

**Справочная книга для
инженеров, архитекторов,
механиков и студентов**

Том 2. Часть 2

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 62
ББК 30.6
С74

С74 Справочная книга для инженеров, архитекторов, механиков и студентов: Том
2. Часть 2 / – М.: Книга по Требованию, 2014. – 696 с.

ISBN 978-5-8853-4174-5

ISBN 978-5-8853-4174-5

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2014

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2014

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Серия Книжный Ренессанс

www.samizday.ru/reprint

ным. Количество воды $q_1 = \mu b_0 s_1 \sqrt{2gh_1}$, вытекающей из этой кулисы в 1 секунду, должно иметь возможность и втекать в нсв. Следовательно, должно также быть

$$q_1 \leq \frac{2}{3} \mu_0 b_0 \sqrt{2g} \left(\sqrt{h_1''^3} - \sqrt{h_1'^3} \right)$$

или

$$h_1'' \geq \sqrt[3]{\left[(h_1')^{3/2} + \frac{3q'}{2\mu_0 b_0 \sqrt{2g}} \right]^2},$$

где μ есть коэффициент расхода (для железных лопаток $\mu =$ до 0,94, для деревянных — на 5—10% меньше), b_0 — ширина кулисы в свету, $\mu_0 \leq 0,90$ — коэффициент расхода при входе воды в кулису; значения остальных символов видны из фиг. 1067.

Чтобы во второй кулисе скорость w' опять была параллельна порвому элементу лопатки, следует для этой кулисы α взять больше, чем для первой, так как v остается постоянным, а абсолютная скорость c' воды возрастает с глубиной. Ширина кулисы определяется из условия

$$q_1 = q_2 = \mu b_0 s_2 \sqrt{2gh_2}, \quad \mu \leq 0,93.$$

$$\text{Далее } h_2'' \geq \sqrt[3]{\left[(h_2')^{3/2} + \frac{3q_2}{2\mu_0 b_0 \sqrt{2g}} \right]^2}, \text{ при чем } \mu_0 \leq 0,90.$$

Таким же образом проектируются третья и четвертая кулисы кнзку; обыкновенно достаточно трех. Полагают $\Sigma q = Q$ и приближению $q_1 = q_2 = q_3$, чем вполне определяются s_2 и s_3 относительно s_1 .

Колесо. Диаметр приближению $D = H + 3,5$ м.

Окружная скорость $v = 1,6$ до 2,2 m/sec.

Среднее значение $v = 1,8$ m/sec.

Глубина колеса $a = 0,4 \sqrt[3]{D:H}$ до $0,5 \sqrt[3]{D:H}$, иногда больше, именно — при сильно меняющемся уровне нижнего плеса.

Ширина колеса $b = Q:av\epsilon$, где $\epsilon = 1:3$ до $2:3$.

Шаг лопаток $t = 0,5a$ до $0,7a$.

О числе лопаток и спиц — стр. 771.

Глубина погружения a_1 — в предположении, что вода стекает непосредственно с колеса приближенно со скоростью v — равна $Q:bv$.

Зазор между направляющей частью установки и колесом делается как можно меньше; размер регулируется установкой нижнего вкладыша у подшипника вала.

Форма лопаток. Направление крайнего элемента лопатки (фиг. 1068), определяется равенствами

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}, \quad \sin \beta = (R - a_1):R.$$

Впрочем, возможны отступления в ту или другую сторону и тем более, чем меньшее значение придется тому, чтобы лопатки выходили из воды нижнего колеса вертикально. При вертикальном выходе NA будет эвольвентой основной окружности радиуса $CA = R \sin \beta = R - a_1$ или

гтой окружности, возможно более приближающейся к этой эвольвенте. От точки A лопатка круто загibaется кверху, при чем так и настолько, чтобы вода не могла проникать внутрь колеса.

Коэффициент полезного действия $\eta = 0,75$ до $0,85$.

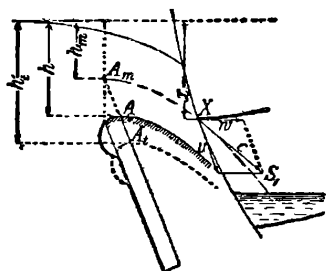
с) Колеса с водосливным впуском.

