $F_0$ , когда лопатка послѣдняго простирается вплоть до начала колеса.



фиг. 218.

Если же между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ имѣется значительный зазоръ, то вопросъ снова остается открытымъ. Такъ какъ движеніе воды въ этомъ пространствѣ непринужденное, то можно принять, что она движется по логарифмической спирали. Тогда струйки встрѣчаютъ начало колеса подъ тѣмъ же угломъ  $\alpha_0$ , подъ которымъ онѣ оставили направляющій аппаратъ. Отсюда имѣемъ:

$$F_0 = 2\pi r_1 b_0 \sin \alpha_0,$$

такъ какъ стѣсненіе отверстія лопатками принимать, очевидно, не нужно.

Для входного сѣченія въ колесѣ получаемъ:

$$F_1 = (2\pi r_1 \sin \beta_1 - z_2 s_1) b,$$

гдѣ  $\beta_1$  надо измѣрять до равнодѣлящей угла заостренія кромки лопатки,  $z_2$  число лопатокъ,  $s_1$  ихъ толщина при выходѣ.

Выходное сѣченіе  $F_2$  нужно измѣрять тамъ, гдѣ прекращается веденіе струи обѣими сторонами лопатки; средний же діаметръ выходной окружности ( $2r_2$ ) измѣряется между центрами тяжести выходной поверхности (правильнѣе между центрами качанія см. § 129).

### 166. Расходъ и число оборотовъ въ турбинѣ Френсиса.

Разсмотримъ сначала случай турбины Френсиса, въ которой

$$r_1 > r_2.$$

Уравненіе 272 представить въ этомъ случаѣ эллипсъ (фиг. 219). Если турбина при помощи большой нагрузки будетъ совершенно заторможена, то расходъ легко найти, полагая въ уравненіи 272,  $n = 0$ . Тогда будемъ имѣть:

$$Q_s = \sqrt{\frac{2gH}{\frac{1+\zeta_1}{F_0^2} + \frac{1+\zeta_2}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2}}}. \quad (274)$$



фиг. 219.

Если затѣмъ турбина будетъ постепенно разгружаться, то она придетъ во вращеніе со все увеличивающейся скоростью. При этомъ расходъ начнетъ уменьшаться, такъ какъ центробежное ускореніе поглощаетъ все большую и большую часть напора.

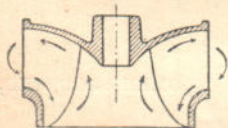
Если турбина будетъ совсѣмъ разгружена, то она будетъ вращаться въ холостую. Весь напоръ пойдетъ на вредныя сопротивленія, которыя встрѣтитъ вода, протекая черезъ турбину, на преодоленіе тренія въ цапфахъ и сопротивленіе вѣшной среды. Если мы приложимъ теперь къ турбинѣ вѣшнее (ускоряющее) усиліе, то вмѣстѣ съ постепеннымъ увеличеніемъ скорости расходъ будетъ все болѣе и болѣе уменьшаться, пока, наконецъ ни обратится въ нуль. Чтобы найти соответствующее этому случаю число оборотовъ, надо положить въ уравненіи (272)  $Q = 0$ . Тогда будемъ имѣть:

$$n' = 9,55 \sqrt{\frac{2gH}{r_1^2 - r_2^2}}, \dots \dots \dots (275)$$

гдѣ  $H$  полный напоръ.

Въ этомъ состояніи весь напоръ идетъ на центробежное ускореніе; вода какъ бы повиснетъ въ воздухѣ. Если мы станемъ скорость увеличивать еще больше, вода начнетъ двигаться въ обратномъ направленіи. Турбина обратится въ насосъ.

Состояніе вѣшнія возможно лишь для случая когда  $r_1^2 - r_2^2$  одинаково для всѣхъ струекъ. Въ турбинѣ (фиг. 220) при известной окружной скорости вода возлѣ внутренняго обода течетъ уже въ обратномъ направленіи, въ то время какъ возлѣ наружнаго она течетъ въ прежнемъ направленіи. И для этой турбины, существуетъ, слѣдовательно, такая окружная скорость, при которой прекращается протеканіе воды; только это будетъ состояніемъ не покоя, а постояннаго круговаго движенія.



фиг. 220.

Обѣ величины  $O_s$  и  $n'$  представляютъ собою полуоси эллипса, который такимъ образомъ легко теперь вычертить. Исключивъ изъ уравненій 272 и 273  $Q$ , мы получимъ скорость безударнаго вступленія. Эта скорость находится проще, какъ точка пересѣченія кривой расхода съ прямой, проведенной изъ начала координатъ подъ угломъ  $\varphi$ , который опредѣлится изъ уравненія 276 (фиг. 219):

$$\cotg \varphi = \frac{9,55}{r_1} \left( \frac{\cos \alpha_0}{F_0} + \frac{\cos \beta_1}{F_1} \right) \dots \dots \dots (276)$$

Вліяніе удара при вступленіи ощутительно, какъ показываетъ опытъ, лишь при скоростяхъ, меньшихъ скорости безударнаго вступленія. Истинная кривая расхода (характеристика расхода), отличается отъ эллипса, какъ указано на фиг. 219. Отсюда видно, что расходъ при малыхъ числахъ оборотовъ сперва увеличивается и только затѣмъ начинаетъ убывать.



**167. Вращающій моментъ и число оборотовъ въ турбинѣ Френсиса.**

Ближайшей задачей является привести вращающій моментъ и тѣмъ самымъ мощность въ связь съ расходомъ и числомъ оборотовъ. Изъ уравненія Эйлера (урав. 94 § 68) выводится слѣдующее выраженіе для вращающаго момента:

$$\mathfrak{M} = M(r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}).$$

Здѣсь  $\mathfrak{M}$ —вращающій моментъ передаваемый каналу водой,  $M = \frac{\gamma Q}{g}$  масса, протекающей въ единицу времени воды,  $r_1$  и  $c_{u1}$  радиусъ и слагающая по окружности абсолютной скорости при вступленіи въ колесо;  $r_2$  и  $c_{u2}$  тѣ же величины при выходѣ. При этомъ будемъ считать  $c_{u1}$  и  $c_{u2}$  положительными, если они направлены въ сторону вращения. Уравненіе не зависитъ отъ наличныхъ сопротивленій, если только вступленіе не сопровождается ударомъ и если при вступленіи въ колесо и при выходѣ изъ него не возникаютъ вращающіе моменты вслѣдствіе давленія воды. Последнее предположеніе можно считать оправдываемымъ въ турбинахъ. Вліяніе удара можно ввести въ расчетъ, если принять за начальное состояніе не состояніе послѣ вступленія, а непосредственно передъ нимъ бывшее. Обозначимъ черезъ  $c_{u0}$  слагающую по окружности абсолютной скорости вступленія.

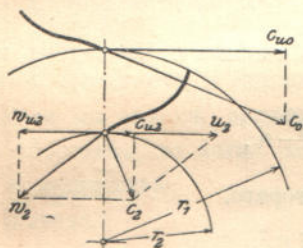
Тогда имѣемъ:

$$\mathfrak{M} = M(r_1 c_{u0} - r_2 c_{u2}) \dots \dots \dots (277)$$

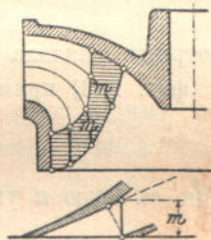
Изъ фиг. 221

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2},$$

если черезъ  $w_{u2}$  обозначимъ слагающую по окружности абсолютной скорости выхода. Вводя значенія  $c_{u2}$ , получимъ:



фиг. 221.



фиг. 222.

$$\mathfrak{M} = M(r_1 c_{u0} + r_2 w_{u2} - r_2 u_2) \dots \dots \dots (278)$$

Обозначимъ сумму сѣченій каналовъ, измѣренную нормально къ выходной поверхности черезъ  $F_{m0}$  для выхода изъ направляющаго аппарата и черезъ  $F_{m2}$  для выхода изъ колеса; тогда можно написать:

$$c_{u0} = \frac{Q}{F_{m0}}; \quad w_{u2} = \frac{Q}{F_{m2}}.$$

Если выходныя кромки лопатокъ располагаются на цилиндрической поверхности, то:

$$F_{m_0} = \varepsilon_0 b_0 m_0,$$

$$F_{m_2} = \varepsilon_2 b_2 m_2.$$

Если же выходные кромки лопаток расположены на поверхности вращения, то тогда величины  $m$  надо отложить по направлению струек (фиг. 222) на совмещенных с меридианальной плоскостью выходных кромках лопаток.

Приняв во внимание оба выражения для  $c_{u_2}$  и  $w_{u_2}$ , пишем окончательно выражение для вращающего момента:

$$\mathfrak{M} = \frac{\gamma}{g} Q \left[ Q \left( \frac{r_1}{F_{m_0}} + \frac{r_2}{F_{m_2}} \right) - 0,1047 r_2^2 n \right] \dots (279)$$

если вставить вместо

$$u_2 = 0,1047 r_2 n.$$

Выражение для  $\mathfrak{M}$  второго порядка относительно  $Q$ . Зная зависимость между  $Q$  и  $n$  можно представить вращающий момент как функцию числа оборотов. В том случае когда эта зависимость между  $Q$  и  $n$  выражается уравнением второго порядка, как урав. 272, то зависимость между  $\mathfrak{M}$  и  $n$  будет четвертой степени. Если зависимость между  $Q$  и  $n$  выражена кривой, то можно по точкам найти кривую, выражающую зависимость между  $\mathfrak{M}$  и  $n$  следующим образом.

Положим:

$$\frac{r_1}{F_{m_0}} + \frac{r_2}{F_{m_2}} = k,$$

и вынесем  $k$  за скобки. Тогда уравнение 279 примет вид:

$$\mathfrak{M} = \frac{\gamma}{g} k Q \left( Q - \frac{0,1047 r_2^2 n}{k} \right).$$

Разсмотрим сначала выражение в скобках. Проведем из начала координат (фиг. 223) прямую:

$$y = \frac{0,1047 r_2^2}{k} n,$$

составляющую с осью  $n$  угол  $\psi$  для которого:

$$\text{tang } \psi = \frac{0,1047 r_2^2}{k},$$

и уменьшим ординаты кривой  $Q/n$  на соответствующие ординаты этой прямой, тогда получим кривую:

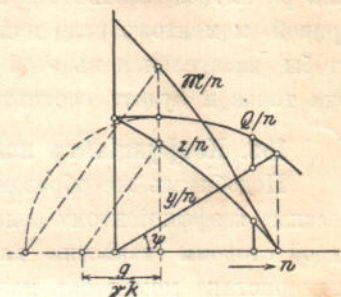
$$z = Q - \frac{0,1047 r_2^2}{k} n,$$

выражающую изменение выражения в скобках. Уравнение 279 можно переписать следующим образом:

$$\frac{\mathfrak{M}}{Q} = \frac{z}{\frac{\gamma}{g} k}, \dots (280)$$

Отсюда можно по точкамъ нанести при помощи подобныхъ треугольничковъ кривую моментовъ  $\mathcal{M}/n$ , какъ показано на фиг. 223. Можно замѣтить, что кривая  $\mathcal{M}/n$  при низшихъ скоростяхъ вращения выпукла, а затѣмъ слегка вогнута. Полученная опытнымъ путемъ кривая моментовъ (характеристика моментовъ) имѣетъ подобный же видъ.

Точка пересѣченія прямой  $y/n$  съ кривой  $Q/n$  соотвѣтствуетъ такому состоянію, когда вода больше не передаетъ колесу вращающаго момента. Если бы турбина не имѣла собственнаго тренія, то эта точка соотвѣтствовала бы числу оборотовъ холостого хода. Моментъ, который передается на валъ турбины, меньше момента передаваемого водой колесу на сумму моментовъ тренія турбины. Соотвѣственно и число оборотовъ холостого хода получается нѣсколько меньше, а расходъ, на противъ, нѣсколько больше, чѣмъ получается для точки пересѣченія прямой  $y/n$  и кривой  $Q/n$ .



фиг. 223.

Относительно выраженія момента  $\mathcal{M}_r$  собственнаго тренія можно принять, что оно состоитъ изъ двухъ членовъ: одинъ членъ независимый отъ скорости вращения представляетъ собою треніе въ цапфахъ, другой членъ, пропорціональный квадрату числа оборотовъ представляетъ треніе окружающей среды. Такимъ образомъ можно написать:

$$\mathcal{M}_r = a + bn^2.$$

Однако мы не имѣемъ надежныхъ основаній для подсчета величины собственнаго тренія и намъ остается только учесть его приблизительно. Эта величина обыкновенно составляетъ не больше 3—4% нормальнаго вращающаго момента.

### 168. Мощность и число оборотовъ.

Если мы знаемъ зависимость между вращающимъ моментомъ и числомъ оборотовъ, то легко можемъ опредѣлить зависимость между послѣднимъ и мощностью.

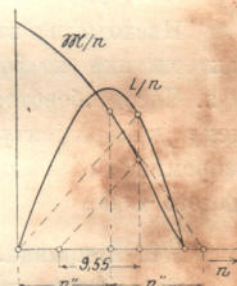
Имѣемъ:

$$L = \mathcal{M}\omega = \frac{\mathcal{M}n}{9,54}$$

или

$$\frac{L}{n} = \frac{\mathcal{M}}{9,55}$$

Отсюда по точкамъ съ помощью подобныхъ треугольничковъ получаемъ изъ кривой  $\mathcal{M}/n$  кривую  $L/n$  (характеристика мощности) (фиг. 224).



фиг. 224.

Число оборотовъ, при которомъ мощность принимаетъ наибольшее значеніе можно опредѣлить и изъ характеристики моментовъ. Работа достигаетъ наибольшаго значенія, если

$$\frac{d(\mathfrak{M}n)}{dn} = 0.$$

Произведя дифференцирование, легко получим:

$$\mathfrak{M} \frac{dn}{d\mathfrak{M}} = -n;$$

т. е. подкасательная къ характеристикѣ моментовъ въ искомой точкѣ должна равняться соответствующему числу оборотовъ. Такимъ образомъ на кривой моментовъ надо найти попытками такую точку съ абсциссой  $n''$ , чтобы касательная въ этой точкѣ отѣкла на оси абсциссъ отръзокъ  $2n''$ . Эта точка и будетъ соответствовать наибольшей работѣ.

