Г. И. КРИВЧЕНКО

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

ТУРБИНЫ И НАСОСЫ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Гидротехническое строительство речных сооружений и гидроэлектростанций» и «Гидротехническое строительство водных путей и портов».

МОСКВА · «Энергия» · 1978

31.56 я7
К 82
УДК 621.224(075.8)

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков и технических специалистов

Григорий Израилевич Кривченко

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Рецензенты: канд. техн. наук Л. А. Золотов и Кафедра гидромашин Московского ордена Ленина энергетического института

Редактор издательства Т. П. Готман

Художественный редактор Н. И. Ладыгин

Обложка художника А. А. Иванова

Технический редактор Г. Г. Самсонова

Корректор В. С. Антипова

ИБ № 943

Сдано в набор 22/VII 1977 г. Подписано к печати 5/XII 1977 г. Т-20334. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 20. Уч.-изд. л. 20,73. Тираж 20 000 экз. Зак. 2265. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая ул., 14.

Кривченко Г. И.

К 82 Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. — М.: Энергия, 1978. — 320 с., ил.

В учебнике рассматриваются турбины, насосы и обратимые гидромашины, используемые в гидротехническом строительстве. Главное внимание уделяется их устройству и принципу действия, наиболее важным расчетам и характеристикам гидромашин, способам их подбора, определению параметров и оценкам эффективности, необходимым при проектировании гидроэлектрических и насосных станций.

Книга предназначается для студентов гидротехников и гидроэнергетиков, а также будет полезна специалистам, занимающимся проектированием и эксплуатацией гидроэлектрических и насосных станций.

31.56 я7
6П2.3

К $\frac{30314\text{-}016}{051(01)\text{-}78}$ 22-78

© Издательство «Энергия», 1978 г.

Изучение курса «Гидравлические машины» является важной составной частью подготовки инженера-гидротехника, которому в практической деятельности, при проектировании и строительстве, а также при эксплуатации гидроэлектростанций, насосных установок и станций, гидроаккумулирующих электростанций и других гидротехнических объектов необходимо решать вопросы, связанные с подбором, установкой и использованием гидравлических турбин и насосов. Основой для составления данного учебника послужил многолетний опыт чтения курса «Гидравлические машины» на факультете гидротехнического строительства Московского инженерно-строительного института имени В. В. Куйбышева. Это определило его содержание и структуру.

В учебнике дается описание устройства и конструкций гидравлических турбин, насосов и обратимых гидромашин, наиболее широко используемых в гидротехническом строительстве. Теория рабочего процесса, т. е. кинематика и динамика жидкости в гидравлических машинах, рассматривается лишь в объеме, необходимом для понимания условий их работы и обоснования основных расчетных зависимостей. Большее внимание уделяется номенклатурам турбин, насосов и обратимых гидромашин, их характеристикам, способам подбора, определению их основных параметров, выявлению эффективности и технико-экономических показателей. В необходимом объеме рассмотрены вопросы монтажа и условий эксплуатации гидромашин.

Проектирование геометрии проточной части гидромашин, расчеты их элементов на прочность, технология изготовления, т. е. проблемы, составляющие предмет изучения инженеров-механиков, здесь не затрагиваются.

Учебник состоит из трех разделов, посвященных турбинам, насосам и обратимым гидромашинам (насосотурбинам), причем первые два раздела практически автономны, т. е. могут изучаться раздельно. Такое построение обеспечивает большее удобство использования книги для различных специальностей и специализаций.

Книга содержит значительное количество чертежей и графиков, в нее включены наиболее важные количественные данные, а также отдельные числовые примеры. Это способствует углубленному изучению курса, облегчает курсовое и дипломное проектирование и делает ее полезной для специалистов, связанных с использованием гидравлических машин.

Большую помощь оказали сотрудники кафедры гидравлических машин Московского энергетического института: проф. доктор техн. наук Г. В. Викторов, доценты кандидаты техн. наук А. П. Соколов, О. А. Вербицкая и А. Н. Машин, внимательно прочитавшие рукопись и сделавшие полезные замечания и предложения. Ряд рекомендаций был внесен канд. техн. наук Л. А. Золотовым. Эти замечания с благодарностью приняты автором и учтены при подготовке учебника к изданию.

Все пожелания по книге просьба направлять по адресу: 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, изд-во «Энергия».

Доктор техн. наук проф. Г. И. КРИВЧЕНКО

Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы, принятыми на XXV съезде КПСС, предусматривается «. . . продолжать сооружение преимущественно крупных гидроузлов, позволяющих комплексно решать задачи производства электроэнергии, орошения земель, обеспечения водой городов и промышленных предприятий, развития судоходства и рыболовства, предотвращения наводнений.».

Будет завершено строительство и войдут в эксплуатацию на полную мощность Усть-Илимская, Зейская, Нурекская, Ингурская и другие гидроэлектрические станции (ГЭС), должны быть введены под нагрузку первые агрегаты крупнейшей Саяно-Шушенской ГЭС, развернуто строительство Бурейской, Рогунской, Колымской, Шамхорской и многих других ГЭС. Предусматривается строительство первых крупных в СССР гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) — Загорской и Кайшядорской. Разрабатываются проекты и ведется подготовка к строительству крупнейших водохозяйственных объектов систем переброски части стока северных рек в бассейн р. Волги и переброски части стока сибирских рек в Среднюю Азию и Казахстан, что позволит комплексно решить проблемы орошения, энергетики, водоснабжения и целого ряда других важных задач. Интенсивно развивается строительство оросительных систем, включающих мощные насосные станции.

Осуществление всех этих огромных программ требует большого количества разнообразных по типам, параметрам и конструкциям гидравлических машин, в основном турбин и насосов.

Гидравлические турбины[1] предназначаются для установки на гидроэлектрических станциях, где они служат для привода электрических генераторов. Принципиальная схема гидроэлектростанции показана на рис. В-1, *а*. Вода из верхнего бьефа (ВБ) по напорному водоводу подводится к турбине и из нее выпускается в нижний бьеф (НБ). В турбине энергия воды преобразуется в механическую энергию вращения вала, от которого приводится во вращение ротор электрогенератора (гидрогенератора), преобразующий механическую энергию в электрическую. Электрическая энергия по линиям электропередачи передается в районы потребления, иногда на очень дальние расстояния — до 1000 км и более. Турбина, соединенная с генератором, представляет агрегат

[1] Поскольку настоящий учебник посвящен только *гидравлическим* турбинам, в дальнейшем слово «гидравлические» опускается.

ГЭС, или гидроагрегат, и характерными его параметрами являются напор и мощность.

Напоры на различных ГЭС изменяются в широком пределе — от нескольких метров (низконапорные ГЭС) до 700—1000 м и более (высоконапорные ГЭС). Мощность гидроагрегата может составлять и несколько сотен киловатт и достигать 500—700 тыс. кВт, и даже более — крупные, сверхмощные гидроагрегаты.

На рис. В-2 показан гидроагрегат с низконапорной турбиной при вертикальной компоновке (вертикальное положение вала — оси

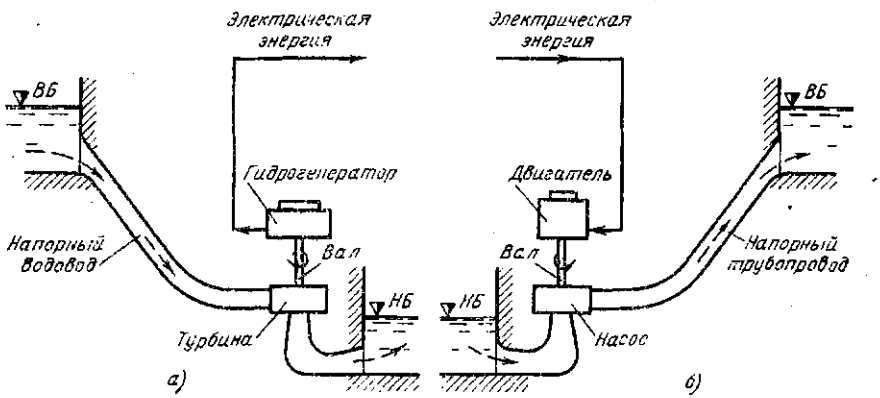


Рис. В-1. Принципиальные схемы турбинной (*а*) и насосной (*б*) установок.

вращения). Подобные агрегаты установлены на каскаде волжских ГЭС (Рыбинская, Горьковская, Волжская имени В. И. Ленина, Саратовская), днепровских ГЭС (Каховская, Днепродзержинская, Кременчугская). При очень низких напорах — 10—15 м в последние годы широко применяются горизонтальные капсульные агрегаты (рис. В-3), которые установлены на Киевской, Каневской и других ГЭС.

На рис. В-4 показан гидроагрегат со средненапорной турбиной, которая, как видно из сравнения с рис. В-2, существенно отличается от низконапорной. Такие агрегаты установлены на Плявинской и Асуанской ГЭС. При бо́льших напорах эти турбины применяются со стальными подводящими камерами круглого сечения, например на Братской, Красноярской, Усть-Илимской, и будут установлены на Саяно-Шушенской, Рогунской ГЭС и других.

Основным определяющим размером турбины считается диаметр рабочего колеса D_1, показанный на рис. В-2 и В-4. К мелким относятся турбины, у которых D_1 не превышает 1,5—2,5 м (однако их мощность может составлять и несколько десятков тысяч киловатт), у крупных турбин D_1 достигает 7,5—10,5 м, а их масса 800—1500 т.

Гидротурбиностроение является сложной отраслью энергетического машиностроения. В СССР турбины разрабатываются и выпускаются Ленинградским металлическим заводом имени XXII

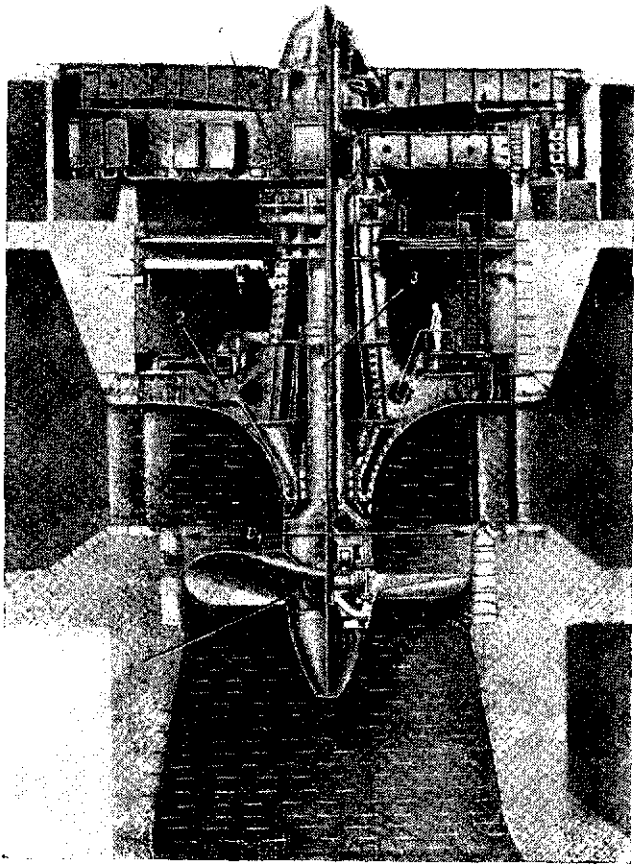


Рис. В-2. Вертикальный гидроагрегат с низконапорной турбиной.

1 — рабочее колесо турбины; *2* — крышка турбины; *3* — вал; *4* — гидрогенератор.

съезда КПСС (ЛМЗ) и Харьковским турбинным заводом имени С. М. Кирова (ХТГЗ). Эти заводы имеют необходимое, уникальное по размерам станочное оборудование, специальные конструкторские бюро и исследовательские лаборатории.

О высоком уровне отечественного гидротурбиностроения свидетельствует то, что оно обеспечивает все строящиеся отечествен-

ные гидроэлектростанции высококачественными турбинами, многие из которых по своим размерам и мощности являются крупнейшими в мире, а также то, что значительное число наших турбин поставлено за границу, например для ГЭС Джердап (Югославия),

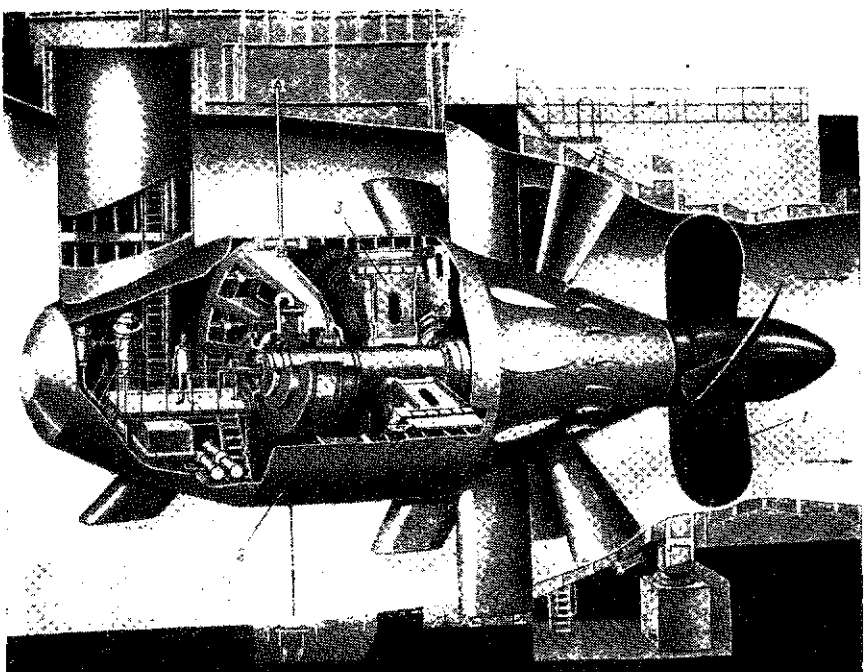


Рис. В-3. Горизонтальный капсульный гидроагрегат.
1 — рабочее колесо турбины; *2* — стальная капсула; *3* — гидрогенератор.

Асуанской (АРЕ), Евфратской (Сирия), Капивара (Бразилия), Джаннет (Канада), Клостерфосс, Вигеландс-Брук (Норвегия) и пр.

Следует отметить, что в дореволюционной России изготавливалось лишь небольшое число мелких турбин, да и особой потребности в них не было. Лишь после Великой Октябрьской социалистической революции, когда по инициативе В. И. Ленина был разработан, а в декабре 1920 г. на VIII Всероссийском съезде Советов был принят план ГОЭЛРО — государственный план электрификации России, предусматривающий строительство ряда крупных по тому времени ГЭС, возникла острая необходимость в создании собственного гидротурбиностроения. В 1924 г. на ЛМЗ была выпу-

щена первая гидротурбина мощностью 55 кВт. С тех пор эта отрасль непрерывно развивалась и достигла современного высокого уровня.

Н а с о с ы служат для перекачки жидкостей[1] и устанавливаются на насосных станциях или насосных установках, принципи-

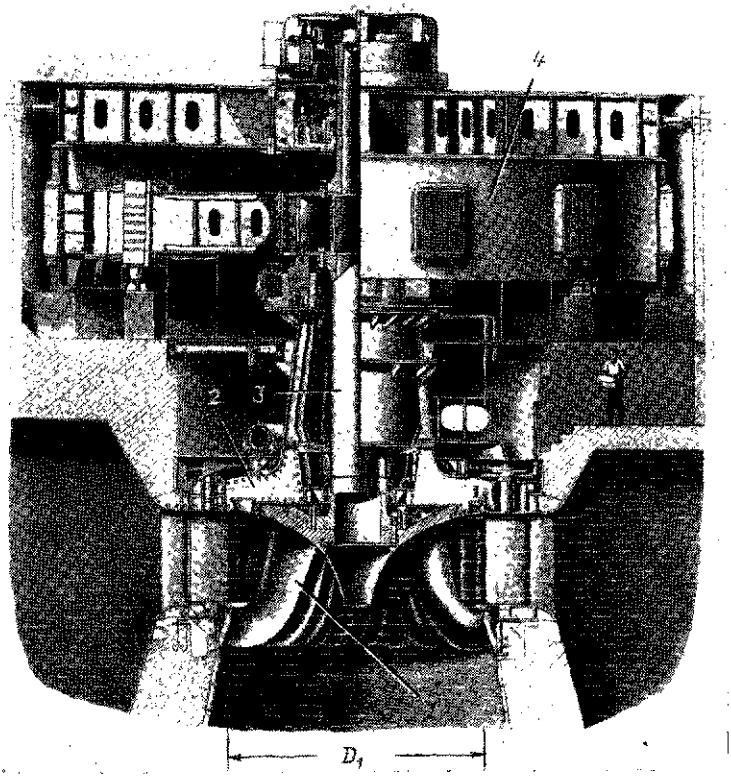


Рис. В-1. Гидроагрегат со среднепапорной турбиной.
1 — рабочее колесо турбины; *2* — крышка турбины; *3* — вал; *4* — гидрогенератор.

альная схема которых дана на рис. В-1, *б*. Для привода насосов применяются электродвигатели, но иногда, особенно для передвижных установок, используются и двигатели внутреннего сгорания.

Вода забирается (засасывается) насосом из нижнего бассейна (НБ) и по напорному трубопроводу подается в верхний бассейн (ВБ). При этом подводимая к насосу механическая энергия двига-

[1] Машины, служащие для перекачки газов, называются компрессорами, воздуходувками, вентиляторами.

теля преобразуется в энергию жидкости, что и заставляет ее двигаться вверх по трубопроводу.

В гидротехническом строительстве насосы используются очень широко. Они устанавливаются на насосных станциях для переброски стока в системах ирригации и водоснабжения. Например, на канале Иртыш — Караганда длиной около 450 км сооружено 22 насосные станции суммарной мощностью 350 тыс. кВт, которые способны поднимать около 2 млрд. м³ воды в год на высоту 470 м. Четыре насосные станции Каршинского канала подают до 200 м³/с воды на высоту до 100 м.

Большое число сверхмощных насосов потребуется для осуществления планируемой переброски части стока северных и сибирских рек в южные районы. Мощные насосные станции имеются на судоходных каналах, например на канале имени Москвы, на канале Волга—Дон.

Крупные насосные установки необходимы для тепловых и атомных электростанций, где они входят в системы охлаждения, циркуляционные, питательные и конденсатные.

Большое значение имеют насосы и в процессе возведения гидротехнических сооружений, где они обеспечивают водоснабжение, водоотлив из котлованов и понижение уровня грунтовых вод. Специальные насосы — грунтовые, служащие для перекачки смеси воды с грунтом — пульпы, широко используются для разработки и транспорта грунта.

Обратимые гидромашины, или насосотурбины, появились сравнительно недавно, но получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. В ночные часы, когда в энергосистеме имеется избыток мощности, агрегаты ГАЭС работают в насосном режиме (схема на рис. В-1, *б*) и аккумулируют энергию, перекачивая воду из нижнего бассейна в верхний, а в часы максимума нагрузки — пика они включаются в турбинный режим (схема на рис. В-1, *а*).

В СССР строительство ГАЭС только начинает развиваться: работает Киевская ГАЭС мощностью 200 МВт, сооружаются Загорская ГАЭС (6 агрегатов по 200 МВт) и Кайшядорская (8 агрегатов по 200 МВт). В Западной Европе, в США и Японии эксплуатируется более 30 мощных ГАЭС и строительство их продолжается весьма интенсивно.

Технический прогресс в гидромашиностроении был бы невозможен, если бы оно не базировалось на широких научных исследованиях, которые проводятся в заводских и в специализированных научно-исследовательских лабораториях и институтах. Ведущим в области насосов является Всесоюзный научно-исследовательский институт гидромашиностроения (ВНИИГидромаш.) Исследовани-

ями гидротурбин занимается Центральный котлотурбинный институт имени И. И. Ползунова (ЦКТИ). Значительный объем важных исследований, направленных на совершенствование турбин и насосов, проводится в вузах: Ленинградском политехническом институте имени М. И. Калинина (ЛПИ), Московском энергетическом институте (МЭИ), Московском высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана (МВТУ), Московском инженерно-строительном институте имени В. В. Куйбышева (МИСИ), Харьковском политехническом институте (ХПИ) и в других вузах.

Важные исследования гидромашин в комплексе с гидротехническими сооружениями проводятся в научно-исследовательском секторе Гидропроекта и во Всесоюзном научно-исследовательском институте гидротехники имени Б. Е. Веденеева (ВНИИГ).

Для становления и развития гидромашиностроения, так же как и для авиации, огромное значение имели теоретические работы проф. Н. Е. Жуковского и исследования проф. С. А. Чаплыгина. Большой вклад в развитие отечественного гидромашиностроения внесли академик И. Н. Вознесенский, проф. И. И. Куколевский, проф. Н. М. Щапов, проф. А. А. Ломакин, проф. Г. Ф. Проскура. Много сделали для развития современного гидромашиностроения проф. В. С. Квятковский, чл.-корр. АН СССР Н. Н. Ковалев, проф. С. С. Руднев, проф. Г. С. Щеголев.

Сейчас основными задачами в области гидромашиностроения являются: дальнейшее улучшение энергетических показателей турбин и насосов, повышение надежности их работы, снижение стоимости оборудования и сооружений, уменьшение эксплуатационных расходов, совершенствование систем автоматизации и управления.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИН

1-1. ЭНЕРГИЯ ЖИДКОСТИ

Рассмотренные условия работы турбин на гидроэлектрических станциях и насосов на насосных станциях и установках (см. рис. В-1) показывают, что и в тех и в других осуществляется преобразование энергии жидкости. В турбинах механическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию вращения вала, передаваемую генератору; в насосах энергия, получаемая от двигателя, преобразуется в энергию жидкости. В связи с этим важно представить выражение, определяющее энергию жидкости.

В гидравлике принято механическую удельную энергию жидкости элементарной струйки в сечении *1-1* относительно горизонтальной плоскости сравнения *0-0* выражать трехчленом (рис. 1-1, *а*, *б*)

$$e_{\text{стр}} = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = H, \qquad (1\text{-}1)$$

где p — давление, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2; z — высота, м; v — скорость, м/с; H — напор, м.

Выражение (1-1) представляется либо в линейных единицах высоты, м, либо в удельных энергетических, Дж/Н*. Это позволяет

---

* Эта трактовка вытекает из следующего. Согласно уравнению Д. Бернулли для струйки идеальной жидкости

$$\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} = E = \text{const}.$$

Здесь каждый член представляет собой удельную энергию массы протекающей жидкости в Дж/кг (или м^2/с^2). E называют удельной работой, а иногда массовым напором [59].

Разделив все члены на g — ускорение свободного падения, получаем выражение

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const},$$

в котором каждый член имеет единицу измерения Дж/(кг·м/с^2) = Дж/Н и представляет собой удельную энергию на 1 Н силы веса протекающей жидкости. Но Дж/Н = Н·м/Н = м — единица измерения напора. Последнее особенно удобно для представления закономерностей движения жидкости и работы лопастных гидравлических машин. Так, напор представляет собой один из основных показателей турбин и насосов.

дать геометрическую интерпретацию удельной энергии жидкости, протекающей по элементарной струйке в виде напора $H = e_{стр}$, состоящего из трех отрезков (рис. 1-1, *б*): $p/\rho g$ — пьезометрическая высота; z — геометрическая высота; $v^2/2g$ — скоростная высота, или скоростной напор.

Удельная энергия для потока конечных размеров при плавно изменяющемся течении (рис. 1-1, *в*) определяется как среднее значение удельной энергии протекающей жидкости

$$e = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{\alpha v_{ср}^2}{2g} = H, \qquad (1\text{-}2)$$

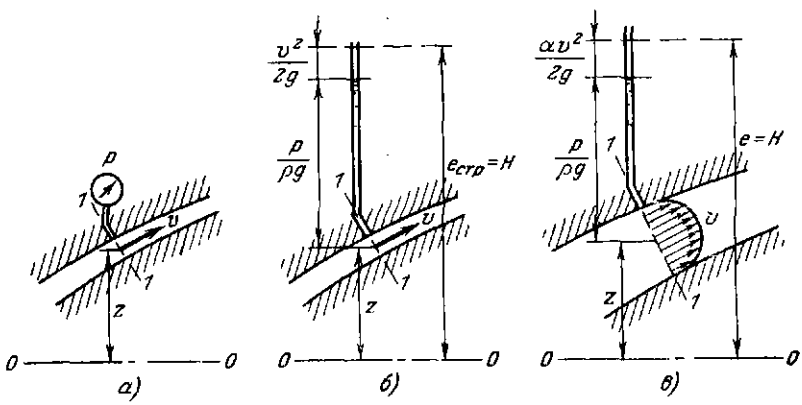


Рис. 1-1. К определению удельной энергии жидкости.

которое отличается от формулы (1-1) для элементарной струйки только коэффициентом кинетической энергии α (коэффициент Кориолиса), учитывающим неравномерность распределения скоростей по сечению

$$v_{ср} = \frac{Q}{F}, \qquad (1\text{-}3)$$

где F — площадь сечения, нормальная к линиям тока, а Q — расход.

Коэффициент α зависит от неравномерности эпюры распределения скоростей по сечению

$$\alpha = \frac{1}{v_{ср}^3 F} \int_F v^3 dF. \qquad (1\text{-}4)$$

Как и для элементарной струйки, e представляет собой напор H, состоящий из трех слагаемых (рис. 1-1, *в*).

Мощность потока жидкости $N_ж$, располагаемую относительно выбранной плоскости сравнения *0-0*, можно найти,

используя выражение удельной энергии (1-2), записав $e = H$. По трактовке напора H известно, что 1Н веса жидкости, протекающей через сечение *1-1*, располагает энергией H, Дж. Если объемный расход Q, м³/с, то весовой $\rho g Q H$, Н/с, жидкости. Следовательно, получаем:

$$N_{ж} = \rho g Q H. \qquad (1\text{-}5)$$

Здесь $N_{ж}$ — в Дж/с, или Вт.

Если учесть, что для воды $\rho = 1000$ кг/м³, и принять ускорение свободного падения $g = 9{,}81$ м/с², то формула (1-5) будет иметь вид:

$$N_{ж} = 9{,}81 Q H. \qquad (1\text{-}6)$$

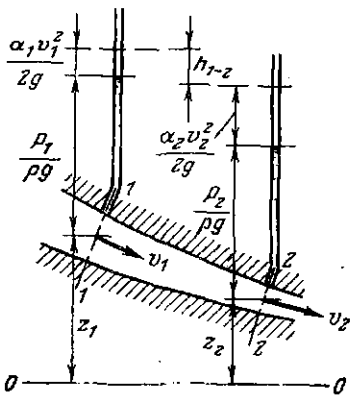


Рис. 1-2. Геометрическое представление уравнения Бернулли.

Здесь $N_{ж}$ — в кВт.

Уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости (рис. 1-2) имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1\text{-}2}. \qquad (1\text{-}7)$$

Здесь p_1, p_2 и v_1, v_2 — давления и средние скорости в сечениях *1-1* и *2-2*; $h_{1\text{-}2}$ — гидравлические потери на трение (по длине) и местные (резкий поворот потока, изменение размеров сечения и др.) на участке между сечениями *1-1* и *2-2*. Эти потери для турбулентного течения можно найти с помощью известной формулы гидравлики

$$h_{1\text{-}2} = \zeta_{1\text{-}2} \frac{v_i^2}{2g},$$

где $\zeta_{1\text{-}2}$ — суммарный коэффициент потерь, а v_i — средняя скорость в некотором сечении, которое принимается за расчетное.

Давление жидкости в различных местах проточного тракта гидромашин имеет большое значение при оценке энергетических и других показателей их работы. Поэтому на определении давления следует остановиться подробнее. Прежде всего нужно иметь в виду, что различают абсолютное давление p_a и избыточное давление p, причем

$$p = p_{атм} + p, \qquad (1\text{-}8)$$

где $p_{атм}$ — атмосферное давление, зависящее от отметки местности. На уровне моря $p_{атм} = 0{,}1$ МПа.

Как было отмечено выше, пьезометрическая высота $p/\rho g$ соответствует избыточному давлению. Если абсолютное давление в данной точке больше атмосферного, то, измерив $H_п = p/\rho g > 0$ (рис. 1-3, *а*), можно вычислить p по формуле

$$p = \rho g H_п. \tag{1-9}$$

Если абсолютное давление в точке ниже атмосферного, то высота пьезометрического уровня отрицательная ($p/\rho g < 0$) или равна $H_в$ — вакуумметрической высоте и соответствует значению

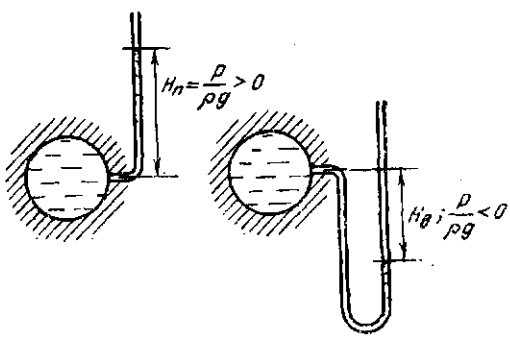


Рис. 1-3. К определению давления.

вакуума, т. е. дефициту давления до атмосферного. В этом случае абсолютное давление определяется по формуле

$$p_а = p_{атм} - \rho g H_в. \tag{1-10}$$

1-2. НАПОР И МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Принципиальная схема установки турбины на ГЭС показана на рис. 1-4, *а*. Из верхнего бьефа вода через водоприемник и напорный водовод подводится к турбине (сеч. *1-1*) и, пройдя через нее, выпускается из отсасывающей трубы в нижний бьеф или в отводящий водовод. Разность отметок бьефов называется статическим напором ГЭС $H_{ст}$, м,

$$\boxed{H_{ст} = z_{вб} - z_{нб}.}$$

Напор турбины H, м, *представляет собой разность удельных энергий во входном сечении 1-1 турбины* e_1 *и в выходном В-В турбины* $e_{вых}$. Согласно (1-2)

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}, \tag{1-11}$$

где v_1 — средняя скорость в сечении *1-1*. Для нахождения $p_1/\rho g$ составим уравнение Бернулли (1-7) для сечений *0-0* в верхнем бьефе и *1-1* (рис. 1-4) относительно отметки нижнего бьефа:

$$\frac{p_0}{\rho g}+z_0+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}=\frac{p_1}{\rho g}+z_1+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}+h_{\text{пот}}.$$

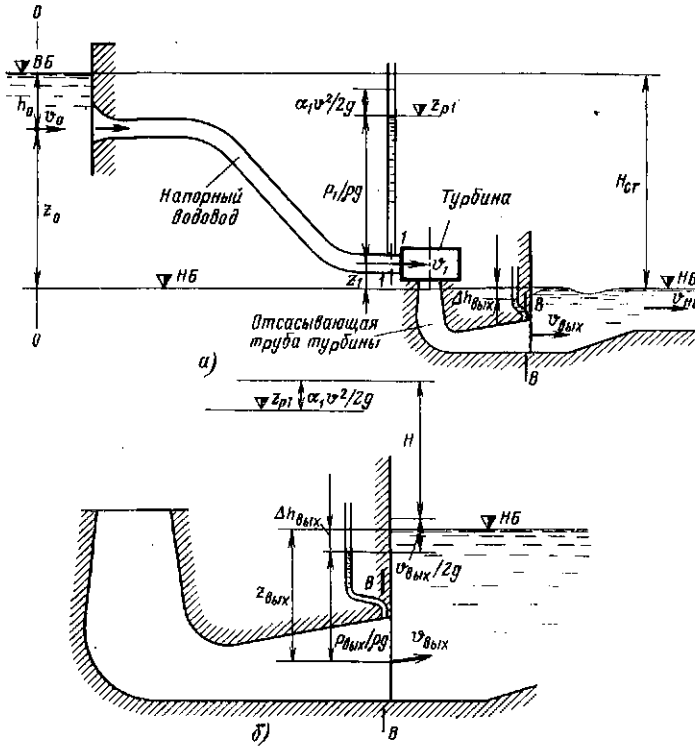


Рис. 1-4. Схема установки турбины на гидроэлектростанции.

Здесь $p_0/\rho g = h_0$ и $h_{\text{пот}}$ — гидравлические потери в подводящем водоводе по длине и местные (на вход в водоприемнике, на повороты и др.). Учитывая, что $h_0 + z_0 = H_{ст}$, из уравнения определяем пьезометрическую высоту $p_1/\rho g$ и отметку z_{p1} (рис. 1-4, *а*):

$$\frac{p_1}{\rho g}=H_{ст}-z_1+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}-\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}-h_{\text{пот}}.$$

Подставив найденное значение $p_1/\rho g$ в (1-11), получим:

$$e_1=H_{ст}+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}-h_{\text{пот}}. \qquad (1\text{-}12)$$

Удельная энергия в выходном сечении B-B (рис. 1-4, *б*) относительно отметки нижнего бьефа $e_{вых}$ может определяться по-разному, и соответственно получаются различные выражения напора турбины.

Согласно международным правилам испытания турбин (коду) $e_{вых}$ представляется суммой

$$e_{вых} = \Delta h_{вых} + \frac{v^2_{вых}}{2g}, \qquad (1\text{-}13)$$

в которой $\Delta h_{вых}$ — пьезометрический уровень в сечении B-B (на рис. 1-4 $\Delta h_{вых} < 0$, величину $-\Delta h_{вых}$ называют перепадом восстановления), а $v_{вых} = Q/F_{вых}$, где Q — расход турбины и $F_{вых}$ — площадь сечения. При этом с учетом (1-12) напор турбины $H = e_1 - e_{вых}$ выражается формулой

$$\boxed{H = H_{ст} - h_{пот} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \Delta h_{вых} - \frac{v^2_{вых}}{2g}.} \qquad (1\text{-}14)$$

Эта формула обычно используется только при гарантийных испытаниях турбин.

Поскольку площадь $F_{вых}$ зависит от конструкции турбины и с ее увеличением $v^2_{вых}/2g$ снижается, то иногда принимают, что $e_{вых}$ должна учитывать только потенциальную энергию в выходном сечении B-B, т. е. $e_{вых} = \Delta h_{вых}$ [37а]. Тогда

$$H = H_{ст} - h_{пот} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \Delta h_{вых}. \qquad (1\text{-}14')$$

Наконец, за выходное сечение можно принимать сечение нижнего бьефа, расположенное в некотором удалении от турбины. При этом

$$e_{вых} = \frac{\alpha_{нб} v^2_{нб}}{2g};$$

$$H = H_{ст} - h_{пот} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_{нб} v^2_{нб}}{2g}. \qquad (1\text{-}14'')$$

Такой напор называют напором нетто ГЭС.

Все эти формулы напора отличаются способом учета кинетической энергии, которая обычно невелика, и различие в напорах измеряется десятками сантиметров. Для практических расчетов напор турбины выражают формулой

$$\boxed{H = H_{ст} - h_{пот}.} \qquad (1\text{-}15)$$

Мощность турбины. Напор H по (1-14) или (1-15) показывает уменьшение удельной энергии воды при прохождении ее через турбину, Дж/Н. Поскольку расход, пропускаемый турбиной, Q, м³/с, весовой расход $\rho g Q$, Н/с, то энергия, теряемая жидкостью в 1 с при прохождении через турбину, т. е. мощность $N_ж$, составляет:

$$N_ж = \rho g Q H \tag{1-16}$$

— это мощность, отбираемая турбиной от протекающей жидкости.

Однако не вся она будет передана валу и может быть использована, так как потери имеются в самой турбине, что учитывает коэффициент полезного действия (к. п. д.) турбины η:

$$\boxed{\eta = \frac{N}{N_ж},} \tag{1-17}$$

где N — полезная мощность на валу.

Из (1-16) и (1-17) находим формулу для определения полезной мощности турбины

$$\boxed{N = \rho g Q H \eta.} \tag{1-18}$$

Здесь N — в Вт. В подавляющем большинстве случаев турбины работают на чистой пресной воде, у которой $\rho = 1000$ кг/м³. Для этих условий при $g = 9{,}81$ и учитывая, что 1000 Вт = 1 кВт, получаем:

$$\boxed{N = 9{,}81 Q H \eta.} \tag{1-19}$$

В формуле (1-19) Q — в м³/с, H — в м и N — в кВт. Эта формула широко используется при проектировании гидроэлектростанций и расчетах турбин.

Коэффициент полезного действия турбин достаточно высок и составляет 0,9—0,95, или 90—95%.

Пример 1-1. Определить расход турбины Красноярской ГЭС, имеющей мощность 508 МВт при напоре 93 м.

Решение. Мощность турбины задана и составляет 508 000 кВт, принимаем к. п. д. 92% ($\eta = 0{,}92$). По (1-19)

$$Q = \frac{N}{9{,}81 H \eta} = \frac{508\,000}{9{,}81 \cdot 93 \cdot 0{,}92} = 607 \text{ м}^3/\text{с}$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН

2-1. ВИДЫ ТУРБИН И ОБЛАСТИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Проточный тракт турбины состоит из трех элементов: рабочего колеса, устройств, подводящих воду к рабочему колесу, устройств, отводящих от него воду. Главным элементом турбины является

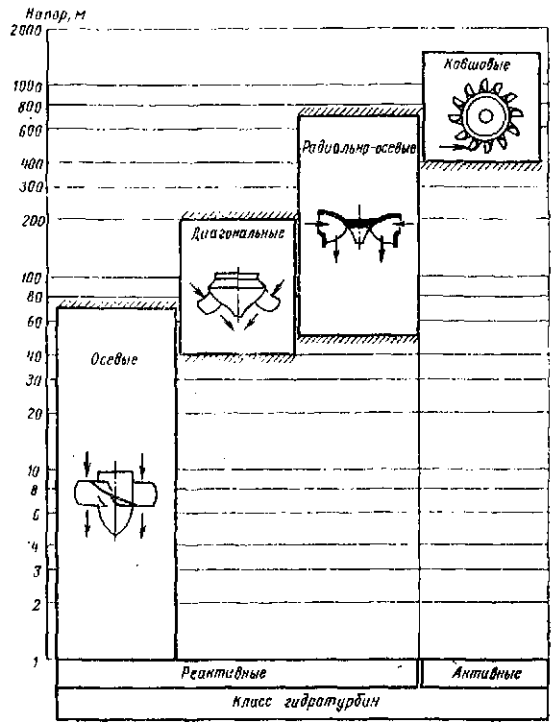


Рис. 2-1. Области применения турбин различного вида по напору.

рабочее колесо, в котором и осуществляется преобразование энергии за счет взаимодействия потока жидкости с лопастями рабочего колеса. Поэтому вид турбины в основном определяется формой рабочего колеса и условиями движения жидкости в его лопастной системе.

В современном гидроэнергетическом строительстве широко используются четыре вида (системы) турбин, каждый из которых имеет свою область применения по напорам, показанную на рис. 2-1.

Осевые турбины применяются при небольших напорах — до 70 м.

Диагональные турбины предназначаются для диапазона напоров от 40 до 200 м.

Радиально-осевые турбины применяются в диапазоне напоров 50—700 м.

Ковшовые турбины применяются в диапазоне напоров от 400 до 1700 м и выше.

Показанные границы по напорам для каждого вида турбин, конечно, не являются жесткими, и встречаются отклонения в ту или иную сторону. Например, крупные радиально-осевые турбины установлены при напоре около 40 м на Плявинской ГЭС. .

Следует обратить внимание на то, что области применения турбин различных видов перекрываются. Например, при напорах 50—70 м могут быть применены и осевые, и диагональные, и радиально-осевые турбины. Выбор наилучшего вида турбины производится на основании технико-экономических сопоставлений с учетом конкретных условий.

Существуют турбины и других видов, но они применяются редко, в основном для мелких установок.

По характеру потока в пределах рабочего колеса турбины принято делить на два класса:

реактивные турбины, у которых во всем проточном тракте поток напорный и рабочее колесо способно осуществлять преобразование всех трех компонент энергии жидкости (1-1): энергии давления $p/\rho g$, потенциальной энергии z и кинетической энергии $v^2/2g$. К реактивным турбинам относятся осевые, диагональные и радиально-осевые турбины;

активные турбины, у которых поток в рабочем колесе безнапорный (со свободной поверхностью). Рабочее колесо таких турбин использует только кинетическую энергию жидкости $v^2/2g$. К активным относятся ковшовые турбины.

2-2. ГИДРОАГРЕГАТ И ЗДАНИЕ ГЭС

На гидроэлектростанциях турбины всегда используются для привода электрических генераторов, что не только в значительной степени определяет условия работы турбин, но и оказывает существенное влияние на конструктивное их решение. Кроме того, некоторые элементы турбин, а именно подводящая часть — турбинная спиральная камера и отводящая часть — отсасывающая труба имеют настолько большие габариты, что они почти всегда диктуют размеры и компоновку строительной части здания ГЭС. Взаимосвязь турбин и строительных конструкций усиливается еще и оттого, что отсасывающие трубы, а во многих случаях и тур-

бинные спиральные камеры выполняются из железобетона и поэтому представляют собой одно целое с подводной частью блока здания ГЭС.

В связи с этим, прежде чем рассматривать конструкции турбин различного вида, необходимо выяснить, как проявляются указанные выше особенности.

На рис. 2-2 даны принципиальные схемы наиболее широко используемых на гидроэлектростанциях вертикальных гидроагрега-

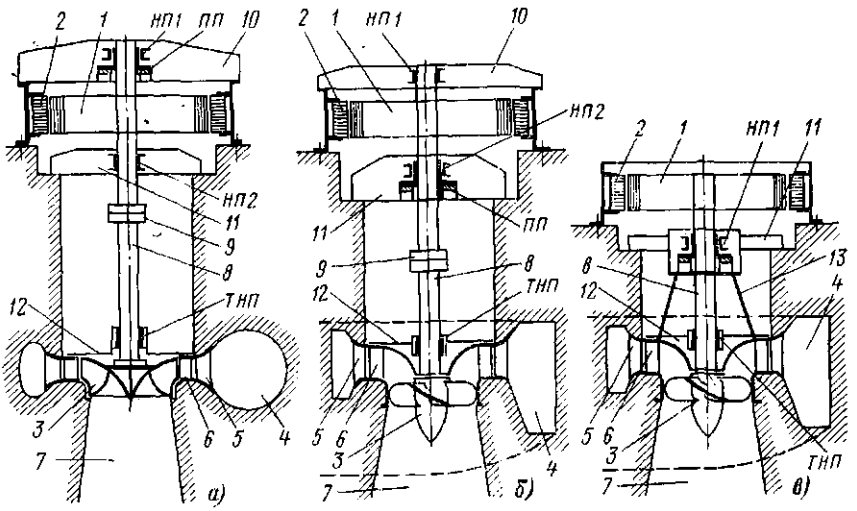


Рис. 2-2. Принципиальные схемы гидроагрегатов.