Применяются при небольших и средних напорах и сильно переменном уровне нижнего плеса:

$$H' \approx 0,4 \text{ до } 3,5 \text{ м.}$$

Обыкновенно $D = 3H$ до $4H$ и $v = 1,4$ до $1,7$ м/сек. Об отдельных частях колеса см. б).

Впуск (фиг. 1069). Положение A щита, снабженного направляющим железным желобом, при переливании нормального количества воды определяется при помощи равенства



Фиг. 1069.

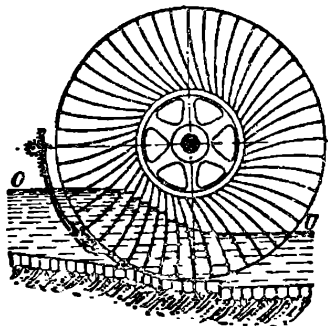
$$Q = \mu b h \sqrt{2gh},$$

где $\mu = 0,50$ до $0,45$ (для деревянных лопаток). Для среднего слоя $A_m X S_1$, в котором можно предположить сосредоточенной всю струю воды, положение вершины A_m соответствующей ему параболы определяется из равенства

$$0,5 Q = \mu b h_m \cdot \sqrt{2gh_m};$$

фокус этой параболы лежит ниже A_m на расстоянии $10 h_m : 11$. Из некоторой точки горизонтали, проведенной на расстоянии $R - (H + a_1)$ над

верхним плесом, описывается окружность радиуса R так, чтобы точка X пересечения с параболой лежала на расстоянии от $0,40$ до $0,45$ м под верхним плесом. (Относительно глубины погружения см. выше). Для точки X строится параллелограмм скоростей с диагональю $s = 0,95 \cdot \sqrt{2gx}$ и испытывается, даст ли разложение s в направлении окружности колеса нужную боковую скорость (приблизленно v). В случае необходимости надо изменить положение выбранного центра на горизонтали, или же изменить радиус колеса или окружную скорость v . Наилучшее положение щита определится из равенства $Q_{\max} = \mu b h_t \sqrt{2gh_t}$, если $Q_{\max}$ есть наибольшее количество воды в м³/сек, которое еще должно переливаться.



Фиг. 1070.

Колесо Цунпигера для малых напоров ¹⁾ (фиг. 1070). v до $1,2$ м/сек. Коэффициент полезного действия обыкновенно $\eta = 0,65$ до $0,75$. Угол наклона к горизенту элемента лопатки, выходящей из

¹⁾ См. Teichmann, Z. d. V. d. I. 1883, стр. 53 и ирм. стр. 770.

нижнего плеса, равен от 70° до 75° при глубине погружения $a_1 = 0,3$ м; при наивысшем уровне воды угол наклона не должен быть меньше 45° — 55° . Глубина погружения колеса a зависит от величины колебания уровня нижнего плеса и равна приблизительно от $K:3$ до $2K:3$; она должна быть выбрана так, чтобы вода не могла попасть внутрь колеса.

д) Колеса со щитом в подводящем канале.

Также колеса могут рассматриваться как колеса, к которым вода подводится через кулису, к которым можно применить все сказанное в в). В общем случае их коэффициент полезного действия меньше, чем у колес, рассмотренных в в) и с).

В. Водяные турбины ¹⁾.

Обозначения:

H — напор [м],

Q — расход [$\text{м}^3/\text{сек}$],

ϵ — гидравлический коэффициент полезного действия,

η — механический коэффициент полезного действия,

$N = \frac{1000}{75} \cdot \eta Q H$ — полезная мощность в Р.С.

c_1 — абсолютная скорость воды при входе в рабочее колесо [$\text{м}/\text{сек}$],

c_2 — " " " " выходе из рабочего колеса [$\text{м}/\text{сек}$],

w_1 — относительная скорость воды при входе в рабочее колесо [$\text{м}/\text{сек}$],

w_2 — " " " " выходе из рабочего колеса [$\text{м}/\text{сек}$],

u_1 — окружная скорость рабочего колеса при входе [$\text{м}/\text{сек}$],

u_2 — " " " " выходе [$\text{м}/\text{сек}$],

D — диаметр рабочего колеса [м],

γ — удельный вес воды [$1000 \text{ кг}/\text{м}^3$].