### 169. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія и число оборотовъ.

Подобнымъ же образомъ можно найти зависимость между гидравлическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія и окружной скоростью, когда съ одной стороны извѣстна характеристика расхода, а съ другой стороны характеристика моментовъ или мощности. Покажемъ здѣсь какъ можно получить искомую характеристику изъ характеристики моментовъ. По предыдущему мощность

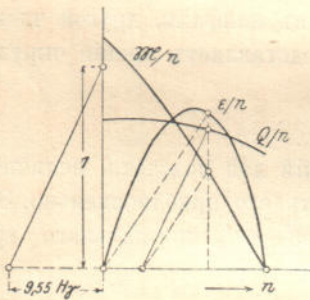
$$L = \frac{\mathfrak{M}n}{9,55}$$

и гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія:

$$\varepsilon = \frac{L}{Q\gamma H}.$$

Такимъ образомъ:

$$\varepsilon = \frac{\mathfrak{M}}{n (9,55 H\gamma) Q}.$$



фиг. 225.

Изъ фиг. 225 получаемъ съ помощью подобныхъ треугольниковъ сначала  $9,55 Q\gamma H$  а затѣмъ  $\varepsilon$ .

Нисходящая вѣтвь, какъ въ характеристикѣ мощности, такъ и въ характеристикѣ коэффициента полезнаго дѣйствія идетъ круче, чѣмъ восходящая. Числа оборотовъ, соответствующія наибольшей мощности и наибольшему коэффициенту полезнаго дѣйствія, которыя однако не должны быть непременно одинаковыми, получаются больше половины числа оборотовъ холостого хода.

### 170. Поправка.

Результаты нашего изслѣдованія нуждаются еще въ нѣкоторой поправкѣ. Расходъ, вычисленный по формулѣ 274 § 166 для того случая, когда турбина заторможена, получается значительно больше, чѣмъ въ действительности, такъ какъ потери отъ удара остаются не принятыми во вниманіе. Чтобы принять это въ расчетъ нужно въ первыя скобки правой части фор-

мулы 272 ввести еще одинъ членъ  $c_v^2$ , выражающій высоту напора, которая теряется на ударъ. Можно принять, что потеря напора пропорціональна квадрату скорости и быстро растетъ съ увеличеніемъ угла отклоненія:

$$\vartheta = 180 - (\alpha_0 + \beta_1).$$

Авторъ получилъ близкое совпаденіе съ опытами Prásil'a\*), съ турбинами Френсиса при сильно мѣнявшемся начальнымъ угломъ  $\beta_1$ , при чемъ полагалъ:

$$c_v^2 = 0,78 \left( \frac{\vartheta}{100} \right)^3 c_0^2,$$

гдѣ  $\vartheta$  измѣряется въ градусахъ. Для заторможеннаго колеса уравненіе 272 получаетъ слѣдующій видъ:

$$2gH = \left[ 1 + \zeta_1 + (1 + \zeta_2) \left( \frac{F_0}{F_2} \right)^2 - \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 0,78 \left( \frac{\vartheta}{100} \right)^3 \right] c_0^2,$$

и для расхода получаемъ:

$$Q_s = \sqrt{\frac{2gH}{\frac{1 + \zeta_1}{F_0^2} + \frac{1 + \zeta_2}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2} + \frac{0,78}{F_0^2} \left( \frac{\vartheta}{100} \right)^3}}. \quad (281)$$

Подсчитавъ этотъ расходъ можно на глазъ ввести поправку, если подвести кривую къ эллипсу, (фиг. 219) въ точкѣ соответствующей безударному вступленію въ колесо.

### 171. Отклоненіе отъ закономерности.

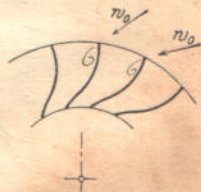
Особенно часто наблюдаются отклоненія характеристикъ расхода отъ эллипса при числѣ оборотовъ большемъ нормальнаго. Оно состоитъ въ довольно сильной вогнутости (фиг. 226), которая при высшихъ скоростяхъ снова исчезаетъ. Причина этого лежитъ, вѣроятно, въ образованіи вихрей (фиг. 227). Затѣмъ при увеличивающихся скоростяхъ расходъ значительно уменьшается, и вода такимъ образомъ располагаетъ большимъ просторомъ, чтобы приноровиться къ новымъ условіямъ, и вмѣстѣ съ тѣмъ вихри ослабѣваютъ.

Особенно сильное вліяніе, какъ показываютъ фиг. 20 и 21 вышеуказанной работы Prásil'a, оказываетъ эта вогнутость на

характеристику коэффициента полезнаго дѣйствія. Это вліяніе сильнѣе, если зазоръ между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ малъ, что понятно безъ дальнѣйшихъ разъясненій. Труднѣе выяснитъ, почему это вліяніе особенно сильно при половинномъ открытіи. Однако опыты очень со-



фиг. 226.



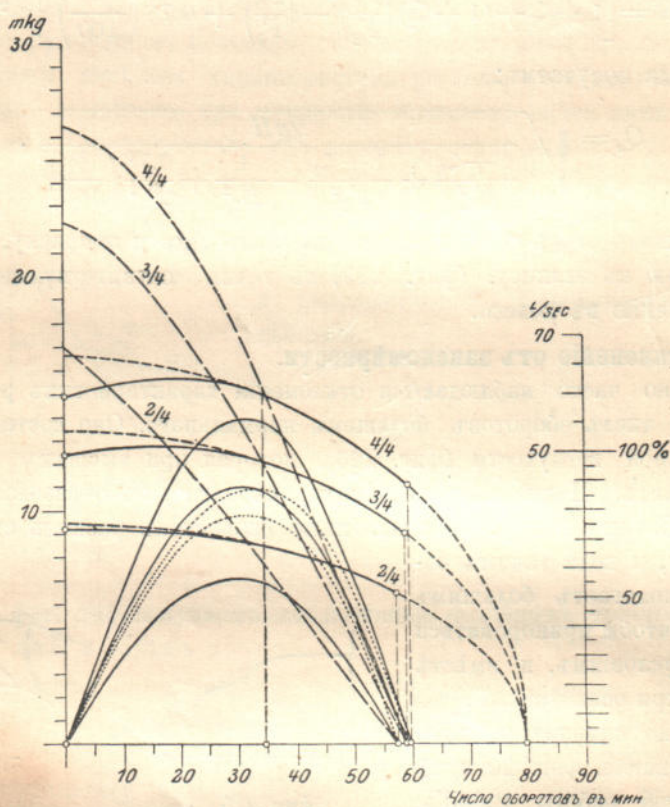
фиг. 227.

\*) Prásil, Vergleichende Untersuchungen an Niedruckturbinen. Schweiz. Bauzeitung 1905, Bd. 45, S. 81.

вершения, организованные для выяснения этого вопроса не оставляют никакого сомнения в правильности такого наблюдения.

### 172. Влияние степени открытия на ходъ турбины Френсиса.

Влияние степени открытия на ходъ турбины Френсиса можно подсчитать в предположении, что условия течения одинаковы для всех точек окружности вступления. Это предположение довольно близко совпадает с действительностью в случае регулирования вращающимися лопатками Финка, но не для регулирования Шаада и Цодела. Обозначим через  $F_0$  общее выходное сечение для нормального положения лопаток направляющего аппарата; для иного положения обозначим величину сечения через  $kF_0$ , где  $k$  является степенью открытия. Если предположить, что можно оставить без внимания ударъ при вступлении, то можно получить для каждого на-



фиг. 228.

полнения характеристику расхода, если в уравнение 270 и 272 § 164 вместо  $F_0$  вставить вездѣ  $kF_0$ . Изъ уравнения 272 получается слѣдующее выражение для расхода:

$$Q^2 = \frac{\left[ 2gH - \frac{n^2}{91,2} (r_1^2 - r_2^2) \right] F_1^2 F_2^2}{(1 + \zeta_1) F_1^2 F_2^2 + [(1 + \zeta_2) F_1^2 - F_2^2] (kF_0)^2} (kF_0)^2. \quad (282)$$

Изъ этого ур—нія видно, что для каждаго открытія (для опредѣленнаго  $k$ ) получается эллипсъ, дающій зависимость между  $Q$  и  $n$ . Мѣняя  $k$  получимъ систему эллипсовъ съ одной общей полуосью  $n'$  (уравненіе 275 § 166).

Уравненіе 282 по отношенію  $Q$  и  $k$  четвертаго порядка. Такъ какъ  $k$  входитъ только въ одинъ членъ знаменателя, то ясно, что расходъ  $Q$  растетъ не пропорціонально  $k$ , а медленнѣе. Что это дѣйствительно такъ и должно быть, ясно изъ того, что при увеличивающемся расходѣ возрастаетъ давленіе въ зазорѣ между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ, и вмѣстѣ съ тѣмъ должна уменьшаться скорость вытеканія изъ направляющаго аппарата.

Характеристику расхода надо еще поправить для малыхъ чиселъ оборотовъ. Для этого надо подсчитать расходъ для  $n = 0$ , принявъ во вниманіе потери отъ удара. Эти потери постепенно уменьшаются съ уменьшеніемъ степени открытія, такъ какъ меньшее количество воды съ тѣмъ меньшимъ усиліемъ совершаетъ переходъ изъ направляющаго аппарата въ колесо, чѣмъ больше становится зазоръ между ихъ лопатками. При расчетѣ представленныхъ на фиг. 128 кривыхъ принято, что потери отъ удара растутъ пропорціонально третьей степени коэффиціента открытія. Тогда уравненіе 281 принимаетъ видъ:

$$Q_s = \sqrt{\frac{2gH}{\frac{1+\zeta_1}{(kF_0)^2} + \frac{1+\zeta_2}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2} + \frac{0,78}{(kF_0)^2} \left(\frac{k\vartheta}{100}\right)^3}} \dots (283)$$

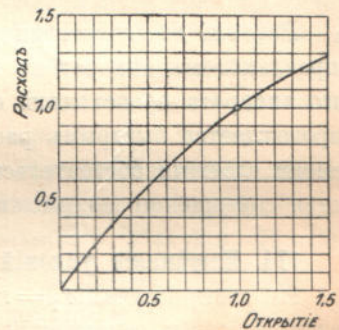
При этомъ надо имѣть въ виду, что  $\vartheta$  также измѣняется съ измѣненіемъ положенія лопатокъ направляющаго аппарата.

Съ помощью предыдущихъ формулъ было провѣрено испытанное Prásil'емъ колесо при  $\frac{2}{3}$ ,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{4}{4}$  открытія; на фиг. 228 полученные результаты представлены графически.

Пунктирные кривыя даютъ величину коэффиціента полезнаго дѣйствія, кривая эта при  $\frac{3}{4}$  открытія такъ близко подходит къ кривой для  $\frac{4}{4}$ , что ее пришлось отбросить.

Число оборотовъ, соответствующее наибольшей работѣ нѣсколько меньше числа оборотовъ наибольшаго коэффиціента полезнаго дѣйствія; кромѣ того, число оборотовъ соответствующее наибольшему коэффиціенту полезнаго дѣйствія уменьшается съ уменьшеніемъ открытія. Prásil\*) нашель, что оно измѣняется линейно съ измѣненіемъ расхода.

На фиг. 229 представлена зависимость между открытіемъ и соответствующимъ расходомъ, подсчитаннымъ для числа оборотовъ, при которомъ



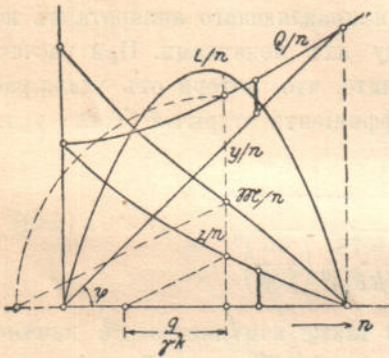
фиг. 229.

\*) Untersuchungen an Niederdruckturbinen. Результаты пересчитаны на напоръ, при которыхъ  $\sqrt{2gH} = 1$ .

имѣть мѣсто безударное вступленіе. Отсюда ясно, что расходъ возрастаетъ медленно, чѣмъ степень открытія, степень открытія равная 1 соответствуетъ нормальному наполненію; данная турбина, впрочемъ, и не можетъ быть болѣе открыта.

### 173. Измѣненіе условий работы турбины Фурнейрона.

Здѣсь  $r_1 < r_2$ . Послѣдній членъ ур—нія 270 имѣетъ отрицательное значеніе и характеристика расхода—гипербола. Минимуму расхода соответствуетъ  $n = 0$ . Расходъ возрастаетъ съ увеличеніемъ скорости и приобретаетъ максимальное значеніе при холостомъ ходѣ. Если привести колесо во вращеніе съ достаточнымъ числомъ оборотовъ, то турбина сможетъ преодолѣть отрицательный напоръ, т. е. начнетъ работать какъ насосъ. При этомъ не будетъ никакого измѣненія въ направленіи теченія воды.



фиг. 230.

Зависимости между числомъ оборотовъ, расходомъ, вращающимъ моментомъ и т. д. можно найти тѣмъ же способомъ какъ и въ турбинѣ Френсиса. Фиг. 230 представляетъ видъ различныхъ кривыхъ. Характеристика моментовъ имѣетъ нѣсколько иной видъ, чѣмъ въ турбинѣ Френсиса; она сначала вогнута, а потомъ выпукла. Характеристика мощности идетъ такъ же, какъ въ турбинѣ Френсиса, здѣсь также число оборотовъ соответствующее наибольшей работѣ нѣсколько больше половины числа оборотовъ холостого хода.