тов, а на рис. В-2 и В-4 был показан их общий вид. Основными элементами электрического генератора являются ротор *1* с полюсами, который при работе создает вращающееся магнитное поле, и статор *2*, с обмоток которого снимается ток и передается в сеть. Основными элементами турбины являются рабочее колесо *3*, подводящая часть — турбинная камера *4*, статор турбины *5* и направляющий аппарат *6* и отводящая часть — отсасывающая труба *7*. Рабочее колесо турбины и ротор соединены общим валом *8*, который может быть составным (вал генератора и вал турбины жестко соединяются фланцем *9*, рис. 2-2, *а* и *б*), либо целым (рис. 2-2, *в*). Поскольку рабочее колесо турбины и ротор генератора жестко соединены общим валом, то частота их вращения одинакова. На ГЭС сейчас, как правило, устанавливаются синхронные генераторы переменного тока со стандартной частотой 50 Гц (в странах Америки стандартная частота 60 Гц). Следовательно, *частота вращения ротора генератора и рабочего колеса турбины при работе под*

нагрузкой всегда должна быть строго постоянной, равной синхронной частоте вращения.

Все вращающиеся части гидроагрегата: рабочее колесо, вал и ротор генератора — имеют единую систему подшипников. Необходимо иметь два вида подшипников: направляющие,

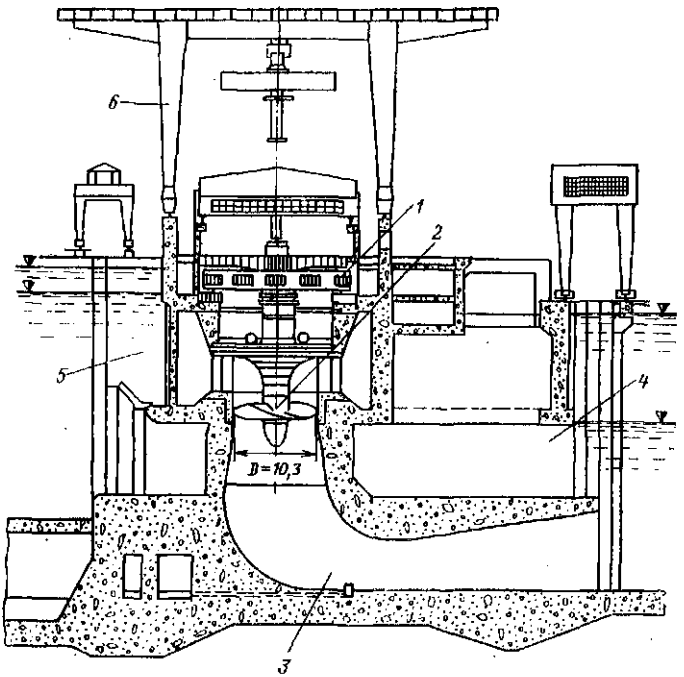


Рис. 2-3. Здание Саратовской ГЭС с осевой поворотно-лопастной турбиной.

1 — генератор; *2* — турбина; *3* — отсасывающая труба; *4* — водосброс; *5* — пазы решеток и затворов; *6* — основной кран.

препятствующие только радиальным перемещениям вращающихся частей, и подпятник, воспринимающий осевые нагрузки, которые в вертикальных агрегатах слагаются из веса вращающихся частей и осевого гидродинамического воздействия потока на рабочее колесо.

Применяются различные системы опирания вращающихся частей агрегата. На рис. 2-2, *а* показан подвесной генератор, у которого подпятник *ПП* и верхний направляющий подшипник *НП1* опираются на мощную верхнюю крестовину *10*, передающую нагрузку на корпус статора, укрепленный в бетонной конструкции. Второй направляющий подшипник *НП2* расположен в нижней

крестовине *11*, которая крепится к бетону, и третий турбинный направляющий подшипник *ТНП*, закреплен на крышке турбины *12*. На рис. 2-2, *б* и *в* показаны схемы с з о н т и ч н ы м и генераторами, у которых подпятник *ПП* расположен под ротором генератора, причем он опирается на мощную нижнюю крестовину *11*

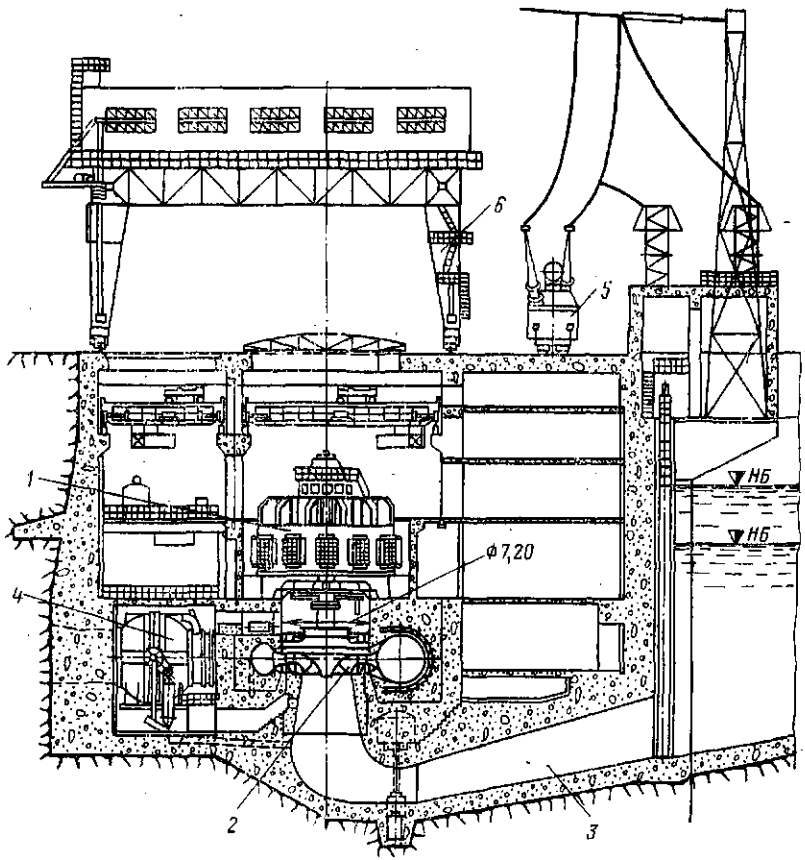


Рис. 2-4. Здание Нурекской ГЭС с радиально-осевой турбиной.
1 — генератор; *2* — турбина; *3* — отсасывающая труба; *4* — шаровой затвор; *5* — повышающие трансформаторы; *6* — основной кран.

(рис. 2-2, *б*) или передает нагрузку на крышку турбины *12* через опорную конструкцию *13* (рис. 2-2, *в*).

Из приведенного рассмотрения вытекает чрезвычайно важный вывод, что, *хотя гидроагрегат состоит из двух машин — турбины и генератора, они имеют единую систему опор вращающихся ча-*

стей. Это необходимо учитывать при рассмотрении конструкций турбин.

С целью иллюстрации компоновки турбины в зданиях ГЭС на рис. 2-3 показана ГЭС с осевой турбиной (Саратовская ГЭС на Волге, колебания напоров 14,7—6,5 м, расчетный напор 9,7 м, мощность турбины 59,3 МВт, пропускаемый расход 705 м³/с, диаметр рабочего колеса 10,3 м. Это самые большие турбины в мире по размеру, изготовленные ХТГЗ). На рис. 2-4 показан разрез высоконапорной Нурекской ГЭС на Вахше, на которой установлены радиально-осевые турбины (колебания напоров 275—207 м, расчетный напор 223 м, мощность турбины 310 МВт, пропускаемый расход 155 м³/с, диаметр рабочего колеса 4,75 м).

Эти примеры ясно показывают, что турбина и гидроагрегат определяют размеры подводной части здания ГЭС и их конструктивные формы тесно связаны со строительной частью (дополнительно — см. [8, 14]).

2-3. ОСЕВЫЕ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

Устройство и конструкцию осевых поворотно-лопастных турбин (за границей их называют турбины Каплана) разберем на примере турбины Кременчугской ГЭС, показанной на рис. 2-5 и 2-6 (мощность 58 МВт, колебания напоров 16,9—9,6 м, диаметр рабочего колеса 8,0 м) *.

Подводящая часть турбины состоит из турбинной камеры, статора и направляющего аппарата. Следует отметить, что устройство этих элементов у всех реактивных турбин имеет много общего.

Статор турбины представляет собой ряд колонн *1* с вытянутой удобообтекаемой формой поперечного сечения. Основное назначение статора — воспринимать нагрузки, действующие между верхним и нижним железобетонными конусами турбинной камеры, вызываемые весом конструкций и оборудования и давлением воды.

Колонны статора могут крепиться посредством анкеров в железобетон каждая отдельно (рис. 2-7, *а*) или с целью большей жесткости и прочности объединяться стальными кольцевыми поясами, верхним и нижним (рис. 2-7, *б*). Отдельные колонны применяются при сравнительно малых напорах (например, рис. 2-5 и 2-6) и больших диаметрах, а статор с поясами — при более высоких напорах и обязательно, когда турбинная камера делается из стали или имеет стальную облицовку (см. рис. 2-12).

Угол установки и профиль сечения колонн статора выбираются такими, чтобы потери при их обтекании потоком были минимальными. Поэтому в бетонных турбинных камерах в зоне фронтального

* Более подробно о конструкциях турбин — см. [18, 30].

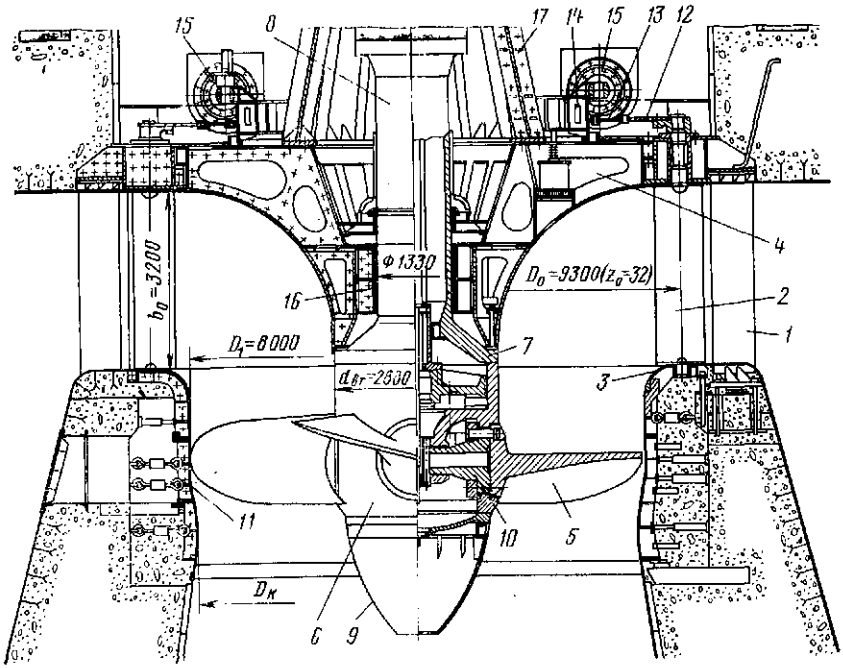


Рис. 2-5. Осевая поворотно-лопастная турбина, установленная на Каменчугской ГЭС.

1 — колонны статора; *2* — направляющие лопатки; *3* — нижнее кольцо; *4* — крышка турбины; *5* — лопасти рабочего колеса; *6* — втулка; *7* — фланец вала; *8* — вал; *9* — обтекатель рабочего колеса; *10* — камера рабочего колеса; *11* — выдвижной сегмент; *12* — рычаг направляющей лопатки; *13* — серьга; *14* — регулирующее кольцо; *15* — сервомоторы; *16* — подшипник; *17* — опорная конструкция подпятника генератора.

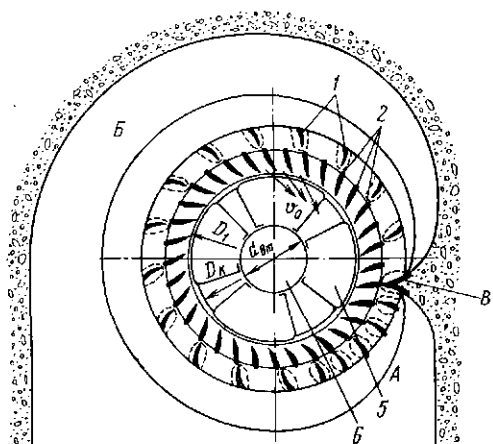


Рис. 2-6. Осевая поворотно-лопастная турбина (сечение по средней линии направляющего аппарата, рис. 2-5).

подвода потока (зона *А* на рис. 2-6) сечения искривлены больше, чем в зоне спирали *Б*. Одна статорная колонна *В*, замыкающая спираль, так называемый зуб спирали, делается фасонной.

Направляющий аппарат состоит из направляющих лопаток *2*, укрепленных в нижнем кольце *3* и в крышке турбины *4*

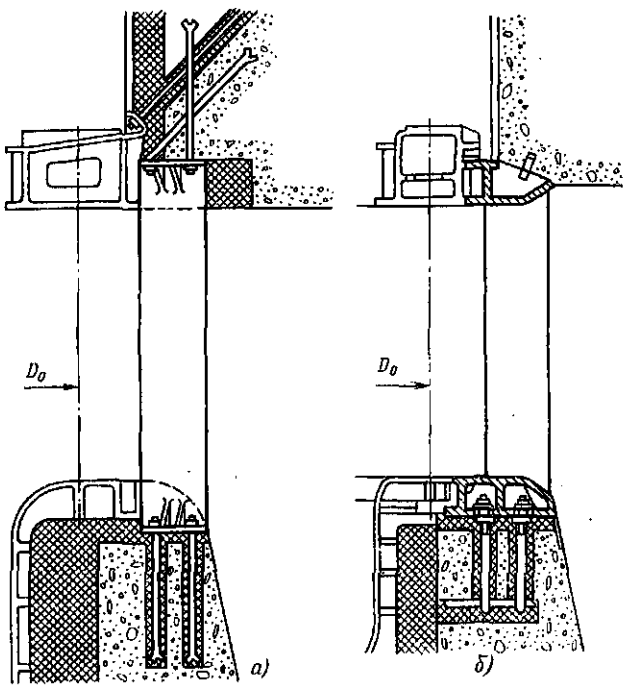


Рис. 2-7. Конструкции статора.

посредством осей (цапф), что обеспечивает возможность их поворота Направляющий аппарат создает необходимое направление потока перед рабочим колесом (скорости v_0 показаны на рис. 2-6), а также с его помощью осуществляется регулирование (изменение) пропускаемого турбиной расхода и развиваемой мощности. Последнее достигается поворотом всех направляющих лопаток, т. е. изменением открытия турбины, которое обычно определяется как минимальное расстояние между двумя смежными лопатками (a_0 — максимальный диаметр цилиндра, который можно прокатить между направляющими лопатками, как показано на рис. 2-8,*а*). В положении полного закрытия ($a_0 = 0$) концы лопаток смыкаются и доступ воды к турбине перекрывается (рис. 2-8, *б*).

Характерными параметрами направляющего аппарата являются следующие.

1. Число направляющих лопаток. У крупных осевых турбин при небольшом напоре оно равно 32 (на рис. 2-5 и 2-6 $z_0 = 32$), при более высоком напоре их ставят 24, а иногда и 20.

2. Высота направляющего аппарата b_0 (на рис. 2-5 $b_0 = 3{,}2$ м). Часто используют безразмерные величины, отнесенные к диаметру, которые полнее характеризуют тип турбины. Относительная высота

$$\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}, \qquad (2\text{-}1)$$

где D_1 — диаметр турбины (в данном случае $D_1 = 8{,}0$ м и $\bar{b}_0 = 3{,}2/8{,}0 = 0{,}4$). У осевых турбин $\bar{b}_0$ составляет 0,45 — 0,35 (меньшие значения для больших напоров).

3. Диаметр по осям поворота направляющих лопаток (в данном примере $D_0 = 9{,}3$ м). Относительный диаметр направляющего аппарата

$$\bar{D}_0 = \frac{D_0}{D_1}, \qquad (2\text{-}2)$$

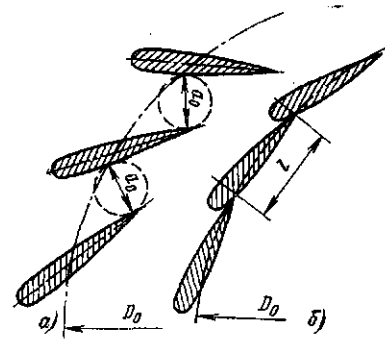


Рис. 2-8. Открытие направляющего аппарата.

который для рассматриваемой турбины равен $\bar{D}_0 = 9{,}3/8{,}0 = 1{,}16$. Для различных турбин $\bar{D}_0$ колеблется в диапазоне 1,16—1,25 (увеличивается с сокращением числа направляющих лопаток).

Тип направляющего аппарата определяется направлением меридианного потока. Так, направляющий аппарат, показанный на рис. 2-5, называется радиальным, на рис. 2-9, *а* — диагональным (коническим) и на рис. 2-9, *б* — осевым.

Рабочее колесо. Пройдя лопатки направляющего аппарата и получив закрутку (скорости v_0 на рис. 2-6), поток воды поступает в рабочее колесо. Основными частями рабочего колеса (см. рис. 2-5 и 2-6) являются лопасти *5* и втулка *6*, в которой крепятся лопасти. Рабочее колесо болтами соединено с нижним фланцем *7* вала *8*. К выходному концу втулки крепится обтекатель *9*, предназначенный для снижения потерь на вихреобразование и пульсаций.

Лопасть рабочего колеса осевой турбины (рис. 2-10) состоит из пера лопасти и фланца. Перо — собственно лопасть имеет относительную малую толщину и представляет собой криволинейную поверхность, на которой осуществляется силовое взаимодействие с протекающим через рабочее колесо потоком.

Фланец служит для крепления лопасти к фланцу цапфы, с помощью которой лопасть укрепляется во втулке (поз. *10* на рис. 2-5). Иногда делают лопасть с цельной цапфой, но это усложняет технологию изготовления.

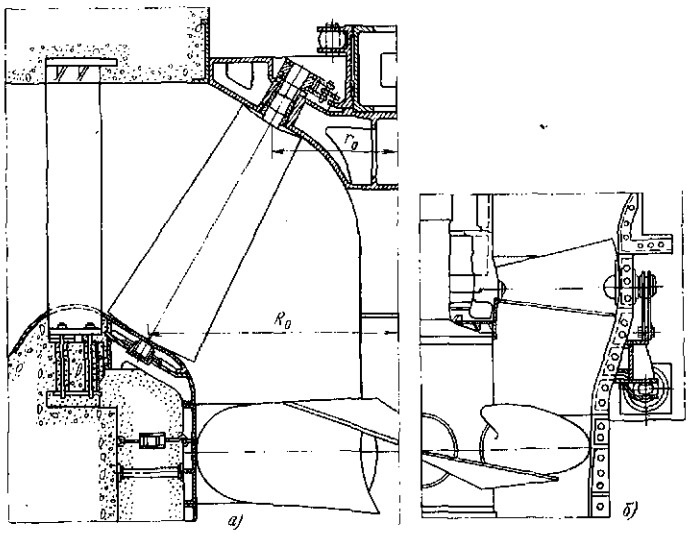


Рис. 2-9. Диагональный (конический) (*а*) и осевой (*б*) направляющие аппараты.

Показанные на рис. 2-10 цилиндрические сечения лопастей дают представление о ее форме: расположенные ближе к фланцу к о р н е в ы е сечения — более толстые и более крутые, п е р и ф е р и й н ы е сечения — более тонкие и более пологие. Такая форма определяется как гидравлическими, так и прочностными условиями обтекания лопасти. Нагрузка, воспринимаемая лопастью, очень велика, она распределена по всей поверхности [например, у турбины диаметром 9,3 м с четырьмя лопастями при напоре 16 м общая нагрузка на каждую лопасть составляет 1,8—2,2 МН (180—220 тс)]. Таким образом, лопасть работает как консоль с распределенной нагрузкой, и момент, особенно в корневых сечениях, получается очень большим, что требует соответственного момента сопротивления сечения.

Особенностью рабочих колес поворотно-лопастных турбин является возможность при работе на ходу поворачивать лопасти рабочего колеса, т. е. изменять у г о л у с т а н о в к и лопастей, как показано на рис. 2-11. Некоторое, так называемое расчетное положение лопасти принимается за начало отсчета угла установки.

лопасти φ. В этом положении φ = 0. При увеличении крутизны установки φ > 0, при уменьшении φ < 0 (за рубежом иногда принимают другой отсчет углов установки лопастей, например, от плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса).

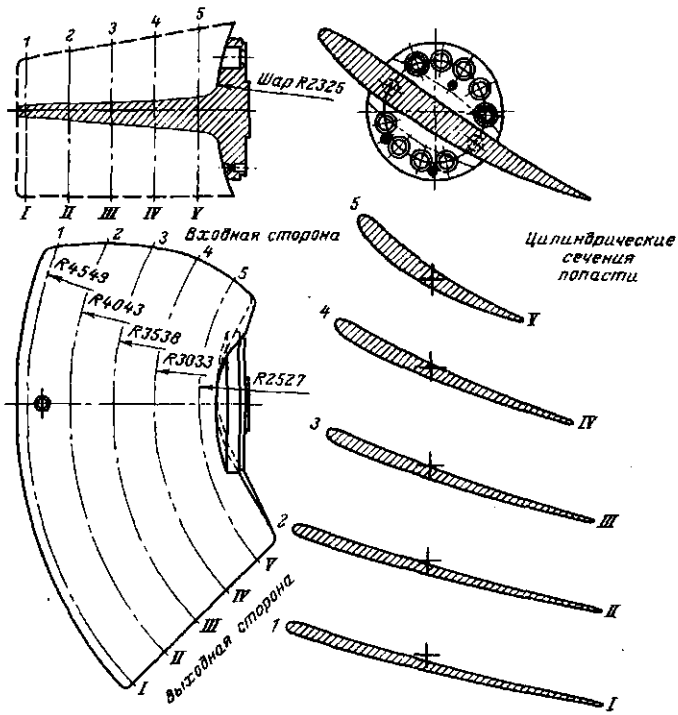


Рис. 2-10. Лопасть рабочего колеса осевой турбины.

Угол установки лопастей турбины φ выбирается в строгом соответствии с открытием направляющего аппарата и с учетом действующего напора, причем

$$\varphi = f(a_0,\ H), \tag{2-3}$$

называемая комбинаторной зависимостью, устанавливается такой, что при всех условиях работы достигается наиболее высокое значение к. п. д. турбины. Таким образом *поворотно-лопастные турбины имеют двойное регулирование мощности: изменением открытия направляющего аппарата и изменением угла установки лопастей рабочего колеса.* Это дает большие энергетические преимущества, но в то же время приводит к значительному усложнению конструкции, особенно рабочего колеса, которое требует очень мощного механизма поворота лопастей.

Осевые турбины могут применяться и с жесткой установкой лопастей во втулке. Такие турбины называются пропеллерными. Они проще, дешевле, имеют только один орган регулирования мощности — направляющий аппарат, но у них худшие энергетические показатели.

Как видно из рис. 2-1, осевые турбины применяются в широком диапазоне напоров, от самых малых до 50—70 м. Естественно, что с изменением напора должна изменяться и форма рабочего колеса, которая характеризуется числом лопастей и диаметром втулки $d_{вт}$ или относительным его значением

$$\bar{d}_{вт} = \frac{d_{вт}}{D_1}. \qquad (2\text{-}4)$$

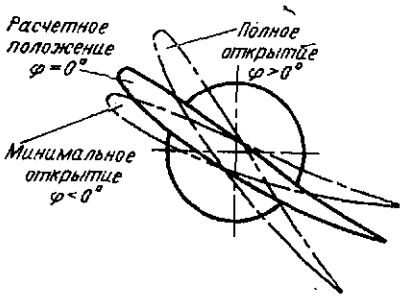


Рис. 2-11. Поворот лопастей осевой турбины.

На рис. 2-5 $d_{вт} = 2{,}8$ м и $\bar{d}_{вт} = 2{,}8/8 = 0{,}35$.

С увеличением напора приходится увеличивать поверхность лопастей. Сначала этого можно достигнуть за счет размера лопасти, но затем приходится идти на увеличение и числа лопастей. Это вызывает необходимость увеличивать и диаметр втулки по условиям крепления лопастей и размещения механизма их поворота.

В качестве примера на рис. 2-12 показана осевая поворотно-лопастная турбина Верхнетуломской ГЭС мощностью около 60 МВт, работающая при колебаниях напора 62—51 м. Диаметр рабочего колеса турбины $D_1 = 4{,}2$ м, число лопастей $z_1 = 8$ и диаметр втулки $d_{вт} = 2{,}07$ м. Следовательно, $\bar{d}_{вт} = 2{,}07/4{,}2$, т. е. почти 0,5.

Наличие втулки, особенно при относительно большом ее диаметре, создает стеснение потока, что ухудшает условия работы турбины. Нужно также учитывать, что для сохранения малых зазоров между торцевыми концами лопастей и втулкой при их повороте и уменьшения протечек центральной части втулки придается сферическая форма, которая видна на рис. 2-5 и 2-12. В этом месте диаметр втулки по сфере $\bar{d}_{вт.сф}$ на 0,03—0,05 больше, чем $\bar{d}_{вт}$, и стеснение потока еще увеличивается.

Камера рабочего колеса имеет мощную стальную облицовку (рис. 2-5, поз. *11* и 2-12), закрепленную в бетон анкерами и тягами (рис. 2-13, *б*). Это объясняется тем, что при работе турбины стенки камеры воспринимают большие пульсирующие нагрузки от давления воды, которые способны раскачать и разрушить облицовку камеры. Такие случаи отмечались.

Для поворотно-лопастных турбин существенное значение имеет размер зазоров между концами лопастей рабочего колеса и камерой. Чем меньше зазор, тем меньше протечка, тем выше к. п. д. Обычно считается допустимым зазор $\delta = 0{,}001\ D_1$ (при диаметре 9,5 м зазор около 10 мм). Чтобы зазор сохранялся постоянным при изменении угла установки лопастей, камера рабочего колеса

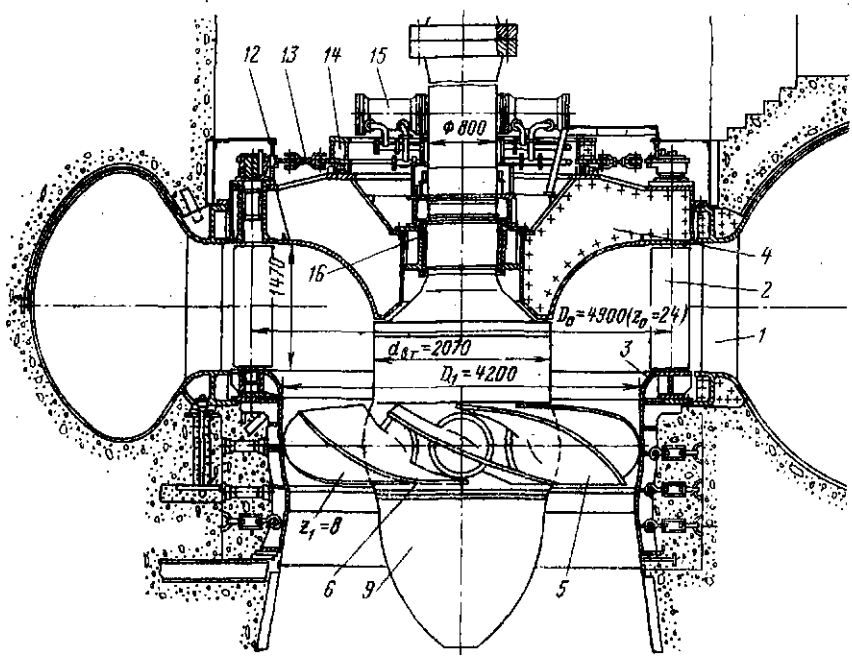


Рис. 2-12. Осевая поворотно-лопастная турбина Верхнетуломской ГЭС.

должна быть сферической. Однако в этом случае возникнут трудности с установкой собранного рабочего колеса на место. Поэтому часть камеры выше оси поворота лопастей делается цилиндрической. В нижней, выходной части камере придают сферическую форму, но не по всей высоте, а таким образом, чтобы минимальный выходной диаметр — горловина был не менее $(0{,}98 \div 0{,}96)\ D_1$. Большее стеснение сечения вызывают падение мощности и к. п. д. турбины. При такой форме камеры зазор δ_0 сохраняется постоянным только на оси поворота лопасти (рис. 2-13, *а*), а по концам с увеличением угла установки φ зазор δ возрастает, особенно у входного конца лопасти.

Отсасывающая труба представляет собой расширяющийся диффузорный водовод, по которому вода от рабочего

колеса отводится в нижний бьеф. Из рис. 2-3 видно, что отсасывающая труба осевых турбин имеет большие размеры и определяет габариты подводной части здания ГЭС. Отсасывающая труба оказывает существенное влияние на энергетические показатели турбин. Уменьшение скорости воды по длине отсасывающей трубы позволяет повысить к. п. д. и мощность турбин, особенно низконапорных.

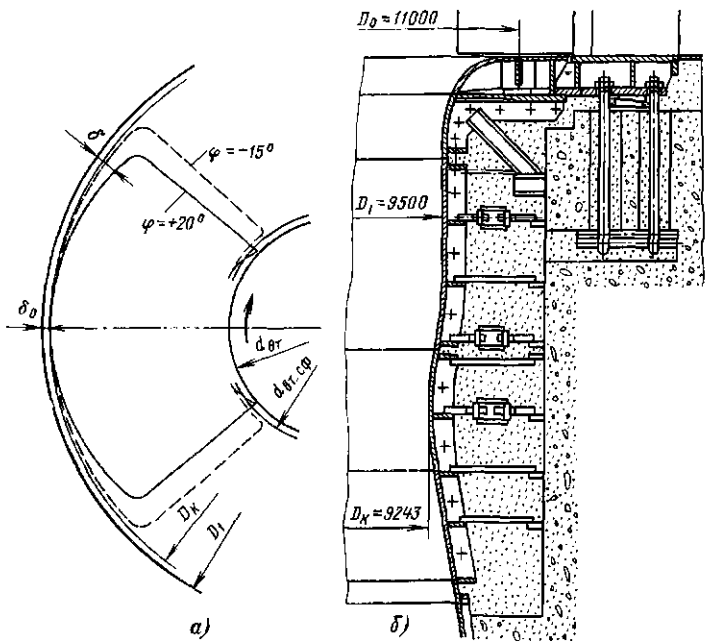


Рис. 2-13. Камера рабочего колеса осевой турбины.

Механизм привода направляющего аппарата осуществляет поворот лопаток направляющего аппарата, необходимый для изменения пропускаемого турбиной расхода и развиваемой мощности. Этот механизм должен обеспечить строго одинаковую установку всех лопаток (одинаковые значения a_0) при любых открытиях от $a_0 = 0$ до $a_0 = a_{макс}$ и иметь достаточную мощность для того, чтобы он был способен преодолеть усилия, вызываемые давлением воды на направляющие лопатки и силами трения на цапфах и в других звеньях механизма привода.

Наиболее широко применяющаяся принципиальная схема механизма привода направляющего аппарата показана на рис. 2-14. На верхний конец цапф направляющих лопаток, выступающих над крышкой турбины, насажены рычаги *1*, которые посредством

серег *2* соединены с регулирующим кольцом *3* (на рис. 2-5 и 2-12 поз. *12*, *13* и *14*). Эти три элемента и представляют основное звено механизма привода. Соединения серег с рычагами и регулирующим кольцом шарнирные. На рис. 2-14, *а* механизм показан в положении полного закрытия. Если регулирующее кольцо поворачивается против часовой стрелки, то все рычаги будут поворачиваться на один и тот же угол, а с ними и направляющие лопатки в сторону

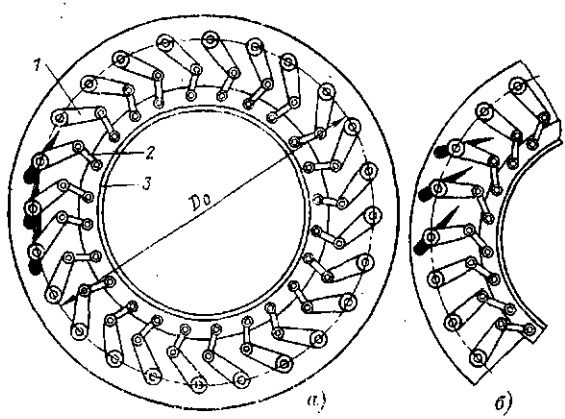


Рис. 2-14. Схема привода направляющих лопаток.

открытия. На рис. 2-14, *б* показано положение элементов механизма при полном открытии. Таким образом *для изменения мощности турбины нужно поворачивать регулирующее кольцо.*

Чтобы предотвратить повреждение направляющих лопаток или механизма привода в случае, когда при закрытии лопаток между ними застрянет какой-либо твердый предмет, попавший с водой, предусматриваются заранее ослабленные звенья, срезные пальцы, разрывные болты и пр.

Сервомоторы направляющего аппарата должны развивать очень большие перестановочные усилия, необходимые для перемещения регулирующего кольца, и в то же время должны быть способны осуществлять плавное и точное изменение открытия направляющего аппарата. Такими свойствами обладают гидравлические сервомоторы, действующие с помощью масла, подаваемого под высоким давлением, и используемые во всех системах регулирования гидротурбин.

Обычная схема сервомоторов для перемещения регулирующего кольца показана на рис. 2-15. Здесь показаны два сервомотора, каждый из которых состоит из цилиндра и поршня, соединенного тягой с регулирующим кольцом. На рис. 2-5 видны сервомоторы *15* и регулирующее кольцо *14*.

Сервомоторы работают следующим образом. К полостям *А* цилиндров подходит труба *А* (она разветвляется), к полостям *Б* — труба *Б*. Если к трубе *А* подвести масло под давлением, а трубу *Б* соединить со сливом, то поршни и шток сервомоторов будут двигаться, заставляя регулирующее кольцо поворачиваться по часовой стрелке, что вызовет закрытие турбины. Наоборот, если в трубу *Б* подать масло под давлением, а трубу *А* соединить со сливом, то регулирующее кольцо будет поворачиваться в обратном направлении, закрывая турбину.

Иногда применяют различного вида торовые сервомоторы. Принципиальная их схема показана на рис. 2-16 и отличается тем,

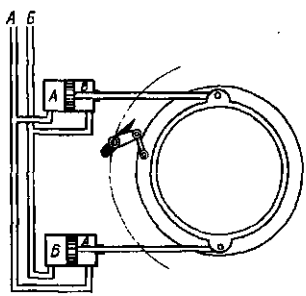


Рис. 2-15. Схема привода с цилиндрическими сервомоторами.

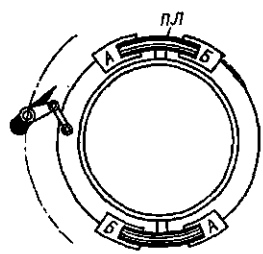


Рис. 2-16. Схема привода с торовыми сервомоторами.

что подвижной элемент *ПЛ* выполнен в форме тора, большой радиус которого описан из центра, совпадающего с осью поворота регулирующего кольца. Это исключает необходимость устраивать промежуточные звенья (тяга с шарнирами и пр.) при сопряжении с регулирующим кольцом.

Механизмы поворота лопастей рабочего колеса должны обеспечивать изменение угла и точную установку лопастей в требуемом диапазоне — обычно 30—40° (например, от $\varphi = -15°$ до $\varphi = +20°$), должны быть способны преодолевать огромные усилия, вызываемые давлением воды, центробежными силами и силами трения в опорах цапф и в звеньях механизма, должны размещаться в очень ограниченном пространстве втулки рабочего колеса, и обладать чрезвычайно высокой надежностью, так как ремонт их возможен только при полной разборке агрегата.

Имеется много различных схем и конструкций механизма поворота лопастей, но во всех используются гидравлические сервомоторы, перемещаемые маслом, подаваемым под давлением.

На рис. 2-17 и 2-18 показаны конструкции механизмов поворота лопастей, отличающиеся в основном системой передачи усилий от цапф лопастей к поршню сервомотора.

На рис. 2-17 дан разрез по втулке рабочего колеса турбины Иркутской ГЭС ($D_1 = 7{,}2$ м, напор 25—32 м, $z_1 = 7$, $\bar{d}_{вт} = 0{,}5$), изготовленного ЛМЗ. Здесь *1* — несущий корпус втулки, *2* — ло-

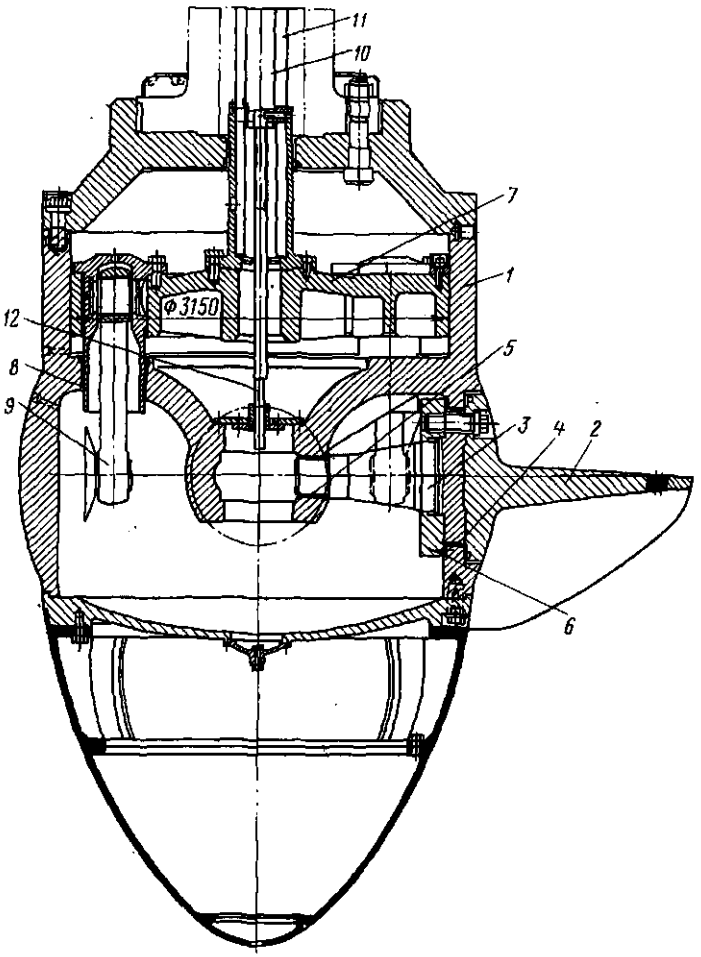


Рис. 2-17. Механизм поворота лопастей рабочего колеса турбины Иркутской ГЭС.

пасть, *3* — цапфа с фланцем, *4* и *5* — подшипники скольжения, *6* — рычаг лопасти, *7* — поршень сервомотора диаметром 3,15 м, *8* — стаканы, жестко соединенные с поршнем *7*; *9* — серьга, шарнирно соединяющая стакан и поршень с пальцем рычага лопасти. В данной конструкции цилиндр сервомотора образуется верхней

частью корпуса втулки. Перемещение поршня происходит под действием давления масла, которое подводится по трубе *10* в нижнюю полость под поршнем, а по трубе *11* — в верхнюю. Средняя труба *12* служит для дренажа нижней части втулки. Трубы *10* и *11*, встав-

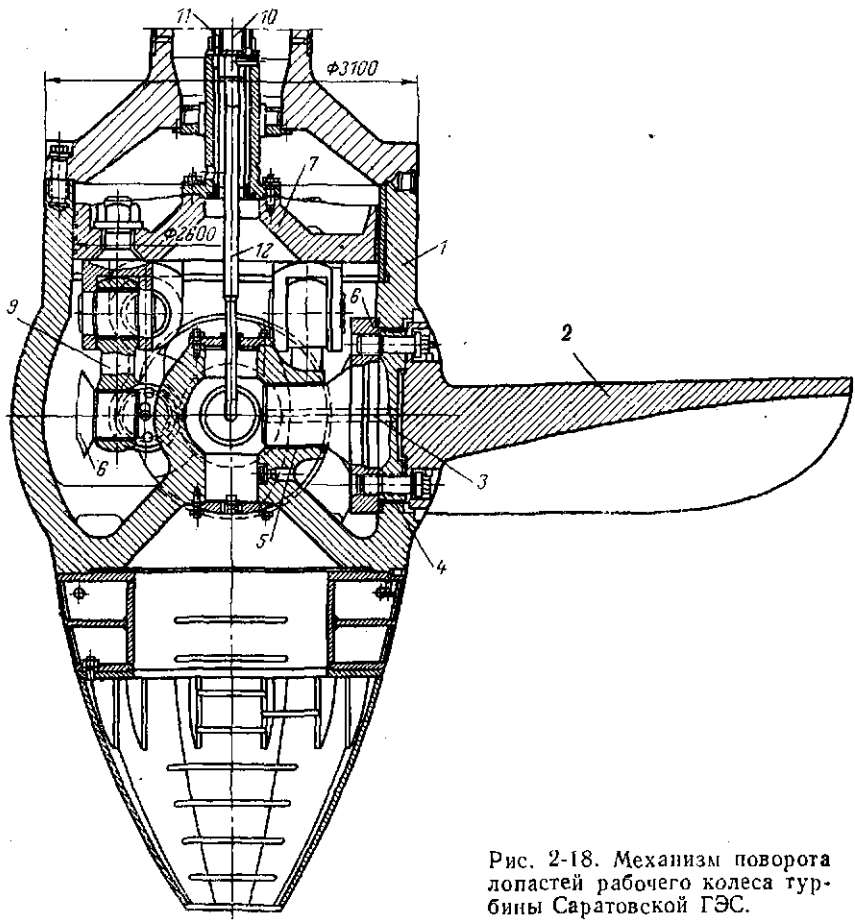


Рис. 2-18. Механизм поворота лопастей рабочего колеса турбины Саратовской ГЭС.

ленные друг в друга, проходят по центральному отверстию вала и соединяются с маслоприемником, расположенным в верхней части агрегата, обычно над верхней крестовиной генератора. Когда поршень перемещается, все лопасти поворачиваются на одинаковый угол.

На рис. 2-18 показан разрез по втулке рабочего колеса турбины Саратовской ГЭС ($D_1 = 10{,}3$ м, напор 6,5—14,7 м, $z_1 = 4$, $\bar{d}_{вт} = 0{,}35$). Крепление лопастей *2* в корпусе литой втулки *1*

осуществляется с помощью цапф фланцем *3* на подшипниках скольжения *4* и *5*. Рычаги лопастей *6* серьгами *9* посредством шарниров соединены с поршнем *7* диаметром 2,6 м. Это обеспечивает одинаковый поворот всех лопастей при перемещении поршня. Масло подводится в полость под поршнем по трубе *10* и над поршнем по трубе *11*. Против проворачивания поршень удерживается цилиндрической шпонкой на стенке цилиндра.