а) Общие сведения.

Каждая турбина в существенном состоит из направляющего аппарата, сообщающего воде достаточную и нужным образом направленную скорость, и из рабочего колеса, воспринимающего от воды, притекающей из направляющего аппарата, энергию и передающего ее валу. Если для образования входной скорости c_1 используется только часть всего напора ($c_1 < \sqrt{2H}$), то при входе в рабочее колесо некоторая часть всей энергии сохраняется в форме избытка давления. В этом случае турбины называются реактивными. Если же для образования входной скорости используется весь напор $c_1 = \sqrt{2gH}$, то такие турбины называются активными.

Вода к рабочему колесу турбины может подводиться либо так, чтобы она омывала всю окружность его — полные турбины, — либо отдельными струями — парциальные турбины. В первом случае направляющий аппарат делается в виде направляющего колеса, во втором — в виде сопел.

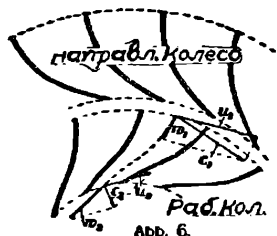
Из технических соображений пользуются или — при самых малых напорах всегда — полными реактивными турбинами (турбина Френсиса, пропеллерная турбина), или — при самых больших напорах всегда — активными парциальными турбинами (колесо Пельтона).

¹⁾ Литература: Brauer, Turbinentheorie, 2 изд. 1909. — Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, 2 изд. 1924. — Escher-Dubs, Die Theorie der Wasserturbinen, 3 изд. 1924. — Geipke, Turbinen und Turbinenanlagen 1906. — Honold & Albrecht, Francisurbinen, 1906. — Müller, Francisurbinen, 3 изд. 1921. — Fagg, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, 2 изд. 1912. — Quantz, Wasserkraftmaschinen, 5 изд. (текст русский перевод) — E. Reichel, Ueber Wasserkraftmaschinen, 2 изд. 1925. — Thoma, Wasserturbinen, 2 изд. 1921. — Wagenbach, Neuere Turbinenanlagen, 1903.

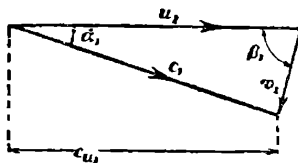
б) Гидравлические соотношения.

Абсолютная входная скорость c_1 воды в рабочее колесо (фиг. 1071) есть геометрическая сумма окружной скорости u_1 рабочего колеса у входа и скорости w_1 воды относительно рабочего колеса; c_1 и w_1 суть скорости, которые имеет вода, пока не началось действие рабочего колеса. То же самое относится и к выходу из колеса. Для изображения этой кинематической зависимости служат „скоростной треугольник для входа“ (фиг. 1072) и „скоростной треугольник для выхода“ (фиг. 1073).

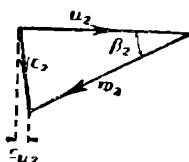
Пусть $m = Q\gamma : g$ есть масса воды, притекающей в каждую секунду к турбине, c_{u1} — тангенциальный компонент абсолютной входной скорости, r_1 — расстояние того места, где вода поступает в колесо, от оси; тогда момент количества движения, возникающего при входе в колесо, равен mr_1c_{u1} , а момент количества движения, исчезающего при выходе



Фиг. 1071.



Фиг. 1072.



Фиг. 1073.

из колеса, mr_2c_{u2} . Согласно теореме площадей, разность этих обоих значений равна моменту вращения M , переносимому водою на рабочее колесо,

$$mr_1c_{u1} - mr_2c_{u2} = M.$$

Умножение обеих частей этого равенства на ω дает:

$$m(\omega r_1c_{u1} - \omega r_2c_{u2}) = M\omega.$$

$M\omega$ есть ни что иное, как мощность рабочего колеса в kgm/sec ; с другой стороны она равна $\epsilon Q\gamma H$. Подставив $m = Q\gamma : g$ и замечая, что $\omega r_1 = u_1$ и $\omega r_2 = u_2$, после сокращения получаем основное уравнение теории турбин $u_1c_{u1} - u_2c_{u2} = \epsilon gH$.