Расходъ всегда регулируется помощью задвижки, помѣщенной между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ, такъ что истеченіе изъ направляющаго аппарата происходитъ съ большимъ сжатіемъ и переходъ въ колесо сопровождается быстрымъ расширеніемъ струи. Прослѣдить эти въ высшей степени сложные обстоятельства перехода въ турбину въ расчетѣ представляется совершенно невозможнымъ.

### 174. Измѣненіе условий работы турбины Жюваля.

Въ этомъ случаѣ  $r_1 = r_2$  и потому въ ур—ніи 270 § 164 исчезаетъ послѣдній членъ, содержащій  $n$ . Если теперь можно пренебречь вліяніемъ удара при вступленіи, то расходъ получится постояннымъ.

Опытъ показываетъ, что въ широкихъ предѣлахъ это дѣйствительно такъ и происходитъ; это можетъ явиться доказательствомъ того, что въ широкихъ предѣлахъ измѣненія числа оборотовъ потери отъ удара при вступленіи несущественны.

Если въ реактивныхъ турбинахъ расходъ остается постояннымъ, то, разумѣется, остается постоянной и скорость теченія, а вмѣстѣ съ тѣмъ также и  $c_{u0}$  и  $w_{u2}$ ; такимъ образомъ уравненіе моментовъ 278 § 167 получаетъ видъ:



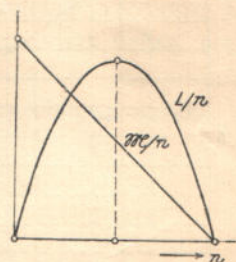
$$\mathfrak{M} = a_1 - b_1 n,$$

гдѣ  $a_1$  и  $b_1$  для данного случая можно разсматривать какъ постоянныя\*). Моментъ при всѣхъ реактивныхъ турбинахъ долженъ убывать линейно съ числомъ оборотовъ, если только расходъ остается постояннымъ. Это имѣетъ мѣсто лишь въ турбинѣ Жюльваля при постоянномъ напорѣ. Такимъ образомъ, для этой турбины характерна линейная зависимость между моментомъ и числомъ оборотовъ.

Для мощности получается, очевидно, слѣдующее выраженіе

$$L = a_2 n - b_2 n^2.$$

Это уравненіе представляетъ проходящую черезъ начало координатъ параболу съ вертикальной осью, какъ показано на фиг. 231. Подобная же кривая получается и для коэффициента полезнаго дѣйствія, число оборотовъ соответствующее наибольшей мощности совпадаетъ съ числомъ оборотовъ для наибольшаго коэффициента полезнаго дѣйствія. Число оборотовъ холостого хода въ два раза больше числа оборотовъ соответствующаго наибольшей мощности и коэффициенту полезнаго дѣйствія. Все это будетъ вѣрно въ томъ предположеніи, что собственнымъ треніемъ турбины можно пренебречь.



фиг. 231.

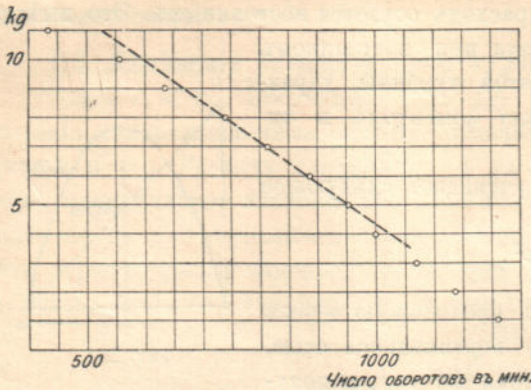
### 175. Условія измѣненія работы активныхъ турбинъ.

Здѣсь также расходъ не зависитъ отъ числа оборотовъ; такъ какъ въ турбинѣ всегда имѣется свободное пространство между лопатками, то ударъ не оказываетъ существеннаго вліянія на выходъ изъ направляющаго аппарата. Отсюда, однако, нельзя заключить, что вращающій моментъ измѣняется линейно въ зависимости отъ  $n$ . Такое заключеніе дѣйствительно въ предположеніи, что и  $w_{u2}$  въ ур—ніи 277 § 167 также постоянно. Но такъ какъ струя не заполняетъ канала, то и нельзя непосредственно изъ неизмѣнности расхода заключить о неизмѣнности скорости  $w_{u2}$ . Опытъ показываетъ, однако, что вращающій моментъ измѣняется дѣйствительно линейно съ числомъ оборотовъ. Отсюда, очевидно, снова получается параболическая зависимость для мощности и коэффициента полезнаго дѣйствія. И здѣсь, если пренебречь собственнымъ треніемъ турбины, то число оборотовъ соответствующее наибольшей мощности и наибольшему коэффициенту полезнаго дѣйствія получается вдвое меньше числа оборотовъ холостого хода.

Нѣкоторое уклоненіе отъ этихъ выводовъ получается въ струйныхъ колесахъ (фиг. 232). Въ предѣлахъ опредѣленныхъ чиселъ оборотовъ здѣсь также зависимость линейна. Съ возрастаніемъ числа оборотовъ съ известной точки прямолинейная зависимость прерывается. Это обстоятельство ко-

\*) Prásil въ своихъ вышеуказанныхъ „Untersuchungen der Niederdruckturbinen“ приводитъ результаты опытовъ при постоянномъ расходѣ и самоустанавливающемся напорѣ. Характеристики моментовъ имѣютъ дѣйствительно почти прямолинейный характеръ.

торое было впервые замѣчено Prásil'емъ въ механической лабораторіи Цюрихскаго Политехникума, объясняется главнымъ образомъ тѣмъ, что при



фиг. 232.

большихъ числахъ оборотовъ часть воды не приходитъ уже совершенно въ соприкосновеніе съ лопатками, а уходитъ неиспользованной, какъ будто бы колесо было снабжено малымъ числомъ лопатокъ (см. § 114). Замѣчено, что и при большихъ уменьшеніяхъ числа оборотовъ характеристика моментовъ идетъ ниже прямой.

Результаты представленныя на фиг. 232 получились у колеса построеннаго фирмой „U. Bosshard Söhne“ въ Цюрихѣ по указаніямъ автора. Главныя размѣры слѣдующіе:

Ширина насадка . . . . . 40 мм.

Половина угла сходимости насадка . . . . . 36°

Радиусъ вступленія (до оси насадка) . . . . . 150 мм.

Число лопатокъ . . . . . 19

Ширина ихъ . . . . . 113 мм.

Ислѣдованіе производилось при не вполне открытыхъ насадкахъ. Расходъ 14,5 лит. въ секунду, при напорѣ въ 35 метр. Совершенно открытый насадокъ пропускаетъ 27 литр. въ секунду. Ординаты (фиг. 232) обозначаютъ усилія на концѣ рычага, опредѣляемые давленіемъ на чашку вѣсовъ. Тормазный рычагъ имѣлъ длину  $l = 4 : 2\pi = 0,637$  м. такъ что работа представится (см. § 198) формулой:

$$L = \frac{Pu}{15} \text{ кгр. метр.}$$

Наивыгоднѣйшее число оборотовъ оказалось равнымъ 740, что было заранѣе опредѣлено расчетомъ. Вслѣдствіе этого діаметръ и размѣры лопатокъ должны были получиться очень малыми, и поэтому турбина при совершенно открытыхъ насадкахъ была сильно переполнена.

### 176. Вліяніе степени наполненія.

Найдемъ, какъ измѣняется коэффициентъ полезнаго дѣйствія при нормальномъ числѣ оборотовъ, когда уменьшается расходъ. Отношеніе количества протекающей при данныхъ условіяхъ воды къ максимальному расходу называется степенью наполненія. Отношеніе это связано со степенью открытія, но не всегда вмѣстѣ съ тѣмъ ему равно. Если при измѣненіи степени наполненія отношеніе скоростей въ каналахъ остается постояннымъ, то можно

принять, что вращающий момент растет пропорционально расходу, так что может быть представлен выражением:

$$\mathfrak{M} = aQ - b.$$

Это предположение оправдывается при регулировании при помощи открывания части каналов направляющего аппарата активной турбины; для реактивной турбины предположение это оправдывается лишь тогда, когда закрытые направляющие каналы обладают вентиляционными отверстиями, так что каналы колеса, находящиеся под ними, могут опорожняться.

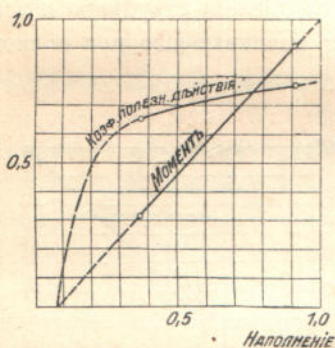
Для ненагруженного состояния:  $\mathfrak{M} = 0$ ;

$$Q_0 = \frac{b}{a}$$

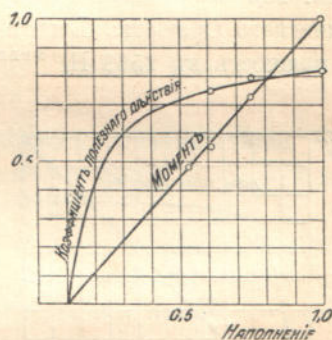
тот расход, который потребляет турбина при холостом ходе и нормальном числе оборотов. Мощность будет:

$$L = \mathfrak{M} \omega.$$

Выражение для коэффициента полезного действия:



фиг. 233.  
Колесо Шваммкаруга.



фиг. 234.  
Турбина Жонваля.

$$\varepsilon = \frac{L}{QH_1}$$

можно представить в видѣ:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{H_1} \frac{aQ - b}{Q}.$$

Если принять  $\varepsilon$  за ординаты, а  $Q$  за абсциссы, то уравнение представит равнобокую гиперболу, одна асимптота которой совпадает с осью  $\varepsilon$ , а другая пойдет горизонтально. Представленные на фиг. 233 результаты добыты автором при изслѣдованіи турбины Жирара на горизонтальном (колеса Шваммкаруга\*) валу на электрической станціи города Chur. На-

\*) Построена заводомъ St. Georgen въ St. Gallen.

правляющий аппарат имѣлъ 12 каналовъ. Тормазъ дѣйствовалъ еще при 11 открытых каналахъ; при этомъ развивалось 410 НР.

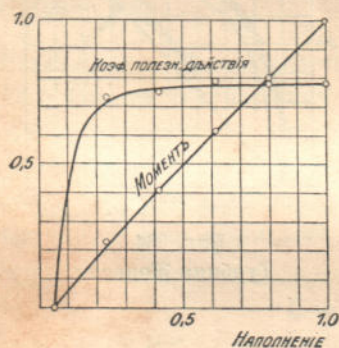
Фиг. 234 представляетъ результаты добытые Schröter'омъ\*) при изслѣдованіи турбины Жонваля\*\*) ткацкой фабрики въ Göggingen'ѣ. Направляющий аппаратъ могъ быть закрытъ съ помощью 6 вентилируемыхъ крышекъ. Полная мощность турбины составляла 270 НР.

Въ обоихъ случаяхъ характеристика моментовъ подымается прямолинейно.

Чѣмъ меньше получается  $Q_0$ , расходъ холостого хода при нормальной скорости, тѣмъ ближе подходитъ къ ассимптотѣ характеристика коэффициента полезнаго дѣйствія и тѣмъ менѣе падаетъ послѣдній при уменьшеніи наполненія. А потому важно, чтобы расходъ холостого хода получился малымъ.

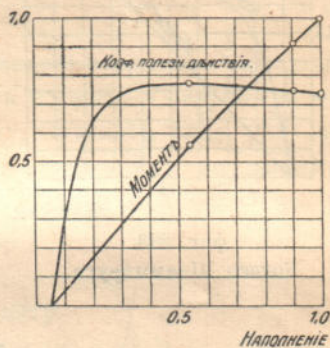
Въ тангенціальныхъ колесахъ вмѣстѣ со степенью наполненія мѣняется количество воды, попадающее на каждую лопатку. Отсюда и зависимость между расходомъ и моментомъ должна быть иной. Опытъ показываетъ, что моментъ не растетъ уже пропорціонально расходу. Характеристика моментовъ наклоняется къ оси  $Q$ , а потому и коэффициентъ полезнаго дѣйствія убываетъ медленѣе съ уменьшеніемъ наполненія.

Фиг. 235 изображаетъ результаты изслѣдованія струйнаго колеса\*\*\*). Электрическаго Общества Luzern-Engelberg, развивавшаго при полномъ открытіи мощность въ 2569 НР\*\*\*\*).



фиг. 235.

Тангенціальное колесо.



фиг. 236.

Переполю. колесо Leffel'я.

Упомянутое въ § 175 струйное колесо даетъ результаты указанные на фиг. 236. Для полнаго открытія лопатки были слишкомъ малы. Наибольшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія получается поэтому лишь при значительно уменьшенномъ наполненіи; однако онъ остается еще достаточно вы-

\*) Zeitschrift. d. Vereins deutsch. Ingenieure 1886, Bd. XXX, S. 781.

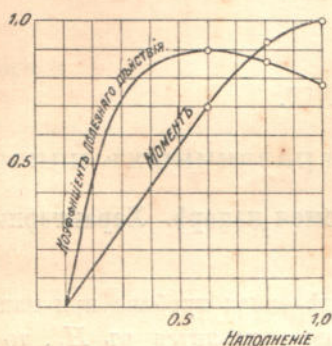
\*\*) Построена заводомъ Аусбургъ.

\*\*\*) Построена Th. Bell &amp; Co въ Люцернѣ.

\*\*\*\*) См. Kilchmann, Schweiz. Bauzeitung 1906, Bd. 48, S. 13. Ср. фиг. 142, § 110.

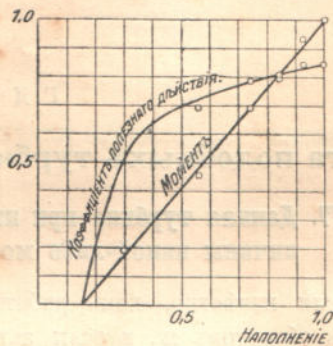
сокимъ даже для небольшихъ степеней наполненія. Это слѣдуетъ замѣтить, такъ какъ въ нашихъ рукахъ достигъ переполненія при полномъ открытіи примѣненіемъ небольшихъ лопатокъ. Однако этимъ нельзя достигъ наивысшаго коэффиціента полезнаго дѣйствія, но за то до извѣстнаго предѣла турбина работаетъ тѣмъ удовлетворительнѣе, чѣмъ больше уменьшается расходъ.