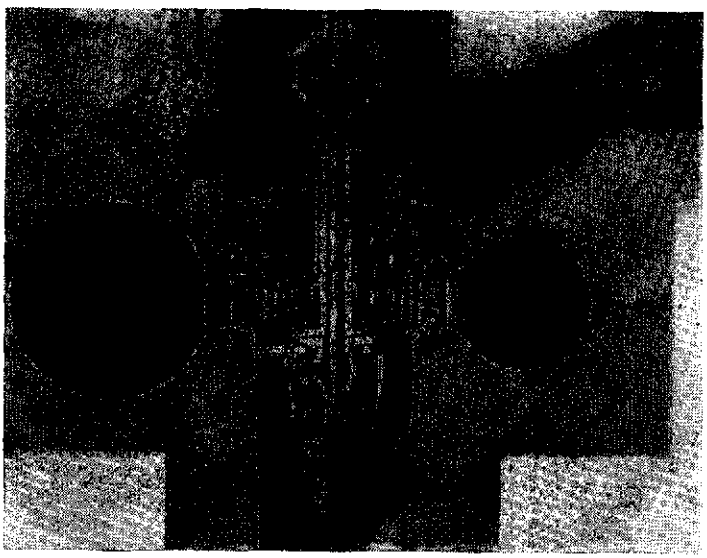


Рис. 2-19. Механизм привода турбины ГЭС Орлик.

Иногда с целью уменьшения размеров втулки рабочего колеса сервомотор выносят из нее и размещают либо в месте соединения валов турбины и генератора, либо даже в пределах ступицы ротора генератора. На рис. 2-19 показана турбина ГЭС Орлик в ЧССР (напор 44—71,5 м, мощность 95 МВт), в которой сервомотор *1* рабочего колеса размещен в месте сопряжения валов турбины и генератора. Рычаги лопастей с помощью серег, крестовины *2* и штока *3*, проходящего по осевому отверстию вала, соединяются с поршнем.

Сервомоторы рабочего колеса способны развивать огромные усилия. Так, в турбине Саратовской ГЭС используется давление масла 4 МПа (40 кгс/см^2) и при диаметре поршня сервомотора 2,6 м (рис. 2-18) максимальное усилие 21,5 МН (2150 тс.) Однако полный ход сервомотора рабочего колеса невелик и составляет около 0,3 м.

Крышка турбины (*4* на рис. 2-5 и 2-12) перекрывает пространство над рабочим колесом, служит для размещения верх-

них опор цапф лопаток направляющего аппарата и является опорой регулирующего кольца *14*, в крышке размещается направляющий подшипник турбины *16*. Часто на крышку турбины опирается и несущая конструкция подпятника (*17* на рис. 2-5). Таким образом крышка турбины представляет собой чрезвычайно ответственный элемент, воспринимающий большие нагрузки. Для обеспечения надежной работы турбин крышка должна обладать не только достаточной прочностью, но и жесткостью.

2-4. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Наиболее широко горизонтальные осевые турбины используются для погружных или капсульных агрегатов, у которых генератор расположен в замкнутой стальной капсуле, обтекаемой водой (дополнительно — см. [3, 37, 40]).

Особенности компоновки блока здания низконапорной ГЭС с капсульными агрегатами можно проследить на примере Киевской ГЭС (рис. 2-20). Здесь *1* — капсульный агрегат (турбина и генератор), *2* — отсасывающая труба, *3* — решетка, *4* — затворы водослива для пропуска паводков. Применение капсульных агрегатов прежде всего позволяет осуществить совмещенную конструкцию здания ГЭС с водосбросами; далее, формы бетонных элементов здания ГЭС значительно проще (ср., например, с рис. 2-3), что способствует более широкому использованию сборных железобетонных элементов; поток на длине всего тракта имеет минимальные повороты, и, что особенно важно, имеет прямоосное движение без поворота в отсасывающей трубе. Это приводит к снижению гидравлических потерь и увеличению к. п. д. турбины, особенно на больших расходах. В результате такие турбины развивают на 20—35% большую мощность, чем вертикальные того же диаметра. Все перечисленные преимущества приводят к снижению на 10—25% стоимости здания ГЭС с горизонтальными капсульными агрегатами по сравнению с вертикальными при малых напорах.

Конструктивная схема капсульного агрегата показана на рис. В-3, а общий вид крупнейшего опытного агрегата с турбиной диаметром 7,5 м, установленного на Саратовской ГЭС, — на рис. рис. 2-21. Основными элементами являются: рабочее колесо *1*, конический направляющий аппарат *2*, стальная капсула *4* с коммуникационной шахтой *5*. Капсула снизу опирается на бетонную тумбу *6* и раскреплена в бетон наклонными колоннами *3*. Внутри капсулы находятся генератор *8*, опорная конструкция подшипника и подпятника *11*, а также вспомогательные устройства. Масло к сервомотору рабочего колеса *13* подается через маслоприемник *7*.

Остановимся на некоторых деталях, показанных на рис. 2-21. Одна из особенностей капсульных агрегатов состоит в применении конического направляющего аппарата, открытие лопаток *2* кото-

рого определяется углом их установки α_0. Поворот направляющих лопаток осуществляется с помощью рычагов *9* и регулирующего кольца *10*, расположенного внутри капсулы и перемещаемого двумя сервомоторами. Рычаги соединены с регулирующим кольцом посредством серег и шаровых шарниров.

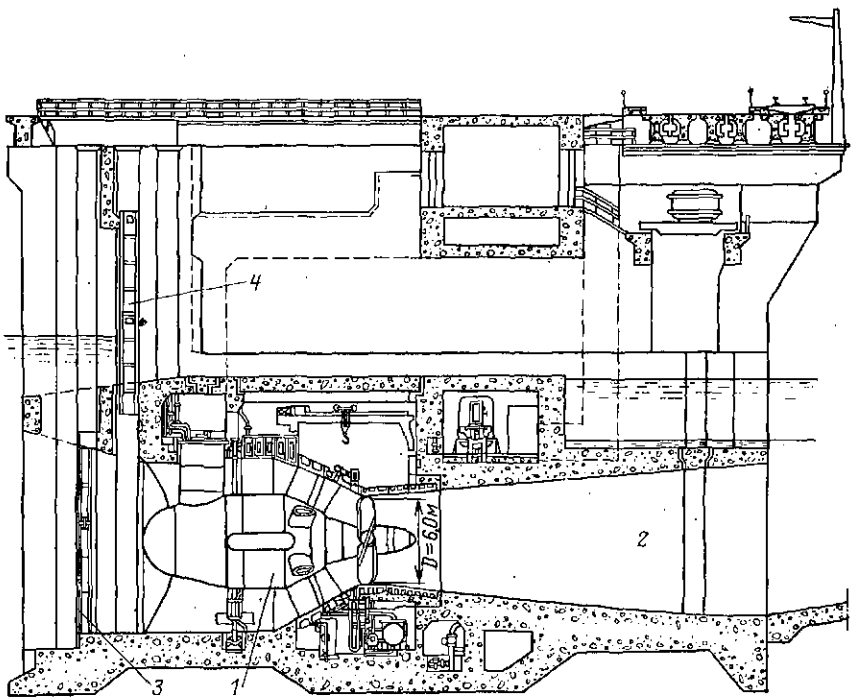


Рис. 2-20. Здание Киевской ГЭС с капсульным горизонтальным агрегатом.

В горизонтальных агрегатах серьезной проблемой является обеспечение надежной работы подшипников, особенно турбинного *12*, на который приходится большая радиальная нагрузка, вызываемая консольным размещением рабочего колеса. Поэтому стремятся по возможности приблизить центр тяжести рабочего колеса к подшипнику.

Существуют капсульные агрегаты, в которых между валами турбины и генератора устанавливается мультипликатор, повышающий частоту вращения ротора генератора в 5—10 раз по сравнению с турбиной. Это позволяет сократить размеры генератора, а за счет этого и диаметр капсулы. Однако мультипликатор, представляющий собой шестеренчатую, соосную, планетарную передачу, является весьма сложном и дорогим элементом и используется

при сравнительно небольшой мощности. Так, каскад гидроэлектростанций с напорами 4—5 м на р. Мозель (ФРГ) оборудован капсульными агрегатами мощностью по 3,5—4,6 МВт, с турбинами $D_1 = 4{,}6 \div 4{,}8$ м и мультипликаторами 87/750—67/750 об/мин.

Капсульный агрегат мощностью 400 кВт с турбиной $D_1 = 3{,}3$ м и мультипликатором установлен в СССР на Кислогубской приливной ПЭС.

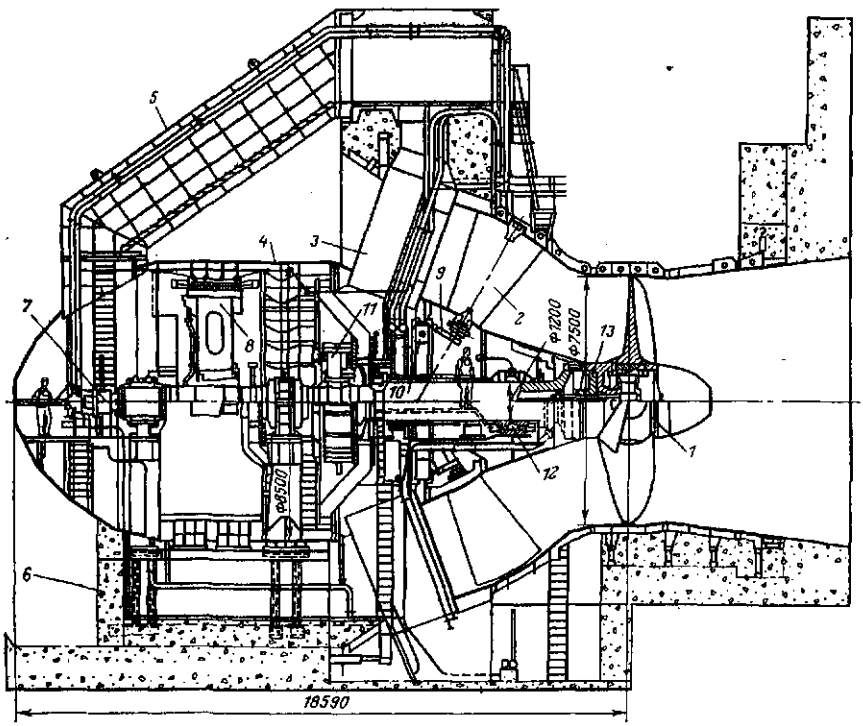


Рис. 2-21. Опытный капсульный агрегат Саратовской ГЭС.

Особым видом гидроагрегата с горизонтальной турбиной является так называемый прямоточный агрегат, схема которого показана на рис. 2-22. Здесь в капсуле располагаются только подшипники *1* и *2*, подпятник *3* и маслоприемник *4*. Ротор генератора *5*, непосредственно насаженный на концы лопастей рабочего колеса *6*, вместе со статором располагается в кольцевой нише. Направляющий аппарат *7* осевой. Конструкция получается чрезвычайно компактной.

Интересно, что подобная схема была предложена еще в 1919 г., но только через 18 лет ее удалось осуществить, затем в течение

14 лет фирма «Эшер-Висс» выпустила около 70 прямоточных агрегатов небольшого размера. Одними из наиболее крупных были изготовленные ЛМЗ в 1953 г. для Ортачальской ГЭС прямоточные гидроагрегаты поворотно-лопастного типа с диаметром рабочего колеса 3,3 м, мощностью 6,3 МВт. Однако из-за трудности передачи нагрузок от тяжелого ротора через лопасти и отсутствия надежной системы уплотнений, исключающей попадание влаги на обмотки,

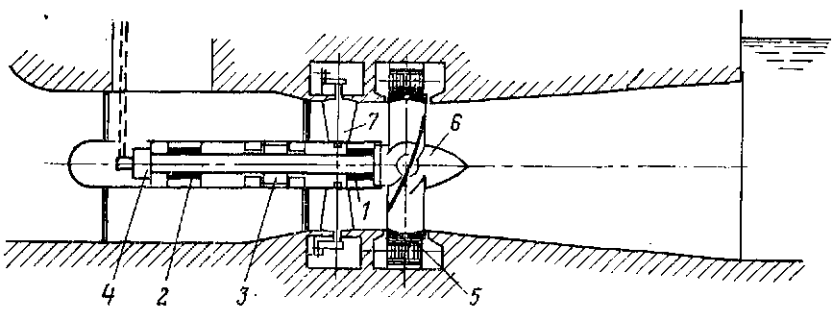


Рис. 2-22. Схема прямоточного гидроагрегата.

от применения прямоточных агрегатов пришлось отказаться. Однако сейчас интерес к ним возродился опять и проблему пытаются решить путем использования новых конструкций и новых материалов.

2-5. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

Крупнейшие в мире диагональные турбины, разработанные ЛМЗ, ВНИИГидромаш и МЭИ и изготовленные ЛМЗ, установлены на Зейской ГЭС. Эти турбины номинальной мощностью по 220 МВт работают в диапазоне напоров 74,5—97,3 м, имеют диаметр рабочего колеса 6,0 м (рис. 2-23 и 2-24).

Статор, направляющий аппарат и механизмы привода направляющих лопаток диагональных турбин такие же, как у осевых. Основное отличие состоит в форме и конструкции рабочего колеса и камеры рабочего колеса. Лопасти рабочего колеса *1* с цапфами *2* укреплены в конусообразной втулке *3* под углом 45° к оси вращения колеса. На каждой цапфе имеется рычаг *4*, который посредством шарового шарнира соединен с тягой *5*, которая перемещается поршнем сервомотора *6*, что приводит к одновременному повороту всех лопастей рабочего колеса на один и тот же угол. Диаметр втулки довольно большой, и $\bar{d}_{вт}$ может составлять 0,50—0,65 при числе лопастей 9—10, однако у этих турбин втулка не создает местного стеснения потока. Камера рабочего колеса *7* имеет сферике-

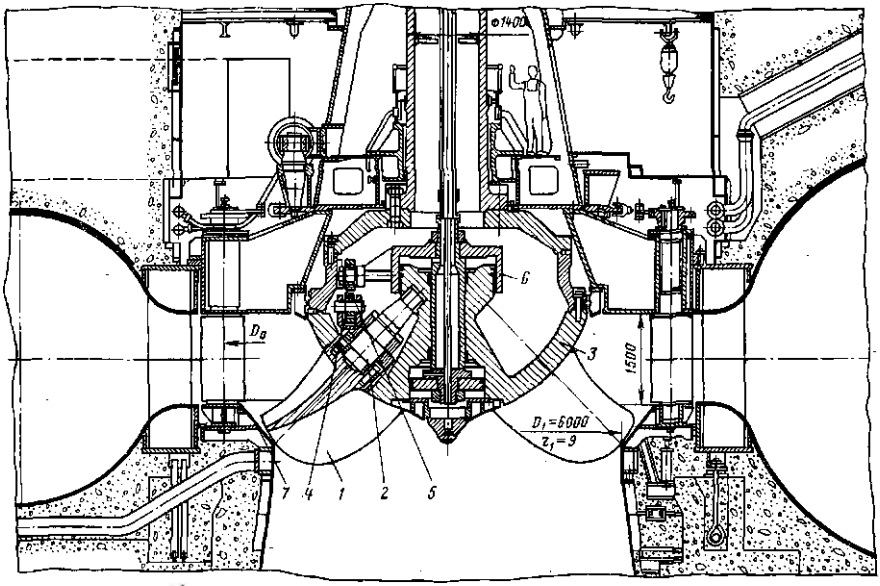
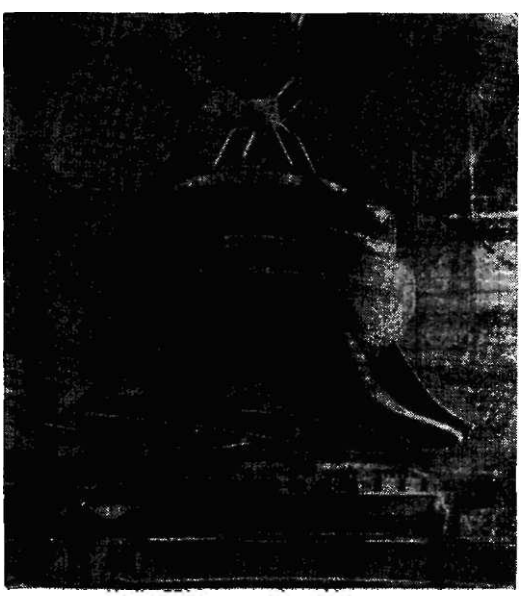


Рис. 2-23. Диагональная поворотно-лопастная турбина.



BOOKS.PROEKTANT.ORG
БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ
для проектировщиков и технических специалистов

Рис. 2-24. Рабочее колесо диагональной поворотно-лопастной турбины Зейской ГЭС диаметром 6 м в процессе монтажа.

скую форму, что обеспечивает возможность поддерживать малый зазор между камерой и концами лопастей. Зазоры оказывают ощутимое влияние на энергетические показатели диагональных турбин и не должны превышать 1/1000 диаметра рабочего колеса турбины D_1, а желательно еще меньшее значение.

Характерный диаметр D_1 диагональной турбины определяется по пересечению осей поворота лопастей с камерой (рис. 2-25). Относительный диаметр горловины камеры $\overline{D}_{г.к}$ составляет 0,95—0,98. Необходимо отметить, что если в осевых турбинах D_1 определяет наибольший диаметр рабочего колеса, то в диагональных диаметр по входным кромкам лопастей больше D_1.

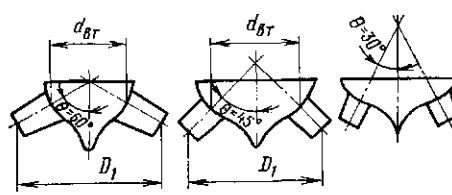


Рис. 2-25. Формы рабочих колес диагональных турбин.

Диагональные турбины являются новой системой, и этим можно объяснить, что еще не существует сложившегося, единого представления о целесообразной области их использования [18]. Эти турбины могут иметь не только различное число лопастей, но и различный угол θ (рис. 2-25). С ростом напора угол θ уменьшается. Соотношения примерно такие: напоры 40—80 м, $\theta = 60°$; напоры 60—130 м, $\theta = 45°$; напоры 120—200 м, $\theta = 30°$.

2-6. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Здание ГЭС, в котором установлена радиально-осевая турбина, показано на рис. 2-4, а область использования турбин этого вида по напорам дана на рис. 2-1. Более детально устройство и конструкцию радиально-осевых турбин (за границей их называют турбинами Френсиса) рассмотрим на примере одного из вариантов созданной ЛМЗ уникальной турбины Саяно-Шушенской ГЭС, показанной на рис. 2-26 и имеющей следующие параметры: напоры 175—220 м, мощность расчетная 650 МВт, при напоре 206 м и выше 710 МВт, диаметр рабочего колеса $D_1 = 6{,}5$ м, частота вращения $n = 136{,}4$ об/мин.

Подводящая часть радиально-осевой турбины, как и у реактивных турбин других видов, состоит из турбинной спиральной камеры со стальной облицовкой (см. также рис. 2-27, на котором показано сечение радиально-осевой турбины по средней линии направляющего аппарата), колонн статора *1* с мощными верхним и нижним стальными поясами *а* и *б*, к которым приварена облицовка турбинной спиральной камеры, и из направляющих лопаток *2*, образующих направляющий аппарат турбины. Здесь число направ-

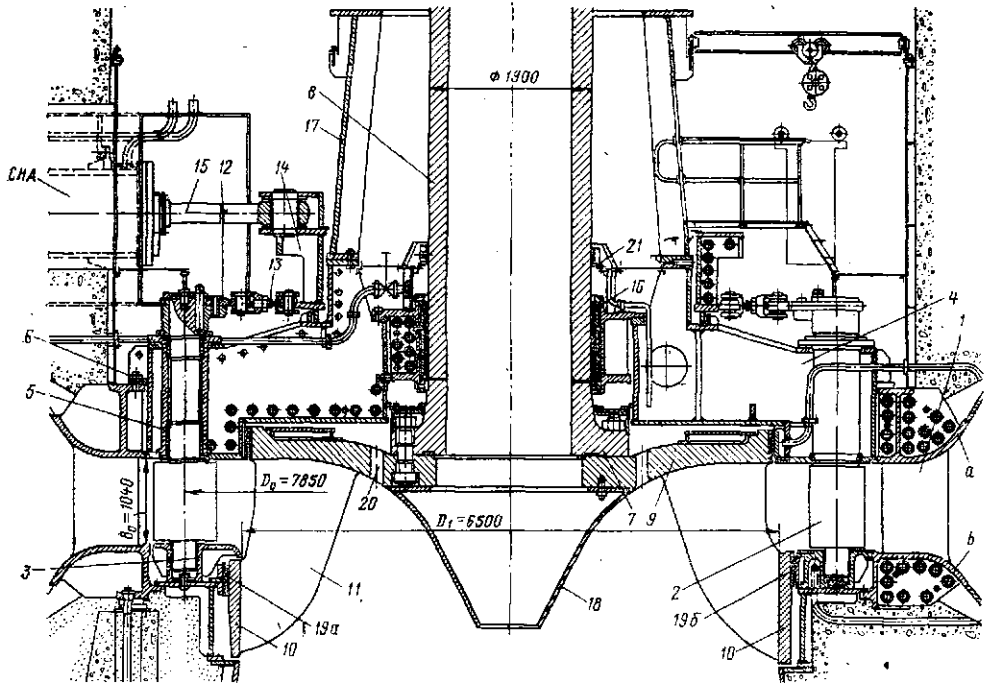


Рис. 2-26. Радиально-осевая турбина Саяно-Шушенской ГЭС.

1 — колонны статора; *а* и *в* — верхний и нижний пояса статора; *2* — направляющие лопатки; *3* — нижнее кольцо направляющего аппарата; *4* — крышка турбины; *5* — стаканы опор верхней цапфы направляющих лопаток; *6* — крепление крышки к верхнему поясу статора; *7* — фланец вала; *8* — вал; *9* и *10* — верхний и нижний ободы рабочего колеса; *11* — лопасти рабочего колеса; *12* — рычаги; *13* — серьги; *14* — регулирующее кольцо; *15* — тяга сервомотора; *16* — подшипник; *17* — опора подпятника; *18* — обтекатель; *19а* и *19б* — уплотнения обода рабочего колеса; *20* — разгрузочные отверстия; *21* — уплотнение камеры подшипника.

ляющих лопаток 24 (бывает 20). Цапфы направляющих лопаток имеют опоры с втулками в кольце *3*, укрепленном на нижнем поясе статора *b*, и в стаканах *5*, укрепленных в крышке турбины *4*. Крышка крепится болтами *6* к верхнему поясу статора.

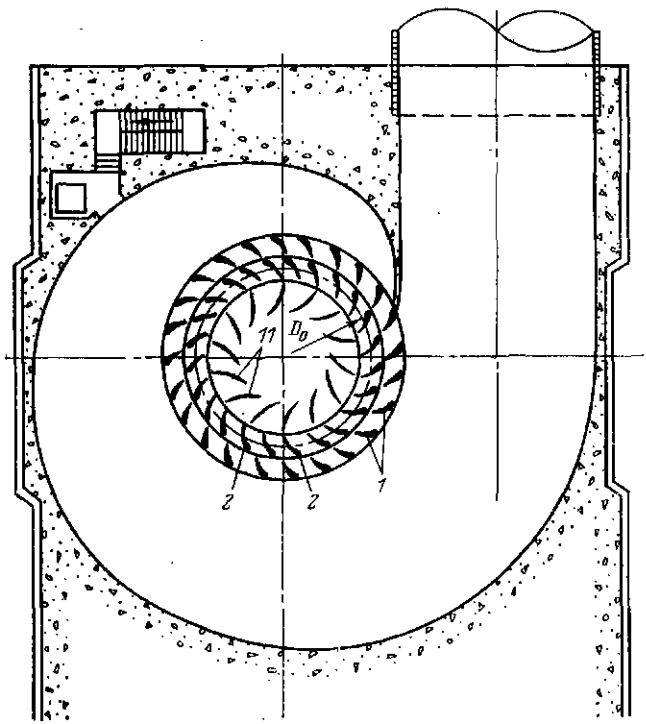


Рис. 2-27. Радиально-осевая турбина. Сеченне по средней лнннн направляющего аппарата.

Число колонн статора, включая зуб спиральной камеры, в данном случае равно числу направляющих лопаток и составляет 24, но часто число колонн статора в 2 раза меньше.

Механизм привода и поворота лопаток направляющего аппарата аналогичен механизму, применяемому в осевых и диагональных турбинах и показанному на рис. 2-14, и состоит из рычагов *12*, насаженных на верхний конец цапф направляющих лопаток, серег *13* и регулирующего кольца *14*. Изменение открытия направляющего аппарата a_0 (см. рис. 2-8) осуществляется поворотом регулирующего кольца *14*, для чего служат два сервомотора *СНА*, штоки которых *15* соединены с регулирующим кольцом (см. схему на рис. 2-15).

В последние годы иногда применяют индивидуальные сервомоторы для каждой направляющей лопатки. Это хотя и увеличивает число точек управления, но позволяет исключить регулирующее кольцо, которое у крупных турбин представляет весьма массивную и жесткую деталь, рассчитанную на восприятие больших нагрузок, и дает дополнительные эксплуатационные преимущества.

Характерные размеры направляющего аппарата в данном случае составляют: высота $b_0 = 1{,}04$ м или по (2-1) $\bar{b}_0 = 0{,}16$, диаметр по осям поворота $D_0 = 7{,}85$ м или по (2-2) $\bar{D}_0 = 1{,}21$. Значительное уменьшение относительной высоты направляющего аппарата по сравнению с осевыми турбинами объясняется тем, что здесь напор намного больше и направляющие лопатки, работающие на изгиб, приходится делать короче, с меньшим пролетом для снижения изгибающего момента. Кроме того, с увеличением напора уменьшается при той же мощности расход и это позволяет уменьшить проходные сечения. Вообще $\bar{b}_0$ с ростом напора снижается.

Уплотнение направляющего аппарата, обеспечивающее минимум протечек при полном закрытии, достигается сокращением торцевых зазоров, плотным прилеганием лопаток, применением резиновых или обработанных металлических уплотняющих прокладок (из нержавеющей стали), а при высоких напорах и установкой специальных резиновых трубчатых уплотнений, способных полностью перекрывать торцевые зазоры путем нагнетания в их полости сжатого воздуха.

Рабочее колесо (рис. 2-26). Пройдя направляющий аппарат, вода попадает на рабочее колесо турбины, которое состоит из верхнего обода *9*, нижнего обода *10* и лопастей *11*. Число лопастей равно 16. В других турбинах данного вида оно составляет 14—19. Лопасти и ободы представляют собой единую жесткую конструкцию. Верхним ободом рабочее колесо крепится к нижнему фланцу *7* вала *8*, который в данном случае представляет собой толстостенную трубу наружным диаметром 1,9 м. К верхнему ободу прикреплен обтекатель *18*, предназначенный для устранения вихревой зоны в потоке.

Радиально-осевая турбина имеет существенное отличие по форме и конструкции рабочего колеса от осевых и диагональных поворотно-лопастных турбин: в частности, у радиально-осевой турбины лопасти закреплены жестко и не могут изменять угол установки (рис. 2-28).

Как уже отмечалось, за характерный диаметр рабочего колеса, как и самой радиально-осевой турбины D_1, принимается наибольший диаметр по входным кромкам рабочих лопастей. В данном случае на рис. 2-26 $D_1 = 6{,}5$ м.

Уплотнения рабочего колеса. При работе турбины в потоке перед рабочим колесом давление высокое, а за ко-

лесом низкое и часто возникает даже вакуум. Следовательно, при работе турбины часть воды может бесполезно протекать через зазоры между вращающимися и неподвижными элементами, что будет снижать ее к. п. д. С целью уменьшения этих протечек предусматриваются специальные уплотнения. На рис. 2-26 видны установленные на нижнем ободе щелевые уплотнения *19а* и *19б* (здесь слева и справа показаны два различных варианта конструкции нижнего обода рабочего колеса и его уплотнения), работа которых основывается на создании малого зазора между вращающейся и неподвижной деталью (1,5—2,5 мм). Иногда с целью повышения коэффициента сопротивления делаются еще и уширенные канавки (*19а*). При очень высоких напорах применяют лабиринтное уплотнение, которое видно на рис. 2-30, поз. *6*.

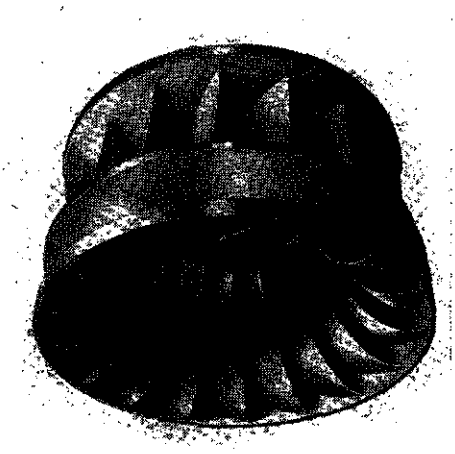


Рис. 2-28. Рабочее колесо радиально-осевой турбины.

Уплотнения на верхнем ободе рабочего колеса необходимы при наличии разгрузочных отверстий (поз. *20* на рис. 2-28 и поз. *5* на рис. 2-30). Эти отверстия, сообщая полость над верхним ободом рабочего колеса с областью пониженного давления под колесом, снижают гидродинамические нагрузки, создающие осевые усилия, воспринимаемые подпятником.

Рабочее колесо радиально-осевой турбины является цельным, неразъемным. Такое цельное колесо можно транспортировать по железной дороге только в случае, когда его наибольший диаметр не превосходит 4,75 м, при большем диаметре рабочее колесо доставляют водным путем. Если рабочие колеса приходится транспортировать по железной дороге, то их делают разъемными и собирают на месте. Так, рабочие колеса турбин Братской ГЭС $D_1 = 5{,}5$ м были изготовлены на заводе в виде двух половин и на месте обе половины были сварены, что потребовало дополнительной обработки на месте.

Крышка турбины *4* представляет собой мощную сварную конструкцию, воспринимающую большие нагрузки от направляющих лопаток и регулирующего кольца, от давления воды, а также от опоры подпятника *17*. На крышке укреплен

направляющий подшипник турбины *16*, а также устройства уплотнения *21*.

Турбины ГЭС Грэнд Кули (США, фирма «Аллис-Чалмерс») имеют уникальные параметры и конструкции. На рис. 2-29 показан агрегат этой станции с радиально-осевой

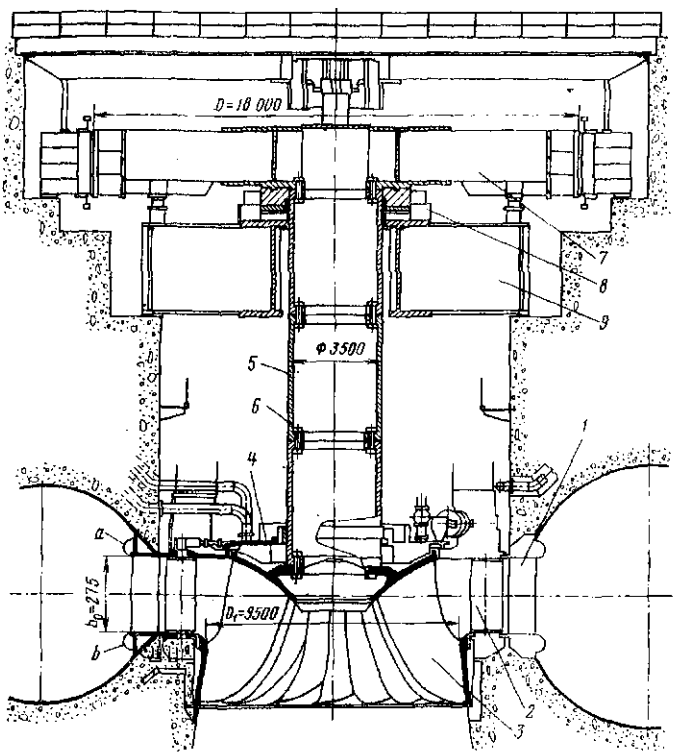


Рис. 2-29. Агрегат ГЭС Грэнд Кулн.

1 — колонны статора; *2* — направляющие лопатки; *3* — рабочее колесо; *4* — крышка; *5* — вал; *6* — фланцы вала; *7* — ротор; *8* — подпятник; *9* — нижняя крестовина генератора.

турбиной мощностью 700 МВт при напоре 87 м (соответствующие детали обозначены теми же позициями, что на рис. 2-26). Диапазон изменения напоров 67—108 м, диаметр рабочего колеса D_1 = = 9,5 м, частота вращения n = 85,7 об/мин. Генератор зонтичного типа с опорой подпятника *8* на очень мощной нижней крестовине *9*, ротор *7* имеет диаметр около 18 м. Вал агрегата *5* трубчатый внешним диаметром 3,5 м, состоит из трех частей длиной по 4,5 м, соединенных внутренними фланцами *6*. Кольцевые пояса статора *a* и *b*

сильно развиты и имеют полукруглые направляющие, что необычно, но позволяет упростить изготовление и сократить ширину турбинной камеры. Статорные колонны *1* и направляющие лопатки *2* имеют высоту 2,75 м, т. е. $\bar{b}_0 = 0{,}29$. Сравнивая с турбиной Саяно-Шушенской ГЭС, отмечаем, что при близкой мощности здесь намного

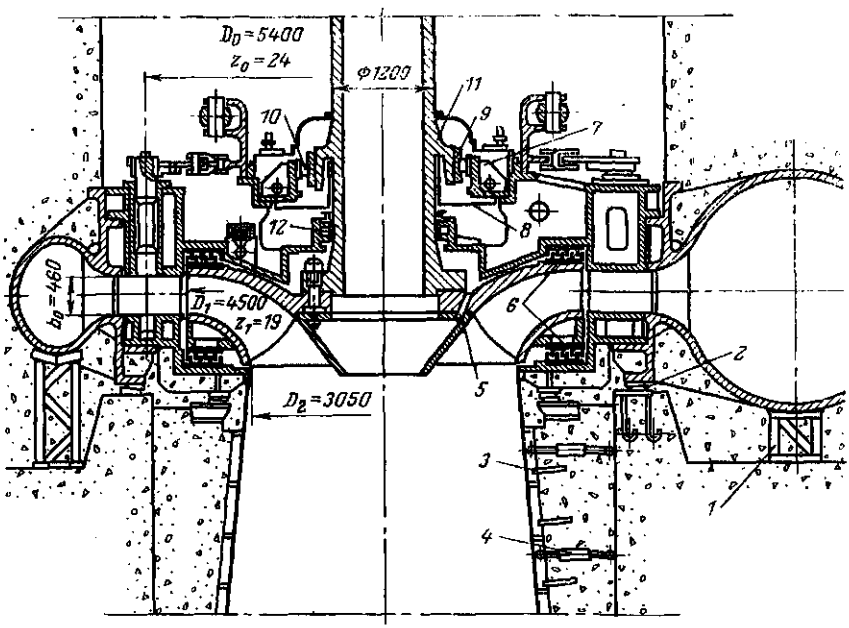


Рис. 2-30. Турбина Ингурской ГЭС.

больше диаметр D_1 и $\bar{b}_0$. Это объясняется тем, что турбины ГЭС Грэнд Кули имеют существенно меньший напор, а следовательно, должны пропускать больший расход.

Турбины Ингурской ГЭС (рис. 2-30) представляют собой типичный пример высоконапорных радиально-осевых турбин. Они разработаны и созданы ХТГЗ и при расчетном напоре 325 м развивают мощность около 250 МВт. Максимальный напор 404 м. Частота вращения 250 об/мин. Эта конструкция имеет значительно меньшую относительную высоту направляющего аппарата, $\bar{b}_0 = 0{,}46/4{,}5 = 0{,}1$. Форма рабочего колеса здесь также изменилась. Выходной диаметр турбины D_2 меньше входного D_1. Другое важное отличие Ингурской турбины — это применение на верхнем и нижнем ободах рабочего колеса развитых четырехгребешковых лабиринтных уплотнений *6*.

Кроме основных элементов, на рис. 2-30 показаны некоторые монтажные детали, которые остаются в бетоне: это тумбы *1*, клинья *2*, анкеры *3* и талрепы *4*. Некоторые монтажные детали показаны и на других рисунках турбин.

2-7. КОВШОВЫЕ ТУРБИНЫ

Ковшовые турбины относятся к классу активных турбин и по устройству и условиям работы отличаются от всех рассмотренных выше реактивных турбин (дополнительно — см. [55]). Принципиаль-

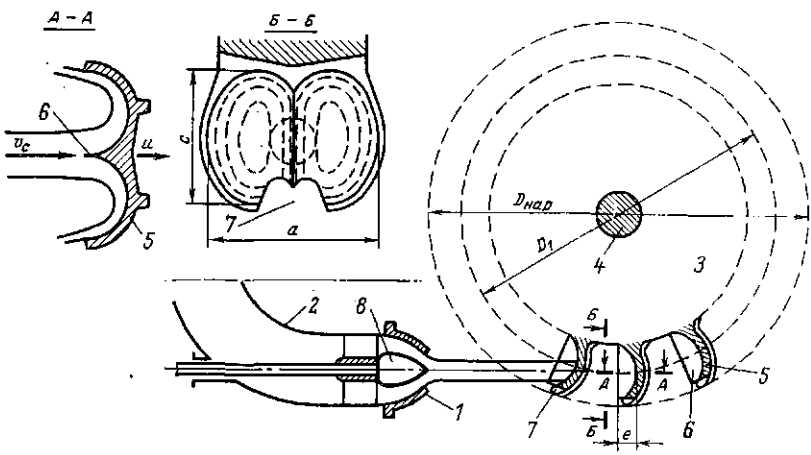


Рис. 2-31. Схема ковшовой турбины.

ная схема ковшовой турбины (за границей ее называют турбиной Пельтона, иногда свободноструйной) показана на рис. 2-31. Основными ее элементами являются сопло *1*, к которому вода подводится по трубопроводу *2*, и рабочее колесо *3*, насаженное на вал *4*. Сопло и рабочее колесо установлены выше уровня воды, так что рабочее колесо вращается в воздухе.

Из сопла выбрасывается струя воды со скоростью v_c под действием напора H, определяемой зависимостью

$$v_c = \varphi\sqrt{2gH}. \qquad (2\text{-}5)$$

Коэффициент скорости φ равен 0,98—0,99. Если учесть диапазон напоров, при которых используются ковшовые турбины (см. рис. 2-1), то видно, что скорость v_c получается очень большой. Так, при напоре $H = 600$ м скорость $v_c = 105$ м/с, а при $H = 1500$ м скорость $v_c = 165$ м/с.

Рабочее колесо *3* состоит из диска с рабочими лопастями *5*, похожими на ковши по форме (отсюда название «ковшовая»). Общее

число лопастей 12—40. Каждая лопасть состоит из двух криволинейных поверхностей, разделенных ножом *6* (сечение *А-А* и вид *Б-Б*). Рабочее колесо устанавливается таким образом, что ножи совпадают с осью струи. Чтобы устранить при вращении удар тыльной стороны лопасти о струю, в лопасти предусматривается специальная прорезь *7*.

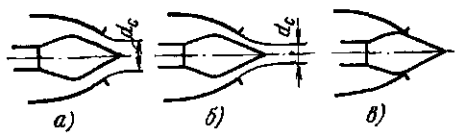


Рис. 2-32. Регулирование расхода иглой.

При натекании на лопасть струя делится ножом на две равные части и каждая обтекает криволинейную поверхность и за счет изменения как скорости воды, так и ее направления создается давление на лопасть и образуется момент рабочего колеса, вращающий его вместе с валом. Поскольку вода натекает на лопасти с большой скоростью, предъявляются очень высокие требования к точности и чистоте обработки их поверхности.

Мощность, развиваемую ковшовой турбиной, регулируют за счет изменения расхода. Для этого служит игла *8*.

Работа иглы иллюстрируется рис. 2-32. Когда игла вдвинута внутрь (рис. 2-32, *а*), то сопло работает полным сечением и пропускает наибольший расход (диаметр струи d_c — наибольший). По мере выдвигания иглы (рис. 2-32, *б*) проходное сечение сопла сокращается, уменьшается диаметр струи d_c и соответственно уменьшается пропускаемый расход. Игла может полностью перекрыть сопло (рис. 2-32, *в*), и тогда расход будет равен нулю. При истечении из сопла проявляется эффект сжатия струи, в результате чего диаметр струи d_c меньше диаметра сопла. Размеры лопастей рабочего колеса ковшовой турбины по рис. 2-31 обычно составляют $a = (2{,}8 \div 3{,}6)\, d_c$, $c = (2{,}5 \div 2{,}8)\, d_c$ и $e = (0{,}9 \div 1{,}0)\, d_c$.

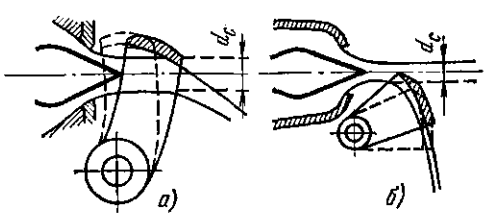


Рис. 2-33. Работа дефлекторов.

Вода к ковшовым турбинам подводится по длинным напорным водоводам, которые могут испытывать дополнительные нагрузки, вызываемые гидравлическим ударом, возникающим при быстром закрытии сопла и уменьшении расхода. В ковшовых турбинах временно можно снизить мощность и без закрытия сопла, т. е. без уменьшения расхода. Для этого нужно отвести струю от лопастей. Такое воздействие на струю осуществляется дефлектором, который выполняется в форме либо отклонителя (рис. 2-33, *а*),

либо отсекателя струи (рис. 2-33, *б*) и устанавливается непосредственно за соплом. Отклонитель струи меняет направление всей струи, отсекатель может изменять направление части или всей струи в зависимости от его хода.

Устройство действует следующим образом. Когда требуется очень быстро уменьшить мощность, развиваемую турбиной, подается импульс на сервомотор, управляющий дефлектором, и он быстро (за 2—3 с) смещается, что и приводит к требуемому уменьшению мощности. Расход при этом сохраняется. Одновременно подается импульс на закрытие иглы, но она движется медленно и соответственно медленно изменяется пропускаемый расход, что исключает возникновение большого гидравлического удара (время полного хода иглы на закрытие 20—40 с). По мере закрытия иглы дефлектор выводится из струи и система приводится в положение нормальной работы.