Энергия, соответствующая выходной скорости c_2 , у турбин, работающих без всасывающей трубы, пропадает совершенно, у турбин же, снабженных такой трубой — частично. Поэтому c_2 , а также компонент c_{u2} этой скорости по касательной к окружности колеса, стремятся делать как можно меньше; большей частью турбины делаются так, чтобы $c_{u2} = 0$ (так называемый вертикальный выход). В этом случае основное уравнение переходит в следующее: $u_1c_{u1} = \epsilon gH$.

с) Применяющиеся типы турбин.

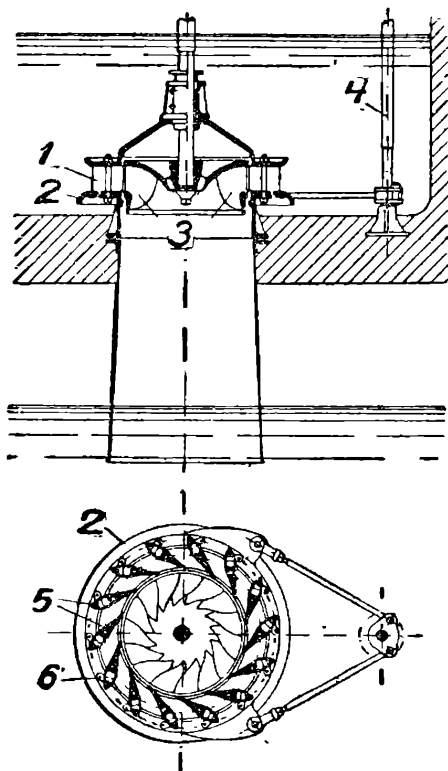
1. Турбина Френсиса. Область применения: от самых небольших напоров и до 270 м.

Впуск воды в рабочее колесо происходит по радиальному направлению внутрь, выход воды — в осевом направлении. Лопатки направляющего колеса — в целях регулирования количества выпускаемой в турбину воды и мощности — могут вращаться около своих осей, параллельных оси

турбины. Если используемая вода чистая и установка сравнительно небольшая, то механизм для установки направляющих лопаток располагается в воде („внутреннее регулирование“, фиг. 1074—1075); если же вода содержит песок и установка большая, то регулирующее приспособление лучше (но дороже) располагать не в воде („внешнее регулирование“, фиг. 1076). При небольших и средних напорах лопатки рабочего колеса большей частью штампуются из мягкой листовой стали и литого железа, в случае высокого напора — отливаются одновременно из стали вместе с венцом обода; при целесообразном формировании литников можно получить вполне надежное соединение.

Из рабочего колеса вода отводится через всасывающую трубу, погруженную в воду нижнего плеса. При приведении турбины в действие, вода высасывает воздух, благодаря чему достигается использование полного — до уровня нижнего плеса — падения (рабочего напора). Кроме того, скорость воды, выходящей из рабочего колеса, во всасывающей трубе замедляется, так как поперечное сечение последней постепенно увеличивается; благодаря этому частично используется живая сила воды, выходящей из рабочего колеса (увеличением всасывающего действия при выходе из рабочего колеса). При горизонтальном положении вала необходимы крытые всасывающие трубы; такие трубы понижают коэффициент полезного действия турбины; чувствительность различных, даже немного отличающихся друг от друга, рабочих колес к наклону всасывающей трубы может быть очень различной; уменьшение коэфф. полезного действия на 3% при одновременном уменьшении всасывающего действия на 10%, отнюдь не является необычным.

Для напоров до 2 м вал делается всегда вертикальным, для больших же напоров — вертикальным или горизонтальным, в зависимости от местных условий и расположения приводимых в действие машин. В небольших установках чрезвычайно важно избегать промежуточных механизмов, требующих большой затраты мощности. В мощных установках и при непосредственном соединении с электрическим генератором тока



Фиг. 1074—1075. 1. Направляющее колесо. 2. Регулирующее кольцо. 3. Рабочее колесо. 4. Вал регулирующего кольца. 5. Направляющие лопатки. 6. Соединительная серьга.

в настоящее время предпочитают вертикальное положение вала; преимущества: более высокий коэффициент полезного действия, получаемый благодаря лучшему выполнению всасывающей трубы; меньшая высота всасывания (важно в отношении избежания кавитации (воздушные раковины) и в установках с трубопроводом—более плавный подвод воды.