Кривыя фиг. 237 получены авторомъ для турбины прядильной и ткацкой фабрики Glattfelden \*). Это турбина Френсиса на горизонтальномъ валу



фиг. 237.

Переполн. турбина Френсиса.



фиг. 238.

Турбина Френсиса.

со спиральнымъ кожухомъ и двойнымъ выходомъ. Она работаетъ при полномъ открытіи съ большимъ переполненіемъ и даетъ поэтому наилучшій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія при значительно уменьшенномъ расходѣ. Работа при полномъ открытіи была опредѣлена въ 293 НР. Расходы были измѣрены посредствомъ водослива съ боковымъ сжатіемъ. Такъ какъ ширина водослива была лишь немного меньше ширины канала, то подсчитанные расходы получились, вѣроятно, нѣсколько меньше, а коэффиціентъ полезнаго дѣйствія нѣсколько больше дѣйствительнаго.

Измѣненіе момента и коэффиціента полезнаго дѣйствія турбины Френсиса, работающей безъ переполненія показаны на фиг. 38. Результаты эти добыты профессоромъ Prásel'емъ \*\*) въ механической лабораторіи Цюрихскаго Политехникума.

\*) Построена Escher, Wyss & Co.

\*\*) Вышеуказанная работа: „Untersuchungen an Niederdruckturbinen“.

## Г Л А В А XIX.

### Работа подобных турбинъ при различныхъ напорахъ.

#### 177. Данная турбина при измѣняющемся напорѣ. Характерныя величины какой-либо модели.

Если извѣстно, какъ работаетъ опредѣленная турбина при напорѣ  $H$  и числѣ оборотовъ  $n$ , и если затѣмъ напоръ измѣнится въ  $H_1$ , то легко опредѣлить то число оборотовъ  $n_1$ , при которомъ эта же турбина будетъ работать подобно тому, какъ и при прежнемъ напорѣ, иначе говоря, то число оборотовъ при которомъ всѣ скорости измѣнятся въ одномъ и томъ же отношеніи; а затѣмъ уже легко вычислить расходъ, мощность и вращающій моментъ при этихъ новыхъ условіяхъ.

Рѣшеніе этого вопроса основано на томъ, что для подобныхъ состояній скорости относятся, какъ корни квадратные изъ напоровъ и что коэффициентъ полезнаго дѣйствія не мѣняется. Отсюда и получаются соотношенія.

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_1} &= \left(\frac{H}{H_1}\right)^{1/2} \\ \frac{Q}{Q_1} &= \left(\frac{H}{H_1}\right)^{1/2} \\ \frac{N}{N_1} &= \frac{QH}{Q_1H_1} = \left(\frac{H}{H_1}\right)^{3/2} \\ \frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{M}_1} &= \frac{N n_1}{n N_1} = \frac{H}{H_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (284)$$

Если нужно сохранить соответствующее напору нормальное число оборотовъ, что и требуется въ большинствѣ случаевъ, то по Саметег'у можно вычисленія облегчить слѣдующимъ путемъ. Вычисляютъ для данной модели разъ навсегда величины  $n_0$ ,  $Q_0$ ,  $N_0$  и  $\mathfrak{M}_0$ , соответствующія напору въ 1 м. Пользуясь этими характерными величинами данной модели, находимъ для какого-либо напора  $H$ :

$$\left. \begin{aligned} n &= n_0 H^{1/2} \\ Q &= Q_0 H^{1/2} \\ N &= N_0 H^{3/2} \\ \mathfrak{M} &= \mathfrak{M}_0 H \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (285)$$

Prásil принимаетъ за единицу сравненія напоръ

$$H_r = \frac{1}{2g},$$

для котораго

$$\sqrt{2g H_r} = 1 \text{ м.}$$

Обозначая соотвѣтствующія напору величины значкомъ *r*, то получимъ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_r} &= (2g H)^{1/2} \\ \frac{Q}{Q_r} &= (2g H)^{1/2} \\ \frac{N}{N_r} &= (2g H)^{3/2} \\ \frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{M}_r} &= 2g H \quad *) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (286)$$

**178. Подобныя турбины.**

Если распространить изслѣдованіе на подобныя турбины различныхъ диаметровъ  $D_1$  и  $D_2$ , и заставить ихъ работать сначала при одномъ и томъ же напорѣ, то, имѣя въ виду, что всё скорости одинаковы, а площади относятся, какъ квадраты диаметровъ, получимъ слѣдующія соотношенія:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{-1} \\ \frac{Q_1}{Q_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \\ \frac{\mathfrak{M}_1}{\mathfrak{M}_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (287)$$

\*) Въ этомъ случаѣ всё величины  $n$ ,  $Q$ ,  $N$  и  $\mathfrak{M}$ , соотвѣтственно пропорциональны  $c_0$ ,  $c_0$ ,  $c_0^3$  и  $c_0^2$ .

Если же и напоры будут различны, то эти уравнения переходят въ слѣдующія:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^{-1} \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{1/2} \\ \frac{Q_1}{Q_2} &= \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{1/2} \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{3/2} \\ \frac{\mathfrak{M}_1}{\mathfrak{M}_2} &= \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^3 \frac{H_1}{H_2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (288)$$

Если ставится задача—опредѣлить діаметръ и число оборотовъ турбины подобной данной, которая должна работать при другомъ напорѣ и другомъ расходѣ, то полезно будетъ эти уравненія привести къ слѣдующему виду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D_1}{D_2} &= \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^{1/2} \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{-1/4} \\ \frac{D_1}{D_2} &= \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^{1/2} \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{-3/4} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (289)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^{-1/2} \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{3/4} \\ \frac{n_1}{n_2} &= \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^{-1/2} \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{5/4} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (290)$$

### 179. Характерныя величины различныхъ системъ турбинъ.

При выборѣ системы турбины для опредѣленной установки желательно сразу составить себѣ соответствующее дѣйствительности представленіе о важнѣйшихъ величинахъ, которыя получатся при данныхъ условіяхъ для различныхъ системъ. Особенно важно въ этомъ случаѣ опредѣлить діаметръ и число оборотовъ. Для этой цѣли сопоставляютъ соответственныя величины для турбинъ различныхъ системъ, но при одномъ и томъ же напорѣ и расходѣ и тогда можно уже легко распространить изслѣдованіе и на данный случай.

Цѣлесообразно за основныя величины брать напоръ въ 1 м. и расходъ въ 0,1 м<sup>3</sup>. = 100 лтр. Соответствующія имъ величины можно назвать характерными величинами данной системы и обозначать ихъ съ индексомъ s \*).

\*) Самегер сравниваетъ между собой турбины, развивающія при напорѣ въ 1 м. мощность въ 1 HP. Такъ какъ мощность зависитъ отъ коэффициента полезнаго дѣйствія, то проще будетъ исключить эту зависимость, исходя изъ опредѣленнаго расхода. Для коэффициента полезнаго дѣйствія 0,75 оба способа сравненія совпадаютъ.



Связь между характерными величинами и теми, которые соответствуют турбинѣ для опредѣленнаго напора  $H$  и расхода  $Q$ , можно легко получить изъ уравненій 289 и 290 въ видѣ соотношеній:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{D_s} &= (10 Q)^{1/2} H^{-1/4} \\ \frac{n}{n_s} &= (10 Q)^{-1/2} H^{3/4} \\ \frac{nD}{n_s D_s} &= H^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (291)$$

Зависимости эти принимаютъ болѣе наглядную форму если ввести величину

$$f = \frac{Q}{\sqrt{2gH}},$$

которая представляетъ не что иное, какъ поперечное сѣченіе насадка съ хорошо закругленными краями (см. фиг. 39 *d*), пропускающій, пренебрегая сопротивленіемъ тренія, расходъ  $Q$  при напорѣ  $H$ . Изъ этого соотношенія можно получить:

$$Q = 4,43 f H^{1/2}.$$

Если введемъ это значеніе въ уравненіе 291, то получимъ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{D_s} &= 6,66 f^{1/2} \\ \frac{n}{n_s} &= 0,15 H^{1/2} f^{-1/2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (292)$$

или

$$\left. \begin{aligned} \frac{D_s}{D} &= 0,15 f^{-1/2} \\ \frac{n_s}{n} &= 6,66 H^{-1/2} f^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (292a)$$

Помощью этихъ уравненій, можно, исходя изъ известной турбины, вычислить характерныя величины соответствующей системы, или же наоборотъ, по даннымъ характернымъ величинамъ, можно опредѣлить размѣры для данныхъ условій\*).

### 180. Численные данныя.

При вычисленіяхъ можно для характерныхъ величинъ діаметровъ и оборотовъ различныхъ системъ турбинъ пользоваться приведенными ниже

\*) Здѣсь будетъ умѣстно напомнить, что принимая во вниманіе хотя бы только различное число и различную толщину лопатокъ, нельзя вообще говорить о строгомъ подобіи турбинъ, различныхъ величинъ одной и той же системы.

численными данными. За диаметр принимается входной диаметр для радиальных и средний входной диаметр для осевых турбин.

Кромѣ того

$$f = \frac{Q}{V 2g H}.$$

Затѣмъ, для турбины Жирара:

при $D : b = 8$	10
$D_s = 0,56 \text{ м.}$	0,63 м.
$n_s = 72$	64
$D = 3,75 \sqrt{f}$	$4,3 \sqrt{f}$
$nD =$	$40 \sqrt{H}.$

Для колеса Леффеля (или Пельтона) съ однимъ круглымъ насадкомъ:

$D_s = 1,4 \text{ м.}$	до	2 м.
$n_s = 26,7$	до	18,75
$D = 9,35 \sqrt{f}$	до	$13,4 \sqrt{f}$
$nD =$		$37,5 \sqrt{H}.$

Диаметръ можетъ быть выбранъ и больше; вмѣстѣ съ тѣмъ соответственно уменьшится число оборотовъ. При нѣсколькихъ насадкахъ нужно брать диаметръ значительно больше.

Для турбины Жонвали:

при $D : b = 3$	5
$D_s = 0,35 \text{ м.}$	0,45 м.
$n_s = 152$	117
$D = 2,33 \sqrt{f}$	$3 \sqrt{f}$
$nD =$	$54 \sqrt{H}.$

Для турбины Фурнейрона:

$D_s = 0,58 \text{ м.}$	до	0,62 м.
$n_s = 86$	до	100
$D =$	$3,8 \sqrt{f}$	
$nD = 50 \sqrt{H}$	до	$62 \sqrt{H}.$

Для тихоходной турбины Френсиса:

$D_s = 0,6 \text{ м.}$	до	0,9 м.
$n_s = 75$	до	50
$D = 4 \sqrt{f}$	до	$6 \sqrt{f}$
$nD =$		$45 \sqrt{H}.$

Для нормальной турбины Френсиса:

$$D_s = 0,4 \text{ м.}$$

$$n_s = 136$$

$$D = 2,66 \sqrt{f}$$

$$nD = 54 \sqrt{H}.$$

Для быстроходной турбины Френсиса:

$$D_s = 0,28 \text{ м.} \quad \text{до} \quad 0,30 \text{ м.}$$

$$n_s = 225 \quad \text{до} \quad 210$$

$$D = 1,86 \sqrt{f} \quad \text{до} \quad 2 \sqrt{f}$$

$$nD = \quad \quad 63 \sqrt{H}.$$

Если данный расходъ используется не одной турбиной, а  $m$  равными меньшими турбинами, то число оборотовъ возрастаетъ въ отношеніи

$$\sqrt{m} : 1.$$

### 181. Серія турбинъ.

При заводскомъ производствѣ турбинъ одной опредѣленной системы, стремятся къ тому, чтобы удовлетворить всевозможнымъ условіямъ возможно малымъ числамъ различныхъ моделей, величины которыхъ для достиженія этой цѣли измѣняютъ въ опредѣленной послѣдовательности. Такой наборъ подобныхъ турбинъ и называютъ серіей.

Разница въ величинѣ двухъ сосѣднихъ моделей серіи зависитъ отъ большей или меньшей приспособляемости соответствующей системы къ убывающему расходу, и отъ тѣхъ минимальныхъ значеній, которыя допускаются относительно коэффициента полезнаго дѣйствія.

Пусть:

$Q_{max}$  означаетъ наибольшій расходъ, который можетъ быть пропущенъ данной моделью при напорѣ въ 1 м,

$Q_{min} = \varphi Q_{max}$  наименьшій расходъ, дающій допустимый коэффициентъ полезнаго дѣйствія,

$Q = \psi Q_{min} = \varphi \psi Q_{max}$  наибольшій расходъ, при той наименьшей мощности, для которой данная модель еще находитъ примѣненіе.

Число  $\psi$  указываетъ тѣ предѣлы, въ какихъ можетъ измѣняться количество притекающей воды, чтобы коэффициентъ полезнаго дѣйствія не сталъ ниже допустимаго.