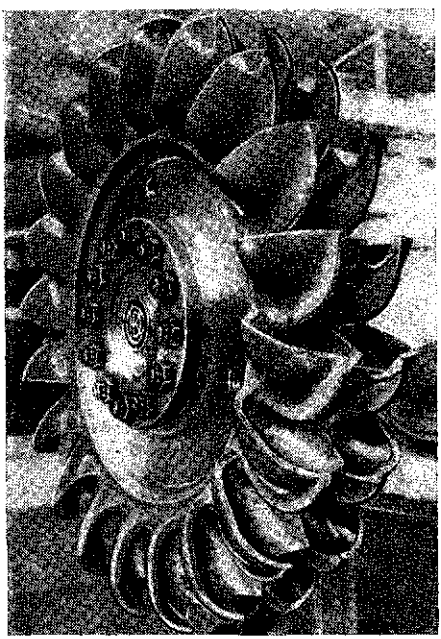


Рис. 2-34. Рабочее колесо ковшовой турбины.

Создание ковшовых турбин связано с целым рядом специфических трудностей. Одной из них является конструкция рабочего колеса и, в частности, система крепления лопастей. Проще изготовить каждую лопасть отдельно, а затем укрепить их на дискеступице. Однако лопасти у ковшовых турбин работают в очень тяжелых условиях. В отличие от реактивных турбин, у которых нагрузка, воспринимаемая лопастями рабочего колеса, от потока в процессе вращения практически не меняется, в ковшовых турбинах лопасть нагружается максимальной силой от давления воды только тогда, когда она проходит через струю, а затем нагрузка снимается. Таким образом лопасти работают в условиях переменной нагрузки, которая вызывает усталостные явления в металле и способствует расшатыванию, расслаблению креплений.

Имеется много различных разъемных креплений лопастей с помощью болтов, шпилек, клиньев, зажимных колец и других приспособлений.

В последнее время стали применять неразъемные цельнолитые и сварнолитые рабочие колеса, чему способствовал прогресс в технике отливки и сварки легированных сталей. В качестве примера на рис. 2-34 показано цельнолитое рабочее колесо ковшовой турбины диаметром 2,69 м. Иногда отливают вместе группу лопастей и тогда собирают обод колеса из трех — шести частей.

Конструктивные формы ковшовых турбин в значительной степени зависят от общего числа сопл, т. е.

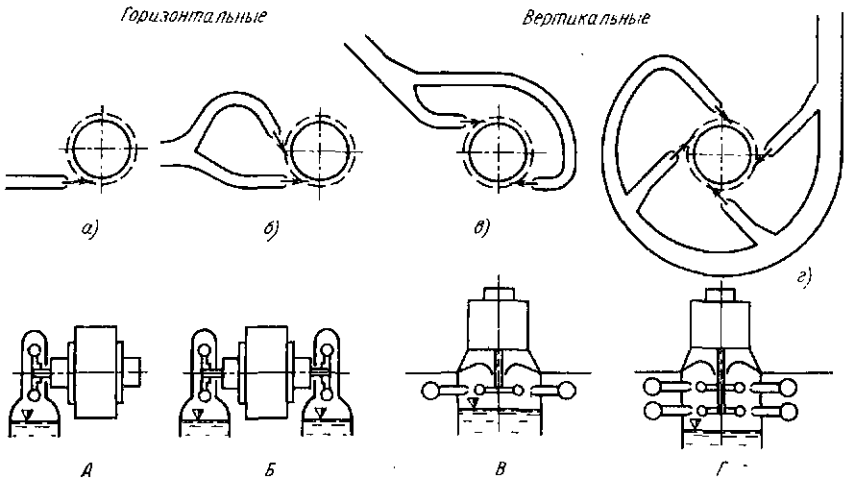


Рис. 2-35. Конструктивные схемы ковшовых турбин.

от числа действующих струй: увеличение их числа приводит к сокращению размеров турбины и повышению частоты вращения, что особо важно для мощных турбин. Наиболее распространенные конструктивные схемы ковшовых турбин показаны на рис. 2-35. По положению вала все турбины делятся на две группы: горизонтальные и вертикальные. Возможен подвод различного числа струй на рабочее колесо. В горизонтальных турбинах используются схемы с одной струей (*а*) и с двумя струями (*б*), которая требует специальной формы разветвления. В вертикальных турбинах, применяя охватывающий (спиральный) водовод, легко осуществить различное число отводов и струй, например две (*в*), четыре (*г*), шесть, а иногда и нечетное их число. Турбина может иметь одно или два рабочих колеса. В горизонтальных агрегатах турбины с одним (*А*) и с двумя (*Б*) рабочими колесами используются часто. В вертикальных агрегатах, как правило, используется турбина с одним рабочим колесом (*В*), но возможна установка и двух рабочих колес (*Г*).

В СССР имеется мало ГЭС с ковшовыми турбинами, поэтому и производство этих турбин ограничено. Наиболее крупными являются созданные ЛМЗ для Татевской ГЭС вертикальные, шестисопловые, рассчитанные на диапазон напоров 576—538 м ковшовые турбины мощностью 54,6 МВт, частотой вращения 500 об/мин.

На рис. 2-36 показана горизонтальная ковшовая турбина ГЭС Чимего (Италия) мощностью 110 МВт (напор 721 м, $D_1 = 3{,}5$ м, $n = 300$ об/мин, $d_c = 0{,}31$ м, имеет два рабочих колеса). Здесь об-

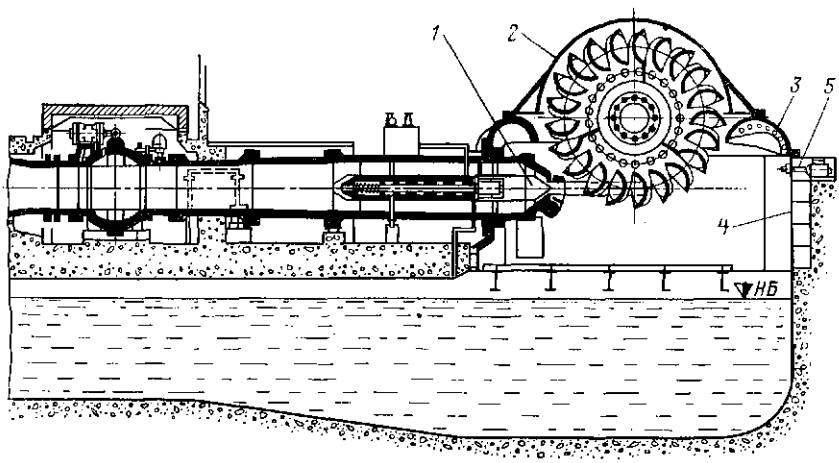


Рис. 2-36. Ковшовая турбина ГЭС Чимего.

ращает на себя внимание прямой подвод воды к соплу и применение капсульного механизма привода регулирующей иглы *1* с размещением сервомотора иглы внутри капсулы, обтекаемой водой. Такая конструкция позволяет снизить потери в подводе, а главное повысить плотность и устойчивость струи, что способствует увеличению к. п. д. турбины. Капсульный привод регулирующих игл сейчас получил широкое распространение. Он применен и в турбинах Татевской ГЭС.

Турбина ГЭС Чимего имеет кожух *2*, закрывающий рабочее колесо. Отражатель *3* препятствует захвату воды и забросу ее в верхнюю часть, что создает дополнительные потери. Против каждого сопла находится мощный стальной щит *4*, который воспринимает на себя удар струи при действии дефлектора. Чтобы при необходимости ускорить остановку турбины, предусмотрено небольшое тормозное сопло *5*, в которое может подаваться вода из трубопровода.

На рис. 2-37 показан современный вертикальный агрегат, установленный на ГЭС Сестримо (Болгария) с ковшовой турбиной, из-

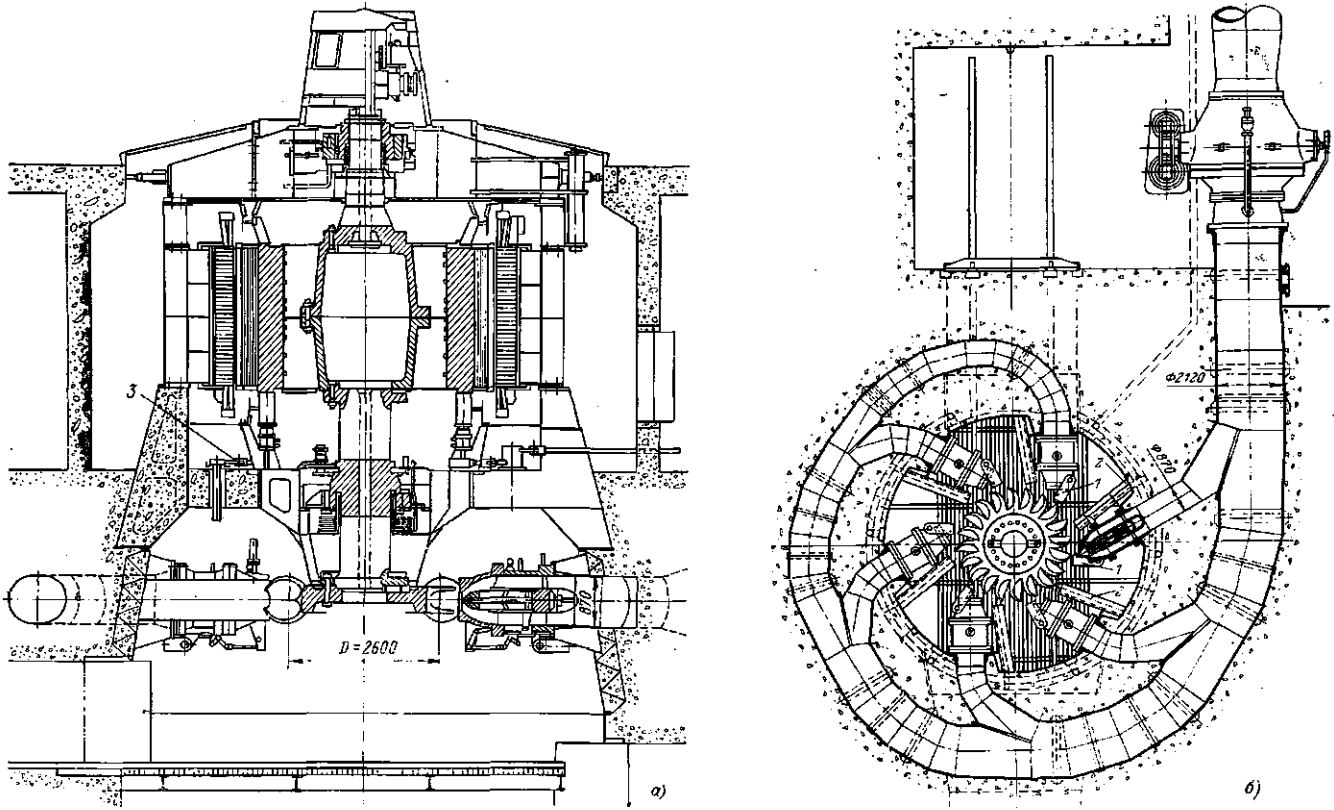


Рис. 2-37. Вертикальный агрегат с ковшовой турбиной ГЭС Сестримо.

готовленной заводом «ЧКД-Бланско» (ЧССР). Это шестисопловая турбина мощностью 135,8 МВт, работающая в диапазоне напоров 501—539 м, имеющая цельнолитое рабочее колесо $D_1 = 2{,}69$ м, $n = 333{,}3$ об/мин, с капсульным приводом регулирующих игл. Здесь: *1* — дефлекторы — отклонители струи и *2* — щиты, воспринимающие удар струи. Управление дефлекторами осуществляется сервомотором с помощью валов, рычагов и тяг *3*. Следует обратить внимание на довольно большие габариты в плане подводящего распределительного водовода, причем максимальная скорость в нем до капсулей составляет около 8 м/с.

2-8. ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

Вал турбины вертикального агрегата воспринимает нагрузку в виде крутящего момента, передаваемого от рабочего колеса ротору генератора, и в виде осевых сил, определяемых весом вращающихся частей (рабочее колесо, сам вал) и гидродинамическими осевыми усилиями на рабочее колесо от потока воды. Таким образом вал в основном работает на кручение и растяжение. В горизонтальных агрегатах вал дополнительно воспринимает и нагрузку от изгибающего момента.

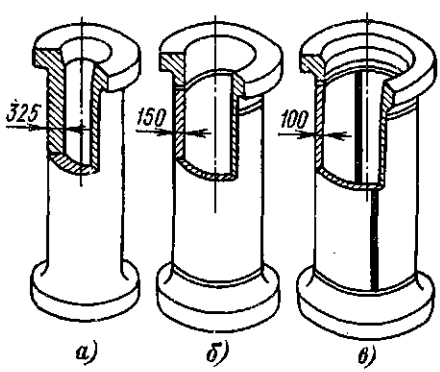


Рис. 2-38. Конструкции валов.

Валы могут быть составными: тогда вал турбины и вал генератора жестко соединяются фланцем (см. рис. 2-1, *а* и *б*), а в случае большой длины и дополнительными промежуточными вставками (см. рис. 2-31). В некоторых случаях агрегат имеет единый вал, как на рис. 2-2, *в*, что способствует уменьшению общей высоты агрегата.

Валы турбин всегда делают полыми. Изготавливаются валы либо цельнокованными вместе с фланцами (рис. 2-38, *а*), либо сварно-литыми (рис. 2-38, *б*) — цилиндрическая часть вала осуществляется в виде поковки из отливки, а литые или кованые фланцы привариваются к цилиндрической части; либо цельносварными (рис. 2-38, *в*) — основная часть вала сваривается из двух полуцилиндров («корыт»), изготовленных из толстых листов проката путем изгиба, а затем к ней привариваются фланцы. Наибольшее распространение получили первые два способа, но цельнокованые валы применяются при сравнительно небольших диаметрах (менее 1400 мм).

Ориентировочно внешний диаметр вала $D_в$, мм, вертикальных агрегатов можно определить по формуле

$$D_в = (105 \div 115)\left(\frac{N}{n}\right)^{0,35}, \qquad (2\text{-}6)$$

где N — максимальная мощность турбины, кВт; n — частота вращения, об/мин. Имеется нормализованный ряд диаметров валов $D_в$, которые от 600 до 1000 мм идут через 50 мм, а для больших значений через 100 мм.

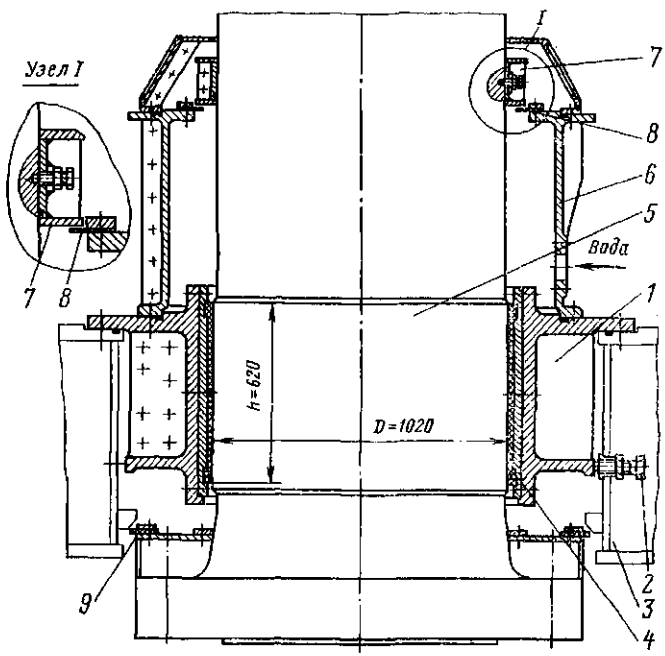


Рис. 2-39. Подшипник с резиновым вкладышем и водяной смазкой.

Подшипники турбин входят в состав единой системы опор вращающихся частей агрегата. В вертикальных агрегатах подшипник турбины направляющий (см. рис. 2-2) и воспринимаемые им радиальные нагрузки могут вызываться несимметрией потока в пределах рабочего колеса, а также неидеальной балансировкой вращающихся частей. С целью уменьшения консольной части вала подшипник турбины стремятся приблизить к рабочему колесу.

Направляющий подшипник является ответственным элементом турбины, и обеспечение надежной его работы представляет важный фактор для бесперебойной эксплуатации агрегата.

В турбинах применяют два вида подшипников: с масляной и водяной смазкой. Наибольшее распространение в СССР получили подшипники с водяной смазкой, в которых рабочей парой являются сталь и резина. Такие подшипники показаны на рис. 2-5, 2-12, 2-26.

Основными деталями подшипника с водяной смазкой (рис. 2-39) являются корпус подшипника *1*, который центрируется распорными болтами *2* и крепится в крышке турбины *3*, и вкладыши *4*, представляющие собой обрезиненные с помощью вулканизации изогнутые по окружности стальные пластины (сегменты). Толщина слоя резины около 20 мм, причем на ее поверхности, прилегающей к валу, делаются продольные канавки с целью обеспечения лучшего поступления воды в зазор между трущимися частями.

В месте расположения подшипника вал защищают от коррозии рубашкой из нержавеющей стали *5*. Подача воды к подшипнику производится по трубопроводу в верхнюю ванну *6*, укрепленную на корпусе подшипника. Ответственной частью являются устройства уплотнения ванны. Здесь показано разработанное ХТГЗ и получившее распространение торцевое резиновое уплотнение (узел *I*), состоящее из насаженного на вал кольца *7*, нижняя часть которого сделана из нержавеющей стали и гибкого резинового кольца *8*, укрепленного на крышке ванны. За счет давления воды резиновое кольцо прижимается к стальному и уплотняет зазор. Кроме того, в нижней части предусматриваются еще и ремонтные уплотнения *9*, которые запираются во время ремонта подшипника. Это уплотнение особо важно, когда турбина установлена с большим заглублением под уровень нижнего бьефа (см. рис. 2-4).

Преимуществами подшипников с водяной смазкой являются их простота, отсутствие необходимости защищать их от попадания воды со стороны рабочего колеса турбины во время работы, их надежность и долговечность. Однако последнее обеспечивается только при непрерывной подаче смазочной воды с давлением не ниже 0,15—0,20 МПа (1,5—2 кгс/см^2) и при условии отсутствия в воде абразивных частиц (содержание массы твердых частиц в воде, поступающей в подшипник, не должно превышать 0,1 г/л). Следует учитывать, что в подшипнике вода не только создает весьма малый коэффициент трения между валом и вкладышами (в зависимости от удельного давления и окружной скорости 0,05—0,005), но и служит для охлаждения, что особенно важно, поскольку резина имеет малую теплопроводность. Поэтому при прекращении подачи воды температура вкладышей очень быстро поднимается и они могут выходить из строя.

Подшипник с жидкой масляной смазкой (самосмазывающийся) хорошо виден на рис. 2-30. Он состоит из корпуса *7*, расположенного в ванне *8*, закрепленного на крышке турбины, и залитых баббитом колодок-сегментов *9*, которые опорными болтами *10* при-

жимаются к направляющему поясу вала *11* (баббит — сплав из олова, свинца, сурьмы, меди и других металлов, коэффициент трения пары сталь — баббит 0,01—0,005 при совершенной смазке). Ванна *8* заполнена маслом («турбинное»), что обеспечивает надежную смазку. С целью поддержания температуры масла в допустимых пределах предусматриваются охладители в виде змеевиков, по которым протекает вода (на рисунке не показаны). Здесь чрезвычайно ответственным элементом является уплотнение *12*, которое должно предотвращать попадание воды в подшипник.

Подшипники с масляной смазкой применяются, когда трудно обеспечить подачу чистой воды для смазки, а также в других случаях, когда это обосновано условиями эксплуатации и конструкции турбины.

2-9. РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБИНЫ

Гидравлические двигатели, по всей видимости, были первыми механическими двигателями, изобретенными человеком. Это были различного вида водяные колеса — верхненаливные, средненаливные, нижнебойные и другие, которые применялись очень долго, вплоть до середины XIX в., а кое-где работают и сейчас. Иногда эти машины-сооружения достигали удивительно больших размеров и развивали огромную по тому времени мощность. Например, средненаливное колесо Кренгольмской мануфактуры на Нарве имело диаметр 9,15 м, ширину 7,6 м и развивало мощность 450 л. с. Оно работало до 1874 г. Диаметр водяных колес, построенных К. Д. Фроловым в 1765—1787 г. на заводах Урала и Алтая, достигал 16—19 м. Основным недостатком этих машин являлась их громоздкость и тихоходность — число оборотов составляло 4—10 в мин.

Гидравлические машины, действующие за счет реакции жидкости — гидротурбины, созданы сравнительно недавно. В 50-х годах XVIII в. Л. Эйлер, исследуя появившиеся в то время колеса Сегнера, разработал теоретические основы действия реактивных гидромашин, которые имеют большое значение и сейчас. Однако первые пригодные для практического использования турбины были созданы во Франции Фурнейроном в 1827—1834 гг., а в России Н. Е. Сафоновым в 1837 г. Это были центробежные турбины с неподвижными направляющими лопатками, в которых вода перемещалась от центра к периферии. Далее прогресс водяных турбин идет довольно быстро. В 1847—1849 гг. английский инженер Френсис, работавший в США, конструктивно усовершенствовал реактивную турбину, поместив направляющий аппарат так, что он охватывал рабочее колесо и поток двигался от периферии к центру (центростремительная турбина). Такая схема оказалась очень удобной и широко применяется до настоящего времени. Предложенная в 1880 г. первая ковшовая турбина была весьма примитивна, однако довольно быстро она была усовершенствована и приобрела близкие к современным формы. Но регулирование расхода с помощью иглы было запатентовано Доблем только в 1900 г.

Процесс совершенствования турбин продолжается и в XX в. Наибольшее значение имело изобретение Виктора Каплана (Чехословакия), который в 1913 г. предложил систему поворотно-лопастной турбины с двойным регулированием, позволяющую улучшить энергетические показатели, и в 1917 г. получил на нее патент. Первая поворотно-лопастная турбина Каплана диаметром 0,6 м была пущена 26 марта 1919 г. на установке в Велме (напор 3 м). Значительные преимущества поворотно-лопастных турбин Каплана

перед турбинами Френсиса, особенно при малых напорах, способствовали быстрому их совершенствованию и широкому распространению.

Для строительства низконапорных установок большое значение имело создание в 50-х годах капсульных агрегатов с осевыми турбинами. Первоначально в этой области много было сделано во Франции в связи с планами строительства крупных приливных электростанций (ПЭС). Капсульные агрегаты мощностью по 10 МВт установлены на ПЭС Ранс. В последующие годы большие работы были проведены в СССР, в результате чего были созданы крупные капсульные агрегаты, установленные на Череповецкой, Киевской, Каневской и других ГЭС. ЛМЗ разработал и выпустил самые мощные в мире капсульные агрегаты по 40 МВт с турбинами диаметром 7,5 м.

В 1950 г. проф. В. С. Квятковский (СССР) предложил использовать новый вид поворотно-лопастных турбин — диагональных, а в 1952 г. в Великобритании аналогичное предложение было сделано Дериазом. Эти турбины благодаря преимуществам двойного регулирования получают все большее распространение. Первая диагональная поворотно-лопастная гидромашина была пущена в 1957 г. на ГАЭС Адам-Бек в Канаде. Затем эти машины создаются и в других странах, особенно в Японии.

В СССР ведутся интенсивные исследования диагональных турбин, которыми руководит проф. В. С. Квятковский. Конструктивные разработки выполнялись ЛМЗ. Первая опытная диагональная турбина была пущена на Бухтарминской ГЭС в 1965 г. (мощность 77 МВт, напор 61 м), а в 1975 г. на Зейской ГЭС введены в эксплуатацию самые мощные в мире диагональные турбины, созданные ЛМЗ.

Начиная со второй половины XIX в. производство турбин быстро развивается. Создаются фирмы, которые выпускают турбины. Это «Фойт» в Австрии и Германии, «ЭшерВисс» и «Шарми» в Швейцарии, «Рива» в Италии, КМВ и «Нохаб» в Швеции, «Аллис-Чалмерс» в США, «Хитачи» и «Ташиба» в Японии, «ЧКД-Бланско» в ЧССР, «Нэйрпик» во Франции. В России производство турбин было весьма ограниченным (имелся завод Г. Пирвица) и лишь после Великой Октябрьской социалистической революции начала развиваться индустрия гидротурбиностроения. Сейчас советское гидротурбиностроение, ведущими предприятиями которого являются ЛМЗ имени XXII съезда КПСС и ХТГЗ имени С. М. Кирова, занимает передовое место в мире.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

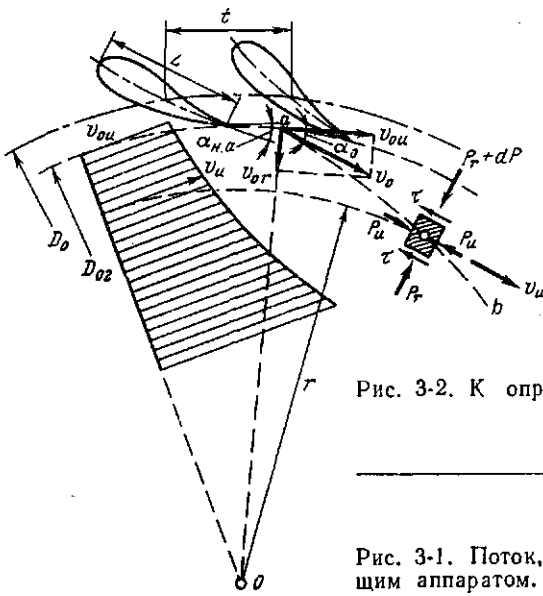
ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН

3-1. ПОТОК, СОЗДАВАЕМЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Во всех реактивных турбинах поступающий на рабочее колесо поток формируется направляющим аппаратом, представляющим собой круговую решетку профилей (лопаток), что хорошо видно на рис. 2-6 и 2-27.

Характерными показателями круговой решетки является форма профилей и густота решетки. Профиль лопатки бывает симметричным (см. рис. 2-8), когда средняя линия профиля прямая, и несимметричной, когда средняя линия искривлена (рис. 3-1). Как видно из рис. 3-1, расстояние между смежными профилями по средним линиям t — шаг решетки, а длина хорды L — длина профиля. Отношение L/t — показатель густоты решетки. Поскольку лопатки

направляющего аппарата должны обеспечивать полное закрытие турбины (см. рис. 2-14), то всегда $L/t > 1$, обычно около 1,1. Таким образом, направляющий аппарат представляет собой достаточно «густую» решетку, у которой при выходе на диаметре D_{02} направление скоростей жидкости v_0 близко к направлению выходных кромок лопаток $\alpha_0 = \alpha_{н.а}$ (рис. 3-1).



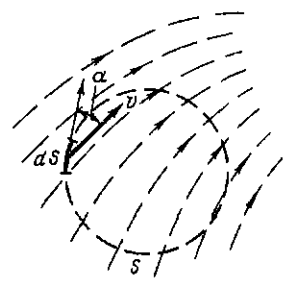


Рис. 3-2. К определению циркуляции.

Рис. 3-1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом.

Для радиального направляющего аппарата, который применяется в большинстве реактивных турбин, при данном расходе Q средняя скорость

$$v_0 = \frac{Q}{\pi D_{02} b_0 \sin \alpha_0}. \qquad (3\text{-}1)$$

Эту скорость можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие: радиальную v_{0r}, направленную по радиусу,

$$v_{0r} = v_0 \sin \alpha_0, \qquad (3\text{-}1')$$

которая при данных размерах направляющего аппарата целиком определяется расходом $Q = v_{0r} \pi D_{02} b_0$, и окружную v_{0u}, направленную по касательной,

$$v_{0u} = v_0 \cos \alpha_0. \qquad (3\text{-}1'')$$

Наличие v_{0u} указывает на то, что поток за направляющим аппаратом «закручен» относительно оси *0*.

«Закрученность» потока определяется так называемой циркуляцией Г, которая в общем случае выражается формулой

$$\Gamma = \int_S v \cos(\widehat{\mathbf{v}\,\mathbf{dS}})\, dS. \tag{3-2}$$

Здесь S — замкнутый контур, проведенный внутри потока (рис. 3-2), и $\widehat{\mathbf{vdS}}$ — угол α между направлениями v и dS. Из формулы видно, что циркуляция Г измеряется в м²/с. Для осредненного потока за направляющим аппаратом на выходном диаметре D_{02} циркуляция равна:

$$\Gamma_0 = \pi D_{02} v_0 \cos\alpha_0. \tag{3-2'}$$

Отсюда следует, что *направляющий аппарат создает циркуляцию потока* Γ_0.

В пространстве между концами направляющих лопаток и входными кромками лопастей рабочего колеса (иногда его называют «предколесное» пространство) жидкость движется свободно, а траекторией частиц являются кривые a — b на рис. 3-1. Важно установить, как при этом изменяется скорость. Выделим на этой траектории элементарную массу m на радиусе r. Используем известный закон механики о моменте количества движения; для выделенной массы производная по времени от момента количества движения относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту массу относительно той же оси. Этот закон представляется формулой

$$\frac{d(mv_u r)_0}{dt} = \sum M_0, \tag{3-3}$$

в которой m — масса жидкости выделенного объема; v_u — окружная компонента скорости; r — радиус; $\sum M_0$ — сумма моментов внешних сил, действующих на выделенную массу, относительно оси 0.

Рассмотрим на рис. 3-1 внешние силы. Давления, имеющие радиальное направление P_r и $P_r + dP$, момента относительно центра 0 не образуют. Давления на торцевые поверхности P_a в условиях осредненного потока равны и также не дают момента относительно 0. Остаются касательные усилия τ от трения жидкости, но из-за малости их можно не учитывать. В итоге получаем, что при свободном движении жидкости следует принять $\sum M_0 = 0$, а это значит, что

$$\frac{d(mv_u r)}{dt} = 0 \quad \text{или} \quad mv_u r = \text{const}.$$

Отсюда вытекает чрезвычайно важная зависимость

$$\boxed{v_u r = \text{const},} \tag{3-4}$$

определяющая условия свободного движения жидкости и называемая законом постоянства момента скорости.

Зависимость (3-4) показывает, что по мере приближения к оси *0* окружная составляющая скорости возрастает и на радиусе *r*

$$v_u = v_{0u}\frac{0{,}5D_{02}}{r},$$

т. е. эпюра v_u (r) представляет собой гиперболу (рис. 3-1). С учетом того, что $\Gamma = 2\pi r v_u$, из (3-4) вытекает условие постоянства циркуляции при свободном движении жидкости

$$\boxed{\Gamma = \Gamma_0 = \text{const}.} \qquad (3\text{-}4')$$

Следовательно, в *пространстве между направляющим аппаратом и рабочим колесом турбины циркуляция, созданная направляющим аппаратом, сохраняется.*

3-2. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Преобразование энергии жидкости в механическую энергию на валу осуществляется в рабочем колесе за счет взаимодействия потока с лопастями рабочего колеса, представляющего собой вращающуюся решетку профилей.

При исследовании движения жидкости в рабочем колесе это движение рассматривается как сложное, состоящее из двух движений: относительного и переносного. Относительное движение жидкости фиксируется «наблюдателем», находящимся на рабочем колесе (картина относительного движения может быть получена на фотографии, если ее снять фотоаппаратом, вращающимся вместе с рабочим колесом). Переносное движение определяет движение самого рабочего колеса и его лопастей. В турбинах — это всегда вращение. Сумму относительного и переносного движений называют абсолютным движением.

Если обозначить вектор скорости относительного движения **w** и скорости переносного движения **u**, то вектор абсолютной скорости **v** определится векторной суммой:

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \mathbf{w}. \qquad (3\text{-}5)$$

Отсюда следует, что *соотношения между* **v**, **u** и **w** *устанавливаются параллелограммом или треугольником скоростей.*

Рассмотрение конструкций турбин показывает, что формы рабочих колес разных видов турбин, а у одного вида для различных напоров, существенно изменяются. Поэтому необходимо устаиовить некоторые общие принципы определения геометрических

характеристик различных рабочих колес, позволяющих осуществлять построение параллелограммов скоростей.

Как наиболее общий случай рассмотрим рабочее колесо радиально-осевой турбины. На меридианное сечение турбины (рис. 3-3) спесены все точки входной кромки лопастей, обозначенные индексом *1*, и точки выходной кромки, обозначенные индексом *2*. Поток, выходящий из направляющего аппарата, разделим на несколько равных по площади и высоте слоев (в данном случае их 6) и траекторию каждого слоя в колесе также снесем на меридианную плоскость. Получим кривые линии (пунктирные), причем поверхности вращения каждой такой линии представляют собой поверхности тока, т. е. поверхности, которые не пересекаются движущейся жидкостью (движение представляется слоистым).

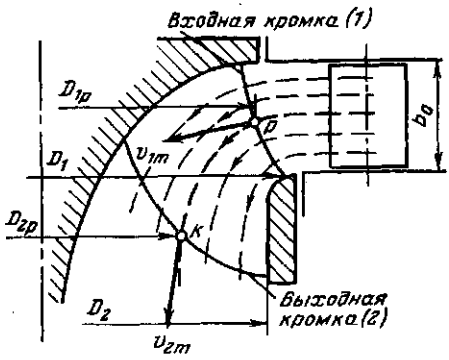


Рис. 3-3. Меридианный поток в радиально-осевой турбине.

Таким образом, кривые линии на меридианной плоскости являются сечениями поверхностей тока. Очевидно, чтобы установить полную картину потока в рабочем колесе, нужно рассмотреть течение по всем меридианным поверхностям тока. Но с целью упрощения можно выделить одну, наиболее характерную кривую, например среднюю $p—k$, и по ней проанализировать условия течения.

Представим себе сечение лопастей рабочего колеса средней поверхностью тока (кривая $p—k$). Это будут некоторые пространственные формы. Для удобства построений эти сечения сносятся на плоскость, причем сохраняются фактические значения углов (если линия $p—k$ близка к прямой, то это можно осуществить путем развертки конического или цилиндрического сечения, если криволинейна, то отображением). Практическое использование описанного способа будет ясно из дальнейшего рассмотрения конкретных случаев.

Сечение рабочего колеса радиально-осевой турбины показано на рис. 3-4, *а*. Здесь D_{1p} и D_{2p} — расчетные диаметры входной *1* и выходной *2* кромки лопасти (как видно из рис. 3-3, эти диаметры меньше номинального входного D_1 и выходного D_2). Направление лопастей рабочего колеса в данной точке определяется углом δ между касательной к средней линии профиля лопасти, проведенной в сторону течения жидкости, и нормалью к радиусу, проведенной в сторону, обратную вращению колеса.

Условия работы турбины (режим) задаются двумя параметрами: расходом Q и частотой вращения n рабочего колеса. При заданных размерах рабочего колеса это дает возможность определить компоненты параллелограммов скоростей.

Переносная окружная скорость u выражается формулой

$$u = \frac{\pi D n}{60}. \tag{3-6}$$

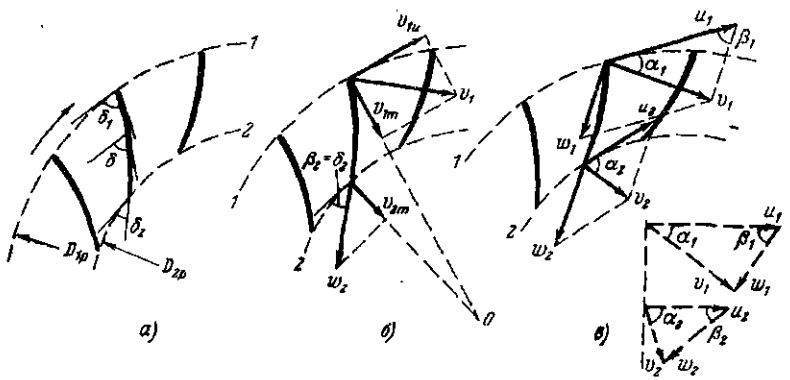


Рис. 3-4. Построение параллелограммов и треугольников скоростей в рабочем колесе радиально-осевой турбины.

Проекция вектора абсолютной скорости на меридианную плоскость — меридианная составляющая v_m (на рис. 3-3 показаны v_{1m} и v_{2m}) приближенно может быть найдена из соотношения

$$v_m = \frac{Q}{F_l}, \tag{3-7}$$

где F_l — суммарная площадь потока в колесе, нормальная к поверхностям тока.

Другие необходимые компоненты берутся в зависимости от рассматриваемого сечения. Например, во входном сечении *1* рабочего колеса радиально-осевой турбины $F_1 = \pi D_{1p} b_p$, где b_p — высота входного отверстия колеса, и по (3-7)

$$v_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1p} b_p}. \tag{3-8}$$

Окружная составляющая v_{1u} зависит от условий выхода потока из направляющего аппарата и по (3-4) будет равна:

$$v_{1u} = v_{0u} \frac{D_{0a}}{D_{1p}}. \tag{3-9}$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо представляется векторной суммой (рис. 3-4, б)

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_{1m} + \mathbf{v}_{1u}. \tag{3-10}$$

Зная $\mathbf{v}_1$ и по (3-6)

$$u_1 = \frac{\pi D_{1p} n}{60},$$

строим параллелограмм скоростей и определяем $\mathbf{w}$ (рис. 3-4, в).

Форма входного параллелограмма скоростей зависит от угла α_1 между u_1 и v_1 и β_1 между u_1 и w_1. Часто вместо параллелограмма строят треугольник скоростей (изображен пунктиром).

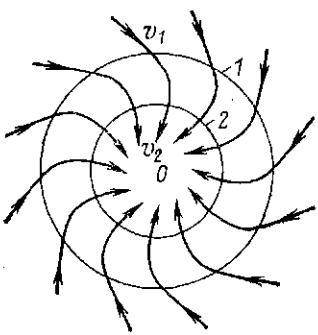


Рис. 3-5. Траектории абсолютного движения жидкости в радиально-осевой турбине.

В выходном сечении рабочего колеса 2:

$$u_2 = \frac{\pi D_{2p} n}{60} \quad \text{и} \quad v_{2m} = \frac{Q}{F_2}.$$

Кроме того, поскольку решетка лопастей рабочего колеса весьма густая, то можно приближенно считать, что относительная скорость направлена по касательной к лопасти, т. е.

$$\beta_2 = \delta_2. \tag{3-11}$$

Из этого условия согласно (рис. 3-4, б)

$$w_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \delta_2}. \tag{3-12}$$

Имея $\mathbf{u}_2$ и $\mathbf{w}_2$, согласно (3-5) строится параллелограмм, как показано на рис. 3-4, в, и находится $\mathbf{v}_2$. Форма выходного параллелограмма определяется углами α_2 и β_2. Треугольник скоростей изображен пунктиром.

Можно построить треугольники скоростей не только для входного и выходного сечений, но и для промежуточных. Эти треугольники определят соответственные векторы $\mathbf{v}_i$, и по ним можно провести траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе. Вид таких траекторий показан на рис. 3-5.

Следует обратить внимание на весьма важный вывод, что *форма траекторий абсолютного движения не зависит от значения скорости v, а определяется только ее направлением*. Если крышка и обод рабочего колеса турбины были бы прозрачными, то форму траекторий абсолютного движения можно было бы получить на фотографии, снятой неподвижным фотоаппаратом.

У осевых турбин поверхности тока в рабочем колесе близки к цилиндрическим (рис. 3-6, а), т. е. $D_{1p} = D_{2p} = D_p$, расчетный диаметр можно вычислить как средний по площади

$$D_p = \sqrt{0{,}5\left(D_1^2 + d_{вт}^2\right)}. \tag{3-13}$$

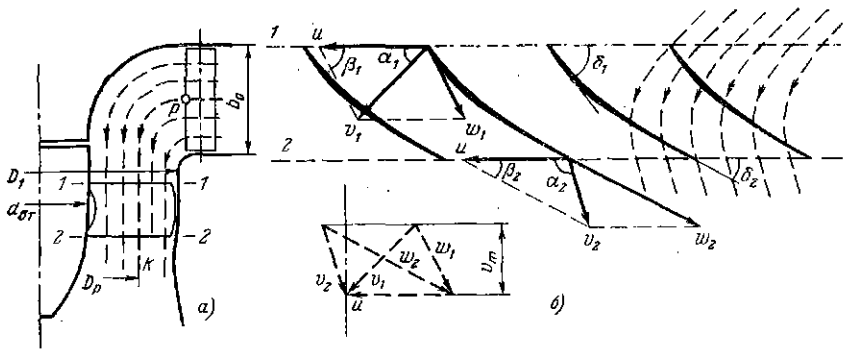


Рис. 3-6. Поток в осевой турбине.

Развертка цилиндрического сечения рабочего колеса показана на рис. 3-6, б. Особенность состоит в том, что

$$u_1 = u_2 = u = \frac{\pi D_p n}{60} \quad \text{и} \quad v_{1m} = v_{2m} = v_m = \frac{4Q}{\pi\left(D_1^2 - d_{вт}^2\right)}.$$

Скорость на входных кромках *1* определяется как векторная сумма

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_{1m} + \mathbf{v}_{1u},$$

причем $\mathbf{v}_{1u}$ находится по (3-9). Абсолютная скорость $\mathbf{v}_2$ строится по (3-5) с учетом (3-11) и (3-12). Полученные в результате параллелограммы скоростей показаны на рис. 3-6, б. Треугольники скоростей на входной и выходной кромках совмещены (показаны пунктиром), поскольку они имеют одинаковые основание u и высоту v_m. Здесь же справа пунктирными линиями показаны траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе.

3-3. РЕЖИМ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Приведенный в § 3-2 способ построения параллелограммов (треугольников) скоростей показывает, что для данного рабочего колеса при неизменном открытии направляющего аппарата ($\alpha_0 =$ = const) форма параллелограммов скоростей, определяемая углами α и β, зависит от частоты вращения n и расхода Q.

Рассмотрим , как эти параметры влияют на течение. Пусть расход Q сохраняется, а изменяется частота вращения n. При этом на входных кромках *1* лопастей рабочего колеса v_1 будет сохранять неизменное значение, так как согласно (3-10) v_1 не зависит от n. Изменяться будут только u_1 и w_1, как показано на рис. 3-7, *а*. Из построения видно, что вектор относительной скорости $\mathbf{w}_1$ меняет свое направление. При малой частоте вращения он отклоняется в сторону вращения $\beta_1' > \delta_1$, а при большой — в противоположную

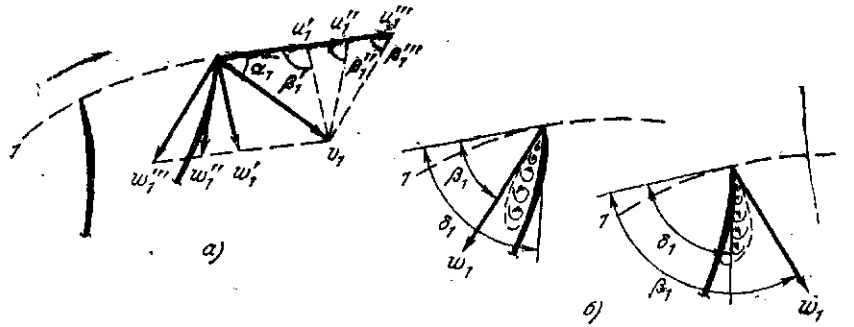


Рис. 3-7. Течение на входных кромках лопастей рабочего колеса.