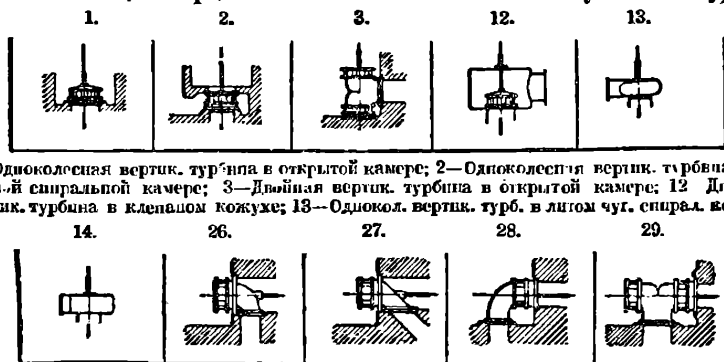
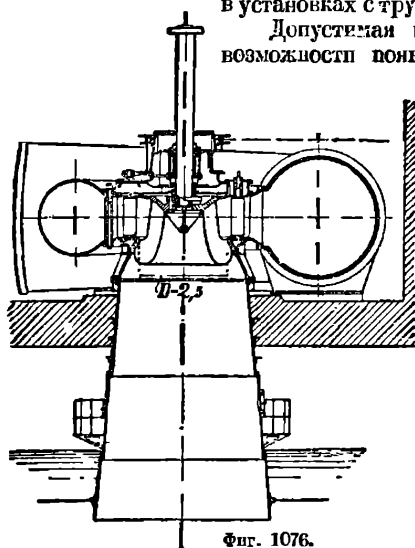
Допустимая высота всасывания ограничена, в виду возможности появления кавитации (стр. 787 ф. 2).

При горизонтальном вале, в целях повышения числа оборотов, на один вал могут быть насажены несколько колес—односонные и т. д. турбины. Сдвоенные турбины с вертикальным валом, раньше весьма часто применявшиеся, сейчас совершенно уступили свое место одноколесным турбинам с вертикальным валом.

Установки в открытых камерах устраивают до 15 м напора в цилиндрических железных клепаных кожухах из листового железа с подводящей воду трубой; до 50 м напора—поперечные (радиальные) в кожухе турбины (тип 56); до 70 м напора—фронтальные (лобовые), в кожухе турбины (тип 51, 52, 53). Установки в спиральных, бетонных кожухах применяются до 25 м напора; при

высших напорах применяются спиральные кожухи, клепаные из листового или литого железа, или из стали.

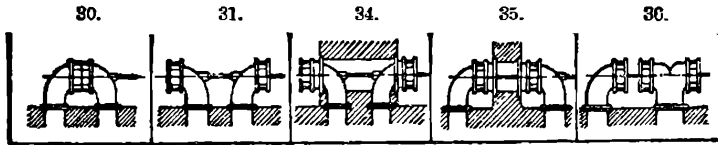
Фиг. 1077 дает представление о возможных способах установки турбин.



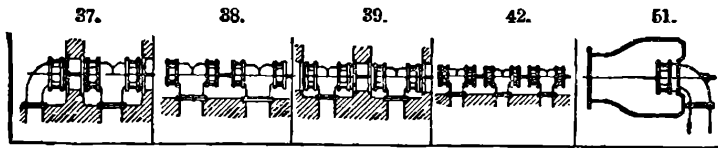
1—Одноколесная вертикал. турбина в открытой камере; 2—Одноколесная вертикал. турбина в бетонной спиральной камере; 3—Длинная вертикал. турбина в открытой камере; 12 Длинная вертикал. турбина в клепаном кожухе; 13—Однокол. вертикал. турб. в литом чуг. спирал. кожухе.

14—Одноколесная вертикал. турбина в клепаном из листового железа спиральном кожухе; 26—Одноколесная горизонт. открытая турбина с загнутой в бетонную шахту всасывающей трубой; 27—Одноколесная горизонт. открытая турбина с наклонной в бетонную шахту всасывающей трубой; 28—Одноколесная горизонт. открытая турбина с загнутой в бетонную шахту всасывающей трубой; 29—Двухколесная горизонт. турбина в открытой камере.