Если индексами 1 и 2, обозначимъ величины двухъ сосѣднихъ моделей (въ порядкѣ возрастанія), то условіе того, чтобы въ серіи турбинъ былъ непрерывный переходъ отъ одной къ другой турбинѣ будетъ:

$$Q_2 = Q_{max 1}$$

или

$$\varphi \psi Q_{max 2} = Q_{max 1}.$$

Отношение расходов двух слѣдующих другъ за другомъ моделей, такимъ образомъ, получается въ видѣ:

$$\frac{Q_{max2}}{Q_{max1}} = \frac{1}{\varphi\psi}$$

Отсюда получается отношение диаметровъ сосѣднихъ моделей

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{\sqrt{\varphi\psi}} \quad (293)$$

Пусть, напримѣръ, требуется чтобы извѣстная система турбинъ давала еще при четверти наполненія удовлетворительный коэффициентъ полезнаго дѣйствія; при чемъ необходимо, чтобы въ самомъ неблагоприятномъ случаѣ расходъ не уменьшался бы на половину, прежде чѣмъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія опустится ниже допускаемаго значенія. Слѣдовательно, въ такомъ случаѣ

$$\varphi = 1/4,$$

$$\psi = 2.$$

Отсюда отношение расходовъ

$$\frac{Q_{max2}}{Q_{max1}} = 2.$$

и диаметровъ

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{2}.$$

Въ случаѣ радіальныхъ турбинъ высота колеса, а съ ней и расходъ могутъ измѣняться въ значительныхъ предѣлахъ, не измѣняя другихъ размѣровъ модели. Одно и то же колесо Пельтона или Леффеля измѣняя насадки и лопатки, можно приспособить для весьма различныхъ условій\*). Въ такихъ случаяхъ можно увеличить разницу между сосѣдними моделями серіи, или же получить въ области примѣненія данной модели болѣе равномерныя условія относительно коэффициента полезнаго дѣйствія при уменьшающемся расходѣ.

\*) Ограниченіемъ въ этомъ направленіи являются прежде всего размѣры живого сѣченія подводящей воду трубы. Эти размѣры ограничиваютъ расходъ.

## VII. Сравненіе различныхъ системъ турбинъ.

### Г Л А В А XX.

#### Пригодность системы турбины для данныхъ условій.

##### 182. Выборъ системы.

Если требуется спроектировать турбину для данныхъ условій, то прежде всего нужно остановиться на ея системѣ. Вообще же условія и требованія бывають слишкомъ разнообразными для выбора системы на основаніи какихъ-либо простыхъ правилъ. Не остается ничего другого, какъ разсмотрѣть нѣсколько рѣшеній даннаго вопроса и уже на основаніи этихъ предварительныхъ расчетовъ остановиться на какой-либо системѣ.

Рѣшающее значеніе при этомъ выборѣ имѣють расходъ и напоръ; а также число оборотовъ, регулируемость или даже положеніе турбиннаго вала въ пространствѣ, при чемъ само собой разумѣеть, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія, долженъ быть наивысшимъ. Наконецъ нужно принять во вниманіе и цѣну турбины, хотя тутъ же нужно замѣтить, что она сравнительно со стоимостью всей установки большаго значенія не имѣетъ, и поэтому изъ-за незначительной экономіи не слѣдуетъ мириться съ какими нибудь значительными недочетами.

Полная турбина получится всегда меньше, а поэтому дешевле парціальной. Слѣдовательно, если нѣтъ какихъ нибудь противоуказаній, то слѣдуетъ остановиться на полной турбинѣ. Послѣдняя при большихъ напорахъ даетъ слишкомъ большія числа оборотовъ, которыхъ обыкновенно избѣгаютъ хотя въ началѣ турбиностроенія, благодаря нѣкоторой неопытности, не останавливались передъ этимъ обстоятельствомъ \*). Однако неблагоприятные опыты, необходимость зубчатыхъ передачъ и т. п. обезпечили большой успѣхъ изобрѣтенному въ это время тангенціальному колесу Zuppinger'a съ

\*) Знаменитая въ свое время, турбина въ St. Blasien въ Шварцвальдѣ построенная и поставленная самымъ Фурнейрономъ, дѣлала при 108 м. напора по даннымъ Rühlmann'a отъ 2200 до 2300 оборотовъ въ минуту.

его небольшимъ числомъ оборотовъ. Но съ тѣхъ поръ многое измѣнилось: научились устраивать надежные опоры для быстро вращающихся валовъ, ременная передача при большихъ числахъ оборотовъ даже въ случаѣ значительныхъ мощностей получила большое распространеніе, точно также, какъ и электрическая передача энергіи; по этимъ причинамъ большія числа оборотовъ далеко уже не представляютъ трудностей, по сравненію съ прежнимъ. Поэтому слѣдуетъ ожидать, что парціальныя турбины раньше или позже во многихъ случаяхъ должны будутъ уступить свое мѣсто полнымъ турбинамъ.

### 183. Напоръ и расходъ.

При большихъ напорахъ примѣняется активная парціальная турбина. Для напоровъ въ 20 м. и выше и расходъ отъ 2 до 2,5 литр. на метръ напора, примѣнимы струйныя колеса съ однимъ направляющимъ аппаратомъ. При большихъ расходахъ примѣняются тѣ же колеса съ нѣсколькими насадками. При напорахъ меньшихъ 20 м. эти колеса получаютъ по сравненію съ мощностью слишкомъ громоздкими и дорогими.

При среднихъ напорахъ и сравнительно большихъ расходахъ до сихъ поръ обыкновенно примѣнялась парціальная турбина Жирара. Но и въ этой области турбина Френсиса завоевываетъ себѣ все больше и больше мѣста. Даже и при большихъ напорахъ къ ней обращаются всегда, если расходъ превышаетъ отъ 5 до 6 литр. на 1 м. напора. При малыхъ же напорахъ и большихъ расходахъ она въ настоящее время является единственно пригодной, и лишь при постоянной нагрузкѣ находятъ примѣненіе турбина Жюнваля въ виду ея простоты и дешевизны.

Турбины, работающія со всасывающей трубой, имѣютъ то большое преимущество, что онѣ всегда располагаются выше уровня нижнихъ водъ и поэтому болѣе доступны для осмотра. Кромѣ того при всасывающей трубѣ не приходится особенно считаться съ колебаніями нижняго уровня. Исходя изъ послѣдняго соображенія, ее часто устраиваютъ и при активныхъ турбинахъ. Только тогда нужно заботиться, чтобы подъ рабочимъ колесомъ постоянно оставалось воздушное пространство неизмѣнной высоты (см. § 75). Особенное значеніе имѣетъ всасывающая труба въ турбинахъ Френсиса при исползованіи кинетической энергіи уходящей воды.

Если верхній уровень воды расположенъ отъ турбины больше, чѣмъ на 3 или 4 м., то ее приходится помѣщать въ закрытомъ кожухѣ. Такъ какъ высота всасыванія по вертикали не должна превышать отъ 7 до 8 м., то турбину можно помѣщать въ открытомъ колодцѣ только при напорахъ, не превышающихъ 10—12 м.

При вентилируемыхъ реактивныхъ турбинахъ всасывающая труба не можетъ быть примѣнена.

### 184. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

По отношенію къ коэффициенту полезнаго дѣйствія наилучшей является та турбина, въ которой потери всего меньше, а потому потери въ турбинахъ должны быть подвергнуты сравнительному изслѣдованію.

Потери въ подводившихъ трубахъ и каналахъ зависятъ кромѣ длины, обусловленной мѣстными условіями, еще отъ допущенной въ нихъ скорости воды; которая въ значительной степени вліяетъ на первоначальное оборудованіе. Если приходится допустить большую скорость (при большихъ напорахъ до 3 м. и даже болѣе), то во всякомъ случаѣ нужно стараться, чтобы кинетическая энергія воды при вступленіи въ направляющій аппаратъ не терялась; для этого подводившая труба должна постепенно переходить въ направляющій аппаратъ.

Это легко достигается при тангенціальныхъ колесахъ, колесахъ Швамм-круга, въ обращенной установкѣ Фурнейрона, если вода подводится снизу, а также при спиральныхъ турбинахъ Френсиса; труднѣе достичь этой цѣли въ случаѣ полныхъ осевыхъ турбинъ.

Чтобы потери на треніе въ направляющемъ аппаратѣ были возможно незначительными, нужно дѣлать его каналы настолько короткими и настолько широкими при входѣ, насколько это допустимо съ точки зрѣнія хорошаго направленія струекъ воды. По этой же причинѣ каналы должны по направленію къ выходу, какъ можно быстрѣй суживаться. Въ этомъ отношеніи въ наилучшія условія поставлены радіальные турбины съ наружнымъ поводомъ, въ наихудшія—радіальныя съ внутреннимъ подводомъ. Ясно, что осевыя турбины по отношенію къ тѣмъ и другимъ находятся въ среднихъ условіяхъ. Въ активныхъ турбинахъ скорость вытеканія изъ направляющаго аппарата больше, поэтому и потери на треніе въ этомъ случаѣ должны быть приняты большими.

Подобно этому обстоитъ дѣло съ потерями на треніе и въ каналахъ рабочихъ колесъ реактивныхъ турбинъ. И здѣсь потери въ турбинѣ Френсиса меньше, чѣмъ въ турбинѣ Фурнейрона и притомъ не только вслѣдствіи болѣе удобной формы каналовъ, но и благодаря меньшей относительной выходной скорости.

Въ активныхъ турбинахъ съ большимъ числомъ лопатокъ въ рабочемъ колесѣ происходитъ всегда сильное разбрызгиваніе воды, благодаря чему уменьшается коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Значительно въ этомъ отношеніи лучше обстоитъ дѣло съ колесами Пельтона и Леффеля, шагъ лопатокъ которыхъ значительно больше; поэтому они и обладаютъ большимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія. Въ осевыхъ турбинахъ къ числу неблагоприятныхъ обстоятельствъ прибавляется то, что къ рабочему колесу подводятся правильно только среднія струйки.

Потери эвергіи въ отходящей водѣ могутъ быть значительно уменьшены помощью конической всасывающей трубы, но въ этомъ отношеніи удобна только турбина Френсиса.

По величинѣ коэффициента полезнаго дѣйствія ни одна система турбинъ не можетъ сравниться съ турбиной Френсиса. Между активными турбинами первое мѣсто занимаютъ колеса Леффеля и Пельтона.

### 185. Число оборотовъ.

Во многихъ случаяхъ не особенно важно съ какой скоростью вращается турбина. Тогда ее слѣдуетъ спроектировать такъ, чтобы она получилась

возможно цѣлесообразнѣе съ другихъ точекъ зрѣнія. Но довольно часты и такіе случаи, когда число оборотовъ задается или когда оно должно быть возможно большимъ при малыхъ напорахъ, или возможно малымъ при большихъ напорахъ. Особенно строгія требованія къ числу оборотовъ предъявляются электротехникой въ случаяхъ, непосредственнаго приведенія въ движеніе турбиной генератора.

Увеличивая діаметръ, легко уменьшить число оборотовъ; въ этомъ смыслѣ особенно пригодной оказывается парціальная турбина; она не представляетъ въ направленіи уменьшенія числа оборотовъ никакихъ ограниченій, если не считаться со стоимостью размѣровъ.

Если, наоборотъ, желательно получить возможно большое число оборотовъ, то нужно уменьшать діаметръ, увеличивая въ то же время окружную скорость. Для этого наиболѣе пригодна турбина Френсиса. Въ случаѣ большихъ установокъ съ нѣсколькими турбинами той же цѣли достигаютъ, избирая большее число и уменьшая размѣры отдѣльныхъ единицъ, или, что сводится въ концѣ концовъ къ тому же, насаживая по нѣсколько турбинъ на одинъ валъ. Увеличить число оборотовъ парціальныхъ турбинъ можно, устраивая при одномъ колесѣ нѣсколько насадковъ.

### 186. Регулируемость.

Приспособленіе турбины къ уменьшающемуся расходу должно происходить такимъ образомъ, чтобы коэффиціентъ полезнаго дѣйствія оставался при этомъ возможно высокимъ. Этому условію лучше остальныхъ удовлетворяютъ активныя турбины, а также и турбина Жонваля, съ регулированіемъ закрываніемъ отдѣльныхъ каналовъ, дающая удовлетворительные результаты, если только закрываемые каналы вентилируются. Для полныхъ радіальныхъ турбинъ наилучшимъ является регулированіе вращающимися лопатками Финка; цилиндрической же щитъ въ зазорѣ даетъ наибольшія потери. Слѣдуетъ замѣтить, что и при регулированіи Финка въ случаѣ малой степени открытія коэффиціентъ полезнаго дѣйствія значительно понижается. Однако заставляя турбину работать при обыкновенныхъ условіяхъ съ большимъ перепопненіемъ получается и при незначительныхъ доляхъ нормальнаго расхода удовлетворительный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, и поэтому турбина Френсиса съ регулированіемъ Финка должна быть поставлена на первомъ мѣстѣ. Къ сожалѣнію оно обладаетъ тѣмъ недостаткомъ, что при большихъ напорахъ очень быстро изнашиваются трущіяся поверхности осей вращенія лопатокъ.

Потребности электротехники значительно увеличили требованія, предъявляемыя къ точности регулированія скорости.

Электрическая нагрузка можетъ подвергаться очень большимъ и внезапнымъ колебаніямъ, къ которымъ турбина должна немедленно принаравливаться. Поэтому обыкновенно требуютъ, чтобы мощность турбины въ теченіе времени отъ 2 до 4 секундъ могла измѣниться отъ своего нормальнаго значенія до нуля. Этому требованію можно удовлетворить только посредствомъ такихъ регулирующихъ органовъ, при которыхъ уже незначительное передвиженіе влечетъ за собой полное закрытіе. Этимъ свойствомъ



отличаются только тѣ регулированія, при которыхъ одновременно уменьшаются живыя сѣченія всѣхъ каналовъ направляющаго аппарата. Въ случаѣ отдѣльныхъ направляющихъ аппаратовъ, примѣняются устройства, изображенныя въ § 146. При полныхъ радіальныхъ турбинахъ этому условию удовлетворяетъ цилиндрической щитъ въ зазорѣ, но только за счетъ коэффициента полезнаго дѣйствія. Регулированія Финка, Шаада и Цодела рѣшаютъ задачу для турбины Френсиса. Совершенно неудовлетворительны въ этомъ отношеніи регулированія закрываніемъ отдѣльныхъ каналовъ, а такъ какъ никакихъ другихъ способовъ регулированія для осевыхъ турбинъ не существуетъ, то онѣ въ послѣднее время больше уже не строятся.

### 187. Положеніе вала въ пространствѣ.

Пока турбины служили исключительно для приведенія въ движеніе фабрикъ и пока для передачи работы пользовались преимущественно зубчатыми колесами, обыкновенно валъ турбины располагали вертикально.