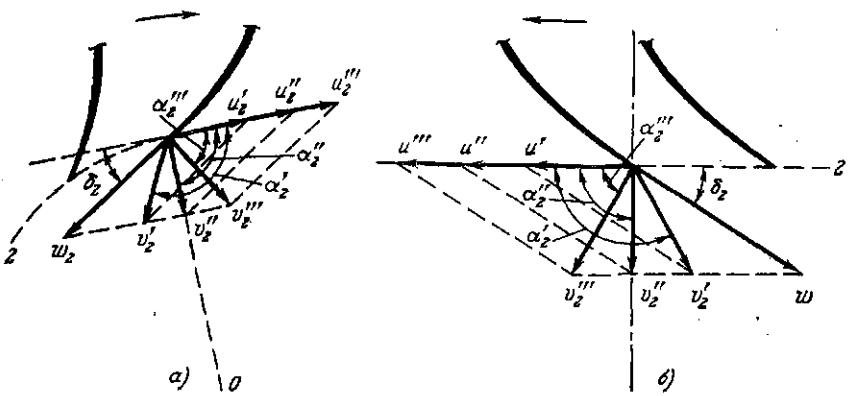


Рис. 3-8. Течение на выходных кромках лопастей рабочего колеса.

сторону $\beta_1''' < \delta_1$. Когда $\beta_1 \gtrless \delta_1$, натекание жидкости на входную кромку лопасти происходит под углом, что, как показано на рис. 3-7, б, сопровождается образованием вихревых зон, создающих дополнительные потери энергии (потери на удар). *Наиболее благоприятным является режим безударного входа, когда* $\beta_1 = \delta_1$.

На выходных кромках 2 относительная скорость w_2 согласно (3-12) зависит только от расхода Q и угла δ_2, т. е. не зависит от n. Однако поскольку u_2 пропорционально n, то по (3-5) абсолютная скорость v_2 будет зависеть и от n. Эту зависимость легко проследить по параллелограммам скоростей на выходных кромках рабочего колеса радиально-осевой (рис. 3-8, *а*) и осевой турбины (рис. 3-8, б). Они показывают, что с ростом n и u_2 угол α_2 уменьшается и вектор v_2 поворачивается в сторону вращения. При этом можно отметить следующее:

1. Хотя расход постоянен, значение скорости v_2 зависит от n и минимальное ее значение соответствует условию, при котором вектор v_2 лежит в меридианной плоскости (направлен к центру или параллелен оси вращения), т. е. когда $\alpha_2 = 90°$.

2. В общем случае поток за рабочим колесом имеет закрученность (циркуляция $\Gamma_2 \neq 0$), причем если $\alpha_2 < 90°$, то направление крутки потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса, если же $\alpha_2 > 90°$, то поток вращается в обратном направлении. Только при $\alpha_2 = 90°$ циркуляция $\Gamma_2 = 0$.

Режим, соответствующий условию $\alpha_2 = 90°$, когда v_2 минимально, а $\Gamma_2 = 0$, называют режим нормального выхода. Поскольку потери на выходе из рабочего колеса в общем пропорциональны v_2, то режим работы турбины, близкий к режиму нормального выхода, дает наименьшие потери, т. е. является наиболее благоприятным.

Режим, при котором одновременно удовлетворяются и условия безударного входа и нормального выхода, дает минимальные потери, т. е. наивысший к. п. д. турбины. Такой режим называют оптимальным.

3-4. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ТУРБИНЫ

Для определения силовых и энергетических показателей потока в рабочем колесе применим закон момента количества движения в форме (3-3), который уже использовался.

В качестве общего случая рассмотрим рабочее колесо радиально-осевой турбины, меридианное сечение которого показано на рис. 3-9. Выделим ограничивающими (контрольными) поверхностями, проходящими перед входными кромками *1* и за выходными кромками *2*, а также поверхностями верхнего и нижнего обода объем, заключающий в себе все лопасти рабочего колеса.

Для установившегося осредненного потока внутри выделенного объема $v_u r$ не изменяется во времени и, следовательно, $d(v_u r)$ равно разности $v_{1u}r_1 - v_{2u}r_2$. Протекающая через рабочее колесо за время dt масса жидкости

$$m = \rho Q\, dt.$$

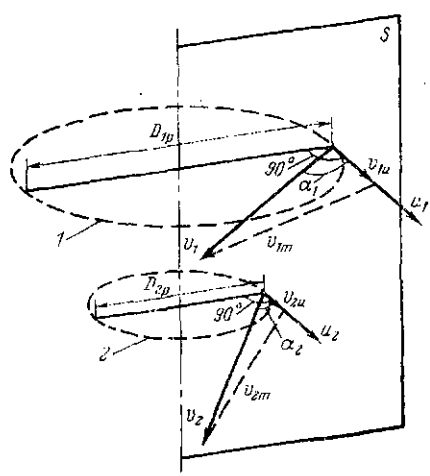


Рис. 3-9. Скорости на входной и выходной кромках лопастей рабочего колеса.

S — меридианное сечение.

В этих условиях закон момента количества движения вместо (3-3) представляется формулой

$$\frac{d(mv_u r)}{dt} = \rho Q(v_{2u}r_2 - v_{1u}r_1) = \sum M_0. \qquad (3\text{-}14)$$

Сумма моментов относительно оси вращения внешних вил $\sum M_0$, действующих на выделенный объем жидкости, определяется следующим образом. Момент от сил давления на поверхности вращения *1* и *2* и поверхности ободов равен нулю. Силы веса также не дают момента, так как центр их приложения совпадает с осью. Остаются силы трения по ограничивающим поверхностям и силы давления и трения жидкости на лопастях. Обе группы сил дают момент относительно оси, но первую из-за малости можно не учитывать, и остается момент, воздействующий на жидкость со стороны лопастей рабочего колеса M. Искомый же момент, создаваемый жидкостью на лопастях, будет равен $-M$.

В итоге по (3-14), раскрывая значения v_{1u} и v_{2u}, а также заменяя r на $D/2$, получаем:

$$M = \rho Q(0{,}5D_{1p}v_1\cos\alpha_1 - 0{,}5D_{2p}v_2\cos\alpha_2). \qquad (3\text{-}15)$$

Используя выражения средней циркуляции, аналогичные (3-2)

$$\Gamma_1 = \pi D_{1p}v_1\cos\alpha_1 \quad \text{и} \quad \Gamma_2 = \pi D_{2p}v_2\cos\alpha_2, \qquad (3\text{-}16)$$

можно выразить момент рабочего колеса через разность средних циркуляций на входе и выходе

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi}(\Gamma_1 - \Gamma_2). \qquad (3\text{-}17)$$

Последняя формула особенно наглядна. Она показывает, что *на рабочем колесе возникает крутящий момент только в том случае, когда оно воздействием своих лопастей меняет циркуляцию потока.* Следует отметить, что согласно (3-4) циркуляция на входе равна циркуляции, создаваемой направляющим аппаратом, т. е. $\Gamma_1 = \Gamma_0$.

Знак Γ принимается положительным, если $v\cos\alpha$ совпадает с направлением окружной скорости u.

Зная момент и задавая угловую скорость рабочего колеса, можно определить развиваемую им мощность

$$N_{р.к} = M\omega. \qquad (3\text{-}18)$$

Здесь M — в Н·м, ω — в 1/с, $N_{р.к}$ — в Вт. В то же время известно, что мощность турбины выражается формулой (1-19). Это позволяет составить равенство

$$M\omega = \rho g Q H \eta_г,$$

где H — напор турбины; $\eta_г$ — гидравлический к. п. д.

Подставляя в эту формулу M по (3-15) и учитывая, что $\omega 0{,}5D_{1р} = u_1$ и $\omega\, 0{,}5D_{2р} = u_2$ — окружные скорости, получаем:

$$H\eta_г = \frac{1}{g}(u_1 v_1 \cos\alpha_1 - u_2 v_2 \cos\alpha_2). \qquad (3\text{-}19)$$

Используя формулу (3-17), приходим к другой форме выражения

$$H\eta_г = \frac{\omega}{g \cdot 2\pi}(\Gamma_1 - \Gamma_2). \qquad (3\text{-}20)$$

Формулы (3-19) и (3-20) представляют собой основное уравнение турбин, или уравнение Эйлера. Левая часть $H\eta_г$ — энергия в Дж, полученная рабочим колесом от жидкости весом в 1Н, прошедшей через лопастную систему рабочего колеса. Правая часть содержит кинематические параметры потока при входе на рабочее колесо и после выхода из него.

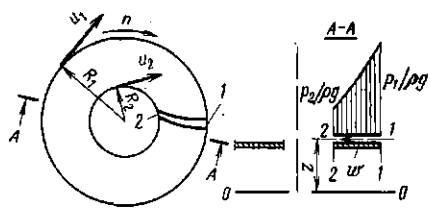


Рис. 3-10. К уравнению Бернулли для относительного движения.

Таким образом *основное уравнение дает связь между энергетическими и кинематическими параметрами в турбине.*

Из уравнения Эйлера в форме (3-20) можно сделать важные выводы.

1. Выше отмечалось, что наиболее благоприятный по к. п. д. режим работы близок к условиям нормального выхода, когда циркуляция $\Gamma_2 = 0$ или мала. $\Gamma_1 = \Gamma_0$ — циркуляции, создаваемые направляющим аппаратом. Отсюда можно определить требуемое значение Γ_0 в зависимости от H и ω.

2. В процессе прохождения воды через рабочее колесо турбины циркуляция потока должна убывать. Следовательно, рабочее колесо «срабатывает» циркуляцию, созданную направляющим аппаратом.

Представляет интерес другой вывод уравнения Эйлера, позволяющий несколько глубже понять механизм преобразования энергии рабочим колесом турбины, а именно вывод, основанный на уравнении Бернулли. Однако в данном случае нужно использовать уравнение Бернулли, записанное для относительного движения. Представим себе, что имеется диск, вращающийся с частотой n, об/мин (рис. 3-10), на котором укреплена трубка *1—2*. По трубке от сечения *1* к сечению *2* движется жидкость со скоростью w (относительно трубки). В данном случае уравнение Бернулли для плоскости сравнения *0—0* имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_{1\text{-}2}. \qquad (3\text{-}21)$$

Здесь $h_{1\text{-}2}$ — потери напора на участке *1-2*; u_1 и u_2 — окружные скорости (переносные).

Особенность состоит в том, что в рассматриваемых условиях удельная энергия жидкости при движении вдоль трубки может убывать или возрастать в зависимости от изменения переносной скорости u_1 и u_2. Это свойство и используется в рабочем колесе турбины, каналы которого, образованные лопастями, представляют собой систему «трубок».

Из уравнения (3-21) следует, что

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{p_2}{\rho g} - z_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + h_{1\text{-}2}. \qquad (3\text{-}21')$$

Удельная энергия жидкости при входе на рабочее колесо

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}.$$

Удельная энергия жидкости при сходе с рабочего колеса

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Разность удельных энергий

$$e_1 - e_2 = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{p_2}{\rho g} - z_2\right) + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = H_{\text{р. к}}.$$

Заменив выражение в скобках правой частью (3-21'), получим:

$$H_{\text{р. к}} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + h_{1\text{-}2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

Записав $H_{\text{р. к}} - h_{1\text{-}2} = H\eta_{\text{г}}$, приходим к еще одной форме уравнения Эйлера

$$H\eta_{\text{г}} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}, \qquad (3\text{-}22)$$

которая особенно ясно показывает прямую зависимость $H\eta_{\text{г}}$ от треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Уравнение (3-22) объясняет связь формы рабочего колеса с напором турбины. В осевых турбинах $u_1 = u_2$ и, следовательно, $H\eta_{\text{г}}$ определяется только абсолютными и относительными скоростями, которые не могут быть слишком большими, так как иначе возрастут потери. Это и вызывает ограничение использования осевых турбин по напору. С ростом H переходят на диагональные и радиально-осевые турбины, у которых действует и различие переносных скоростей u_1 и u_2, причем, чем больше H, тем роль этого фактора возрастает. Этим объясняется то, что у высоконапорных турбин увеличивается отношение D_1/D_2 (см. рис. 2-29, 2-26 и 2-30).

3-5. ОСОБЕННОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОВШОВЫХ ТУРБИН

Отличие активных ковшовых турбин (§ 2-7, рис. 2-31) от реактивных состоит в том, что у них: 1) рабочее колесо вращается в воздухе и может использовать только кинетическую энергию жидкости и 2) вода одновременно воздействует только на часть лопастей

Эти два фактора определяют и некоторые особенности рабочего процесса ковшовых турбин.

При всех открытиях направление и величина скорости струи v_c (2-5) сохраняются постоянными (коэффициент φ изменяется очень мало). Скорость на входной кромке лопасти *1* (рис. 3-11) практически равна скорости струи

$$v_1 = v_c.$$

Окружная скорость (переносная) для данного сечения лопастей, расположенного на расстоянии r от оси вращения, определяется выражением

$$u_1 = u_2 = u_r = \frac{2\pi r n}{60}$$

(среднее значение $r_{ср} = 0{,}5\ D_1$ на рис. 2-31).

При этом параллелограмм скоростей $\mathbf{w}_1 = \mathbf{v}_1 - \mathbf{u}_1$ на входной кромке лопасти вырождается в прямую линию (рис. 3-11, *б*) и w_1 совпадает с направлением струи. Следовательно, для приближения к условиям безударного входа угол входной кромки δ_1 (рис. 3-11, *а*) должен быть минимальным («нож»).

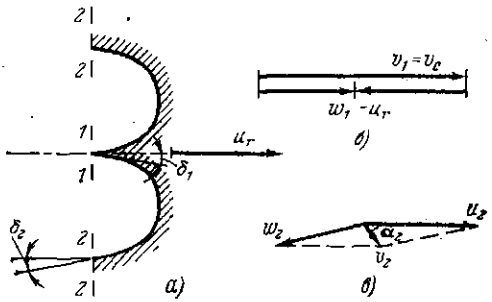


Рис. 3-11. Кинематика потока в рабочем колесе ковшовой турбины.

Параллелограмм скоростей на выходной кромке определяется тем, что в процессе движения по лопасти относительная скорость изменяется мало, и можно принять $w_2 = w_1$, а ее направление совпадает с δ_2. В иоге получаем (рис. 3-11, *в*):

$$\mathbf{v}_2 = \mathbf{w}_2 + \mathbf{u}_r.$$

Поскольку угол δ_2 мал, параллелограмм получается вытянутым и, несмотря на значительные составляющие скоростей w_2 и u_r, скорость v_2 оказывается небольшой. По аналогии с рис. 3-8 легко убедиться, что изменение n и u_r при сохранении Q и ω приведет к изменению угла α_2 и скорости v_2. Минимальное значение v_2 соответствует $\alpha_2 = 90°$ — условию нормального выхода.

Кинематика течения жидкости показывает, что рабочее колесо ковшовой турбины также меняет момент скорости жидкости относительно оси вращения и, следовательно, для определения момента рабочего колеса можно использовать зависимость (3-14). В итоге можно получить и уравнение Эйлера в форме (3-19) и (3-22) [форма (3-20) не подходит, так как здесь нельзя использовать определение циркуляции].

Выражение (3-22) позволяет прийти к интересным результатам. Если иметь в виду, что окружные скорости на входных и выходных кромках равны ($u_1 = u_2$), а относительная скорость по мере движения по лопасти за счет трения несколько убывает ($w_2 < w_1$), то из (3-22) следует:

$$H\eta_r = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

Учитывая, что согласно (2-5) и принятому условию $v_1 = v_c$ $v_1^2/2g = \varphi^2 H$, получаем:

$$\eta_r = \varphi^2 - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2gH} - \frac{v_2^2}{2gH}. \qquad (3\text{-}23$$

Формула (3-23) показывает, что гидравлическяй к. п. д. η_r слагается из трех частей, учитывающих потери в сопле, потери на лопастях и выходные потери, равные $v_2^2/2gH$. Это является обоснованием необходимости обеспечения особо гладкой рабочей поверхности лопастей и уменьшения v_2 с целью улучшения энергетических качеств ковшовой турбины.

3-6. ТУРБИНЫ ОДНОГО ТИПА И ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ

Тип турбины определяется формой («геометрией») ее проточного тракта. Иными словами, *все турбины данного типа имеют геометрически подобную проточную часть*. Следует подчеркнуть, что размер турбины не участвует в определении ее типа.

В соответствии с принятым определением две турбины одного типа, но различного размера удовлетворяют следующим условиям:

1) все соответственные углы в них равны:

$$\delta_{11} = \delta_{12}, \quad \delta_{21} = \delta_{22}, \quad \delta_{i1} = \delta_{i2}; \qquad (3\text{-}24)$$

2) отношение всех соответствующих размеров постоянно:

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{01}}{b_{02}} = \ldots \qquad (3\text{-}25)$$

Режимы турбин одного типа будут подобны, если сохраняется геометрическое подобие параллелограммов или треугольников скоростей в соответствующих точках проточного тракта. Следовательно, при подобии режимов:

1) направления всех соответствующих скоростей должны быть одинаковыми, т. е. все соответственные углы равны:

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}, \quad \alpha_{21} = \alpha_{22}, \quad \beta_{11} = \beta_{12} \ldots \qquad (3\text{-}26)$$

В связи с этим свойством иногда подобные режимы называют изогональными;

2) отношения всех соответствующих скоростей должны быть постоянными:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{w_{11}}{w_{12}} = \frac{v_{21}}{v_{22}} = \ldots \qquad (3\text{-}27)$$

Установим теперь на основании приведенных определений **закономерности**, определяющие соотношения между параметрами турбин одного типа в условиях подобия режимов их работы.

Задача. Имеем две турбины одного типа, но различного размера D_1 и D_2. Углы открытия направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса равны: $\alpha_{01} = \alpha_{02}$ и $\varphi_1 = \varphi_2$.

Каковы должны быть соотношения частот вращения n_1 и n_2, расходов Q_1 и Q_2 и мощностей N_1 и N_2, чтобы режимы работы обеих турбин были подобны?

Решение. Прежде всего используем геометрические (3-24), (3-25) и кинематические (3-26), (3-27) соотношения.

На основании (3-6)

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{\pi D_1 n_1}{\pi D_2 n_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}. \tag{3-28}$$

По (3-8) имеем:

$$\frac{v_{1m1}}{v_{1m2}} = \frac{Q_1}{\pi D_1 b_{01}} \cdot \frac{\pi D_2 b_{02}}{Q_2}.$$

Учитывая, согласно (3-25) $b_{01}/b_{02} = D_1/D_2$, получаем:

$$\frac{v_{1m1}}{v_{1m2}} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2}. \tag{3-29}$$

Поскольку по (3-27) при сохранении режимов $u_{11}/u_{12} = v_{1m1}/v_{1m2}$, приходим к равенству

$$\frac{D_1 n_1}{D_2 n_1} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2} \quad \text{или} \quad \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}.$$

Обобщая этот результат, записываем кинематическое условие подобия (сохранения) режима работы турбины

$$\boxed{\frac{Q}{nD^3} = \text{const.}} \tag{3-30}$$

Теперь используем энергетические соотношения, учитывая, что эти турбины работают при разных напорах H_1 и H_2 и имеют гидравлические к. п. д. $\eta_{г1}$ и $\eta_{г2}$.

Напишем уравнение Эйлера в форме (3-19) для каждой из турбин

$$gH_1\eta_{г1} = u_{11}v_{11}\cos\alpha_{11} - u_{21}v_{21}\cos\alpha_{21}; \tag{3-31}$$

$$gH_2\eta_{г2} = u_{12}v_{12}\cos\alpha_{12} - u_{22}v_{22}\cos\alpha_{22}. \tag{3-31'}$$

Из условий подобия (3-26) и (3-27) и из формулы (3-28) следует, что

$$\alpha_{11} = \alpha_{12};\quad \alpha_{21} = \alpha_{22} \quad \text{и} \quad u_{11}/u_{12} = v_{11}/v_{12} = u_{21}/u_{22} = v_{21}/v_{22} = D_1 n_1/D_2 n_2$$

или

$$\cos\alpha_{11}=\cos\alpha_{12} \quad \text{и} \quad \cos\alpha_{21}=\cos\alpha_{22}.$$

Следовательно,

$$u_{12}=u_{11}\frac{D_2n_2}{D_1n_1};\quad v_{12}=v_{11}\frac{D_2n_2}{D_1n_1};\quad u_{22}=u_{21}\frac{D_2n_2}{D_1n_1};\quad v_{22}=v_{21}\frac{D_2n_2}{D_1n_1}.$$

Подставим полученные соотношения в правую часть (3-31):

$$gH_2\eta_{r2}=\left(\frac{D_2n_2}{D_1n_1}\right)^2(u_{11}v_{11}\cos\alpha_{11}-u_{21}v_{21}\cos\alpha_{21}). \qquad (3\text{-}31'')$$

Разделив (3-31) на (3-31''), получим выражение:

$$\frac{H_1\eta_{r1}}{H_2\eta_{r2}}=\left(\frac{D_1n_1}{D_2n_2}\right)^2.$$

Отсюда находится соотношение между частотами вращения

$$\boxed{\frac{n_1}{n_2}=\frac{D_2}{D_1}\sqrt{\frac{H_1}{H_2}}\sqrt{\frac{\eta_{r1}}{\eta_{r2}}}.} \qquad (3\text{-}32)$$

Подставив найденное отношение n_1/n_2 в кинематическое условие подобия (3-30)

$$\frac{Q_1}{n_1D_1^3}=\frac{Q_2}{n_2D_2^3},$$

получим соотношение расходов:

$$\boxed{\frac{Q_1}{Q_2}=\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\sqrt{\frac{H_1}{H_2}}\sqrt{\frac{\eta_{r1}}{\eta_{r2}}}.} \qquad (3\text{-}33)$$

Соотношение мощностей легко получить из формулы (1-19) $N_1=9{,}81Q_1H_1\eta_1$ и $N_2=9{,}81Q_2H_2\eta_2$, используя (3-33):

$$\frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\frac{H_1}{H_2}\sqrt{\frac{H_1}{H_2}}\sqrt{\frac{\eta_{r1}}{\eta_{r2}}}\frac{\eta_1}{\eta_2}. \qquad (3\text{-}33')$$

Формулы (3-32) и (3-33), а также (3-34) называются з а к о н а м и (формулами) п о д о б и я и очень широко используются. Поскольку гидравлический к. п. д. изменяется мало, то часто для упрощения считают $\eta_{r1}/\eta_{r2}=1$.

Пример 3-1. Исследования модели турбины диаметром $D_м=0{,}3$ м при напоре $H_м=3{,}5$ м показали, что оптимальному режиму с наибольшим к. п. д. соответствует $n_{м.\,опт}=430$ об/мин и $Q_{м.\,опт}=0{,}15$ м³/с. Требуется найти частоту вращения $n_{т.\,опт}$, расход $Q_{т.\,опт}$ и мощность $N_{т.\,опт}$ натурной турбины того же типа, имеющей диаметр $D=5{,}0$ м и напор $H=90$ м.

Р е ш е н и е. По формуле (3-32), считая $\eta_{г.м}/\eta_{г.т} = 1$, находим:

$$n_{т.опт} = n_{м.опт}\frac{D_м}{D_т}\sqrt{\frac{H}{H_м}} = \frac{430 \cdot 0{,}3}{5}\sqrt{\frac{90}{3{,}5}} = 132 \text{ об/мин}.$$

По формуле (3-33)

$$Q_{т.опт} = Q_{м.опт}\left(\frac{D}{D_м}\right)^2\sqrt{\frac{H}{H_м}} = 0{,}15\left(\frac{5}{0{,}3}\right)^2\sqrt{\frac{90}{3{,}5}} = 211 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность лучше вычислять непосредственно по формуле (1-19). Нужно задаться к. п. д. В оптимальном режиме $\eta_{опт} = 93 \div 95\%$. Возьмем $\eta_{опт} = 0{,}93$, тогда получим

$$N_{т.опт} = 9{,}81 \cdot 90 \cdot 211 \cdot 0{,}93 = 172\,000 \text{ кВт}.$$

3-7. ПРИВЕДЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИН

Формулы подобия (3-32)— (3-34) показывают, что турбины могут выполняться самых различных размеров и работать в широком диапазоне напоров, частот вращения, расходов и мощности. Следовательно, для характеристики турбины данного типа нужны какие-то показатели, приведенные к общим, стандартным условиям, например по напору и диаметру. Принято давать показатели турбины, пересчитанные на напор $H = 1$ м и диаметр $D = 1$ м. Эти параметры называются п р и в е д е н н ы м и (единичными) и обозначаются n_1' — п р и в е д е н н а я ч а с т о т а в р а щ е н и я и Q_1' — п р и в е д е н н ы й р а с х о д. Используя формулы пересчета (3-32) и (3-33), без учета изменения к. п. д. по заданным параметрам турбины n, H и D получаем:

$$\frac{n_1'}{n} = \frac{D}{1}\sqrt{\frac{H}{1}}$$

или

$$\boxed{n_1' = \frac{nD}{\sqrt{H}}}. \qquad (3\text{-}34)$$

Также

$$\frac{Q_1'}{Q} = \left(\frac{1}{D}\right)^2\sqrt{\frac{1}{H}},$$

откуда

$$\boxed{Q_1' = \frac{Q}{D^2\sqrt{H}}}. \qquad (3\text{-}35)$$

Значения приведенных параметров n_1' и Q_1' в подобных режимах сохраняются неизменными. Обычно их определяют по показаниям модельных испытаний. Когда же по приведенным параметрам

вычисляют показатели для натурной турбины, то при точных расчетах учитывают и отношение гидравлических к. п. д. $\eta_{г.т}/\eta_{г.м}$. С учетом указанного для заданных величин H и D по (3-34) и (3-35) определяем:

$$n = \frac{n_I' \sqrt{H}}{D} \sqrt{\frac{\eta_{г.т}}{\eta_{г.м}}}; \qquad (3\text{-}36)$$

$$Q = Q_I' D^2 \sqrt{H} \sqrt{\frac{\eta_{г.т}}{\eta_{г.м}}}. \qquad (3\text{-}37)$$

Приведенные (единичные) параметры очень широко используются для характеристик турбин как в Советском Союзе, так и за границей.

Пример 3-2. Определить приведенные параметры для оптимального режима по данным примера 3-1.

Р е ш е н и е. По (3-34)

$$n_{I\,опт}' = \frac{n_{м.опт} D_м}{\sqrt{H_м}} = \frac{430 \cdot 0{,}3}{\sqrt{3{,}5}} = 69 \text{ об/мин};$$

по (3-35)

$$Q_{I\,опт}' = \frac{D_{м.опт}}{D_м^2 \sqrt{H_м}} = \frac{0{,}15}{0{,}3^2 \sqrt{3{,}5}} = 0{,}89 \text{ м}^3/\text{с} = 890 \text{ л/с}.$$

Пример 3-3. По найденным значениям приведенных параметров определить показатели турбины $D = 6{,}5$ м при $H = 110$ м.

Р е ш е н и е. Сначала сделаем расчет без учета изменения гидравлического к. п. д.:

по (3-36)

$$n = \frac{n_I' \sqrt{H}}{D} = \frac{69 \sqrt{110}}{6{,}5} = 111 \text{ об/мин};$$

по (3-37)

$$Q = Q_I' D^2 \sqrt{H} = 0{,}89 \cdot 6{,}5^2 \sqrt{110} = 393 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность вычисляем по (1-19), принимая к. п. д. турбины 94%:

$$N = 9{,}81 Q H \eta = 9{,}81 \cdot 393 \cdot 110 \cdot 0{,}94 = 400\,000 \text{ кВт}.$$

С учетом изменения гидравлического к. п. д. положим: $\eta_{г.м} = 0{,}91$ и $\eta_{г.т} = 0{,}95$. Тогда $\eta_{г.т}/\eta_{г.м} = 0{,}95/0{,}91 = 1{,}04$. При этом по (3-36)

$$n = 111 \sqrt{1{,}04} = 113 \text{ об/мин},$$

по (3-37)

$$Q = 393 \sqrt{1{,}04} = 401 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Как видно, поправка на к. п. д. дает очень небольшое изменение результатов, но при точных расчетах ее принимают во внимание.

3-8. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Коэффициент быстроходности n_s *численно равен частоте вращения турбины данного типа, но такого размера, что при напоре* $H = 1$ *м она развивает мощность 1 л. с.* (использование единицы мощности 1 л. с. = 0,736 кВт — исторически сложившийся прием).

Найдем значение коэффициента быстроходности турбины, если известны ее частота вращения n, напор H и мощность N.

На основании (3-32)

$$\frac{n_s}{n} = \frac{D}{D_s}\sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Здесь D_s — диаметр турбины, мощность которой равна 1 л. с. По (3-33′) без учета изменения к. п. д.

$$\frac{1}{N_{л.\,с}} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \frac{1}{H}\sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Возведем первое уравнение в квадрат

$$\left(\frac{n_s}{n}\right)^2 = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \frac{1}{H}$$

и перемножим второе и третье уравнения. Это позволит исключить D_s. Тогда

$$\left(\frac{n_s}{n}\right)^2 \frac{1}{N_{л.\,с}} = \frac{1}{H^2}\sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Отсюда получаем формулу для определения коэффициента быстроходности

$$\boxed{n_s = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{л.\,с}}{\sqrt{H}}}.} \qquad (3\text{-}38)$$

Если дана мощность в кВт, то $N_{л.\,с} = 1{,}36\,N_{кВт}$.

Можно найти связь между коэффициентом быстроходности n_s и приведенными единичными параметрами турбины n_1' и Q_1'.

Выразив расход через Q_1' по (3-36), без учета изменения к. п. д. получим:

$$N = 9{,}81\,Q_1' D^2 \sqrt{H}\,H\eta.$$

Подставив в (3-38) мощность N в л. с. и n по (3-36), имеем:

$$n_s = \frac{n_1'\sqrt{H}}{DH}\sqrt{\frac{1{,}36 \cdot 9{,}81\,Q_1' D^2 \sqrt{H}\,H\eta}{\sqrt{H}}},$$

откуда окончательно

$$\boxed{n_s = 3{,}65 n_1' \sqrt{Q_1'\eta}.} \qquad (3\text{-}39)$$

Коэффициент быстроходности обычно определяется для режима максимальной мощности. Он весьма полно характеризует свойства турбин, форму рабочего колеса, т. е. вид и тип турбин. Коэффициенты быстроходности различных видов турбин изменяются следующим образо :

Турбины	n_s
Осевые поворотно-лопастные	1000—450
Диагональные поворотно-лопастные	500—250
Радиально-осевые	300—60
Ковшовые	50—10

Чем меньше коэффициент быстроходности n_s, чем тихоходнее турбина, тем выше и ее область напоров (см. рис. 2-1).

3-9. РЕАЛЬНАЯ ФОРМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ТУРБИНЫ

В § 3-2 были рассмотрены условия движения осредненного потока через рабочее колесо, и это позволило получить важные зависимости, определяющие момент рабочего колеса (3-15) и (3-17), и уравнение Эйлера (3-19), (3-20) и (3-22). Теперь необходимо выяснить некоторые особенности движения жидкости в рабочем колесе, что даст дополнительные показатели условий работы турбины.

Основным фактором, определяющим структуру потока в рабочем колесе, является силовое взаимодействие между движущейся лопастью и жидкостью, которое и создает момент рабочего колеса. Следовательно, прежде всего нужно установить закономерности силового воздействия потока на обтекаемое им тело.

Возьмем наиболее простой случай безотрывного обтекания отдельного профиля бесконечным установившимся потоком (плоская задача). На бесконечности от профиля имеем невозмущенный поток, который характеризуется постоянной скоростью v_∞ (рис. 3-12, *а*). По мере приближения к профилю его воздействие на течение становится все сильнее, что проявляется в искривлении линий тока и изменении расстояний между ними. Над обтекаемым профилем линии тока сгущаются, а под ним разреживаются. Поскольку расход между двумя линиями тока постоянен (линию тока мысленно можно заменить жесткой границей), то, следовательно, над профилем скорости возрастают по сравнению с v_∞, а под профилем убывают.

Если рассматривать идеальную жидкость, движущуюся без потерь, и считать, что на бесконечности давление постоянно (рассматривается напорное течение), то согласно уравнению Бернулли за счет изменения скорости течения давление над профилем должно понизиться, а под профилем повыситься. Это создает силовое воз-

действие потока на профиль (рис. 3-12, *б*), результирующая которого P представляет собой так называемую подъемную силу. Очевидно, что аналогичная подъемная сила возникнет,

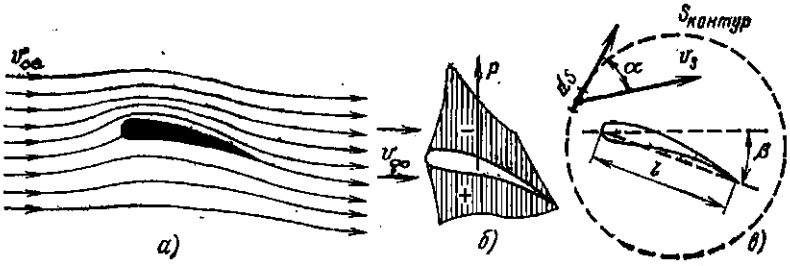


Рис. 3-12. Обтекание профиля.

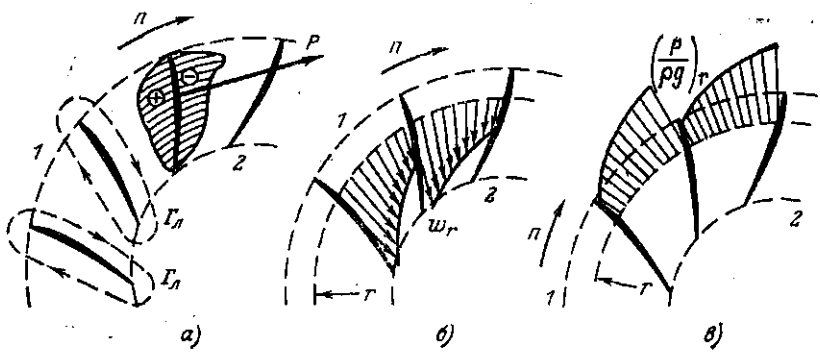


Рис. 3-13. Поток в рабочем колесе радиально-осевой турбины.

если жидкость неподвижна, а профиль перемещается в ней со скоростью $-v_{\infty}$.

Подъемная сила, возникающая на 1 м ширины профиля, определяется по известной теореме Н. Е. Жуковского

$$P = \rho v_{\infty} \Gamma. \qquad (3\text{-}40)$$

Здесь ρ — плотность жидкости; v_{∞} — скорость; Γ — циркуляция, создаваемая профилем на замкнутом контуре, охватывающем профиль (рис. 3-12, *в*), и определяемая по формуле (3-2).

Основное следствие из теоремы Н. Е. Жуковского состоит в том, что *силовое воздействие потока на обтекаемый им профиль определяется создаваемой вокруг этого профиля циркуляцией скорости*. Иными словами, для того чтобы поток оказывал силовое

воздействие на обтекаемый им профиль, вокруг этого профиля обязательно должна существовать циркуляция Г.

На лопастях рабочего колеса результирующая сила P направлена в сторону вращения. Она создается за счет неодинаковости давлений с рабочей и тыльной стороны лопасти, как это показано на рис. 3-13, *а*. Это является следствием лопастной циркуляции $\Gamma_л$, направление которой показано пунктиром. В результате суммирования общего осредненного потока, направленного в радиально-осевых турбинах от периферии к центру, и вторичного течения, вызываемого циркуляцией $\Gamma_л$, скорость жидкости у рабочей стороны лопасти уменьшается, а у тыльной увеличивается,

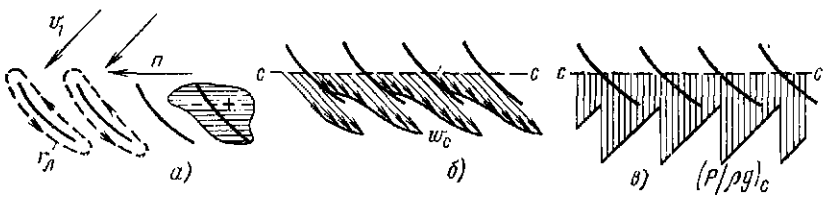


Рис. 3-14. Поток в рабочем колесе осевой турбины.

что приводит к созданию перепада давления на лопасти. В итоге скорость течения по каналу рабочего колеса неравномерна: с рабочей стороны меньше, с тыльной — больше (рис. 3-13, *б*). Соответственно неравномерно распределены и давления (рис. 3-13, *в*).

Аналогичная неравномерность распределения скоростей и давлений, как следствие лопастной циркуляции $\Gamma_л$, существует и в каналах рабочего колеса осевой турбины, показанных на рис. 3-14,*а* — *в*.

Значительная неравномерность потока рабочего колеса должна приводить к повышенным гидравлическим потерям, а также может являться источником пульсаций и вибраций.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПОДВОДЯЩИЕ И ОТВОДЯЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТУРБИН

4-1. ТУРБИННЫЕ КАМЕРЫ

Турбинная камера служит для подвода воды к статору и направляющему аппарату реактивной турбины. К турбинным камерам предъявляются следующие требования:

1) они должны обеспечить равномерное по всему периметру питание направляющего аппарата;

2) гидравлические потери в самой камере, в статоре и при входе потока в направляющий аппарат должны быть минимальными;

3) форма и размеры турбинной камеры должны соответствовать условиям компоновки блока здания и позволять удобное сопряжение с напорными водоводами ГЭС.

Типы турбинных камер. В крупных турбинах применяются в основном два типа турбинных камер: бетонные (железобетонные), имеющие, как правило, трапецеидальное (тавровое) поперечное сечение (см. рис. 2-2, *б* и *в*, 2-3, 2-6) и металлические (стальные) круглого поперечного сечения (см. рис. 2-2,*а*,

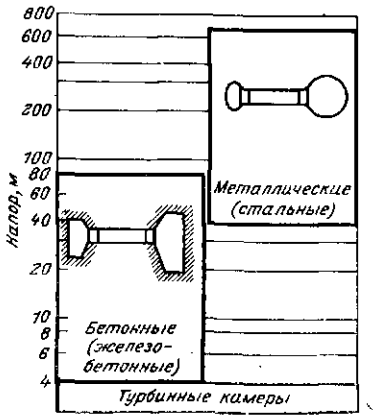


Рис. 4-1. Области использования бетонных и металлических турбинных камер.

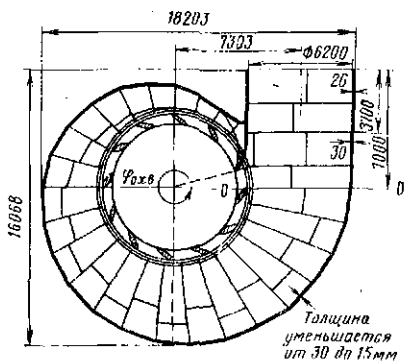


Рис. 4-2. Стальная турбинная камера.

2-4, *г*, 2-19, 2-27). Области использования турбинных камер каждого типа определяются главным образом напором. Как видно из рис. 4-1, бетонные камеры применяются при напорах от 4 до 80 м, металлические — от 40 до 700 м. Для мелких турбин иногда используются упрощенные типы турбинных камер: открытые, прямоугольные и кожуховые.

Конструкции турбинных камер. На рис. 4-2 показана металлическая спиральная турбинная камера радиально-осевой турбины диаметром 5,5 м с напором 100 м. Входным сечением камеры считается сечение *0-0*, перпендикулярное оси подводящего водовода. Концевое сечение принято определять по выходной кромке замыкающей колонны статора — «зуба спирали». Металлическая спиральная турбинная камера со статором почти полностью охватывает направляющий аппарат, что характеризуется углом охвата спирали $\varphi_{охв}$.

Металлические спиральные камеры имеют угол $\varphi_{охв} = 340 \div 350°$. Поперечные сечения круглые, причем по мере перемещения от входа к концу с уменьшением расхода площадь сечения и радиус

убывают. В концевой части, примерно на последних 90°, сечения переходят в эллиптические, это объясняется тем, что необходимая площадь здесь настолько мала, что круглое сечение нельзя сопрячь с опорными кольцами статора.

Рис. 4-3. Монтаж спиральных турбинных камер на Токтогульской ГЭС.

Как видно из рис. 4-2 и 4-3, металлическая спиральная камера представляет собой сварную конструкцию, выполненную из вальцованных стальных листов. Листы по всему периметру приварены к верхнему и нижнему опорным кольцам статора. Сборка и сварка всей спиральной камеры производится на месте при монтаже, а на заводе делают только раскрой и вальцовку отдельных листов.

Если спиральная турбинная камера не слишком больших размеров (по транспортным условиям), то она может полностью изготав-

ливаться на заводе литой или сварной конструкции, иногда объединенной со статором. В этом случае камера обычно выполняется в виде двух или четырех монтажных блоков, которые на месте соединяются болтами или сваркой (рис. 4-4). Такие камеры удобнее в монтаже, более надежны для очень высоких напоров, так как заводская технология изготовления более совершенна. Литые или цельносварные спиральные камеры применяются для турбин диаметром до 2,5 м.

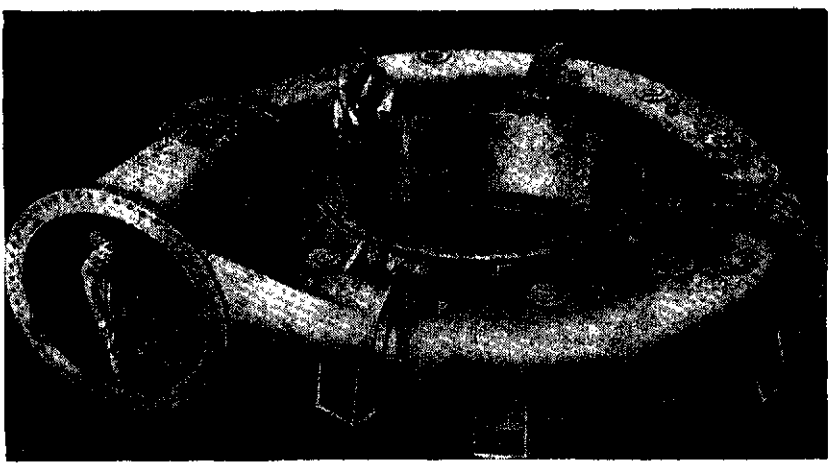


Рис. 4-4. Литая стальная турбинная камера ГЭС Ябланица (СФРЮ, завод Литострой).

Оболочка металлической спиральной камеры рассчитывается на максимальное внутреннее давление воды с учетом гидравлического удара, возникающего во время закрытия направляющего аппарата. При этом нужно исключить передачу нагрузки на бетон, для чего верхняя часть оболочки покрывается податливой прокладкой (рис. 4-5, *а*), например битумными матами, либо остается открытой (рис. 4-5, *б*).