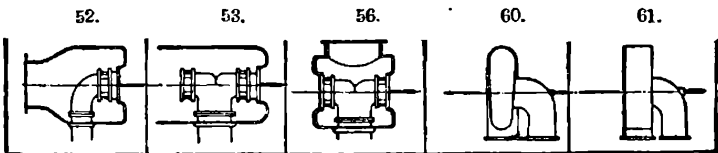
Фиг. 1077. Наименования для отдельных видов водяных турбин, принятые нем. заводами.



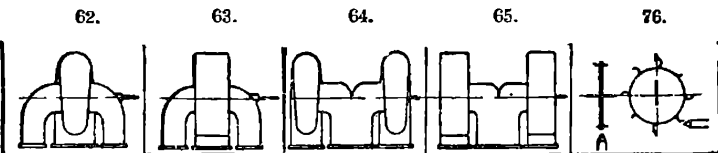
30.—Двойная горизонтальная турбина в открытой камере; 31—Двухколесная горизонтальная турбина в открытой камере; 34—Двойная двухкамерная горизонтальная открытая турбина; 35—Двойная двухкамерная горизонтальная открытая турбина; 36—Тройная горизонтальная открытая турбина.



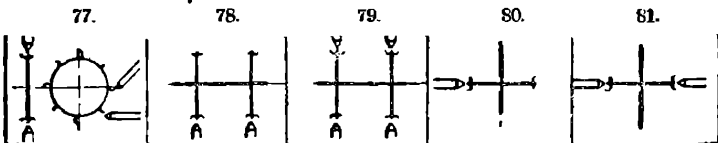
37—Тройная горизонтальная открытая турбина; 38 и 39—Двухколесные двойные турбины с горизонтальным валом, в открытой камере; 42—Стершие двухколесные турбины с горизонтальным валом; 51—Фронтальная (лобовая) горизонтальная в кожухе турбина, с внешней всасывающей трубой.



52—Фронтальная горизонтальная в кожухе турбина с внутренней всасывающей трубой; 53—Двухколесная фронтальная (лобовая) горизонтальная в кожухе турбина; 56—Двухколесная поперечная горизонтальная в кожухе турбина 60—Одноколесная горизонтальная в спиральном литом кожухе; 61—Одноколесная горизонтальная в спиральном клепаном из листового железа кожухе.



62—Двойная горизонтальная в спиральном литом кожухе турбина; 63—Двойная горизонтальная турбина в спиральном клепаном кожухе; 64—Двухколесная горизонтальная в спиральном литом кожухе турбина; 65—Двухколесная горизонтальная в спиральном клепаном кожухе турбина; 76—Одноколесная активная горизонтальная турбина с одним соплем.



77—Одноколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с двумя соплами. 78—Двухколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с двумя соплами; 79—Двухколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с четырьмя соплами; 80—Одноколесная активная водоструйная вертикальная турбина с одним соплом; 81—Одноколесная активная водоструйная вертикальная турбина с двумя соплами.

Фиг. 1077. Надписания для отдельных видов водяных турбин, принятые нем. заводами.

2. Пропеллерная турбина. Применяется для напоров до 20 м. Изобретена профессором Карлаи. Преимущество перед турбинами Френсиса: можно достичь большего числа оборотов. Направляющее колесо, всасывающая труба и установка — такие же, как у турбины Френсиса. Вал большей частью вертикальный. Рабочее колесо состоит из 2 — 8 (обыкновенно 4) лопаток, имеющих вид лопастей пропеллера, и не имеет никакого внешнего венца. Лопатки делаются литые (железо, сталь, бронза) и, в виду больших относительных скоростей воды, весьма тщательно сглаживаются или шлифуются. Лопатки соединяются со втулкой или неподвижно или же могут в ней вращаться.