Въ настоящее же время его весьма часто располагаютъ горизонтально, такъ какъ въ этомъ случаѣ на него удобно могутъ быть насажены какъ шкивы для ременной или канатной передачи, такъ и якорь динамо-машины.

Валъ приходится ставить вертикально, принимая во вниманіе условия выхода воды изъ рабочаго колеса, у турбины Фурнейрона и полной турбины Жирара \*).

При вертикальномъ положеніи вала для турбинъ Жонваля и Френсиса всасывающая труба наиболѣе удобнымъ образомъ присоединяется, да и вообще вся установка въ этомъ случаѣ проще.

На большихъ гидроэлектрическихъ станціяхъ при небольшихъ напорахъ вертикальное положеніе вала, съ насаженными на него нѣсколькими турбинами и съ динамо-машиной на верхнемъ концѣ его, является весьма употребительнымъ, такъ какъ установка въ этомъ случаѣ занимаетъ очень мало мѣста.

Въ послѣднее время гребенчатая пята укрѣпляется на станинѣ динамо-машины; такимъ образомъ не приходится устраивать особаго этажа для помѣщенія подпятника.

Валы колесъ Пельтона и Швамкрука, а также спиральной турбины Френсиса, какъ это ясно само собой, приходится располагать горизонтально; это же положеніе въ случаѣ надобности можно придать валу одной или нѣсколькихъ турбинъ Френсиса, расположенныхъ въ открытомъ колодцѣ.

Турбины съ наклонными валами встрѣчаются какъ исключеніе.

\*) Полная турбина Жирара съ внутреннимъ подводомъ встрѣчается и на горизонтальномъ валу; при этомъ теряется немного больше напора и, кромѣ того, приходится устраивать особые приспособленія для отклоненія выходящей изъ колеса воды; иначе она падала бы обратно на колесо.

**188. Общіе выводы.**

При сравненіи свойствъ различныхъ системъ турбинъ, оказывается, что турбину Френсиса и колесо Пельтона въ областяхъ, соотвѣствующихъ каждой изъ этихъ системъ, слѣдуетъ предпочесть всѣмъ остальнымъ. Такъ какъ эти системы могутъ удовлетворить всѣмъ потребностямъ, то остальные потеряли теперь въ своемъ значеніи и, за исключеніемъ нѣсколькихъ отдѣльныхъ случаевъ, въ послѣднее время почти уже не строятся; гдѣ старыя турбины приходятъ въ негодность, тамъ онѣ обыкновенно замѣняются одной изъ вышеуказанныхъ системъ. Что вообще турбинѣ Френсиса отдается предпочтеніе, объясняется всѣмъ выше о ней сказаннымъ.

## VIII. Подпятникъ.

### Г Л А В А XXI.

#### Нагрузка и размѣры подпятника.

##### 189. Слагающіе нагрузки на подпятникъ.

Въ турбинахъ съ вертикальнымъ валомъ, подпятникъ является одной изъ самыхъ важныхъ деталей всей машины, правильное функціонированіе ея обезпечиваетъ надежность хода турбины: нагрѣваніе и заѣданіе влечетъ за собой весьма тяжелыя нарушенія работы. Для правильнаго и продолжительнаго функціонированія подпятника, необходимо его рабочую поверхность рассчитать на скорость и нагрузку и озаботиться о подведеніи достаточнаго количества смазки. Подпятникъ находящійся на нижнемъ концѣ вала мало доступенъ и не можетъ быть хорошо осмотрѣнъ; для этой цѣли существуютъ нѣсколько конструкторій, при которыхъ подпятникъ помѣщается либо по серединѣ, либо на верхнемъ концѣ вала (фонарный и кольцевой подпятники см. фиг. 158 § 122 и фиг. 172 § 134).

Для опредѣленія рабочей поверхности пяты необходимо знать полную нагрузку на нее, слагающуюся изъ слѣдующихъ частныхъ нагрузокъ:

1. Собственного вѣса рабочаго колеса, вала и другихъ частей, неизмѣнно съ нимъ соединенныхъ, собственного вѣса рабочей воды, находящейся въ данный моментъ въ рабочемъ колесѣ и разныхъ осевыхъ давленій, получающихся отъ зубчатыхъ передачъ.
2. Статистическаго давленія воды въ рабочемъ колесѣ, имѣющаго мѣсто только у реактивныхъ турбинъ.
3. Реакціи воды протекающей черезъ рабочее колесо.

##### 190. Собственный вѣсъ.

При подсчетѣ собственныхъ вѣсовъ нужно принять во вниманіе кромѣ вѣса воды въ рабочемъ колесѣ и вѣса его самого, также и вѣса всѣхъ неизмѣнно съ нимъ связанныхъ частей, какъ то: вала, муфты, зубчатыхъ колесъ и т. д. Вычисленіе должно бы вестись, по чертежу, но такъ какъ размѣры вала вообще находятся въ зависимости отъ размѣровъ проектиру-

емой пяты, то приходится довольствоваться сначала лишь приблизительнымъ подсчетомъ, а болѣе точный повѣрочный расчетъ продѣлать уже въ концѣ.

Эмпирическія формулы, выведенныя на основаніи исполненныхъ конструкций, весьма сокращаютъ расчетъ, но нужно имѣть въ виду, что онѣ вѣрны не при всѣхъ обстоятельствахъ. Reiffers \*) даетъ для вѣса рабочихъ колесъ въ килограммахъ въ случаѣ полныхъ осевыхъ турбинъ эмпирическую формулу вида:

$$Q = KD^2 \sqrt[3]{Q}$$

гдѣ  $D$  средній діаметръ въ метрахъ, а  $Q$  расходъ въ метр./сек. При чемъ принимается:

$K = 30$  для лопатокъ отлитыхъ за одно съ ободьями,

$K = 40$  для штампованныхъ, залитыхъ въ ободъ лопатокъ \*\*).

Другая эмпирическая формула для турбинъ Френсиса имѣетъ видъ

$$G = 3000 \text{ до } 3500 D^2 b,$$

причемъ  $D$  внѣшній діаметръ колеса, а  $b$  входная высота въ метрахъ.

Вѣсъ зубчатыхъ колесъ можетъ быть опредѣленъ изъ эмпирической формулы:

$$G = 0,06 \text{ до } 0,08 a^2 b z,$$

гдѣ  $a$  и  $b$  толщина и длина зуба въ сантиметрахъ, а  $z$  число зубцовъ.

При совершенно погруженныхъ въ воду турбинахъ нужно принять во вниманіе происходящее отъ этого уменьшеніе собственного вѣса, вычисляемое по закону Архимеда; кромѣ того нужно отбросить собственный вѣсъ воды въ колесѣ.

### 191. Гидростатическое давленіе.

Слѣдуетъ различать давленіе на поверхность входа въ рабочее колесо и давленіе на боковыя поверхности ободьевъ. Оба имѣютъ мѣсто только у реактивныхъ турбинъ, т. е. въ случаѣ когда  $p_1 > p_2$ .

Давленіе на входную поверхность удается легко опредѣлить съ точностью, достаточной для поставленной цѣли. Пусть  $F_s$  означаетъ величину всей входной поверхности, а  $F'_s$  ея проекцію на плоскость, перпендикулярную къ оси турбины. Тогда для осевой составляющей этого давленія получится

$$P_s = F'_s (p_1 - p_2).$$

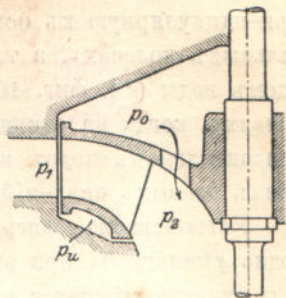
Величину избыточнаго давленія въ зазорѣ  $p_1 - p_2$  можно съ достаточной точностью принимать равной половинѣ напора.

Давленіе на боковыя поверхности ободьевъ даетъ только въ тѣхъ случаяхъ осевую составляющую, когда проекціи этихъ поверхностей на

\*) Einfache Berechnung der Turbine, Zürich 1896.

\*\*) Такъ какъ при штампованныхъ, залитыхъ лопаткахъ ободья должны быть толще, то и вѣсъ въ этомъ случаѣ больше.

плоскость перпендикулярную къ оси, имѣютъ значеніе отличныя отъ нуля. Это имѣетъ мѣсто въ турбинѣ Френсиса (фиг. 239). О давленіяхъ  $p_0$  и  $p_u$  нельзя сказать ничего опредѣленнаго, за исключеніемъ того, что они заключаются между  $p_1$  и  $p_2$ . Значенія ихъ зависятъ: отъ утечки воды черезъ зазоръ, отъ сопротивленій въ зазорѣ, отъ сопротивленій при переходѣ во всасывающую трубу и отъ вращательной скорости, какой вода увлекается ободьями колеса. Изслѣдованіе всѣхъ этихъ обстоятельствъ весьма запутанно и притомъ можетъ быть произведено, только сдѣлавши цѣлый рядъ болѣе или менѣе произвольныхъ допущеній\*). Нужно стараться давленіе  $p_0$  сдѣлать возможно меньшимъ, увеличивая площадь отверстія сообщающихъ верхнее пространство со всасывающей трубой.



фиг. 239.

### 192. Реакція воды протекающей черезъ колесо.

Исходнымъ положеніемъ для опредѣленія силы реакціи воды на колесо могутъ служить изслѣдованія § 58. Пусть  $c_{z0}$  и  $c_{z2}$  означаютъ осевыя составляющія абсолютныхъ скоростей при выходѣ изъ направляющаго аппарата и колеса, а  $M$  секунднй расходъ; тогда сила реакціи

$$P_d = M(c_{0z} - c_{2z}).$$

При этомъ нужно считать давленіе положительнымъ, если его направленіе совпадаетъ съ  $c_{2z}$ .

При турбинѣ Жонваля съ бесконечно тонкими лопатками

$$c_{0z} = c_{2z}$$

и

$$P_d = 0.$$

Это будетъ приблизительно вѣрно и при лопаткахъ конечной толщины. Для активныхъ осевыхъ турбинъ разность между  $c_{0z}$  и  $c_{z2}$  также мала, а слѣдовательно, мала и осевая составляющая реакціи. При турбинахъ чисто радиальныхъ, какъ это само собою разумѣется, осевая составляющая реакціи равна нулю. Въ турбинѣ Френсиса, гдѣ вода выходитъ по направленію параллельному оси, осевое давленіе получаетъ значеніе

$$P_d = -Mc_3,$$

при чемъ  $c_3$  скорость въ верхнемъ сѣченіи всасывающей трубы; это давленіе направлено вверхъ и разгружаетъ пятю. Въ случаѣ частичнаго закрытія направляющаго аппарата, скорость  $c_3$  уменьшится въ томъ же отношеніи, какъ и расходъ, а потому осевая составляющая реакціи уменьшается пропорціонально квадрату расхода.

\*) Kobes. Der Druck auf den Spurzapfen. Leipzig und Wien 1906.

### 193. Разгрузка пяты.

Полная разгрузка пяты и отъ статическихъ и отъ динамическихъ давленій воды, достигается въ турбинахъ, имѣющихъ плоскость симметріи перпендикулярную къ оси вращенія. Такой случай встрѣчается въ тангенціальныхъ колесахъ, а также въ турбинѣ Френсиса съ двустороннимъ выходомъ воды (см. фиг. 101). Легко достигнуть симметріи также и въ тѣхъ случаяхъ, когда на одинъ валъ насажено нѣсколько турбинъ, при чемъ при горизонтальномъ положеніи вала въ этихъ случаяхъ вообще не остается никакихъ осевыхъ давленій.

Устройствомъ разгружающихъ поршней \*) можно осевое давленіе какъ угодно уменьшать, при этомъ нужно однако имѣть въ виду, что нагрузка пяты отчасти мѣняется вмѣстѣ съ расходомъ. Дѣйствовать на разгружающіе поршни можетъ и вода изъ подводящаго трубопровода. Но часто встрѣчаются поршни, нагруженные масломъ подъ давленіемъ, при чемъ масло, введенное подъ пяту, даетъ въ добавокъ обильную смазку.

### 194. Размѣры пяты.

Опорная поверхность подпятника въ центрѣ выбирается, для того, чтобы при износѣ на периферіи въ центрѣ не возникли слишкомъ большія давленія.

При опредѣленіи размѣровъ опорной поверхности пяты нужно имѣть въ виду два обстоятельства. Во первыхъ давленіе на единицу этой поверхности или, такъ называемое, удѣльное давленіе  $p$  не должно быть слишкомъ большимъ, чтобы не выдавливать масло, обыкновенно принимають

$$p = 40 + 0,3 \sqrt{P} \text{ клгр./см}^2. **).$$

Отсюда видно, что при большихъ нагрузкахъ для  $p$  допускають большія значенія. Полученная изъ этого условія площадь должна быть еще увеличена на сумму площадей занятыхъ канавками для масла и проч.

Затѣмъ размѣры пяты должны быть достаточно велики для отвода тепла, развивающагося вслѣдствіе тренія. Здѣсь играетъ роль число оборотовъ. По P farr'y \*\*\*) ширина въ опорной кольцевой поверхности пяты удовлетворяетъ условію:

$$b \geq \frac{P \mu n}{4000}.$$

Коэффициентъ тренія  $\mu$  обыкновенно принимается равнымъ 0,05; а при тщательномъ исполненіи и обильной смазкѣ доходить даже до 0,02.

Материаломъ для трущихся поверхностей пяты обыкновенно служатъ мелко зернистый чугуны, бронза и закаленная литая сталь. Ни въ коемъ

\*) Въ турбинѣ, изображенной на фиг. 168 § 130, рабочее колесо служитъ вмѣстѣ съ тѣмъ и разгружающимъ поршнемъ.

\*\*) Справ. книжка „Hütte“, 7 изд. Томъ I стр. 883.

\*\*\*) Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, Berlin 1907, S. 469.

случае нельзя допускать работать бронзы по бронзе, а еще меньше стали по стали.