Предел применимости стальных спиральных камер, у которых оболочка воспринимает максимальное внутреннее давление $p_{макс}$, с учетом использования высокопрочных легированных сталей определяется по условию

$$p_{макс} D_{сп} \leqslant 1100 \div 1300, \qquad (4\text{-}1)$$

в котором $p_{макс}$ — в МПа, включая гидравлический удар; $D_{сп}$ — диаметр сечения спирали (входного), см.

Если условие (4-1) не удовлетворяется, то приходится идти на особые решения. В турбинах Нурекской ГЭС стальная облицовка

рассчитана только на 1/3 давления воды, составляющего 4 МПа, а 2/3 нагрузки воспринимается железобетоном (мощная кольцевая арматура показана на рис. 2-4). Имеются предложения передавать на железобетон всю нагрузку, а облицовку делать тонкой, лишь в качестве противофильтрационной защиты, либо использовать предварительно-напряженные железобетонные конструкции. Один

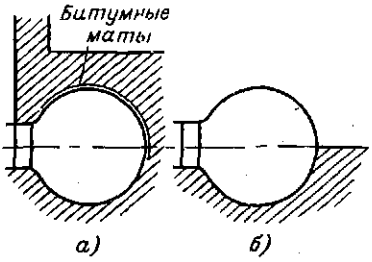


Рис. 4-5. Установка металлических турбинных камер.

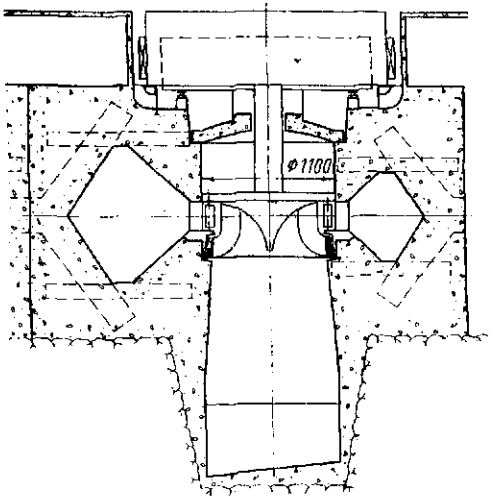


Рис. 4-6. Железобетонная спиральная камера с предварительно напряженной арматурой.

из вариантов такого решения показан на рис. 4-6. Здесь поперечные сечения спиральной камеры не круглые, а полигональные, что позволяет собрать их из сборных железобетонных элементов (показаны пунктиром) с предварительно натянутой арматурой.

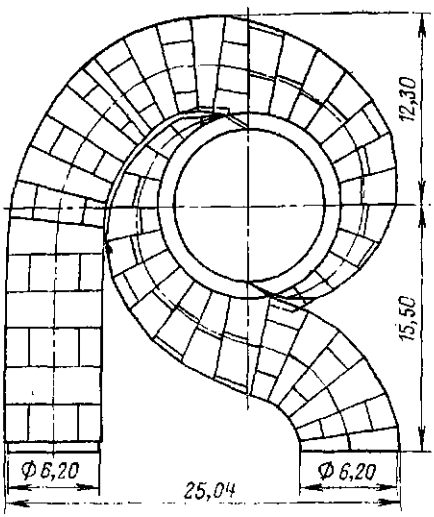
Для огромных турбин мощностью 500—750 МВт и более могут применяться двухподводные спиральные камеры. Эскизный проект такой спирали, разработанный для радиально-осевой турбины диаметром 7,5 м, показан на рис. 4-7. Особенность этой спирали состоит в том, что вода подводится к турбине двумя трубопроводами и каждый сопрягается с полуспиралью, охватывающей половину статора. Диаметр входных сечений каждой полуспирали будет почти в 1,5 раза меньше, чем при общей спирали, и соответственно уменьшится необходимая толщина листов стали.

Бетонные турбинные камеры отличаются от металлических не только формой поперечного сечения, но и углом охвата спирали, который составляет $\varphi_{охв} = 180 \div 270°$. Как видно из рис. 4-8, $\varphi_{охв}$ зависит от максимального напора турбины $H_{макс}$.

Имеются отдельные случаи, когда принимаются меньшие значения $\varphi_{охв}$. Например, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина

$\varphi_{охв} = 135°$, что обосновано необходимостью разместить статор турбины в середине блока здания ГЭС.

Поперечные сечения бетонных камер (рис. 4-9) имеют трапецеидальную форму, причем высота b обычно больше, чем ширина a. Это делается с целью уменьшения габаритов камеры в плане и главным образом сокращения ширины $B_{сп}$.



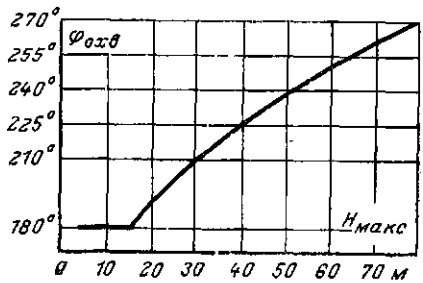


Рис. 4-8. Угол охвата бетонных спиральных камер.

Рис. 4-7. Двухподводная спиральная камера.

Применяются три формы бетонных камер: развитая вниз с постоянной отметкой потолка (рис. 4-9, *а*); развитая вверх с постоянной отметкой пола (рис. 4-9, *б*); тавровая с переменной отметкой потолка и пола (рис. 4-9, *в*). Выбор той или иной формы целиком определяется условиями наивыгоднейшей компоновки блока здания ГЭС.

Одна из существенных особенностей бетонных турбинных камер состоит в том, что значительная часть периметра направляющего аппарата получает воду непосредственно из подводящего водовода (при $\varphi_{охв} = 180°$ — половина). Из рис. 4-9 видно, что подвод воды к статору и направляющим лопаткам здесь менее благоприятен, так как при входе в статор и в направляющий аппарат происходит резкое изменение направления скорости.

С целью улучшения условий входа потока в направляющий аппарат в правой четверти спирали перед зубом, как это видно из рис. 2-6 и 4-9, ставят криволинейные колонны, причем шаг их здесь делают меньше.

Иногда для низконапорных турбин рассматривается вопрос о возможности применения прямоугольных турбинных камер.

При напорах более 50 м бетонные спиральные камеры снабжаются стальной облицовкой из листов толщиной 10—16 мм. Эта облицовка в основном служит противофильтрационной защитой, но учитывается при расчете конструкции на прочность. Она должна быть хорошо заанкерена в бетон.

При проектировании гидроэлектростанций приходится рассматривать возможность изменения форм и размеров турбинных камер

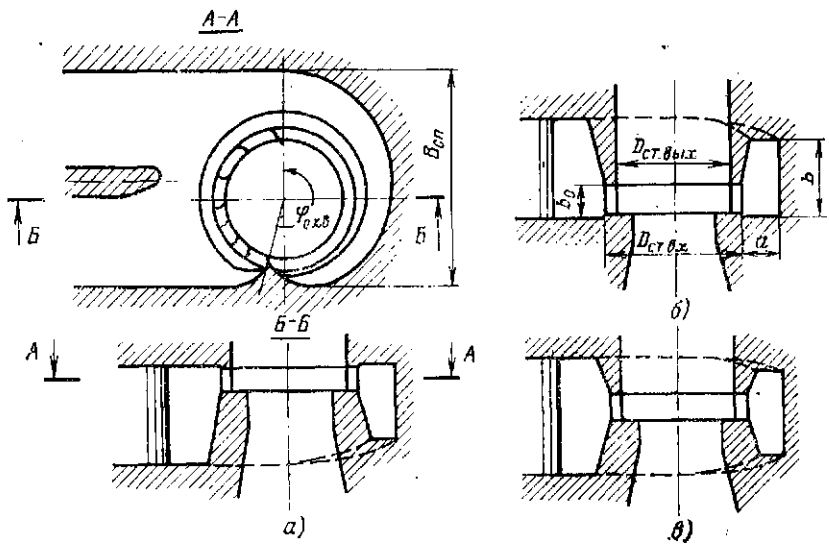


Рис. 4-9. Бетонные турбинные камеры.

с целью их лучшей увязки с компоновкой блока здания ГЭС и со строительными конструкциями. Одним из важных параметров является ширина турбинной камеры $B_{сп}$. Относительное значение

$$\bar{B}_{сп} = \frac{B_{сп}}{D_1},$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса, в зависимости от расчетного напора $H_р$ показано на рис. 4-10. Здесь же даны точки, соответствующие некоторым ГЭС. Как видно из рисунка, разброс получается довольно большой, особенно для бетонных турбинных камер. Это связано в осиовном с различием форм поперечного сечения.

Выбор формы и определение габаритов турбинных камер производится на основании гидравлического расчета.

Поскольку турбинная камера непосредственно примыкает к статорному кольцу, то необходимо знать его размеры, характери-

зуемые относительными высотой $\bar{b}_0$ и диаметрами расположения входных и выходных кромок колонн $\bar{D}_{ст.\,вх}$ и $\bar{D}_{ст.\,вых}$ (см. рис. 4-5 и 4-9). Высота $\bar{b}_0$ дается на габаритных чертежах турбин и зависит от их типа. Размеры статора изменяются не столь сильно. Для турбин с бетонными камерами

$$\bar{D}_{ст.\,вх} = 1{,}5 \div 1{,}55$$

и

$$\bar{D}_{ст.\,вых} = 1{,}3 \div 1{,}35,$$

бо́льшие значения при $D_1 < 4{,}0$ м. Для турбин с металлическими спиральными камерами

$$\bar{D}_{ст.\,вх} = 1{,}55 \div 1{,}64$$

и

$$\bar{D}_{ст.\,вых} = 1{,}33 \div 1{,}37,$$

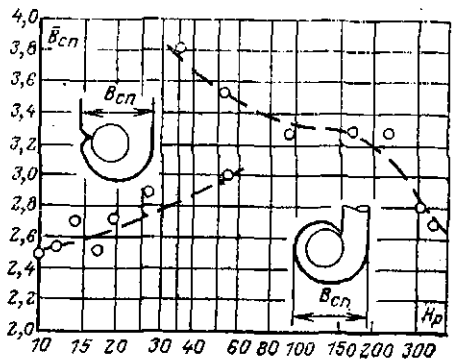


Рис. 4-10. Зависимость ширины турбинной камеры от напора.

бо́льшие значения для $D_1 < 3{,}2$ м. Кроме того, для напоров выше 100 м оба диаметра увеличиваются на 0,03—0,07.

Исходным положением для гидравлического расчета турбинной камеры является *равномерное поступление расхода в статор и в*

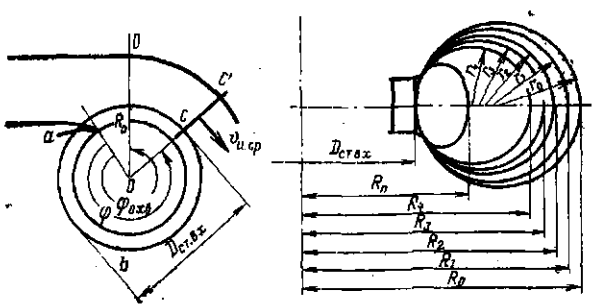


Рис. 4-11. К расчету металлической спиральной камеры.

направляющий аппарат по его периметру. Отсюда следует, что расход Q_φ, проходящий через данное сечение спирали, определяемое углом φ (рис. 4-11), будет выражаться формулой

$$Q_\varphi = Q \frac{\varphi}{360^\circ}. \qquad (4\text{-}2)$$

Здесь Q — полный расход турбины, а φ — угол, отсчитываемый от конца зуба спирали.

Расход во входном сечении спиральной камеры равен:

$$Q_{\text{сп. вх}} = Q\frac{\varphi_{\text{охв}}}{360^\circ}. \qquad (4\text{-}2')$$

Определение размеров сечений спиральной камеры производится на основании одной из двух гипотез: 1) по заданным значениям средней окружной компоненты

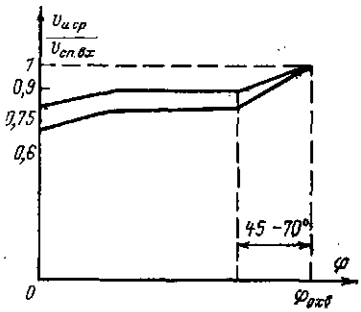


Рис. 4-12. Закон убывания средней скорости в спирале.

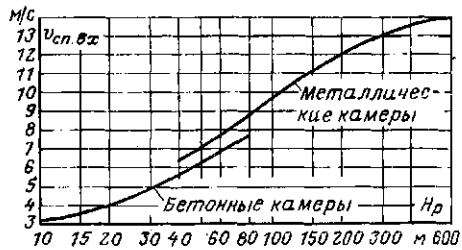


Рис. 4-13. Зависимость средней скорости во входном сечении спиральной камеры от напора.

скорости течения $v_{u\,ср}$; 2) по заданному направлению скорости течения на выходном диаметре статора $D_{ст.\,вых}$, т. е. непосредственно перед входом на направляющий аппарат. Рассмотрим методы расчета, основанные на каждой из гипотез.

1. Расчет по средним значениям скоростей производят либо по закону постоянства средней скорости

$$v_{u\,ср} = v_{сп.\,вх} = \text{const},$$

где $v_{сп.\,вх}$ — средняя скорость во входном сечении спирали *0-0* (рис. 4-11),

либо по закону убывающей средней скорости

$$v_{u\,ср} = f(\varphi),$$

причем $v_{сп.\,ср}$ убывает с уменьшением φ по графику на рис. 4-12.

Значение средней скорости во входном сечении $v_{сп.\,вх}$ желательно брать бо́льшим, так как это приводит к уменьшению размеров спиральной турбинной камеры, но в то же время при чрезмерном увеличении $v_{сп.\,вх}$ заметно растут потери (снижается к. п. д.) и сокращается пропускная способность турбины. Кривая $v_{сп.\,вх} = f(H_р)$, где $H_р$ — расчетный напор турбины, построенная на основании современного опыта, показана на рис. 4-13. Расчет спирали

по убывающей средней скорости (рис. 4-12) позволяет на 10—20% (большие значения для бетонных камер) увеличить $v_{\text{сп. вх}}$ по сравнению с рис. 4-13 без ощутимого ухудшения энергетических показателей.

Зная изменение средней скорости по длине спирали, можно найти соответствующую площадь меридианного сечения спиральной камеры

$$F_\varphi = \frac{Q\varphi}{v_{u\,\text{ср}}(\varphi)\,360}, \qquad (4\text{-}3)$$

причем в случае $v_{u\,\text{ср}} = \text{const}$ берут $v_{u\,\text{ср}} = v_{\text{сп. вх}}$.

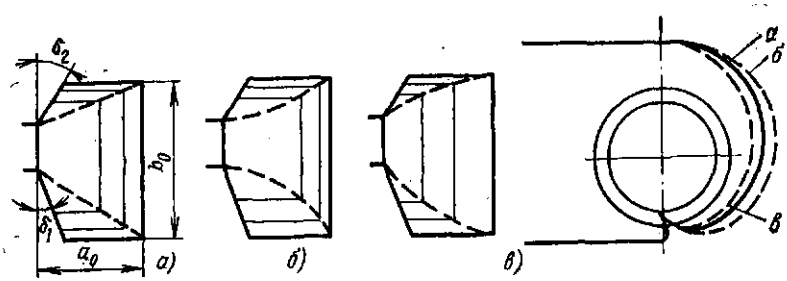


Рис. 4-14. Построение промежуточных сечений бетонных камер.

Габариты металлической спиральной камеры с круглыми поперечными сечениями определяются достаточно просто: задаются различными значениями углов φ и для каждого угла по (4-3) вычисляются соответствующие площади и радиусы

$$r_\varphi = \sqrt{\frac{F_\varphi}{\pi}}.$$

Окружности сечений вписываются так, что они касаются верхнего и нижнего статорных колец, как показано на рис. 4-11.

Для бетонных спиральных камер сначала определяют угол охвата $\varphi_{\text{охв}}$ (рис. 4-8) и по (4-3), приняв $\varphi = \varphi_{\text{охв}}$ и $v_{u\,\text{ср}} = v_{\text{сп. вх}}$ (рис. 4-13), вычисляют необходимую площадь входного сечения спирали $F_{\text{сп. вх}}$.

По условиям компоновки блока здания ГЭС выбирается форма поперечного сечения (рис. 4-9) и строится входное сечение. При этом учитывают следующие условия: $b_0/a_0 \leqslant 2 \div 2{,}5$, $\delta_1 = 15°$, $\delta_2 = 25—30°$ (рис. 4-14). Необходимо принять общий способ построения промежуточных сечений. Он задается кривыми пересечения вертикальной стенки с потолком и дном. Возможны три варианта

(рис. 4-14): *а* — равномерное сокращение высоты и ширины, *б* — более быстрое сокращение высоты и *в* — более быстрое сокращение ширины. В плане форма *в* самая обжатая, форма *б* самая широкая. Иногда отметку потолка или пола спирали сохраняют неизменной.

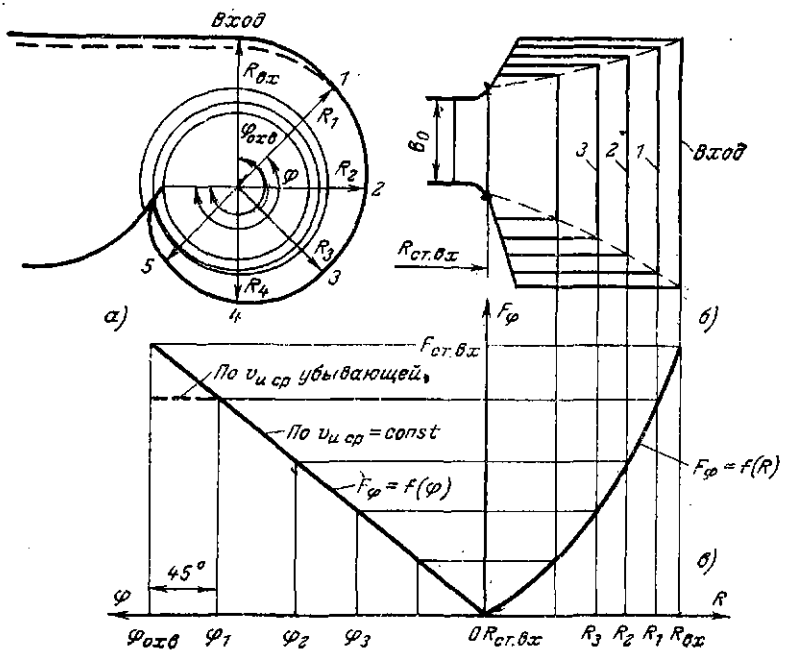


Рис. 4-15. Графическое определение размеров бетонной спиральной камеры.

Построение бетонной спиральной камеры удобно производить графическим способом, как показано на рис. 4-15. Задав $\varphi_{охв}$ (рис. 4-8) и найдя по (4-3) площадь

$$F_{сп.\,вх} = \frac{Q\varphi_{охв}}{v_{сп.\,вх} \cdot 360}, \qquad (4\text{-}3')$$

исходя из условий компоновки блока здания ГЭС, выбирают форму и подбирают размеры входного сечения по площади $F_{сп.\,вх}$, по известным размерам статора ($R_{ст.\,вх}$ и b_0) строят полученное сечение (вход на рис. 4-15, *б*) и, выбрав закон его изменения по длине (пунктирные линии), наносят несколько промежуточных сечений (*1*, *2*, *3* . . .). Под сечением строят сдвоенный график (рис. 4-15, *в*): $F_\varphi = f(R)$ и $F_\varphi = f(\varphi)$ по (3-4). Снося промежуточные сечения на эти кривые, находят соответственные величины R_1, R_2 . . . и φ_1,

φ_2 . . . , которые позволяют построить спираль в плане (рис. 4-15, *а*).

Если требуется уменьшить размер входного сечения, то можно использовать закон убывающей скорости на угле около 45° (показано пунктиром на рис. 4-15, *а*).

2. Расчет спиральной камеры по заданному направлению скорости при входе в направляющий аппарат производят с учетом неравномерности распределения скоростей по сечению (подробнее—см. [28]). При входе в спираль, как видно из

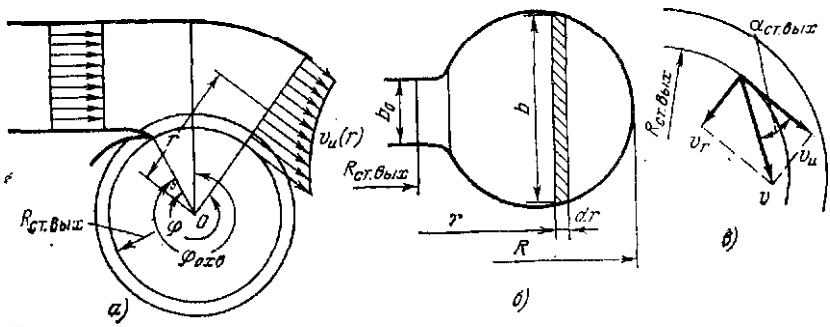


Рис. 4-16. К расчету спиральной камеры по заданному направлению скорости перед направляющим аппаратом.

рис. 4-16,*а*, поток обладает моментом скорости относительно центра *0*. Это позволяет применить к потоку в спиральной камере закон постоянства момента скорости (3-4), в соответствии с которым

$$v_u = \frac{K}{r}. \tag{4-4}$$

Коэффициент K постоянен. Согласно (4-4) эпюра распределения скоростей $v_u(r)$ представляет собой гиперболу. Величину K можно определить по расходу Q_φ с учетом (4-2) и рис. 4-16, *б*:

$$Q_\varphi = \frac{Q\varphi}{360^\circ} = \int_{R_{ст.вых}}^{R} v_u b(r)\, dr = K \int_{R_{ст.вых}}^{R} \frac{b(r)}{r} dr, \tag{4-5}$$

где $b(r)$ — высота, зависящая от r.

Отсюда находим

$$K = \frac{Q\frac{\varphi}{360^\circ}}{\int_{R_{ст.вых}}^{R} \frac{b(r)}{r} dr}. \tag{4-6}$$

BOOKS.PROEKTANT.ORG
БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ
для проектировщиков и технических специалистов

Средняя радиальная компонента скорости v_r на выходе из статора представляется выражением

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_{\text{ст. вых}} b_0}. \tag{4-7}$$

Наибольшее значение имеет направление скорости перед входом в направляющий аппарат $v_{\text{ст. вых}}$, т. е. угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ (рис. 4-16, *в*), который с учетом (4-4) — (4-7) определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\alpha_{\text{ст. вых}} = \frac{v_r}{v_u} = \frac{QR_{\text{ст. вых}}}{\pi D_{\text{ст. вых}} b_0 K} = \frac{\int_{R_{\text{ст. вых}}}^{R} \frac{b(r)}{r}\,dr}{2\pi b_0 \frac{\varphi}{360^\circ}}. \tag{4-8}$$

Формула (4-7) показывает, что:

1) *угол* $\alpha_{\text{ст. вых}}$ *не зависит от расхода* Q;

2) *при постоянстве* K *угол* $\alpha_{\text{ст. вых}}$ *сохраняет постоянное значение по всему периметру направляющего аппарата;*

3) *угол* $\alpha_{\text{ст. вых}}$ *зависит от формы и размеров спиральной камеры.*

Сейчас принято рассчитывать спиральные камеры при $\alpha_{\text{ст. вых}} = \text{const}$, причем этот угол выбирается таким образом, чтобы он совпадал с углом установки направляющих лопаток при наиболее важном расчетном режиме работы турбины.

Необходимые размеры турбинной камеры рассчитываются следующим образом: для заданных размеров статора и принятого $\varphi_{\text{охв}}$ определяется входное сечение $F_{\text{сп. вх}}$ по (4-3'), причем $v_{\text{сп. вх}}$ можно принимать, ориентируясь на рис. 4-13; подбирают форму и размеры входного сечения и для него по (4-6) находят значение K, подставляя вместо φ угол $\varphi_{\text{охв}}$,; по (4-8) проверяется угол $\alpha_{\text{ст. вх}}$ и производится корректировка размеров сечения до тех пор, пока этот угол не совпадет с требуемым, это определит окончательное значение K. После этого строится несколько промежуточных сечений, как показано на рис. 4-15, *б*, и для каждого вычисляется расход Q_φ по (4-5).

Зная Q_φ, по (4-2) легко найти соответствующее значение φ, что и определит положение данного сечения и позволит построить план спирали. Так выполняется расчет при $K = \text{const}$. Имеются, однако, предложения, например в [21], допускать некоторое уменьшение $\alpha_{\text{ст. вх}}$ по сравнению с оптимальным значением на угле $\varphi_{\text{охв}} - \varphi = 45 \div 60^\circ$ входного сечения. Это позволяет сократить размер входного сечения без ощутимого ухудшения энергетических показателей.

4-2. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

Вода из рабочего колеса реактивных турбин выпускается в отсасывающую трубу и по ней отводится в нижний бьеф. Отсасывающая труба существенно влияет на энергетические показатели турбин, особенно низконапорных. Как это видно из рис. 2-3 и 2-4, она в значительной степени определяет отметку заложения основания здания ГЭС и размеры нижней части блока. В связи с этим вопросы определения форм и размеров отсасывающих труб при проектировании ГЭС имеют очень большое значение.

Рабочий процесс. Рассмотрим сначала энергетические показатели отсасывающих труб. Средняя скорость v_2 на входе в от-

сасывающую трубу (сечение *2-2* на рис. 4-17) зависит от режима работы турбины и определяется параллелограммом выходных скоростей (рис. 3-8). Средняя энергия жидкости e_2 в сечении *2-2* относительно нижнего бьефа выражается трехчленом

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}, \qquad (4\text{-}9)$$

где α_2 — коэффициент неравномерности (Кориолиса), определяемый по (1-4).

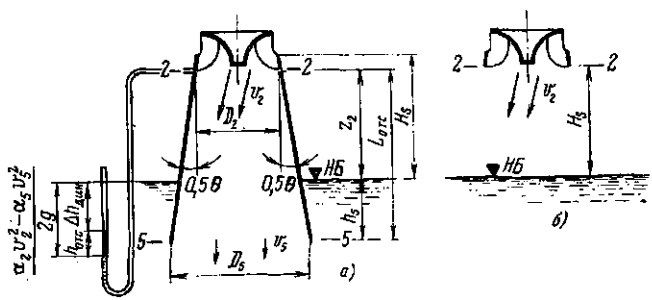


Рис. 4-17. Гидравлические показатели отсасывающей трубы.

Энергия e_2, с которой вода покидает рабочее колесо, не может быть использована турбиной и представляет собой потерю. Всегда стремятся снизить e_2 и за счет этого увеличить к. п. д. турбины. Это достигается отсасывающей трубой, представляющей собой плавно расширяющийся диффузор.

На рис. 4-17, *а* показана простейшая коническая отсасывающая труба. Установим ее влияние на энергию e_2.

Составим уравнение Бернулли для сечений *2-2* и *5-5* (выходного сечения):

$$\frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \frac{p_5}{\rho g} + z_5 + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{отс}.$$

Здесь $p_5/\rho g = h_5$ (h_5 — заглубление сечения *5-5* под уровень нижнего бьефа); $z_5 = -h_5$; $h_{отс}$ — гидравлические потери в отсасывающей трубе.

Высота установки турбины относительно нижнего бьефа, называемая высотой отсасывания H_s, отсчитывается от определенной плоскости (см. рис. 5-8) и без серьезной погрешности можно принять $z_2 = H_s$.

Тогда из уравнения Бернулли получаем:

$$\frac{p_2}{\rho g} = -\left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}\right). \qquad (4\text{-}10)$$

Удельная энергия e_2 по (4-9) с учетом (4-10)

$$e_2 = -\left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}\right) + H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$$

и окончательно

$$\boxed{e_2 = \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{отс}.} \qquad (4\text{-}11)$$

Получился очень важный результат. Оказывается, что *при наличии отсасывающей трубы теряемая энергия e_2 состоит из выходных потерь $\alpha_5 v_5^2/2g$ и внутренних потерь $h_{отс}$.*

Для уменьшения теряемой энергии e_2 можно увеличить площадь выходного отверстия трубы F_5 (что приводит к снижению v_5), однако при этом необходимо, чтобы потери $h_{отс}$ не слишком возрастали. Эти потери определяются двумя факторами: трением о стенки, которое имеет сравнительно малое значение, и вихревыми потерями, вызываемыми диффузорностью.

Для обеспечения безотрывного движения, при котором потери минимальны, при осевом потоке угол конусности θ должен быть малым ($\theta < 8°$) или на сторону $0{,}5\,\theta < 4°$ (рис. 4-17). В турбинах угол θ можно увеличить до 12—14° и даже более, не вызывая увеличения потерь, а даже получая некоторое их снижение. С этой целью поток за рабочим колесом при входе в отсасывающую трубу должен быть не осевым, а иметь небольшую крутку, что достигается подбором соответственного режима (угол $\alpha_2 \neq 0$). Тогда возникающие центробежные силы препятствуют отрыву потока от стенок.

Определим теперь энергетический эффект отсасывающей трубы. Для этого найдем значение e_2', если бы не было отсасывающей трубы. Как видно из рис. 4-17, *б*, вода из рабочего колеса со скоростью v_2 выбрасывалась бы в атмосферу и свободно падала в нижний бьеф. Следовательно,

$$e_2' = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + H_s. \qquad (4\text{-}12)$$

Сравнивая (4-12) с (4-11), устанавливаем, что отсасывающая труба увеличивает используемую турбиной энергию на

$$\Delta H_{отс} = H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}. \qquad (4\text{-}13)$$

Отсюда видно, что отсасывающая труба позволяет:

1) *полностью использовать энергию, соответствующую высоте установки турбины H_s над нижним бьефом (важно при $H_s > 0$);*

2) *использовать значительную часть кинетической энергии, которой обладает вода при выходе из рабочего колеса.*

Коэффициент полезного действия, или коэффициент восстановления отсасывающей трубы $\eta_{отс}$ определяют отношением

$$\eta_{отс} = \frac{\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}}{\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}}. \qquad (4\text{-}14)$$

Для хороших отсасывающих труб достаточно большой длины значение $\eta_{отс}$ достигает 80—85%.

Чтобы выяснить, за счет чего получается отмеченный энергетический эффект отсасывающей трубы, вернемся к выражению (4-10), определяющему среднее давление во входном сечении *2-2*. Это выражение показывает, что *отсасывающая труба уменьшает давление за рабочим колесом и создает здесь вакуум*, который слагается из двух частей: статического вакуума, равного H_s, и динамического понижения давления:

$$\Delta h_{дин} = \frac{\alpha_2^2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}. \qquad (4\text{-}15)$$

Это динамическое понижение давления создается за счет преобразования или, как говорят, «восстановления» кинетической энергии $\alpha_2 v_2^2/2g$ в потенциальную диффузорным воздействием отсасывающей трубы. В этом и состоит основной смысл ее рабочего процесса.

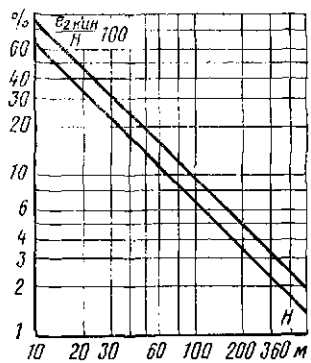


Рис. 4-18. Относительная кинетическая энергия за рабочим колесом в зависимости от напора турбины.

Оценим, насколько существенную часть от всей энергии, располагаемой турбиной, составляет кинетическая энергия потока за рабочим колесом. Эта величина определится отношением

$$\frac{e_{2кин}}{H} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2gH}. \qquad (4\text{-}16)$$

Ориентировочная зависимость $e_{2\,кин}/H$ от напора для полной мощности турбин показана на рис. 4-18. Как видно, в низконапорных турбинах кинетическая энергия за рабочим колесом может составлять 90—50% суммарной энергии H и только у высоконапорных турбин при $H > 100$ м она составляет менее 10 %. Отсюда очевидно, что *возможность использования кинетической энергии e_2 в значительной мере определяет эффективность турбин, указывает на большое значение отсасывающих труб, особенно при низких и средних напорах.*

Типы отсасывающих труб весьма разнообразны. Их можно разделить на два вида: прямоосные и изогнутые.

Прямоосные отсасывающие трубы. Наиболее простым типом является прямая коническая труба (рис. 4-17,*а*), которая имеет хорошие энергетические показатели, однако ее необходимая длина $L_{отс}$ получается весьма значительной, что для крупных вертикальных турбин приводит к большому заглублению основания и повышению стоимости ГЭС. В связи с этим в настоящее время такие трубы применяются только для мелких турбин.

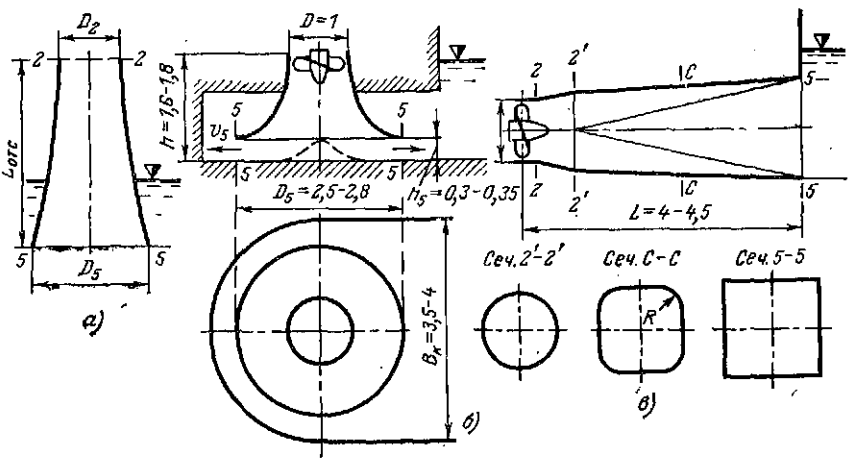


Рис. 4-19. Прямоосные отсасывающие трубы.

Другие типы прямоосных отсасывающих труб показаны на рис. 4-19. Несколько увеличить эффективность конической трубы и сократить ее длину можно, если применить криволинейную образующую (рис. 4-19, *а*). Дальнейшее развитие этой идеи приводит к так называемой раструбной отсасывающей трубе (рис. 4-19, *б*), у которой выходное сечение *5-5* имеет цилиндрическую форму. Для улучшения работы в центре рекомендуется сооружать коноид (показан пунктиром). Но пока эти трубы не получили распространения.

Для горизонтальных турбин, особенно для капсульных агрегатов (см. рис. 2-20), применяются прямоосные трубы (рис. 4-19, *в*). Между сечениями *2-2* и *2'-2'* труба круглая, а дальше к выходному сечению *5-5* осуществляется плавный переход на квадрат или прямоугольник. Как показали исследования, переход лучше осуществлять на большой длине. При этом угол конусности θ не должен быть более 14—16°.

Средний угол конусности θ определяется приведением площади сечения к кругу. Например, для трубы на рис. 4-19, *в* на участке между сечениями *2'-2'* и *5-5* $(L_{2\text{-}5})$

$$F_{2'} = \frac{\pi D_{2'}^2}{4} \text{ и } F_5 = \frac{\pi D_5^2}{4},$$

где $D_{2'}$ и D_5 — приведенные диаметры.

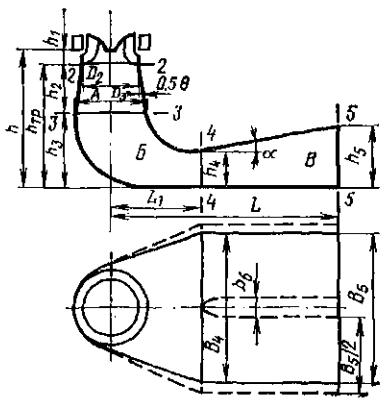


Рис. 4-20. Изогнутая отсасывающая труба.

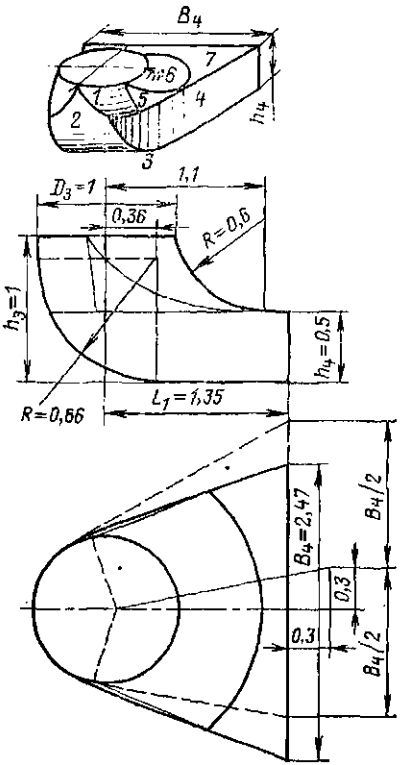


Рис. 4-21. Типовое колено отсасывающей трубы.

Тогда

$$\operatorname{tg} 0{,}5\theta = \frac{\sqrt{F_5} - \sqrt{F_{2'}}}{\sqrt{\pi}\, L_{2'\text{-}5}}. \qquad (4\text{-}17)$$

Изогнутые отсасывающие трубы используются практически на всех гидроэлектростанциях с крупными вертикальными турбинами (см. рис. 2-3 и 2-4). Такая труба (рис. 4-20) состоит из трех основных частей: *А* — конуса, *Б* — колена и *В* — отводящего диффузора. В пределах конуса поперечные сечения трубы круглые, далее в колене они плавно переходят в прямоугольные с более быстрым увеличением ширины и в диффузорной части

сохраняются прямоугольными, причем сечение нарастает за счет высоты (потолок имеет наклон под углом α).

Наиболее характерными размерами изогнутой отсасывающей трубы являются высота h, которая берется от низа направляющего аппарата (фактическая высота трубы меньше и слагается из высоты конуса h_2 и высоты колена h_3), и длина трубы L (в действительности это лишь длина горизонтальной части).

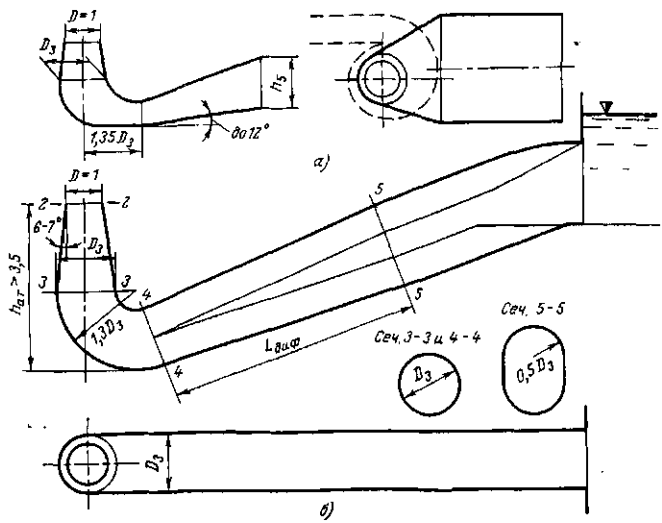


Рис. 4-22. Широко используемые типы изогнутых отсасывающих труб.

Поскольку колено в изогнутой отсасывающей трубе должно вызывать дополнительные гидравлические потери по сравнению с прямоосной трубой, требуется особенно тщательный подбор форм и размеров колена и диффузорной части.

Широко используются изогнутые трубы с типовым коленом ЛМЗ (рис. 4-21). Одна из особенностей этого колена состоит в том, что оно образовано из простых поверхностей: конической *1*, цилиндрических *2* и *3*, торовой *6*, плоскостей *4*, *5* и *7*. Это упрощает изготовление опалубки. Колено может быть симметричным в плане или со смещением средней линии отводящего диффузора (на рис. 4-21 показано пунктиром).

При нахождении размеров отсасывающей трубы основными параметрами являются: входной диаметр D_2 и высота трубы h. Входной диаметр целиком определяется типом рабочего колеса и его размером. Вопрос о высоте $\bar{h} = h/D_1$ более сложен. Применяются типовые трубы с высотой $\bar{h}$: 1,9; 2,3; 2,5; 2,7 и более.

Чем больше $\bar{h}$, тем длиннее коническая часть h_2 (рис. 4-20), тем меньше средняя скорость в колене и, следовательно, тем должны быть меньше гидравлические потери. По энергетическим показателям всегда предпочтительнее более высокая труба. Но в то же время с ростом $\bar{h}$ увеличивается объем работ и стоимость ГЭС. Поэтому высота трубы определяется технико-экономическими соображениями. Большинство отечественных поворотно-лопастных турбин имеют трубы высотой $\bar{h} = 1{,}9$ и 2,3. Для радиально-осевых турбин применяют трубы высотой $\bar{h} = 2{,}5 \div 2{,}7$.

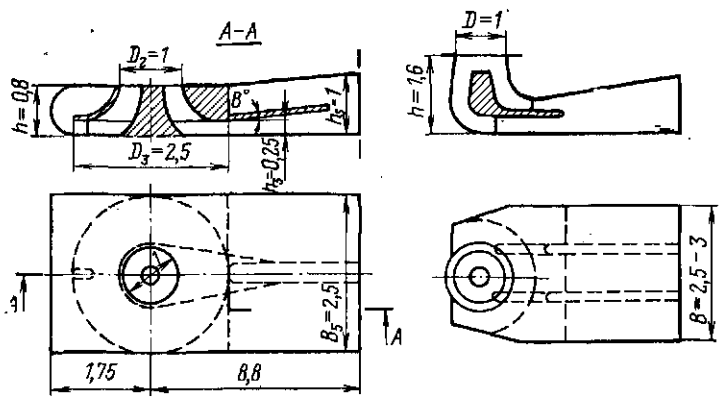


Рис. 4-23. Низкие изогнутые отсасывающие трубы. (Предложение ВНИИГидромаш).

Ширина отсасывающей трубы $B_5 = B_4$ тем больше, чем больше $\bar{h}$. Так, для $\bar{h} = 1{,}9$ $B_5 = 2{,}2D_1$, а для $\bar{h} = 2{,}7$ $B_5 = 2{,}8D_1$. Если B_5 превышает 10—12 м, то с целью облегчения фундаментной плиты ГЭС и уменьшения пролета затворов в диффузоре ставится один, а иногда и два бычка (см. рис. 4-20). При этом нужно обеспечить, чтобы суммарная ширина в свету B_5 сохранилась. Это достигается применением колена с большим углом раскрытия (на рис. 4-21 $B_4 = 2{,}47D_1$) (дополнительно — см. [10, 39]).

Коэффициент полезного действия изогнутых отсасывающих труб довольно высок и составляет 75—80%.

Если требуется оценить, как повлияет изменение длины отсасывающей трубы L на энергетические показатели турбины, то приближенно это можно сделать по выходным потерям, приняв

$$\psi_{вых} = \frac{v_5^2}{2gH}. \qquad (4\text{-}18)$$

Например, если предполагается укоротить диффузор так, что v_5 увеличится с 3,0 до 4,0 м/с, то при напоре $H = 12$ м это приведет

к возрастанию $\psi_{вых}$ с 0,038 до 0,068, т. е. потери возрастут на 3,0% и соответственно снизится к. п. д.