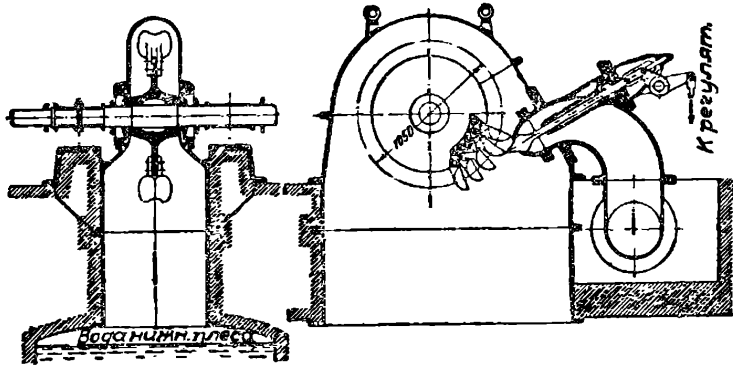
Н е п о д в и ж н ы е л о п а т к и. Лопатки расположены или радиально — поток в рабочем колесе чисто осевой („осевое колесо“), или наклонно („диагональная турбина“). В первом случае они обыкновенно отливаются в одно целое со втулкой, во втором же случае могут делаться и отдельно и привинчиваются к втулке. Недостаток пропеллерных турбин с неподвижными лопатками: сильное падение коэффициента полезного действия при уменьшении количества выпускаемой воды. Этот недостаток устраняется применением вращающихся лопаток (собственно турбина Каплана). Лопатки рабочего колеса расположены радиально и могут во время работы вращаться вокруг осей, расположенных перпендикулярно к оси турбины. Переставочный механизм находится во втулке и приводится в действие стержнем, проходящим через отверстие, просверленное в валу турбины. В больших установках для перестановки применяются особые масляные поршневые двигатели — серво-моторы. Одновременно с лопатками рабочего колеса переставляются и лопатки направляющего колеса, при чем, чем меньше отверстие направляющих лопаток, тем более плоско устанавливаются лопатки рабочего колеса, для чего делаются меньше углы β_1 и β_2 .

3. Колесо Пельтона. В настоящее время применяется при напорах свыше 270 м, а также, наряду с турбинами Френсиса, и при меньших напорах, особенно тогда, когда у последних число оборотов было бы слишком велико, а размеры рабочего колеса, принимая во внимание опасность засорения, слишком малы. Число оборотов ниже, чем у турбины Френсиса: оно может быть понижено еще более путем увеличения диаметра диска, конечно, при одновременном увеличении стоимости постройки (что, впрочем, при непосредственном приведении в движение трансмиссионных валов часто бывает выгодно). Обыкновенно турбина Пельтона обходится дороже соответствующей турбины Френсиса и тем более, чем меньше напор. Рабочее колесо состоит из диска, к которому приделаны чашеобразные ковши (фиг. 1078). Впуск воды производится через сопла (при горизонтальном вале не более 2, при вертикальном — до 4). Поперечное сечение сопла бывает круглое; величина выходного поперечного сечения регулируется перемещением заостренного стержня внутри сопла вдоль его оси.

Колесо Пельтона ни в каком случае не должно погружаться в воду нижнего плеса, даже во время половодья. Поэтому в установках с сильно переменным уровнем нижнего плеса часть напора пропадает, за исключением периода половодья. Применение всасывающих труб, в которых уровень воды поддерживался на одинаковой высоте при помощи поплавкового воздушного пускового вентилля, не дало хороших результатов.

Укрепление ковшей на диске требует особой тщательности. Имеют значения три случая нагрузки: 1) при приведении в действие — удар

полной струи на неподвижный ковш, 2) центробежная сила при установившейся работе колеса и, особенно, 3) при нормальной работе — переменяющаяся нагрузка благодаря давлению струи. Последнее обстоятельство требует безусловно неподвижного укрепления ковшей. Рекомендуется



Фиг. 1078. $H = 200$ м, $Q = 0,4$ м³/сек, $N = 900$ P. S., $n = 500$ об/мин.

взаимное скрепление ковшей. Колеса, у которых ковши и диск отлиты в одно целое из стали, устраняют трудности, возникающие при укреплении ковшей, особенно при больших напорах, но они все же имеют недостатки: большая возможность брака при отливке, необходимость заменять все колесо при повреждении одного ковша.

д) Оценка качества и расчет турбин на основании испытания моделей ¹⁾.