Чтобы обеспечить обильную смазку, пяту помещают в маслянную ванну. Посредством целесообразно расположенных канавок масло подводится ко всем точкам опорной поверхности пяты. В случае сильно нагруженных пят масло заставляют циркулировать, охлаждая его при этом водой, или же в масляной ванне помещаются трубки, по которым циркулирует охлаждающая вода.

## IX. Опытное изслѣдованіе турбинъ.

### Г Л А В А XXII.

#### Испытаніе свойствъ турбинъ.

##### 195. Цѣль испытанія.

Полное опытное изслѣдованіе имѣетъ цѣлью выяснитъ свойства построенной турбины настолько, чтобы по нимъ возможно было опредѣлять мощность и коэффициентъ полезнаго дѣйствія при данномъ напорѣ и любомъ числѣ оборотовъ для произвольно выбраннаго открытія регулирующихъ органовъ. Такой объемъ испытаній требуетъ времени больше, чѣмъ возможно допустить во время эксплуатаціи. Обычно ограничиваются тѣмъ, что проверяютъ—выполнены ли договорныя гарантіи. Предположимъ, что по договору турбина при извѣстномъ напорѣ и опредѣленномъ числѣ оборотовъ для даннаго наибольшаго расхода должна дать извѣстную мощность и указанный коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Часто нѣтъ возможности произвести испытаніе при договорныхъ условіяхъ; такъ напримѣръ, напоръ можетъ значительно отличаться отъ принятаго въ договорѣ, вслѣдствіе поднятія нижняго уровня воды, или при испытаніи нельзя достигнуть указаннаго числа оборотовъ, и т. д. Тогда остается только изъ наблюденій путемъ расчета опредѣлить мощность турбины при предусмотрѣнныхъ въ договорѣ условіяхъ. Последнее возможно съ нѣкоторой достовѣрностью только тогда, когда изслѣдованы свойства турбины внутри извѣстныхъ границъ; такимъ образомъ, должно поддерживать число оборотовъ не только нормальнымъ, но необходимо распространить испытаніе на возможно разныя числа оборотовъ. Последнее должно быть рекомендовано и по другой причинѣ: при установкахъ турбинъ часто встрѣчается, что принятое число оборотовъ привода не совпадаетъ съ числомъ оборотовъ, соответствующимъ наибольшему коэффициенту полезнаго дѣйствія. Въ такихъ случаяхъ измѣненіемъ передаточнаго числа, замѣной шкива и т. п.—турбина можетъ идти съ невыгоднѣйшимъ числомъ оборотовъ и тѣмъ достигается договорный коэффициентъ полезнаго дѣйствія.



Величины, непосредственно измѣряемыя:

напоръ,  
число оборотовъ,  
вращающій моментъ и  
расходъ.

Вычисляются по этимъ даннымъ:

мощность и  
коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

**196. Напоръ** подверженъ въ большинствѣ случаевъ непрерывнымъ колебаніямъ и долженъ быть измѣряемъ черезъ одинаковые промежутки времени въ нѣсколько минутъ. Въ расчетъ вводятъ среднее арифметическое.

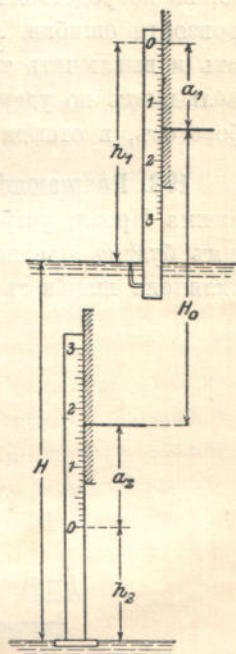
Въ тѣхъ случаяхъ, когда верхній уровень недоступенъ (при отсутствующей или короткой подводящей трубѣ), онъ отмѣчается подвижной рейкой. Точная установка достигается погруженнымъ остриемъ по фиг. 240, коль скоро поверхность воды спокойна и хорошо освѣщена. Что касается нижняго уровня, то къ нему такой способъ вовсе не примѣнимъ. Здѣсь можно примѣнить дощечку величиной съ ладонь, приколоченную плашмя къ нижнему концу рейки. Рейка устанавливается такъ, чтобы верхняя поверхность дощечки находилась то надъ водой, то подъ водой равные промежутки времени.

При выбранномъ положеніи нулевыхъ точекъ шкалы на фиг. 240, напоръ

$$H = (H_0 - h_1 + h_2) + a_1 + a_2.$$

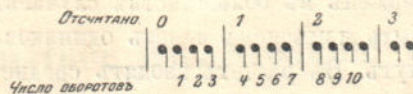
Величина въ скобкахъ постоянна и можетъ быть точно опредѣлена къ началу испытанія; для того, чтобы получить напоръ нужно только къ ней прибавить оба отсчета реекъ.

При длинныхъ подводящихъ трубахъ напоръ измѣряется манометромъ, во избѣжаніе неправильнаго причисленія турбинѣ потерь въ трубопроводѣ. Манометръ долженъ быть поставленъ по возможности на прямой части подводящей трубы для того, чтобы давленіе показываемое манометромъ можно было считать одинаковымъ во всѣхъ точкахъ поперечнаго сѣченія. Манометръ долженъ быть проверенъ, для этого его показаніе при закрытой турбинѣ сравнивается съ напоромъ, полученнымъ нивелированіемъ. Надежнѣе манометра является пьезометръ, который съ успѣхомъ примѣняется при небольшихъ напорахъ. Высота скорости, строго говоря, должна быть прибавлена къ показанію манометра (см. § 78).



фиг. 240.

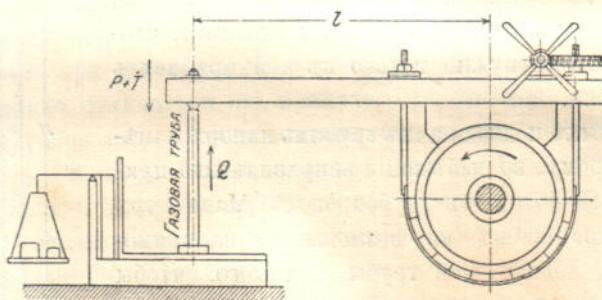
**197. Число оборотовъ** при умѣренныхъ скоростяхъ вращенія можетъ быть непосредственно найдено, если только при каждомъ оборотѣ дается звуковой сигналъ. Послѣдній можно получить, напримѣръ, упругой пластинкой приделанной къ валу и ударяющей о неподвижный штифтъ при каждомъ оборотѣ. Звуковой сигналъ отчетливѣе зрительнаго, такъ какъ ухо приспособлено къ ритму лучше, чѣмъ глаза; къ тому же глаза остаются свободными для наблюденія за секундомѣромъ. Уловивъ тактъ трехъ или четырехъ ударовъ, можно очень хорошо считать до 300 оборотовъ въ минуту. Если минута оканчивается не въ тактъ, то начинающій легко можетъ ошибиться въ числѣ оборотовъ, см. фиг. 241. Если доступъ къ концу вала не затрудненъ, то съ



фиг. 241.

большимъ удобствомъ можно примѣнять счетчикъ числа оборотовъ. Передача движенія къ счетчику должна происходить не черезъ трехгранное острие, но посредствомъ поводка. При включеніи и выключеніи легко могутъ произойти ошибки. Лучше приборъ наглухо соединить съ валомъ, а включать и выключать только счетный механизмъ. Тамъ, гдѣ это невозможно, наблюдаютъ по удару маятника время, совпадающее съ большимъ числомъ оборотовъ, и отсюда вычисляютъ число оборотовъ въ минуту.

**198. Вращающій моментъ на турбинномъ валу** измѣряется помощью нажима Прони, устройство котораго представлено на фиг. 242. Въ дальнѣйшемъ будемъ предполагать, что валъ расположенъ горизонтально. На валу заклинена шайба съ цилиндрическимъ ободомъ. Шайба охвачена нажимомъ



фиг. 242.

снабженнымъ деревянными колодками, который можно подтягивать по мѣрѣ надобности посредствомъ винта. Вслѣдствіе развивающагося тренія, шайба передаетъ нажиму вращающій моментъ турбины. Воспринимаемый площадкой мостовыхъ вѣсовъ, и уравновѣшиваемый ими. Пусть  $T$  будетъ сила, съ которой рычагъ нажима дѣйствуетъ на вѣсы, вслѣдствіе собственного вѣса, т. е. тара.  $Q$  показаніе вѣсовъ. Тогда

$$P = Q - T$$

будеть сила, которую передаетъ на вѣсы вращающій моментъ; для самого момента имѣемъ

$$\mathfrak{M} = Pl.$$

Если  $n$  — число оборотовъ, то мощность

$$\left. \begin{aligned} L &= \frac{Pn}{9.55} \text{ к.л.м.} \\ N &= \frac{Pn}{716,21} \text{ HP.} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (294)$$

Здѣсь  $P$  и  $l$  выражены соотвѣтственно въ килограммахъ и метрахъ.

Опредѣленіе тары  $T$  можетъ быть произведено слѣдующимъ образомъ: освобождаютъ нажимъ, и вверху между колодкой и шайбой вдвигаютъ\*) круглый желѣзный небольшого діаметра стержень, располагая его въ одной плоскости съ осью вала. При чемъ нажимъ не долженъ касаться шайбы, такъ какъ въ такомъ случаѣ результатъ будетъ не вѣренъ. Болѣе удобно, но не такъ точно, можно найти тару  $T$ , наблюдая при нагрузкѣ и при разгрузкѣ тѣ силы, при которыхъ платформа вѣсовъ отклоняется соотвѣтственно вверхъ и внизъ;  $T$  будетъ равно среднему арифметическому этихъ силъ. Наболѣе надежный способъ слѣдующій: снявъ шайбу, собираютъ снова на ней зажимъ и надѣваютъ ее на круглый желѣзный стержень, проходящій черезъ втулку. Давъ тормазу тотъ же наклонъ къ горизонту, который былъ во время испытаній, можно измѣрить тару.

Вся работа турбины идетъ на работу тренія и превращается въ теплоту. Для непрерывности дѣйствія тормазы необходимо поддерживать постоянный коэффициентъ тренія. При повышеніи температуры, треніе возрастаетъ крайне быстро, и къ тому же тормазъ скоро портится. Поэтому необходимо заботиться о достаточномъ отведеніи теплоты, слѣдовательно, охлаждать тормазъ. Для этого, разумѣется, лучше всего пригодна мыльная вода, одновременно охлаждающая и смазывающая, но трудно, конечно, приготовить ее въ достаточномъ количествѣ при болѣе значительныхъ мощностяхъ. На каждую лошадиную силу нужно отводить въ минуту количество теплоты, равное

$$\frac{75.60}{427} = 10,5 \text{ калорій.}$$

\*) Этому мѣшаютъ закраины шайбы; для устраненія этого препятствія, закраины просверливаются и шайба устанавливается такъ, чтобы отверстія лежали точно по вертикали надъ осью вала. Во всякомъ случаѣ нѣтъ смысла снабжать шайбы закраинами. Правильнѣе было бы дѣлать ободъ совершенно гладкимъ и дѣлать закраины нажиму. Въ этой конструкціи охлаждающая вода будетъ лучше держаться.

Допуская нагрѣвъ воды до  $30^{\circ}$ , найдемъ, что на каждую лошадиную силу въ минуту приходится 0,35 литра охлаждающей воды. Возможно большее количество охлаждающей воды есть первое условіе для надежнаго тормаженія.

Трудность заключается въ томъ, чтобы не давая водѣ уходить обратно, дѣйствительно использовать ее для охлажденія трущихся поверхностей, это лучше всего можно достигнуть, отливъ ободъ тормазной шайбы полымъ и заставивъ воду непрерывно въ немъ циркулировать. Для притока и отвода воды необходимы особыя приспособленія. вмѣстѣ съ тѣмъ, однако, при плохой теплопроводности дерева необходимо достаточное и внѣшнее охлажденіе, которое можно использовать одновременно и для смазки. Для этого пользуются мыльной водой. Надежнѣе въ небольшомъ количествѣ примѣнять одновременно капельную масленку для смазки и струю воды для охлажденія. Деревянные колодки нажима должны быть отдѣлены достаточными зазорами между собой.

Очень важно дать поверхности тормазной шайбы размѣры, соотвѣтствующіе оттормаживаемой мощности. Величина трущейся поверхности находится въ зависимости отъ количества тепла, подлежащаго уводу, и, слѣдовательно, отъ мощности. Но, главнымъ образомъ, нужно стараться не давать удѣльному давленію между колодками и ободомъ шайбы превосходить извѣстной величины, для того чтобы смазка не выжималась; потому нужно считаться съ величиной вращающаго момента \*). Нужно также считаться со свойствами охлаждающаго снаружи вещества. Такъ, на примѣръ, мыльная вода даетъ полуторный эффектъ по сравненію съ обыкновенной водой.

Если  $B$  — ширина обода и  $D$  — діаметръ тормазной шайбы въ метрахъ, то при достаточномъ внутреннемъ охлажденіи и при мыльной водѣ для внѣшняго охлажденія, можно принять

$$BD = 0,15 \frac{N}{n},$$

при чемъ  $N$  и  $n$  относятся къ нормальнымъ условіямъ; однако, вычисляемые размѣры получаются съ достаточнымъ запасомъ для опытовъ и съ меньшимъ числомъ оборотовъ. При одномъ лишь внѣшнемъ охлажденіи даже и при значительномъ количествѣ охлаждающей воды, приходится поверхность тормазной шайбы взять значительно больше, а именно пользоваться зависимостью:

$$BD = 0,23 \frac{N}{n}.$$

\*) Это находится въ согласіи съ тѣмъ фактомъ, что тормазъ тѣмъ труднѣе поддержать въ надлежащемъ положеніи, чѣмъ больше уменьшается число оборотовъ съ возрастаніемъ нагрузки, хотя при этомъ оттормаживаемая мощность становится меньше.