Широко используемые типы отсасывающих труб показаны на рис. 4-22. Несимметричная отсасывающая труба (рис. 4-22, *а*) удобна по условиям компоновки блока здания ГЭС (пунктиром показан контур спиральной камеры). Часто с целью снижения объемов работ диффузорную часть трубы делают наклонной (до 12°). При этом высота выходного сечения h_5 сохраняется.

В подземных и полуподземных ГЭС увеличение высоты трубы не приводит к ощутимому удорожанию, поэтому в этих станциях применяют трубы с $\bar{h} > 3{,}5$ (рис. 4-22, *б*), но стремятся ограничить ширину, для того чтобы имелась возможность сохранить целики скалы между выработками. Это достигается за счет высоты конической части и довольно длинного диффузора $L_{диф}$, который может иметь наклон до 30°. Колено делается постоянного сечения и имеет форму тора. В пределах диффузора сечения изменяются с круглого на овальное с тем же углом конусности (ширина в плане сохраняется D_3). Собственно отсасывающая труба кончается в сечении *5-5*, но в подземных станциях она часто продолжается в виде участка напорного водовода постоянного сечения. К выходу иногда удобно перейти на прямоугольное сечение.

Во многих случаях уменьшение высоты отсасывающей трубы $\bar{h}$ позволяет снизить объемы и стоимость строительных работ. В связи с этим проводились исследования с целью разработки эффективных низких изогнутых труб. Два типа таких труб высотой $\bar{h} = 1{,}2$ ($\bar{h}_{тр} = 0{,}8$) и $\bar{h} = 1{,}6$ показаны на рис. 4-23. В обоих случаях применен внутренний коноид, но в типе на рис. 4-23, *а* использован принцип раструба, а на рис. 4-23, *б* коноид сопряжен с коленом. Пока эти трубы не нашли применения, но создание низких изогнутых отсасывающих труб остается важной задачей.

ГЛАВА ПЯТАЯ

КАВИТАЦИЯ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ ТУРБИН

5-1. ЯВЛЕНИЕ КАВИТАЦИИ

Рассмотрение условий работы турбины с отсасывающей трубой показало, что под рабочим колесом создается пониженное давление [формула (4-10)]. Кроме того, как видно из рис. 3-13 и 3-14, при обтекании лопастей рабочего колеса на их тыльной стороне создается дополнительное снижение давления. Таким образом в некоторой части проточного тракта гидромашины давления могут быть весьма низкими (глубокий вакуум). Эти условия имеют свои особенности и могут приводить к кавитации.

Одним из основных факторов, определяющих движение жидкости при низком давлении, является прочность жидкости на разрыв. Так, по опытным данным чистая вода, не содержащая твердых и газообразных примесей, выдерживает растяжение 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см²), а в особых условиях до 10—25 МПа (100—250 кгс/см²). Теоретически прочность воды на разрыв еще больше. Однако прочность обычной воды на разрыв определяется давлением насыщенного пара $p_{в.п}$, значение которого зависит от температуры жидкости (рис. 5-1). Это объясняется тем, что в воде

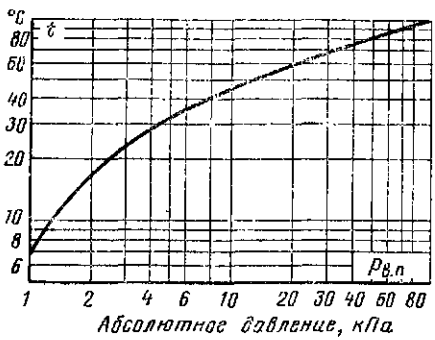


Рис. 5-1. Зависимость давления насыщенного водяного пара от температуры.

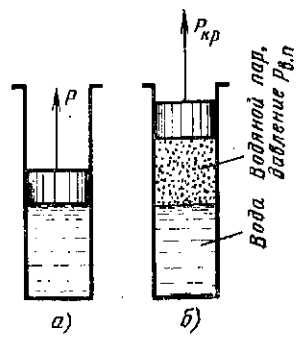


Рис. 5-2. Статический разрыв сплошности воды.

из водотоков и даже из водопровода содержится большое количество мельчайших твердых и газообразных включений, которые представляют собой слабые точки, ядра. Образованию ядер способствует и присутствие в воде растворенного воздуха.

Когда давление в жидкости падает ниже давления насыщенного пара, на границе ядер начинается интенсивный переход жидкости в газообразное состояние — пар (кипение) и образуются местные разрывы сплошности — каверны, заполненные в основном водяным паром. После образования каверн дальнейшее понижение давления в жидкости не происходит, так как оно компенсируется быстрым увеличением объема каверн. При повышении давления каверны захлопываются и пар мгновенно конденсируется.

Как видно на рис. 5-1, давление насыщенного водяного пара при 100°С равно атмосферному, что и определяет точку кипения. На отметке 2200 м над уровнем моря атмосферное давление равно 80 кПа и вода кипит при 93°С. Если абсолютное давление снизить до 2 кПа, то вода может кипеть и при температуре ниже 20°С.

Проверим условия разрыва воды на опыте. Цилиндр с поршнем заполним водой, так чтобы в пространстве под поршнем не было

пузырьков воздуха (рис. 5-2, *а*). Потянем поршень вверх с силой P. Сперва он будет сопротивляться и заметного его перемещения происходить не будет, но когда сила P превысит $P_{кр} = F(p_{атм} - p_{в.п})$, где $p_{атм}$ — атмосферное давление, а F — площадь поршня, то поршень начнет подниматься, а между поршнем и жидкостью создастся полость, заполненная в основном водяным паром с давлением $p_{в.п}$ (рис. 5-2, *б*). При этом, сколько бы поршень ни перемещался вверх или вниз, пока существует каверна, давление под ним будет сохраняться неизменным, равным $p_{в.п}$. Это статический разрыв сплошности жидкости.

В турбулентном потоке явление протекает иначе. Характерной особенностью турбулентного потока является пульсация скоростей и давлений в каждой точке, которая особенно интенсивна в пограничных зонах. Таким образом мгновенное давление в точке турбулентного потока определяется двумя компонентами:

$$p_{а.мги} = p_а + p', \qquad (5\text{-}1)$$

где $p_а$ — осредненное во времени абсолютное давление; p' — пульсационная компонента. Примерная картина изменения $p_{а.мги}$ показана на рис. 5-3.

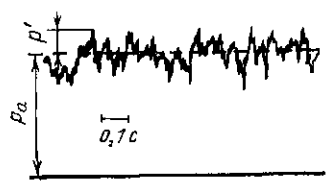


Рис. 5-3. Пульсация давления в турбулентном потоке.

Представим себе, что среднее давление $p_а$ в турбулентном потоке снижается и приближается к давлению насыщенных водяных паров. Тогда, еще при $p_а > p_{в.п}$ в отдельные моменты времени $p_{а.мги}$ будет достигать $p_{в.п}$ и здесь будут образовываться местные каверны, которые сейчас же захлопнутся с повышением давления. С уменьшением $p_а$ число каверн возрастает, но они также будут возникать и захлопываться — пульсировать.

Если в потоке имеются области с еще меньшим давлением, то могут возникать каверны, которые будут сохраняться в течение всего периода переноса через эту область. Жизнь такой каверны состоит из двух фаз: образование и рост — в основном это период прохождения области, где давление падает (вакуум нарастает), и захлопывание, которое происходит в области, где давление увеличивается. При этих условиях каверны могут достигать больших размеров и при их захлопывании в точке (центре) создаются огромные удельные давления.

Возникновение в турбулентном потоке разрывов сплошности жидкости — каверн носит название кавитации.

Кавитирующий поток вызывает следующие воздействия на гидромашины:

1. При достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери, что должно приводить к падению к.п.д. и уменьшению расхода.

2. При наличии кавитации в гидромашине возникает резкий шум и создаются повышенные вибрации.

3. При работе гидромашины в условиях кавитации довольно скоро в тех местах, где захлопываются каверны, образуется износ поверхности.

Рис. 5-4. Кавитационное разрушение (эрозия) стальной поверхности.

Кавитационный износ (эрозия) вызывается главным образом механическим воздействием кавитирующего потока, которое проявляется в виде ударов, возникающих при захлопывании каверн на обтекаемой поверхности или вблизи нее. Особенность воздействия состоит в том, что частота этих ударов очень высока. При этом проявляются усталостные явления в металлах. Разрушение происходит в форме выкрашивания, выбивания отдельных кристаллов, и поверхность металла вместо гладкой становится губчатой (рис. 5-4). Интенсивность разрушения иногда весьма высока и может достигать глубины 10—40 мм в год. Это вызывает необходимость частых ремонтов, смены рабочих органов, что приводит к значительному удорожанию эксплуатации гидромашин. Наруше-

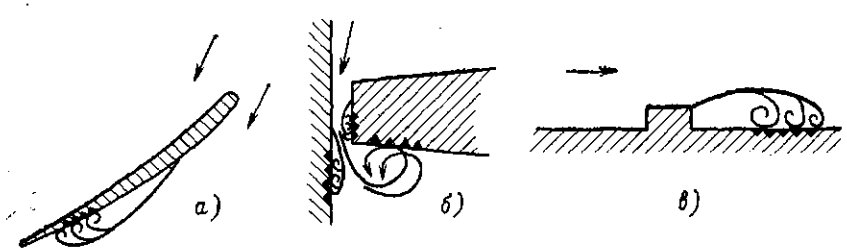


Рис. 5-5. Виды кавитации в гидромашинах.

ние лопастей и других обтекаемых поверхностей приводит также и к дополнительному уменьшению к. п. д.

При кавитации, помимо рассмотренных механических воздействий, проявляются химические и электрические явления. Какова роль этих дополнительных факторов, пока полностью не установлено, но, очевидно, они способствуют увеличению интенсивности кавитационной эрозии (более подробно о кавитации — см. [17, 31, 34]).

Характерными видами (рис. 5-5) кавитации в гидравлических машинах являются: *а* — профильная, возникающая при обтекании лопастей в области наиболее низкого давления; *б* — щелевая при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазоры, например между лопастями рабочего колеса и камерой, и *в* — местная, вызываемая обтеканием неровностей, отдельных уступов, ребер и др., например головок болтов.

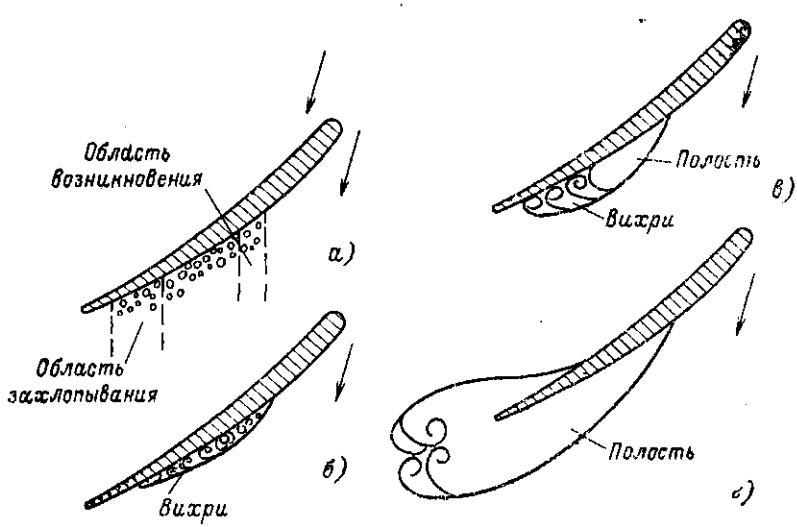


Рис. 5-6. Стадии лопастной кавитации.

Кавитация, в основном профильная, может иметь различные формы или стадии развития, показанные на рис. 5-6. Здесь *а* — пузырьковая форма кавитации, при которой разрывы сплошности имеют вид отдельных движущихся пузырьков — каверн; *б* — зональная или пленочная, характеризующаяся наличием сплошной каверны, заполненной пульсирующими вихрями жидкости; *в* — отрывная, когда в каверне имеется полость, не заполненная жидкостью, и *г* — суперкавитация, при которой полость настолько развита, что она замыкается за пределами профиля.

Каждая из этих форм имеет свои специфические особенности. Пузырьковая и зональная формы наиболее интенсивно проявляются в акустическом (шум) и эрозионном воздействии, но сравнительно мало сказываются на гидродинамических характеристиках потока, в то время как отрывная, а тем более суперкавитация существенно меняют гидродинамические показатели потока, что влияет на расход, мощность и к. п. д. гидромашин.

На основании приведенного рассмотрения условием отсутствия кавитации является

$$p_{ai} > p_{в.п}, \tag{5-2}$$

т. е. *абсолютное давление в любой точке проточного тракта должно быть выше давления насыщенного пара жидкости.*

5-2. КОЭФФИЦИЕНТ КАВИТАЦИИ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

Условие отсутствия кавитации в форме (5-2) является общим, но чтобы его использовать, нужно знать распределение давления во всех точках проточного тракта турбины. Поскольку такими данными, как правило, не располагают, то используют косвенные показатели.

Абсолютное давление в некоторой точке *с* (рис. 5-7) рабочего колеса можно представить соотношением

$$p_{ac} = p_{a2} - \Delta p_{2\text{-}c}, \tag{5-3}$$

в котором p_{a2} — абсолютное давление в сечении *2-2*, а $\Delta p_{2\text{-}c}$ — дополнительное понижение давления в точке *с* относительно сечения *2-2*.

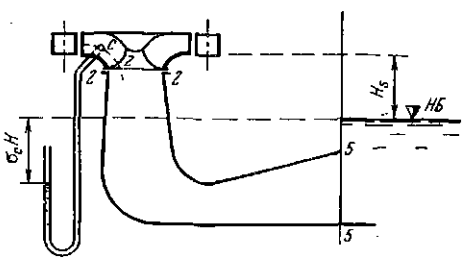


Рис. 5-7. К определению коэффициента кавитации.

Величину $p_{a2}/\rho g$ определяем по (4-10), имея в виду (1-8) и представляя потери в отсасывающей трубе по формуле

$$h_{отс} = \zeta_{отс} \frac{v_2^2}{2g}.$$

Тогда

$$\frac{p_{вэ}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - \zeta_{отс} \frac{v_2^2}{2g} \right). \tag{5-4}$$

В (5-4) выражение в скобках представляет собой среднее динамическое понижение давления [$\Delta h_{дин}$ по (4-15)], создаваемое отсасывающей трубой. Можно показать, что $\Delta h_{дин}$ пропорционально напору. Действительно, используя (3-37), имеем:

$$v_i^2 = \frac{Q^2}{F_i^2} = \frac{(Q_1')^2 D^4 H}{k^2 D^4} = \frac{(Q_1')^2}{k_i^2} H, \tag{5-5}$$

где Q_1' — приведенный расход; k_i — коэффициент площади сечения.

Отсюда

$$\Delta h_{\text{дин}} = \frac{(Q_1')^2}{2g}\left(\frac{\alpha_2}{k_2^2} - \frac{\alpha_s}{k_5^2} - \zeta_{\text{отс}}\right) H = \sigma_{\text{отс}} H. \tag{5-6}$$

По смыслу входящих в выражение (5-6) коэффициентов ясно что они, а следовательно, и $\sigma_{\text{отс}}$ сохраняют неизменное значение при подобных режимах. В итоге $p_{a2}/\rho g$ представляется формулой

$$\frac{p_{a2}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_s - \sigma_{\text{отс}} H. \tag{5-7}$$

Дополнительное понижение давления в точке c рабочего колеса также пропорционально напору

$$\frac{\Delta p_{2\text{-}c}}{\rho g} = \sigma_{\text{р. к}} H. \tag{5-8}$$

Это можно доказать, написав уравнение Бернулли для относительного движения в форме (3-21) для струйки c-2 (рис. 5-7). При этом получим, что $\Delta p_{2\text{-}c}$ с точностью до разности z пропорционально w^2 и u^2, а последние, как это следует из (5-5), пропорциональны напору.

Подставляя (5-7) и (5-8) в (5-3), находим выражение

$$\frac{p_{ac}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_s - \sigma_c H, \tag{5-9}$$

в котором $\sigma_c = \sigma_{\text{отс}} + \sigma_{\text{р. к}}$ — коэффициент кавитации, *показывающий относительное динамическое понижение пьезометрического уровня (давления) в точке с.*

Для различных точек рабочего колеса значение σ_c меняется. Наибольшее его значение для данного режима, соответствующее точке, где давление минимально, есть коэффициент кавитации турбины $\sigma_т$.

Из (5-9), зная $\sigma_т$ и имея в виду (5-2), записываем условие отсутствия кавитации

$$\frac{p_{ac}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_s - \sigma_т H \geqslant \frac{p_{\text{в. п}}}{\rho g} \tag{5-10}$$

или

$$H_s \leqslant \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{в. п}}}{\rho g} - \sigma_т H, \tag{5-11}$$

т. е. *для обеспечения отсутствия кавитации в турбине необходимо ограничивать высоту отсасывания* H_s.

Атмосферное давление зависит от абсолютной отметки над уровнем моря, и приближенно эта зависимость представляется формулой

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = 10{,}3 - \frac{\nabla}{900}, \tag{5-12}$$

где ∇ — абсолютная отметка (считается для нижнего бьефа).

Для холодной воды можно принять $p_{в.\,п}/\rho g = 0{,}3$ м (рис. 5-1). В этих условиях (5-11) приобретает вид:

$$\boxed{H_s \leqslant 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_т H.} \qquad (5\text{-}13)$$

Формула (5-13) широко используется при определении допустимой высоты отсасывания и назначении отметки установки турбины при проектировании ГЭС.

Определение коэффициента кавитации производится экспериментальным путем на модельной установке (см. гл. 6).

Запишем выражение (5-10) в форме уравнения

$$\frac{p_{и.\,б}}{\rho g} - H_s - \sigma_у H = \frac{p_{в.\,п}}{\rho g}. \qquad (5\text{-}14)$$

Здесь вместо $p_{атм}$ стоит $p_{и.\,б}$ — давление над нижним бьефом, а вместо $\sigma_т$ стоит $\sigma_у$ — коэффициент кавитации установки, который определяется формулой

$$\sigma_у = \frac{\frac{p_{и.\,б}}{\rho g} - H_s - \frac{p_{в.\,п}}{\rho g}}{H}. \qquad (5\text{-}15)$$

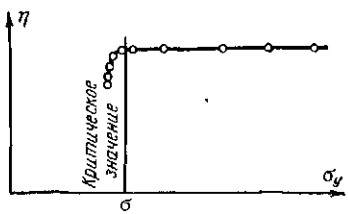


Рис. 5-8. Изменение к. п. д. в зависимости от коэффициента кавитации установки.

Модельная установка работает при постоянном напоре и режим сохраняется неизменным, изменяется только $\sigma_у$, например уменьшается за счет снижения давления $p_{и.\,б}$ (над нижним бьефом создается разрежение). По полученным опытным значениям к. п. д. турбины строится $\eta = f(\sigma_у)$, показанный на рис. 5-8. С уменьшением $\sigma_у$ до некоторых пор η сохраняет свое значение, но затем начинает резко падать. Поскольку режим работы сохраняется и изменяется только коэффициент кавитации, это указывает на возникновение кавитационного срыва, на развитие в турбине кавитационных явлений (если модель прозрачна, то их можно обнаружить и визуально).

Величина $\sigma_у$ непосредственно при срыве представляет собой критический коэффициент кавитации (обозначается σ).

При расчетах допустимой высоты отсасывания H_s по (5-13) расчетный коэффициент кавитации турбины $\sigma_т$ определяют по критическому значению σ с введением коэффициента запаса k_σ:

$$\boxed{\sigma_т = k_\sigma \sigma,} \qquad (5\text{-}16)$$

который принимается $k_\sigma = 1{,}1 \div 1{,}2$.

Пример 5-1. Определить допустимую высоту отсасывания H_s для турбины с напором $H = 60$ м при отметке нижнего бьефа 360 м, если по характеристике $\sigma = 0{,}1$.

Р е ш е н и е. Задаемся коэффициентом запаса $k_\sigma = 1{,}15$. Тогда по (5-16)

$$\sigma_т = 1{,}15 \cdot 0{,}1 = 0{,}115.$$

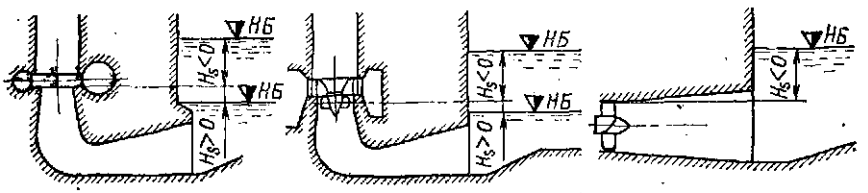


Рис. 5-9. Отсчет высоты отсасывания H_s в различных турбинах.

По (5-13) вычисляем:

$$H_s \leqslant 10 - \frac{360}{900} - 0{,}115 \cdot 60 = 10 - 0{,}4 - 6{,}9 = 2{,}7 \text{ м}.$$

Турбину можно установить на 2,7 м выше отметки нижнего бьефа.

Пример 5-2. Какова будет допустимая высота отсасывания, если для условий примера 5-1 применить другую турбину, у которой $\sigma = 0{,}2$.

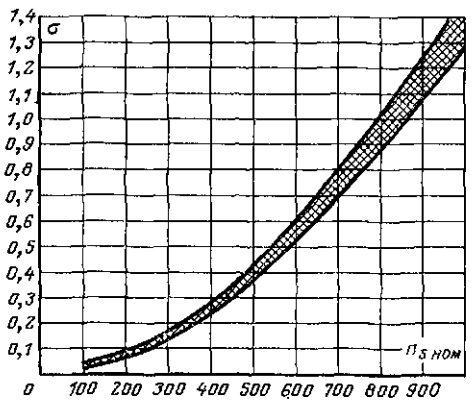


Рис. 5-10. Зависимость коэффициента кавитации турбины от быстроходности при полной нагрузке.

Р е ш е н и е. При том же коэффициенте запаса $k_\sigma = 1{,}15$; по (5-16)

$$\sigma_т = 1{,}15 \cdot 0{,}2 = 0{,}23;$$

по (5-13)

$$H_s \leqslant 10 - \frac{360}{900} - 0{,}23 \cdot 60 =$$

$$= 10 - 0{,}4 - 13{,}8 = -4{,}2 \text{ м}.$$

Турбину придется установить так, чтобы она была заглублена под уровень нижнего бьефа на 4,2 м.

Способы отсчета высоты отсасывания для различных турбин показаны на рис. 5-9. В вертикальных радиально-осевых и диагональных турбинах H_s отсчитывается от нижней кромки направляющего аппарата (часто высоту отсасывания отсчитывают от средней линии направляющего аппарата, тогда $H_s' = H_s + 0{,}5b_0$); в вертикальных осевых — от оси поворота лопастей рабочего колеса. В горизонтальных турбинах H_s отсчитывается от верхней точки рабочего колеса.

Коэффициент кавитации турбин σ зависит от режима работы и типа турбины, от ее коэффициента быстроходности n_s. Для условий номинальной мощности турбины зависимость $\sigma = f(n_{s\,ном})$ показана на рис. 5-10, причем дан диапазон возможных отклонений для различных типов турбин. Среднее значение σ для этих условий можно вычислить по эмпирической формуле

$$\sigma = \frac{(n_{s\,ном} + 30)^{1,8}}{200\,000}. \qquad (5\text{-}17)$$

Приведенные зависимости показывают, что *с ростом быстроходности турбины коэффициент кавитации быстро увеличивается.*

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

6-1. ВИДЫ ХАРАКТЕРИСТИК

В процессе проектирования гидроэлектростанций, при выборе типов турбин и определении их основных параметров, размеров, частоты вращения, к. п. д., отметки установки и других факторов, а также при назначении наиболее целесообразных условий использования оборудования в процессе эксплуатации необходимо иметь достаточно полные данные о свойствах турбин. Эти данные представляются в форме характеристик, определяющих все нужные показатели турбины для различных условий ее работы, точнее, для различных режимов.

Из рассмотрения рабочего процесса в гл. 3 следует, что показатели работы турбин должны определяться двумя факторами:

1) геометрическими, которые фиксируются формой проточной части (тип турбины), размером (диаметр D_1) и открытием направляющего аппарата или иглы a_0 (для поворотно-лопастных турбин, имеющих двойное регулирование, кроме того, еще и углом установки лопастей рабочего колеса φ);

2) кинематическими, фиксирующими режим работы турбины. Последние должны включать две независимые переменные n и Q по (3-30). Если выразить условие подобия режимов по (3-32), то получим:

$$\frac{nD}{\sqrt{H\eta_r}} = \text{const}. \qquad (6\text{-}1)$$

Следовательно, для данного D и к. п. д. переменными, определяющими режим, будут n и H. Для турбин это удобнее, чем (3-30). так как напор обычно задается, а расход определяется.

Таким образом, все показатели работы турбины данного типа в общем виде можно выразить следующими функциональными соотношениями:

$$\left.\begin{aligned} Q &= f_Q(D,\ a_0,\ H,\ n);\\ N &= f_N(D,\ a_0,\ H,\ n);\\ \eta &= f_\eta(D,\ a_0,\ H,\ n).\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \end{aligned}\right\} \qquad (6\text{-}2)$$

Для поворотно-лопастных турбин эти соотношения еще сложнее, так как они включают дополнительную независимую переменную — угол установки лопастей рабочего колеса φ. Например,

$$\eta = f_\eta(D,\ a_0,\ \varphi,\ H,\ n). \qquad (6\text{-}3)$$

Конкретные зависимости (6-2) или (6-3) и называются характеристиками турбин, причем они обычно представляются в графической форме.

Нужно иметь в виду, что в системе характеристик (6-2) разделение переменных на независимые и функции является условным и всегда можно их поменять местами, например вместо открытия a_0 независимым переменным может быть Q, и тогда будем иметь: $N = f_N(D,\ Q,\ H,\ n)$, но зато открытие станет также функцией $a_0 = f_a(D,\ Q,\ H,\ n)$. Важно, что *число независимых переменных совершенно определенно: для турбин с одиночным регулированием (радиально-осевые, пропеллерные, ковшовые) их четыре, для турбин с двойным регулированием (поворотно-лопастные) их пять.*

Построить графическое изображение функции от четырех независимых переменных невозможно. В связи с этим строятся характеристики, у которых часть независимых переменных заменяется постоянными параметрами. Используются две формы характеристик: универсальные и линейные.

Универсальные характеристики имеют два определяющих параметра и представляют собой зависимость данного показателя от двух независимых переменных. Существует несколько типов универсальных характеристик, причем название дается по переменным. Например, универсальная напорно-мощностная характеристика строится в координатах H, N (напор, мощность турбины) при заданных D и n (параметры). Ее часто называют эксплуатационной характеристикой, как было указано в § 2-2, в условиях нормальной эксплуатации частота вращения турбины поддерживается строго постоянной. Общее ее выражение

$$\left.\begin{aligned} \eta &= f_\eta(N,\ H)\\ H_s &= f_{H_s}(N,\ H) \end{aligned}\right\} \text{ при } D_1 = \text{const},\ n = \text{const}.$$

Такая характеристика показана на рис. 6-1 для радиально-осевой турбины $D_1 = 6{,}3$ м и $n = 88{,}3$ об/мин. В поле характеристики проведены изолинии к. п. д. η и допустимой высоты отсасывания H_s. Таким образом, для любых условий работы можно определить значение этих показателей. Например, при $H = 60$ м и $N = 150$ МВт $\eta = 91{,}5\%$ и $H_s = 1{,}8$ м.

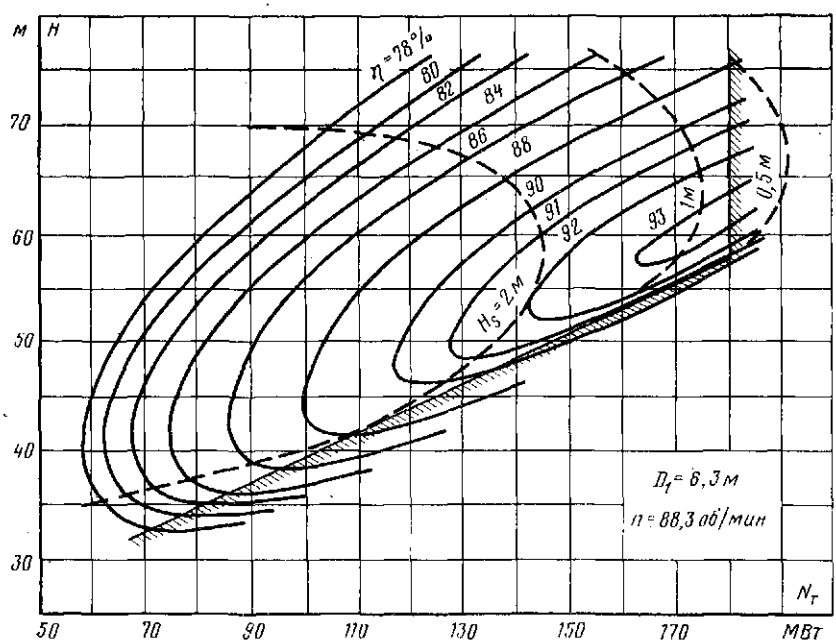


Рис. 6-1. Напорно-мощностная универсальная характеристика.

Можно построить напорно-расходную эксплуатационную характеристику при $D_1 = \text{const}$ и $n = \text{const}$ (рис. 6-2). Здесь даны изолинии к. п. д. η и мощности N.

На характеристиках (рис. 6-1 и 6-2) показаны ограничивающие линии (со штриховкой). Нижняя соответствует наибольшему открытию направляющего аппарата, верхняя — номинальной мощности генератора.

Главная универсальная характеристика. В качестве показателя свойств турбин данного типа широко используется оборотно-расходная характеристика, которая строится при постоянных значениях D_1 и H. Поскольку эта характеристика обычно определяет общие свойства турбин данного типа, ее строят в приведенных параметрах при $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м. Вид ее для радиально-осевой турбины показан на рис. 6-3. По осям

отложены переменные Q'_1 и n'_1 [см. (3-34) и (3-35)]. Нанесены изолинии гидравлического к. п. д., коэффициента кавитации σ и открытий направляющего аппарата a_0.

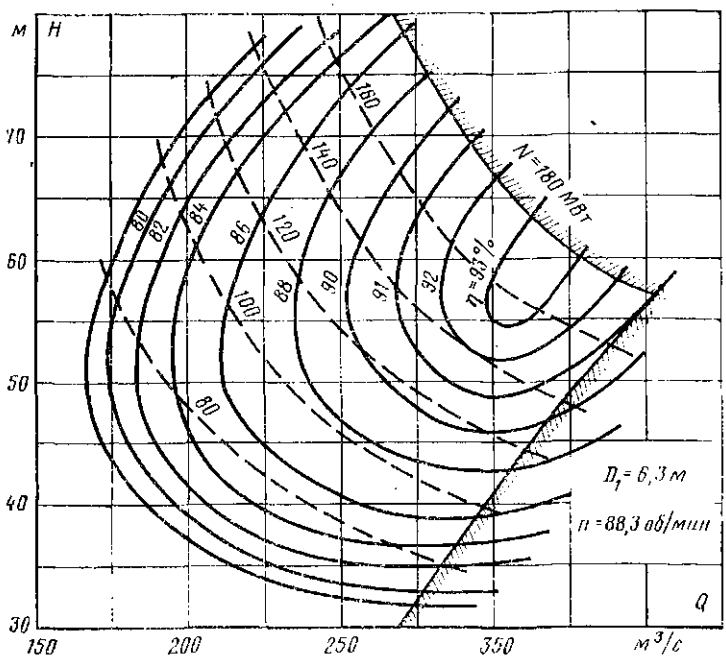


Рис. 6-2. Напорно-расходная универсальная характеристика.

Главная универсальная характеристика строится по данным модельных испытаний (м о д е л ь н а я х а р а к т е р и с т и к а), и все показанные на ней величины (η, σ, a_0 и др.) даны для модели. В связи с этим на характеристике всегда указывают размер модели (диаметр) и приводят ее габаритный чертеж, включая турбинную камеру и отсасывающую трубу.

Важной точкой характеристики является оптимальный режим, отвечающий абсолютному максимуму к. п. д.

На главной универсальной характеристике часто указывается еще линия 5%-ного запаса мощности 95% $N_{макс}$. Правее этой линии можно получить увеличение мощности только на 5%, и обычно в эту область заходить не рекомендуется.

Главная универсальная характеристика полностью освещает свойства турбин данного типа, и по ней, используя формулы пере-

счета (3-36) и (3-37), можно определить все требуемые показатели и построить любую другую характеристику турбины данного типа для заданных параметров.

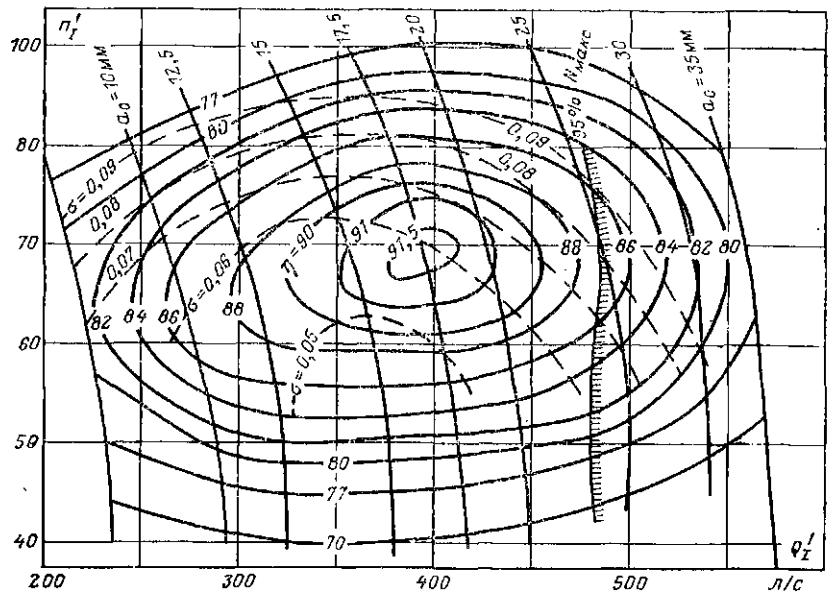


Рис. 6-3. Главная универсальная характеристика радиально-осевой турбины ($D_м = 460$ мм).

Линейные характеристики строятся в зависимости от одной переменной, по которой и получают свое название. При этом принимаются постоянными три параметра. Например, линейная мощностная характеристика представляет собой зависимость показателей турбины от ее мощности

$$\eta = f_\eta(N) \text{ при } D_1 = \text{const},$$

$$n = \text{const}, \quad H = \text{const}.$$

Такая характеристика показана на рис. 6-4. Легко видеть, что данная линейная характеристика представляет собой сечение универсальной напорно-мощностной характеристики на рис. 6-1 при $H = 60$ м.

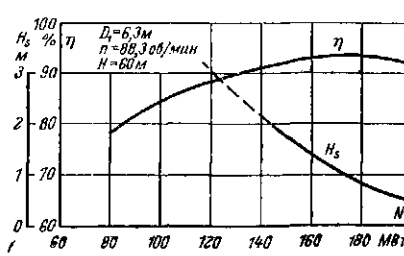


Рис. 6-4. Мощностная характеристика.

Могут строиться и другие линейные характеристики:

оборотная $N = f_N(n)$ при $D = \text{const}$, $a_0 = \text{const}$, $H = \text{const}$;

напорная $H = f_N(H)$ при $D = \text{const}$, $a_0 = \text{const}$, $n = \text{const}$.

Любая линейная характеристика представляет собой некоторое сечение универсальной характеристики.

Линейные характеристики не так полно освещают свойства турбин, как универсальные, но они проще и нагляднее, поэтому их часто используют для сравнения свойств турбин различных типов и видов.

6-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН ПО МОДЕЛЬНЫМ ИСПЫТАНИЯМ

Несмотря на то что методика гидромеханического расчета турбин непрерывно совершенствуется, достаточно полные и надежные характеристики турбин, освещающие широкий диапазон режимов их работы, удается получить только экспериментальным путем. При проектировании турбин расчетным путем обычно разрабатывается несколько вариантов формы проточного тракта, а окончательная их оценка и отработка производятся на основании данных модельных испытаний на опытных стендах. В результате этих испытаний выдаются характеристики (модельные), по которым строятся эксплуатационные и другие характеристики для натурных условий [1].

Различают два вида стендов: энергетические, на которых выявляются все показатели работы турбин в бескавитационных условиях работы, и кавитационные, используемые для определения кавитационных показателей. Энергетические стенды рассчитываются на испытания моделей турбин диаметром от 250 до 460 (800) мм, кавитационные — 250—460 мм.

Энергетический стенд (рис. 6-5) состоит из баков верхнего *1* и нижнего *2* бьефов, емкости *3* и насоса *4*. Между баками монтируется модель турбины *5*, причем рекомендуется выдерживать геометрическое подобие и спиральной турбинной камеры и отсасывающей трубы. При работе модели вода протекает через турбину из бака *1* в бак *2*, где производится измерение расхода мерным водосливом *6*, который, как правило, должен тарироваться объемным или массовым методом. Вода сбрасывается в емкость *3*, из которой насосом *4* перекачивается в верхний бак *1*. Таким образом осуществляется циркуляционная система.

С целью поддержания уровня в баке *1* в нем имеется водослив *7*, через который сбрасывается в емкость *3* избыток воды, подаваемой

[1] Международный код модельных приемо-сдаточных испытаний гидротурбин. (ОНТИ ЦКТИ), 1968.

насосом. Для успокоения и выравнивания потока служат решетки *8* и *9*.

Напор на энергетических стендах обычно составляет 2—6 м.

Основными измеряемыми величинами при испытаниях являются: расход Q, который находится по высоте на водосливе h, напор H, который берется по показаниям пьезометров *10* и *11* (потери до входа в спиральную камеру могут учитываться дополнительно), частота вращения n (определяется тахометром или по счетчику *12*)

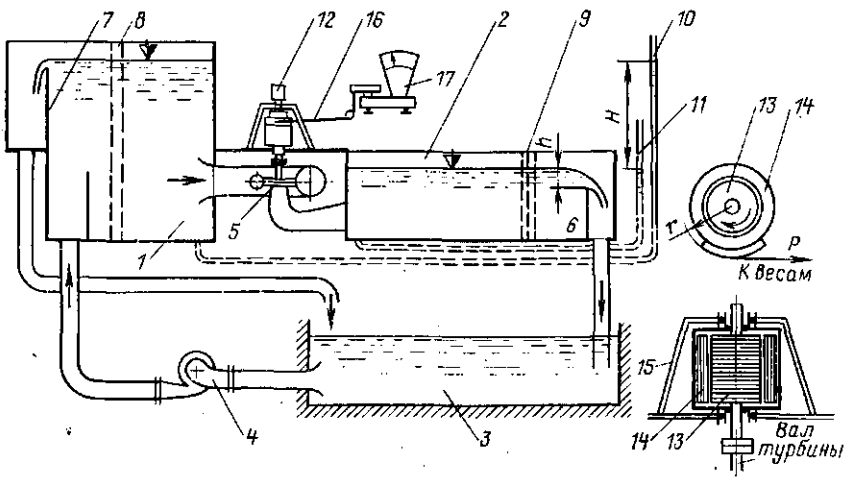


Рис. 6-5. Схема стенда для снятия энергетических характеристик турбин.

и мощность, развиваемая турбиной $N_в$. Наибольшие трудности представляет измерение $N_в$. Для этой цели применяются различные тормоза, в большинстве случаев электрические. Ротор тормоза *13* соединяется с валом модельной турбины, а статор *14* укрепляется на подшипниках к раме *15*. При вращении ротора силы магнитного взаимодействия (в механическом тормозе — силы трения) увлекают и статор, но он удерживается струной *16*, выведенной на весы *17*.

По натяжению струны P и радиусу r определяется момент, развиваемый турбиной, $M_в = Pr$, Н·м, а по частоте вращения n находится и мощность $N_в$, кВт:

$$N_в = \frac{Mn}{9550}. \tag{6-4}$$

Коэффициент полезного действия модели вычисляется по экспериментальным данным

$$\eta_м = \frac{N_в}{9{,}81QH}. \tag{6-5}$$

Испытания проводятся следующим образом. Устанавливается открытие направляющего аппарата a_0 и снимается несколько точек при различной частоте вращения n, которая изменяется тормозом. По измеренным величинам вычисляются приведенные параметры n_1' и Q_1' по формулам (3-34) и (3-35) и составляется таблица величин $\eta_м = f_\eta(n_1', Q_1')$ для различных значений a_0. По этим значениям строится главная универсальная характеристика.

Кроме к. п. д., расхода и мощности при энергетических испытаниях определяется разгонная частота вращения, осевые усилия на рабочем колесе, усилия на лопастях рабочего колеса, лопатках направляющего аппарата и другие величины.

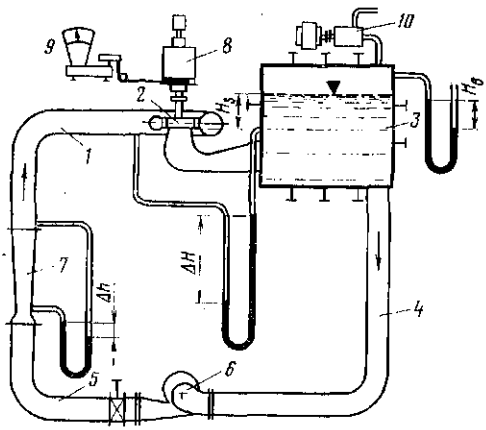


Рис. 6-6. Схема кавитационного стенда.

Кавитационный стенд (рис. 6-6) состоит из подводящего трубопровода *1*, модели турбины *2*, замкнутого бака нижнего бьефа *3*, частично заполненного водой, циркуляционных трубопроводов *4* и *5* и насоса *6*. Стенд замкнутый и работает на постоянном объеме воды, что обеспечивает сохранение отметки нижнего бьефа.

При испытаниях производятся измерения: расхода Q с помощью водомера Вентури *7* (по перепаду Δh дифференциального манометра), напора (перепад ΔH плюс скоростной напор в трубопроводе *1*), мощности $N_в$ (с помощью тормоза *8* и весов *9* аналогично рис. 6-5), вакуума $H_в$ над свободной поверхностью в баке *3* (вакуумметр). Необходимый вакуум создается специальным вакуум-насосом *10*.

Чтобы при испытаниях не возникала кавитация в насосе *6*, он устанавливается на 10—15 м ниже бака *3*. При работе стенда происходит нагрев воды, особенно интенсивный, когда подача регулируется задвижкой у насоса. Для поддержания температуры воды используются охлаждающие змеевики (на схеме не показаны), а иногда добавляют свежую воду из водопровода в бак *3* и одновременно производят сброс воды из напорной линии *5*.