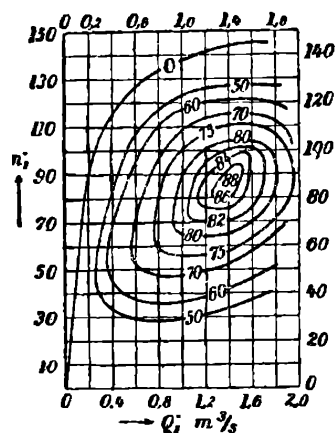
Так как теоретический расчет турбины не является вполне надежным, то необходимо каждую конструкцию проверять путем испытания геометрически подобной модели, что производится в испытательных лабораториях фирм, изготавливающих турбины, или высших технических школ. Возникает задача о том, как результаты испытаний опытных турбин, исполняемых обыкновенно в уменьшенном масштабе (отсюда название „испытание моделей“), к тому же производимых при напорах обыкновенно меньших, чем в действительности, перенести на турбины в натуральном размере.

Коэффициент полезного действия всякой турбины зависит от состояния, в котором она работает; последнее же, при заданном напоре определяется числом оборотов и количеством воды, подводимой через лопатки или сопла (расход). Испытания опытной турбины производятся при напоре для каждого испытания возможно постоянном, с таким числом лопаток или сопел и в таких пределах относительно числа оборотов, чтобы коэффициент полезного действия можно было указать для любого состояния работы турбины. Чтобы найти состояние работы опытной турбины, которое соответствовало бы заданному или желатель-

¹⁾ См. т. I, стр. 333 и сл.

ному состоянию работы конструируемой турбины в натуральном размере, иными словами, чтобы коэффициент полезного действия модели был тот же, что и у оригинала, необходимо при постановке испытаний руководствоваться следующим законом: у геометрически подобных модели и оригинала, работающих при разных напорах, гидравлические соотношения, а вместе с тем и коэффициент полезного действия только тогда будут одинаковы, когда скорости модели и оригинала (скорости воды, а также окружные скорости) будут относиться как корни квадратные из напоров. (Остается в силе основное уравнение). Обозначим диаметр рабочего колеса модели через D_v , оригинала — через D ; вообще все значения, относящиеся к модели, будем отмечать индексом v , оставляя значения, относящиеся к оригиналу, без индекса. Окружные скорости пропорциональны произведению числа оборотов на диаметр рабочего колеса. Поэтому, для соответственных состояний модели и оригинала, на основании только что сказанного, должно быть: $n_v D_v : n D = \sqrt{H_v} : \sqrt{H}$ и искомое состояние модели относительно числа оборотов определится равенством: $n_v = n (D \sqrt{H_v} : D_v \sqrt{H})$. Далее, так как поперечное сечение пропорционально квадрату диаметра рабочего колеса, а скорость воды, согласно вышесказанному, пропорциональна корню квадратному из напора, то для расходов модели и оригинала будет: $Q_v : Q = D_v^2 \sqrt{H_v} : D^2 \sqrt{H}$, и искомое состояние модели относительно расхода определится равенством $Q_v = Q D_v^2 \cdot \sqrt{H_v} : (D^2 \cdot \sqrt{H})$. Поступая таким путем, можно для каждого заданного или желательного состояния работы оригинала определить соответствующее ему состояние работы модели,

а отсюда — коэффициент полезного действия. Однако, для практических применений гораздо удобнее результаты опытных исследований относить к турбине с диаметром рабочего колеса в 1 м и к напору в 1 м (число оборотов и расход такой турбины принято обозначать через n_1' и Q_1'), и состояние работы оригинала относить к состоянию работы этой воображаемой турбины. Для пересчета результатов опытных исследований модели к единичному напору и единичному диаметру в вышеприведенных формулах следует положить $D = 1$ и $H = 1$. Таким образом, получают, что состоянию работы модели, характеризующему значениями n_v и Q_v , соответствует состояние работы воображаемой турбины, характеризующее значениями $n_1' = n_v D_v : \sqrt{H_v}$ и $Q_1' = Q_v :$



Фиг. 1079.

$(D_v^2 \cdot \sqrt{H_v})$. Выполняя этот пересчет для всех исследованных состояний опытной турбины, получают диаграмму коэффициента полезного действия „единичной“ турбины. На фиг. 1079 представлена такая диаграмма для Френсисовой турбины; точки, изображающие