Конструкціи тормазовъ могутъ быть самыя разнообразныя; при этомъ нужно имѣть въ виду слѣдующія два условія: во-первыхъ, моментъ реакціи вѣсовъ долженъ возрастать при отклоненіи рычага въ сторону вращенія, въ противномъ случаѣ не наступитъ устойчивое равновѣсіе, и во-вторыхъ, нужно ограничить перемѣщенія рычага двумя прочными упорками, чтобы исключить всякую опасность для обслуживающаго персонала.

Правильное манипулированіе съ тормазомъ зависитъ отъ того, удастся ли наблюдающему все время поддерживать вѣсы въ равновѣсіи. Необходимымъ условіемъ для этого является достаточная поверхность тормазной шайбы и обильное охлажденіе. Но и со стороны обслуживающаго тормазъ требуется еще много опыта. Деревянные колодки тормазы непрерывно срабатываются и поэтому необходимо тормазъ время отъ времени подтягивать, при чемъ, здѣсь опять также появляется затрудненіе, такъ какъ нужно произвести это подтягиваніе быстро и въ то же время осторожно, чтобы черезчуръ не зажать тормазъ. Наблюдатель у тормазы долженъ быстро улавливать каждое измѣненіе нагрузки. Чтобы не держать постоянно руку на тормазномъ маховичкѣ и тѣмъ не производить добавочнаго нежелательнаго давленія на вѣсы, рекомендуется маховичекъ поворачивать легкими ударами деревяннаго молотка. Каучуковыя прокладки подъ гайки облегчаютъ регулированіе, такъ, какъ упруго передаютъ нажатіе.

Торможеніе на вертикальномъ валу хлопотливѣе, чѣмъ на горизонтальномъ. Рычагъ тормазы долженъ быть подвѣшенъ, а усиліе посредствомъ колѣчататаго рычага передается вѣсамъ.

Часто приходится вслѣдствіе мѣстныхъ условій тормазить на трансмиссионномъ валу. Въ такомъ случаѣ необходимо найти вредныя потери въ передачахъ и прибавить ихъ къ мощности турбины.

**199. Опредѣленіе расхода** сопряжено обычно съ наибольшими затрудненіями, и результаты получаются наиболѣе неточными. Измѣрять притекающую или утекающую воду—безразлично, если только по дорогѣ нѣтъ утечки. Вопросъ этотъ разрѣшается въ зависимости отъ постановки опыта.

Наиболѣе точнымъ способомъ является измѣреніе большими баками. Примѣненіе ихъ ограничено небольшими расходами и связано съ условіемъ существованія напора, достаточнаго для свободнаго притеканія воды въ бакъ. Измѣрительный бакъ долженъ быть настолько великъ, чтобы время его наполненія было достаточно продолжительно и могло быть достаточно точно отсчитано. Обыкновенно имѣютъ дѣло съ резервуаромъ нѣсколько сотъ метровъ вмѣстимости. Подвижной желобъ изъ листового желѣза долженъ быть сконструированъ такимъ образомъ, чтобы можно было точно въ желаемый моментъ создать притокъ воды въ резервуаръ и опять прервать его. Количество воды въ резервуарѣ можетъ быть опредѣлено по объему, если резервуаръ градуированъ, или взвѣшиваніемъ; послѣдній способъ точнѣе. Если одновременно пользуются парой мостовыхъ вѣсовъ, на которые устанавливается резервуаръ (на каткахъ), то можно работать съ очень большими резервуарами. Чѣмъ дольше длится время измѣренія, тѣмъ меньшее значеніе имѣютъ ошибки при перекидываніи желоба.

Если возможно въ подводящемъ или отводящемъ каналѣ устроить водосливъ, то послѣдній является самымъ удобнымъ средствомъ для опредѣленія средняго расхода. Все наблюденіе ограничивается здѣсь измѣреніемъ высоты надъ ребромъ водослива, поэтому въ короткое время можно произвести много измѣреній. Это въ особенности важно, если расходъ измѣняется съ числомъ оборотовъ, какъ, напримѣръ, у турбинъ Френсиса. Вода должна притекать къ водосливу возможно спокойнѣе и совершенно безъ вихрей. Въ противномъ случаѣ воду нужно успокоить сѣтками, поставленными поперекъ теченія. Рейка для измѣренія высоты надъ ребромъ водослива должна быть поставлена въ мѣстѣ, достаточно удаленномъ отъ водослива, гдѣ нѣтъ замѣтнаго пониженія уровня воды. Нулевая точка рейки располагается на одной горизонтали съ ребромъ водослива. Измѣрять уровень въ углу канала возлѣ щита будетъ ошибочно, такъ какъ здѣсь получается повышеніе уровня, вслѣдствіе подируживанія.

Гдѣ не возможно примѣнить водосливъ, остается воспользоваться вертушкой Вольтмана. Этотъ способъ требуетъ довольно много времени. Надежность его зависитъ, главнымъ образомъ отъ примѣняемаго прибора. Испытаніе послѣдняго требуетъ особыхъ устройствъ, которыми располагаютъ обыкновенно только государственныя учрежденія. Для установки вертушки выбираютъ часть отводящаго или подводящаго канала съ правильнымъ поперечнымъ сѣченіемъ и продольнымъ профилемъ и равномернымъ теченіемъ. Въ цѣломъ рядѣ точекъ, расположенныхъ равномерно по поперечному сѣченію, производится измѣреніе скорости посредствомъ вертушки. Интерполяціей (графическимъ путемъ) находится средняя скорость воды, а по извѣстной уже площади поперечнаго сѣченія опредѣляется расходъ. Важно, чтобы измѣренія для каждой отдѣльной точки продолжались достаточно долго и тѣмъ самымъ ошибки въ опредѣленіи времени не могли пріобрѣсти слишкомъ большого значенія.

## 200. Производство испытаній.

Убѣдившись предварительно въ правильномъ дѣйствіи тормазы, лучше всего начать съ тормаженія турбины при нормальномъ открытіи лопатокъ, т. е. произвести по возможности большое число испытаній съ однимъ и тѣмъ же открытіемъ при различныхъ нагрузкахъ. Наблюдатели отмѣчаютъ время по одинаково поставленнымъ часамъ, чтобы можно было одновременно найти соотвѣтствующія величины нагрузки тормазы, числа оборотовъ и напоръ. Это испытаніе должно быть по возможности проведено отъ полного затормаживанія (покоя турбины) до холостого хода. Опредѣленіе давленія тормазы при остановленной турбинѣ имѣетъ свои трудности, ибо всѣмъ при покоящемся валѣ, вслѣдствіе тренія въ подшипникахъ, показываютъ невѣрно. Всѣмъ разгружаютъ до тѣхъ поръ, пока они не опустятся, нагружаютъ ихъ опять до подъема и берутъ среднюю величину\*). Число оборотовъ хо-

\*) Къ струйнымъ колесамъ послѣдній способъ не примѣнимъ, т. к. обусловленный водою вращающій моментъ сильно измѣняется съ перемѣной относительнаго положенія лопатокъ и струи. Поэтому опыты доводятъ до очень малаго числа оборотовъ, при которомъ тормазъ больше не играетъ.

лостого хода опредѣляется обыкновенно, только послѣ окончанія опыта, при снятомъ тормазѣ.

Если для измѣренія расхода пользуются водосливомъ, то при каждомъ испытаніи отмѣчается тотчасъ же высота надъ ребромъ водослива, по которой можно вычислить соответствующій расходъ. Далѣе повторяютъ тормажение при различныхъ степеняхъ открытія лопатокъ, поскольку позволяетъ тормазъ, и получаютъ, такимъ образомъ, большое число полныхъ отдѣльныхъ испытаній за сравнительно короткій промежутокъ времени.

Если расходъ измѣряется вертушкой, то размѣры опыта надо нѣсколько ограничить, такъ какъ измѣреніе вертушкой требуетъ много времени. Послѣ того, какъ произведено тормажение при нормальномъ открытіи, вѣсы нагружаютъ до тѣхъ поръ, пока турбина не пойдетъ по возможности съ нормальнымъ числомъ оборотовъ, соответствующимъ какъ разъ существующему напору. Поддерживая это состояніе возможно неизмѣннымъ, предпринимаютъ измѣреніе расхода. Испытаніе повторяется для различныхъ степеней открытія; если позволяетъ время, испытаніе можно распространить и на другія числа оборотовъ.

Если обстоятельства позволяютъ, то можно взмѣрить тотъ расходъ, при которомъ не нагруженная турбина приобретаетъ нормальное число оборотовъ. Это испытаніе можно произвести въ концѣ измѣренія на холостомъ ходу. Оно возможно лишь въ томъ случаѣ, когда регулирующіе органы сконструированы такимъ образомъ, что допускаютъ непрерывное измѣненіе расхода.

При подсчетѣ прежде всего расходы и скорости пересчитываются по § 177 на одинъ и тотъ же напоръ. Работа тренія въ подшипникахъ турбиннаго вала, вызванная собственнымъ вѣсомъ тормазной шайбы и нажима, должна быть возможно точнѣе вычислена и прибавлена къ мощности турбины; при этомъ рекомендуется коэффициентъ тренія въ шейкахъ этихъ подшипниковъ считать 0,05. При установкѣ по фиг. 242 нужно обратить вниманіе на то, что реакція вѣсовъ вызываетъ разгрузку.

Если расходъ измѣрялся водосливомъ, то для каждого отдѣльнаго испытанія извѣстны: число оборотовъ и расходъ. Эти значенія наносятъ въ прямоугольной системѣ координатъ, исправляютъ ихъ графическимъ путемъ и вычисляютъ далѣе мощность и коэффициентъ полезнаго дѣйствія, которые, будучи представлены графически, даютъ теперь полную картину протекающаго процесса.

Если, напротивъ, расходъ измѣрялся вертушкой, то располагаютъ, обыкновенно, лишь полной характеристикой моментовъ для одного нормальнаго открытія лопатокъ; для остальныхъ открытій является извѣстной только одна точка. Равнымъ образомъ для характеристики расходовъ извѣстно только по одной точкѣ, и послѣдняя вообще даже не соответствуетъ тѣмъ числамъ оборотовъ, которыя были опредѣлены. Поэтому нужно по возможности возстановить истинную картину протекающаго процесса. Это удается сдѣлать довольно точно для характеристикъ моментовъ, которыя въ средней части безъ

натяжки можно считать афино-преобразованными относительно оси  $n$ , такимъ образомъ, съ помощью одной снятой характеристики моментовъ можно достроить остальные. Имѣя характеристики моментовъ, можно по фиг. 223, § 167 найти характеристики расходовъ, коль скоро извѣстенъ расходъ для холостого хода\*). При этомъ находятся и всѣ дальнѣйшія величины.

Рекомендуется уже во время хода испытаній пользоваться графическимъ методомъ для контроля, что бы въ случаѣ необходимости сейчасъ же вернуться къ испытанію, обнаружившему невязку. Послѣ окончанія всѣхъ испытаній такой повторный опытъ невозможенъ безъ нарушенія эксплуатаціи.

---

\*) Въ турбинахъ Френсиса для вычерчиванія характеристикъ расхода можно съ успѣхомъ воспользоваться числомъ оборотовъ, соответствующимъ взвѣянному состоянію воды, которое вычисляется по § 166, зная радіусъ рабочаго колеса турбины.



### Замѣченныя опечатки.

Стр.	Строка.	Напечатано	Должно быть.
13	4 сверху	потери	потерь
28	2 снизу	„Hütte“, 9 издание,	„Hütte“, 7 издание,
33	1 „	„Hütte“, 9 изд.	„Hütte“, 7 изд.
34	1 „	„Hütte“, 9 изд.	„Hütte“, 7 изд.
40	1 „	„Hütte“, 9 изд.	„Hütte“, 7 изд.
41	1 „	„Hütte“, 9 изд.	„Hütte“, 7 изд.
58	3 „	$Y = mq - mq \sin \alpha$	$Y = mg - mq \sin \alpha$
73	7 сверху	параболоиды	параболоида
74	1 „	$L = \frac{M}{2} (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2)$	$L = \frac{M}{2} (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2)$
81	9 „	направляющаго	рабочаго
82		фиг. 93 перевернута	
83	10 „	турбина	турбиной
95	2 „	$w_1^2 = c_0^2 + u_1^2 - 2u_1 c_0 \cos \alpha$	$w_1^2 = c_0^2 + u_1^2 - 2u_1 c_0 \cos \alpha$
102	3 „	$z^2 = \sqrt{2gH'}$	$z^2 = s \sqrt{2gH'}$
103	12 снизу	дѣйствующій	активный
108	6 сверху	$ct_1 = ct_0 \frac{k_0 z_0}{k_0 z_0}$	$ct_1 = ct_0 \frac{k_0 z_0}{k_1 z_1}$
108	10 „	колеса	колесо
112	5 снизу	дѣйствующаго	активнаго
112		фиг. 162	фиг. 126
114	12 сверху	по	до
118	5 снизу	принять	мѣнять
142	8 „	до 46 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	до 4—6 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
155	14 „	$u^2 = u_1 c u_1$	$v_2 = u_1 c u_1$
155	10 „	$n = \frac{19,1 n_1}{D_1}$	$n = \frac{19,1 u_1}{D_1}$
165	5 „	аппарата колеса	аппарата
168	13 „	$v = \sqrt{2g \frac{1}{2} \left( Hw - \frac{c_1^2}{2g} \right)}$	$v = \sqrt{2g \frac{1}{1} \left( Hw - \frac{c_2^2}{2g} \right)}$
177	11 сверху	фиг. 69	фиг. 96
193	10 снизу	діаметръ	діаметръ
203	18 сверху	При тахометръ, не приходится	При тахометръ, которому не приходится
207	9 снизу	Напоръ измѣннѣмъ	напоръ неизмѣннѣмъ
224	3 „	Аусбургъ	Аугсбургъ

С. Корнилов  
искусственно  
мелочныхъ ур...

INTERPOL MEMORANDUM

TO: DIRECTOR, INTERPOL

FROM: [Illegible]

SUBJECT: [Illegible]

[Illegible text follows, including a large section of text that is mostly unreadable due to fading and bleed-through.]