Как правило, используют кавитационные стенды с напором 20—30 м, однако с целью получения более надежных данных, особенно для высоконапорных турбин, как в СССР, так и за границей созданы кавитационные стенды с напором 150—200 м и выше.

Порядок испытаний следующий. Устанавливают какой-либо режим (открытие a_0, напор H и частота вращения n) и затем определяют расход, мощность, к. п. д., ступенями увеличивая вакуум $H_в$ в баке *3*, что приводит к снижению коэффициента кавитации установки $\sigma_у$, вычисляемого согласно (5-15).

Полученные опытные данные представляются в форме графика (см. рис. 5-8), по которому и находится критическое значение σ.

Таким образом определяют значения σ для многих режимов и в виде изолиний их наносят на главную универсальную характеристику (см., например, линии σ на рис. 6-3).

Нужно обратить внимание на следующее: 1) значение σ по опытному графику (см. рис. 5-8) в некоторой степени устанавливается на глаз; 2) кавитационный срыв, по которому фиксируется σ, свидетельствует о достаточно сильно развитой кавитации; если $\sigma_у$ лишь немного превышает σ, то это не всегда гарантирует отсутствие кавитации в турбине. В связи с этим при определении допустимой высоты отсасывания вводится коэффициент запаса k_σ по (5-16).

6-3. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ТУРБИН

Рассмотрим течение за рабочим колесом в жестколопастной (пропеллерной) и поворотно-лопастной турбинах при постоянной частоте вращения n и изменении расхода Q. Из рис. 6-7, *а* видно, что при жесткой установке лопастей ($\beta_2 = \text{const}$) угол α_2 при изменении расхода сильно изменяется. При малых расходах поток имеет интенсивную закрутку в сторону вращения колеса, а при больших — в обратную сторону. Следовательно, только в узком диапазоне изменений Q условия на выходе из колеса будут близки к оптимальным.

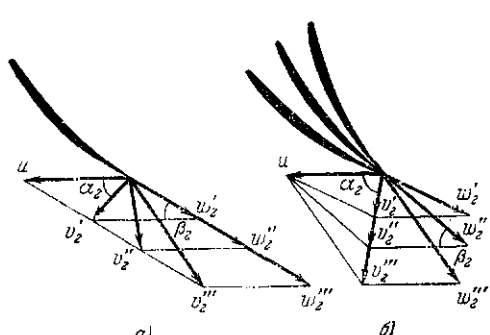


Рис. 6-7. Параллелограммы скоростей на выходных кромках рабочего колеса жестколопастной и поворотно-лопастной турбин.

При двойном регулировании (рис. 6-7, *б*) можно сохранять угол закрутки потока α_2 за рабочим колесом, отвечающим оптимальным условиям течения в широком диапазоне изменения расхода Q.

Для турбин с двойным регулированием (диагональных и осевых) на стенде снимается не одна, а серия частных универсальных характеристик для ряда фиксированных значений угла установ-

ки лопастей рабочего колеса φ (так называемые ч а с т н ы е п р о п е л л е р н ы е х а р а к т е р и с т и к и). Серия таких характеристик осевой турбины, снятых при значениях угла φ —15, —10, —5, 0, +5, +10 и +15°, показана на рис. 6-8.

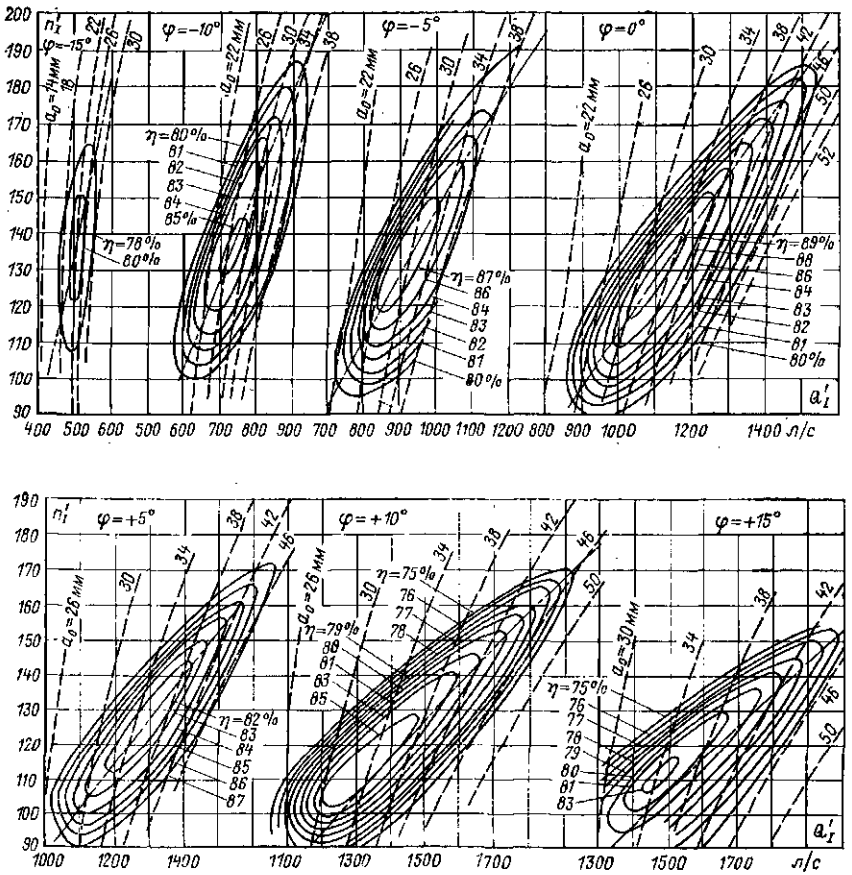


Рис. 6-8. Частные пропеллерные характеристики осевой турбины.

Пропеллерные характеристики показывают, что с ростом угла φ увеличивается пропускаемый расход Q_I'.

Характеристика поворотно-лопастной турбины строится по частным пропеллерным характеристикам исходя из условия, что в любой точке с координатами n_I' *и* Q_I' *к. п. д. максимальный.*

Это построение обычно производят следующим образом. Для нескольких значений n_I' строятся сечения частных пропеллерных

характеристик, представляющие собой кривые $\eta = f_\eta(Q_I')$ и $a_0 = f_a(Q_I')$ (рис. 6-9). Каждая пара кривых соответствует определенному углу лопастей φ. По кривым $\eta = f_\eta(Q_I')$ проводят огибающую и точки ее касания с частными кривыми η сносят на линии

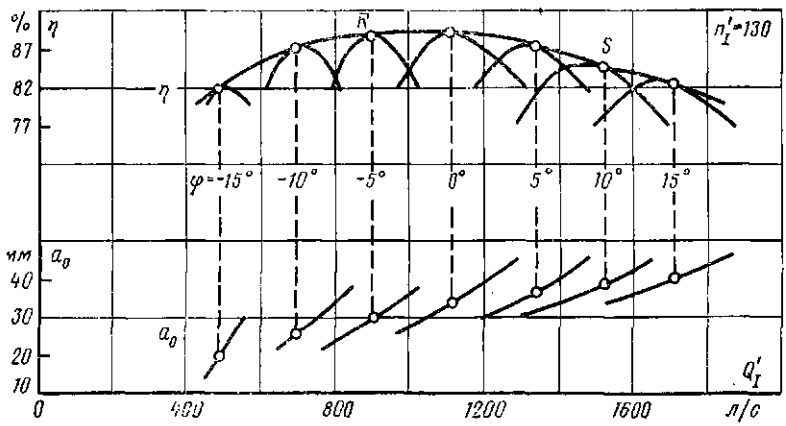


Рис. 6-9. Определение комбинаторных точек на сечениях частных пропеллерных характеристик.

a_0. Для каждой точки таким образом определяются координаты n_I' и Q_I', а также значения $\eta_к$, φ и $a_{0к}$. Это к о м б и н а т о р н ы е т о ч к и.

В поле Q_I', n_I' наносятся все найденные точки для данного n_I' и вписываются значения φ, $a_{0к}$, $\eta_к$. Аналогичным способом наносятся точки и для других значений n_I'. Если число точек достаточно велико, то по ним можно провести изолинии равных значений $\eta_к$, $a_{0к}$, φ и получить главную универсальную характеристику, показанную на рис. 6-10 (индекс «к» — комбинаторные не ставят, но его имеют в виду). С целью большей ясности на сечении рис. 6-9 и на универсальной характеристике рис. 6-10 показаны общие точки R и S.

Коэффициенты кавитации σ обычно определяются на кавитационном стенде уже для найденных по комбинаторной характеристике значений φ, $a_{0к}$ и n_I' и затем наносятся на нее (пунктирные линии на рис. 6-10).

Основная особенность характеристики поворотно-лопастной турбины состоит в том, что она действительна только при строгом соблюдении соответствия между углами φ и открытиями a_0, определяемого комбинаторной зависимостью:

$$\varphi = f_к(a_0,\ n_I'). \qquad (6\text{-}6)$$

На гидроэлектростанциях турбины работают с постоянной частотой вращения $n_н$ и согласно (3-34)

$$n_1' = \frac{n_в D}{\sqrt{H}}. \qquad (6\text{-}7)$$

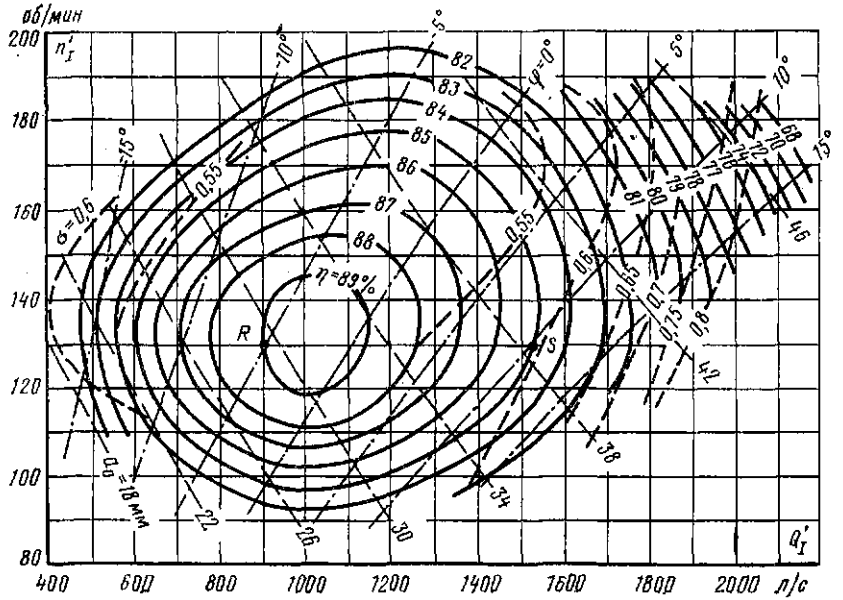


Рис. 6-10. Главная универсальная характеристика (осевой) поворотно-лопастной турбины.

Следовательно, каждому напору H соответствует своя комбинаторная кривая $\varphi = f_к(a_0, H)$.

Имея главную универсальную характеристику, комбинаторные кривые можно построить следующим способом. Задаются несколькими значениями H, для каждого находят по (6-7) значение n_1' и проводят сечение главной универсальной характеристики, с которого выписывают соответствующие значения φ и a_0, и по ним строят искомые кривые.

В качестве примера на рис. 6-11 показаны комбинаторные кривые,

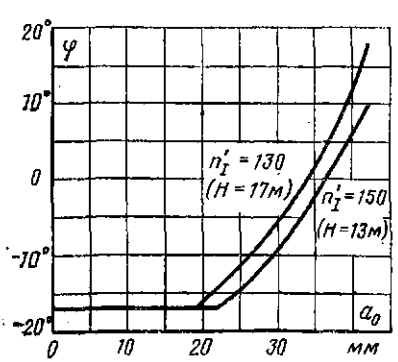


Рис. 6-11. Комбинаторные зависимости поворотно-лопастной турбины.

построенные по характеристике рис. 6-10 для $n_I' = 130$ и 150 (для $D_1 = 9{,}0$ м и $n_н = 60$ об/мин это соответствует $H = 17$ и 13 м).

Таким образом, *при регулировании поворотно-лопастных турбин требуется не только строго выдерживать зависимость между* φ *и* a_0, *но эта зависимость должна изменяться с изменением напора ГЭС.*

6-4. ПЕРЕСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ С МОДЕЛИ НА УСЛОВИЯ НАТУРЫ

Главная универсальная характеристика, построенная в приведенных параметрах Q_I' и n_I' (рис. 6-3 и 6-10) и представляющая собой свойства турбин данного типа, является модельной характеристикой. Необходимые для подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции натурные характеристики получаются пересчетом с главных универсальных. Высокая надежность и точность их прежде всего обеспечиваются строгим геометрическим подобием модели и натуры всех элементов проточного тракта.

Размеры, определяющие проточную часть турбины, пересчитываются с модели пропорционально отношению диаметров модели $D_м$ и турбины $D_т$. С этой целью на главных универсальных характеристиках всегда указываются основные размеры проточной части модели. Например, открытия турбины $a_{0т}$ вычисляются по модели

$$a_{0т} = a_0 \frac{D_т}{D_м}. \qquad (6\text{-}8)$$

При этом условии для подобных режимов пересчет n и Q производится по формулам (3-36) и (3-37), а мощность турбины подсчитывается по формуле (1-19).

Однако необходимо иметь в виду, что некоторые показатели при переходе к натурным условиям изменяются, причем наибольшее значение имеет изменение к. п. д. В связи с этим рассмотрим структуру потерь в турбине и их изменение при переходе от модели к натуре.

Потери в турбине и балансовые характеристики

Все потери энергии в турбине можно представить в виде суммы трех видов потерь: гидравлических, механических и объемных.

Гидравлические потери вызываются протеканием через турбину расхода Q. Эти потери можно подразделить на:

а) потери, связанные с трением жидкости о стенки $h_{тр}$ (аналогично потерям по длине в водоводах);

б) вихревые потери $h_{вихр}$ (аналогичные местным потерям). К вихревым относятся потери на вход в решетку лопастей (см.

рис. 3-7), циркуляционные при выходе с рабочего колеса (см. рис. 3-8), выходные (см. рис. 4-17).

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса турбины. Сюда относятся потери в подшипниках и уплотнениях $N_{тр}$ и так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о жидкость, например в зазорах между ободами рабочего колеса и корпусом (крышкой). Мощность, теряемая на дисковое трение $N_{диск}$, определяется формулой

$$N_{диск} = Pn^3D^5. \tag{6-9}$$

Здесь P — коэффициент, зависящий от n и D. Оказывает влияние и зазор (подробнее — см. [24, 25]).

Объемные потери вызываются внутренними перетоками воды в турбине из области высокого давления в область низкого давления в обход рабочего колеса. С целью снижения объемных потерь в радиально-осевых турбинах применяют щелевые и лабиринтные уплотнения (см. рис. 2-26, 2-29, 2-30), в осевых и диагональных турбинах уменьшают зазор между лопастями и камерой рабочего колеса (см. рис. 2-13).

Каждый из видов потерь мощности можно представить в форме потери напора. Например, если мощность, теряемая на гидравлические потери $N_г$, записать в форме $N_г = 9{,}81\ Qh_г$, то

$$h_г = \frac{N_г}{9{,}81Q}, \tag{6-10}$$

где Q — полный расход, поступающий в турбину.

Аналогично можно найти механические потери $h_{мех}$ и др. Более показательны относительные потери, взятые по отношению к напору турбины H. Например, $1 - \eta_г = h_г/H$, откуда гидравлический к. п. д.

$$\eta_г = 1 - \frac{h_г}{H}. \tag{6-11}$$

Гидравлические потери также можно разбить на отдельные составляющие: потери в подводящем тракте и рабочем колесе $h_{п.р}$, потери в отсасывающей трубе $h_{отс}$, выходные потери $h_{вых}$:

$$h_г = h_{п.р} + h_{отс} + h_{вых}. \tag{6-12}$$

Аналогично механические потери $h_{мех}$ определяются выражением

$$h_{мех} = \frac{N_{мех}}{9{,}81Q}, \tag{6-13}$$

где $N_{мех}$ — мощность, расходуемая на механические потери, и Q — расход турбины.

Объемные потери находятся из выражения

$$N_{об} = 9{,}81 q_{об} H = 9{,}81 Q h_{об},$$

где $N_{об}$ — мощность, соответствующая объемным потерям; $q_{об}$ — объемные потери (расход перетоков); H — напор турбины.

Отсюда получаем:

$$h_{об} = \frac{q_{об}}{Q} H. \qquad (6\text{-}14)$$

С учетом изложенного к. п. д. представится выражением

$$\eta = 1 - \frac{1}{H} \times$$

$$\times (h_{п.\,р} + h_{отс} + h_{вых} + h_{мех} + h_{об}). \qquad (6\text{-}15)$$

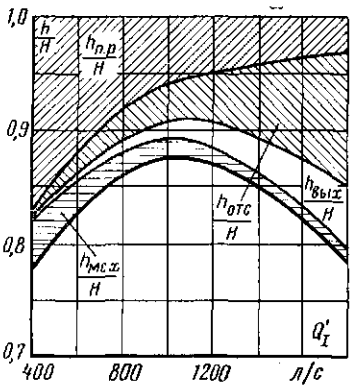


Рис. 6-12. Балансовая характеристика поворотно-лопастной турбины.

Наиболее полное представление о составе и изменении потерь в турбине для различных режимов дает **балансовая характеристика**.

В качестве примера на рис. 6-12 показана балансовая характеристика модели поворотно-лопастной турбины (n_I' = 130 об/мин на рис. 6-10), из которой видно, что механические потери относительно невелики, около 0,02, и от режима зависят мало. Основными являются гидравлические потери (сюда входят и объемные, поскольку выделить их не представляется возможным), но соотношения различных их видов существенно зависят от режима.

Пересчет гидравлического к. п. д. с модели на условия натуры

Представим все гидравлические потери в турбине в форме

$$h_т = \zeta_т \frac{v^2}{2g}, \qquad (6\text{-}16)$$

причем скорость v, к которой относится коэффициент потерь $\zeta_т$, может находиться по любому сечению тракта.

Поток в турбине чрезвычайно сложен, и пока еще нет сколько-нибудь полного представления о закономерностях формирования в нем гидравлических потерь. Приходится вводить упрощения. Можно принять, что коэффициент потерь состоит из двух частей

$$\zeta_т = \zeta_{местн} + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_{\text{местн}}$ — коэффициент потерь, аналогичный коэффициенту местного сопротивления, а $\zeta_{\text{тр}}$ — коэффициент потерь на трение «по длине» обтекаемых поверхностей.

Для оценки изменения $\zeta_{\text{тр}}$ в качестве аналога используем зависимость сопротивления при обтекании тонкой пластинки (рис. 6-13). Сила сопротивления, вызываемая трением P_f, определяется формулой

$$P_f = c_f F \rho \frac{v^2}{2}, \tag{6-17}$$

в которой F — площадь пластинки; v — скорость натекания; ρ — плотность жидкости. Коэффициент сопротивления c_f зависит от относительной шероховатости l/Δ (Δ — эквивалентный выступ шероховатости), и от числа Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{vl}{\nu}, \tag{6-18}$$

где v — скорость; ν — кинематическая вязкость (для воды $\nu = 0{,}01$ м^2/с^2). Эта зависимость для прямоугольной пластинки шириной B и длиной l показана на рис. 6-13.

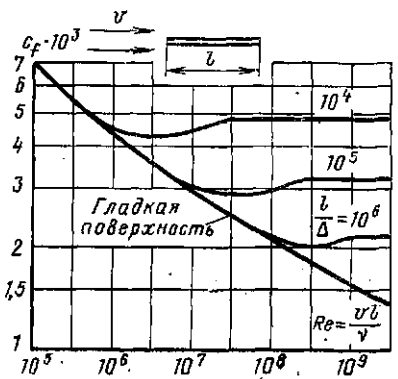


Рис. 6-13. Коэффициент сопротивления трения пластинки.

Приведенные данные показывают, что для гладкой поверхности с ростом Re коэффициент c_f убывает. Согласно формуле Кармана для пластинки при турбулентном пограничном слое

$$c_f = \frac{0{,}074}{\mathrm{Re}^{0.2}}. \tag{6-19}$$

Фактические значения Re для турбин позволяют приближенно принять, что сопротивление, вызываемое трением, изменяется, как для гладкой поверхности, по (6-19).

Совершенно очевидно, что $\zeta_{\text{тр}}$ пропорционален c_f и, следовательно, можно записать:

$$\frac{h_{\text{тр. м}}}{h_{\text{тр}}} = \frac{c_{f\text{м}} v_{\text{м}}^2}{c_f v^2}.$$

Здесь $h_{\text{тр. м}}$ и $h_{\text{тр}}$ — потери трения в модели и в натурной турбине; $v_{\text{м}}$ и v — соответственные скорости.

Используя соотношение (5-5) для подобных режимов

$$\frac{v_м^2}{v^2} = \frac{H_м}{H},$$

получаем:

$$h_{тр} = h_{тр.\,м} \frac{c_f}{c_{fм}} \frac{H}{H_м}$$

или с учетом (6-19)

$$\frac{h_{тр}}{H} = \frac{h_{тр.\,м}}{H_м} \left(\frac{\mathrm{Re}_м}{\mathrm{Re}}\right)^{0,2}. \qquad (6\text{-}20)$$

Положим, что потери трения в модели составляют некоторую часть от общих гидравлических потерь

$$h_{тр.\,м} = \varepsilon h_{г.\,м},$$

тогда, если гидравлический к. п. д. модели $\eta_{г.\,м}$, то относительные потери составляют:

а) местные (вихревые)

$$\frac{h_{местн.\,м}}{H} = (1-\varepsilon)\frac{h_{г.\,м}}{H} = (1-\varepsilon)(1-\eta_{г.\,м});$$

б) на трение

$$\frac{h_{тр.\,м}}{H} = \varepsilon \frac{h_{г.\,м}}{H} = \varepsilon (1-\eta_{г.м}).$$

Выразим теперь гидравлические потери в натурной турбине. Они также будут слагаться из потерь местных и на трение:

$$1-\eta_г = \frac{h_{местн}}{H} + \frac{h_{тр}}{H}.$$

Местные относительные потери для натуры такие же, как и в модели, потери же на трение представляются формулой (6-20). В итоге получаем:

$$1-\eta_г = (1-\varepsilon)(1-\eta_{г.\,м}) + \varepsilon (1-\eta_{г.\,м}) \left(\frac{\mathrm{Re}_м}{\mathrm{Re}}\right)^{0,2}.$$

Учитывая (6-18) и формулы подобия, можем представить отношение

$$\frac{\mathrm{Re}_м}{\mathrm{Re}} = \frac{D_м \nu}{D \nu_м} \sqrt{\frac{H_м}{H}}.$$

При равенстве кинематических коэффициентов модели и натуры $\nu_м = \nu$ формула пересчета гидравлического к. п. д. (точнее, потерь) с модели на натуру приобретает вид:

$$\boxed{1-\eta_г = (1-\eta_{г.\,м})\left[1-\varepsilon+\varepsilon \sqrt[5]{\frac{D_м}{D}} \sqrt[10]{\frac{H_м}{H}}\right]} \qquad (6\text{-}21)$$

или поправка на гидравлический к. п. д. от модели в натуре согласно (6-21) составляет:

$$\Delta\eta_г = \eta_г - \eta_{г.м};$$

$$\Delta\eta_г = (1-\eta_{г.м})\,\varepsilon\left(1-\sqrt[5]{\frac{D_м}{D}}\sqrt[10]{\frac{H_м}{H}}\right). \qquad (6\text{-}22)$$

Следует иметь в виду, что формулы (6-21) и (6-22) получены при целом ряде допущений, поэтому при использовании их необходимо учитывать данные опыта:

1) для поворотно-лопастных турбин в зоне рабочих режимов принимают $\varepsilon = 0{,}75$; для радиально-осевых турбин

$$\text{при } Q_1' \leqslant Q_{1опт}' \quad \varepsilon = 0{,}25 + 0{,}5\frac{Q_1'}{Q_{1опт}'};$$

$$\text{при } Q_1' \geqslant Q_{1опт}' \quad \varepsilon = 0{,}75;$$

2) для предварительных расчетов $\Delta\eta_г$ можно определять только для оптимального режима при $\varepsilon = 0{,}75$, сохраняя значение $\Delta\eta_г$ для всех режимов

$$\eta_г = \eta_{г.м} + \Delta\eta_г; \qquad (6\text{-}23)$$

3) к. п. д. ковшовых турбин для натуры не пересчитывается и принимается таким же, как и на модели.

6-5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПО ГЛАВНОЙ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Обычно требуется построить характеристику для конкретной турбины данного типа. Поэтому у всех характеристик определяющим параметром является диаметр турбины D_1. Необходимые для линейных характеристик еще два параметра зависят от вида линейной характеристики.

Для построения любой характеристики предварительно нужно:

1) установить поправку на к. п. д. $\Delta\eta_г$ по (6-22). Следует учитывать, что в нормальных режимах механические и объемные потери составляют 1,5—2%;

2) установить запас на коэффициент кавитации k_σ по (5-16). Это позволит найти допустимое значение высоты отсасывания.

Ниже рассмотрены способы построения некоторых наиболее часто используемых линейных характеристик (рис. 6-14).

Линейная расходная и мощностная характеристики (рис. 6-14, *а* и *б*) представляют собой сечение главной универсальной характеристики прямой a—a, отвечающей условию $n_1' = \text{const}$ (рис. 6-15):

$$n_{1a}' = \frac{nD}{\sqrt{H}} = \text{const}.$$

На этой линии наносится несколько точек и для каждой вычисляются необходимые параметры: Q, η, N, $\sigma_т$, H_s, a_0 и др.

На этих характеристиках существенное значение имеют линии $N_{макс}$, 0,95 $N_{макс}$ и $a_{х.\,х}$ — открытие холостого хода.

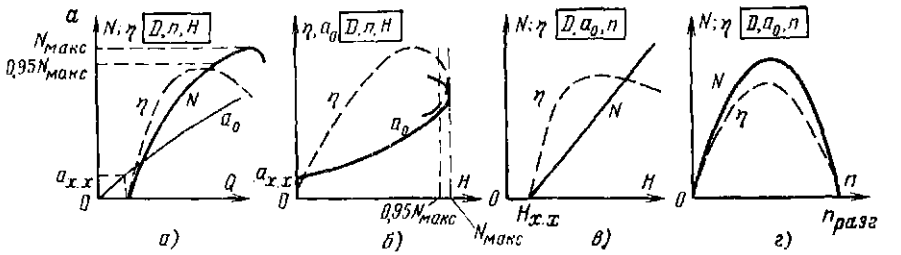


Рис. 6-14. Линейные характеристики турбин.

Линейная напорная характеристика (рис. 6-14, *в*) представляет собой сечение главной универсальной характеристики линией $a_0 = \text{const}$ (линия b—b на рис. 6-15). На этой линии наносится несколько точек и для каждой вычисляются требуемые параметры. Напор, соответствующий каждой режимной точке, находится согласно формулам подобия

$$H = \frac{E}{(n_I')^2}, \quad \text{где } E = (nD_1)^2 \frac{\eta_г}{\eta_{г.\,м}}. \tag{6-24}$$

Здесь $\eta_г/\eta_{г.\,м}$ — отношение оптимальных гидравлических к. п. д. натуры и модели.

На этой характеристике интересна точка $H_{х.\,х}$ — напор холостого хода.

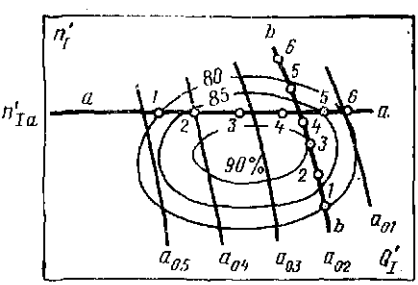


Рис. 6-15. К построению линейных характеристик по главной универсальной.

Линейная оборотная характеристика (рис. 6-14, *г*) также представляет собой сечение главной универсальной характеристики линией $a_0 = \text{const}$ (линия b—b на рис. 6-15). Но здесь каждая точка определяет не напор, а частоту вращения

$$n = n_I' J, \quad \text{где } J = \frac{\sqrt{H}}{D_1} \sqrt{\frac{\eta_г}{\eta_{г.\,м}}}. \tag{6-25}$$

Представляет интерес точка $n_{разг}$ — разгонная частота вращения.

6-6. ПОСТРОЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Универсальные эксплуатационные характеристики турбин отличаются тем, что они строятся при двух параметрах — нормальной частоте вращения $n_н$ и данном диаметре турбины D_1:

$$n = n_н = \text{const} \text{ и } D = D_1 = \text{const}.$$

Каждая эксплуатационная характеристика представляет собой отображение поля главной универсальной характеристики в поле новых координат напора H и мощности N (см. рис. 6-1) или напора H и расхода Q (рис. 6-2). Таким образом, перестроение в основном сводится к пересчету координат от n_I', Q_I' в H, N или H, Q, которое выполняется с помощью формул подобия. Соотношения получаются следующие.

На основании (3-34)

$$H = \left(\frac{nD}{n_I'}\right)^2, \tag{6-26}$$

на основании (3-35) и (6-26)

$$Q = Q_I' D^2 \sqrt{H} = Q_I' D^2 \frac{nD}{n_I'};$$

$$Q = \frac{Q_I'}{n_I'} nD^3. \tag{6-27}$$

Используя формулу мощности

$$N = 9{,}81 QH\eta = 9{,}81 \frac{Q_I'}{n_I'} nD^3 \left(\frac{nD}{n_I'}\right)^2 \eta,$$

получаем:

$$N = 9{,}81 Q_I' \left(\frac{n}{n_I'}\right)^3 D^5 \eta. \tag{6-28}$$

Здесь η — полный к. п. д., соответствующий данному режиму (точка с координатами n_I' и Q_I').

Обычно при построении эксплуатационных характеристик вводят постоянную поправку в приведенную частоту вращения

$$\Delta n_I' = n_{I\,опт}' \left(\sqrt{\frac{\eta_г}{\eta_{г.\,м}}} - 1\right), \tag{6-29}$$

в которой $\eta_г$ и $\eta_{г.\,м}$ — гидравлические к. п. д. турбины и модели при оптимальном режиме.

Тогда для натурной турбины

$$n_{Iт}' = n_I' + \Delta n_I'. \tag{6-30}$$

При вычислении расхода поправку на к. п. д. не вводят.

Техника перестроения может применяться различная. Обычно строятся частные линейные характеристики для ряда значений $n_1' - H = \text{const}$ и их сечения переносятся в поле координат H, Q или H, N.

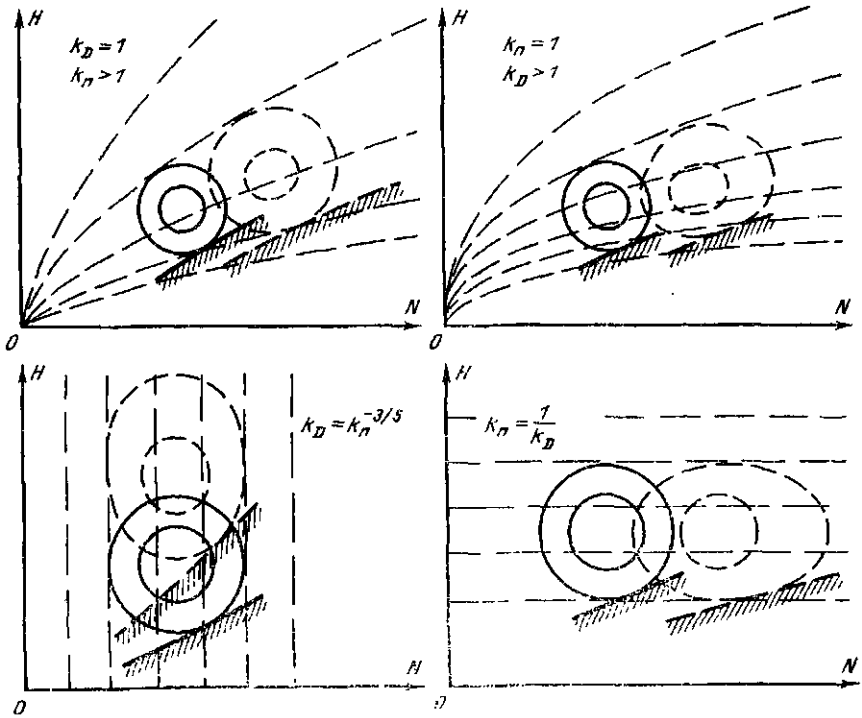


Рис. 6-16. Перемещение точек эксплуатационной характеристики при изменении параметров турбины.

В процессе подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции часто приходится решать вопрос о том, как изменится эксплуатационная характеристика при изменении параметров турбины n и D. Введем масштабные коэффициенты

$$k_n = \frac{n_1}{n_2}; \quad k_D = \frac{D_1}{D_2}; \quad k_H = \frac{H_1}{H_2} \text{ и } k_N = \frac{N_1}{N_2}.$$

Найдем связь $k_H = f_H(k_n, k_D)$ и $k_N = f_N(k_n, k_D)$, используя формулы (6-26) и (6-28). Записывая соответственные отношения, получаем:

$$\left.\begin{aligned} k_H &= k_n^2 k_D^2; \\ k_N &= k_n^3 k_D^5. \end{aligned}\right\} \qquad (6\text{-}31)$$

Соотношения (6-31) показывают, что изменение k_n и k_D приводит к перемещению точек эксплуатационной характеристики в поле координат H, N. Рассмотрим отдельные случаи.

1. Увеличивается частота вращения: $k_D = 1$, $k_n > 1$. При этом $k_H > 1$ и $k_N > 1$, точки рабочей зоны характеристики смещаются вверх и вправо (возрастают H и N). Режимные точки перемещаются по кривым $N = PH^{3,2}$, где P — постоянный коэффициент (рис.6-16, пунктирные линии).

2. Увеличивается диаметр: $k_n = 1$, $k_D > 1$. При этом также $k_H > 1$ и $k_N > 1$ и точки рабочей зоны характеристики смещаются вверх и вправо по линиям $N = RH^{5/2}$, где R — коэффициент (рис. 6-16, пунктирные линии).

3. Требуется так изменить n и D, чтобы точки характеристики сместились только по вертикали (по напору). Для этого надо обеспечить условие по (6-31) $k_N = 1$ или

$$k_n^3 k_D^2 = 1; \quad k_n = k_n^{-3/5}.$$

Поставленное требование будет удовлетворено, если одновременно изменять и n и D с соблюдением полученного равенства. Например, если берем $k_n = 1{,}1$, то $k_D = 0{,}94$, т. е. диаметр надо уменьшить. В этих условиях напор изменяется в $k_H = k_n^2 \left(k_n^{-3/5}\right)^2 = k_n^{4/5}$. Все режимные точки перемещаются по вертикали.

4. Условие, при котором точки характеристики будут смещаться только по горизонтали, т. е. без изменения напора, на основании (6-31) записывается так

$$k_n^2 k_D^2 = 1; \quad k_n = 1/k_D.$$

При этом абсциссы всех точек по N изменятся в k_D^2 раз.

6-7. РАЗГОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

Во время нормальной работы под нагрузкой частота вращения турбины поддерживается постоянной. Однако в аварийных условиях, например при отключении нагруженного агрегата от сети, частота вращения быстро увеличивается, и если не закрывать турбину, то частота может достигнуть предельного значения — разгонной частоты вращения. Поскольку прочность вращающихся частей агрегата (ротора генератора и рабочего колеса) рассчитывается с учетом этого, то важно установить возможную разгонную частоту вращения. С этой целью используется разгонная характеристика турбины, которая снимается на стенде при нулевом значении тормозного момента.

Модельная разгонная характеристика обычно дается в приведенных величинах $n'_{1\,\text{разг}}$ в функции от $a_{0м}$. Разгонная характеристика радиально-осевой турбины с опти-

мальной приведенной частотой вращения $n'_{10} = 66$ об/мин, дана на рис. 6-17. Она показывает, что $n'_{1\,разг}$ растет с увеличением открытия, следовательно, наиболее опасным является разгон при полном открытии. В данном случае при $a_0 = 30$ мм, что соответствует линии 0,95 $N_{макс}$, $n'_{1\,разг} = 133$ об/мин. Коэффициентом разгона называется отношение

$$k_{разг} = \frac{n'_{1\,разг}}{n'_{10}}. \qquad (6\text{-}32)$$

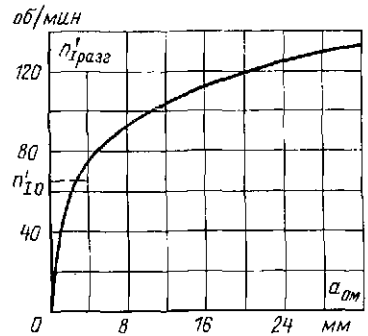


Рис. 6-17. Разгонная характеристика радиально-осевой турбины (модель, $D_1 = 460$ мм).

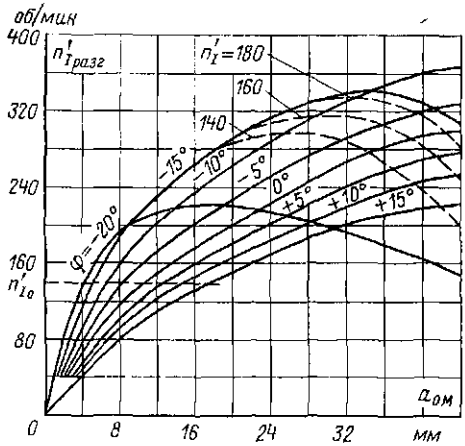


Рис. 6-18. Разгонная характеристика осевой поворотно-лопастной турбины (модель, $D_1 = 460$ мм).

В данном случае $k_{разг}$ составляет 133/66 = 2,0; $k_{разг}$ для радиально-осевых турбин изменяется в пределах от 1,6—1,7 для тихоходных (высоконапорных) до 1,9—2,1 для быстроходных.

Зная $n'_{1\,разг}$, разгонную частоту вращения турбины вычисляют по формулам подобия (3-36):

$$n_{разг} = \frac{n'_{1\,разг}}{D_1}\sqrt{H}, \qquad (6\text{-}33)$$

причем обычно вводят поправку по (6-29)

$$n'_{1\,разг.\,т} = n'_{1\,разг} + \Delta n'_1. \qquad (6\text{-}34)$$

Разгонная характеристика позволяет установить открытие холостого хода $a_{х.\,х}$. Так, если $n'_{1р} = 70$ об/мин, то $a_{х\ х.\,м} = 3{,}5$ мм, а для натуры $a_{х.\,х} = 3{,}5\ D_1/D_м$.

Разгонные характеристики поворотно-лопастных турбин более сложны, так как здесь $n'_{1\,разг} =$

$= f(a_0, \varphi)$. На рис. 6-18 приведена разгонная характеристика поворотно-лопастной турбины, имеющей $n'_{10} = 130$ об/мин. Толстыми линиями даны пропеллерные зависимости при постоянном угле φ установки лопастей рабочего колеса. Они показывают, что $n'_{\text{I разг}}$ возрастает с уменьшением φ и с увеличением a_0, и только при очень малых углах ($\varphi < -15°$) и при больших открытиях характеристика «заваливается» и разгон снижается.

Если установить очень малый угол ($\varphi = -25 \div 30°$), то $n'_{\text{I разг}}$ снизится почти до нуля (средний угол атаки лопастей при этом близок к 90°). Такой же эффект дал бы разворот лопастей на очень большой угол, около $\varphi = +60°$, когда средний угол атаки приближается у нулю.

Наибольшая приведенная частота $n'_{\text{I разг}}$ обычно соответствует углу $\varphi = -5 \div 10°$, и при этом коэффициент разгона $k_{\text{разг}}$ весьма высок. Так, для данной турбины при $a_0 = 44$ мм и $\varphi = -10°$ $n'_{\text{I разг}} = 370$ об/мин, $k_{\text{разг}} = 2{,}85$.

Необходимость расчета вращающихся частей гидроагрегата на столь высокий разгон привела бы к значительному утяжелению генератора. Однако следует учитывать, что в реальных условиях соотношения между φ и a_0 определяются комбинаторной зависимостью и, как видно из рис. 6-11, при малых значениях φ мало и a_0, а при больших a_0 увеличивается и φ. Следовательно, такая невыгодная комбинация a_0 и φ, которая дает абсолютный максимум разгона, практически невероятна. Реальные комбинации a_0 и φ должны приниматься в соответствии с комбинаторной зависимостью, которая устанавливается по условию $n'_{\text{I}} = \text{const}$.

На рис. 6-18 пунктиром показано несколько кривых для $n'_{\text{I}} = \text{const}$, соответствующих различным значениям напора. Любопытно отметить, что на этих кривых максимумы $n'_{\text{I разг}}$ лежат на сравнительно небольших значениях открытия a_0. Например, при $n'_{\text{I}} = 160$ об/мин $n'_{\text{I разг. макс}}$ соответствует $a_0 = 30$ мм, т. е. открытию, составляющему примерно 70% полного открытия. При этом коэффициент разгона значительно снижается (в данном случае $k_{\text{разг}} = 303/150 = 2{,}02$).

6-8. ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

Осевые нагрузки рабочего колеса, воспринимаемые подпятником агрегата, слагаются из осевых компонент давления на верхний и нижний ободы или на втулку и из осевой составляющей гидродинамического воздействия потока на лопасти рабочего колеса, а также силы веса последнего. С целью уменьшения осевого усилия в радиально-осевых турбинах осуществляется уравновешивание

рабочего колеса, для чего на верхнем ободе устраиваются уплотнения и разгрузочные отверстия (поз. *20* на рис. 2-26). Однако в осевых турбинах уравновесить рабочее колесо невозможно, и для них осевые гидродинамические усилия имеют большое значение.

Типичная характеристика приведенных гидродинамических осевых усилий P'_I осевой поворотно-лопастной турбины показана на рис. 6-19 для трех значений угла: $\varphi = -10$, 0 и $+15°$. Пересчет осевого усилия для натурной турбины производится по формуле

$$P_г = P'_I D_1^2 H. \qquad (6\text{-}35)$$

Общее осевое усилие, воспринимаемое подпятником, будет равно сумме $P_г$, весу вращающихся частей и относительно небольшой добавки, учитывающей давления в зазоре между втулкой и крышкой, и для вертикальных турбин гидростатическому взвешивающему усилию (рабочее колесо погружено в воду).

Из характеристики видно, что P'_I увеличивается с уменьшением угла φ. Так, в зоне оптимальной частоты n'_{10} при открытии 27,5 мм для $\varphi = -10°$ $P'_I = 6{,}3$ кН, а для $\varphi = +15°$ $P'_I = 4{,}0$ кН. Гидродинамическая составляющая дает весьма большую нагрузку на подпятник. Например, при $D_1 = 9{,}0$ м и $H = 25$ м, если $P'_I = 5{,}0$ кН, $P_г = 5{,}0 \cdot 9^2 \cdot 25 = 10\,100$ кН (1010 тс). Это является одной из особенностей осевых турбин.

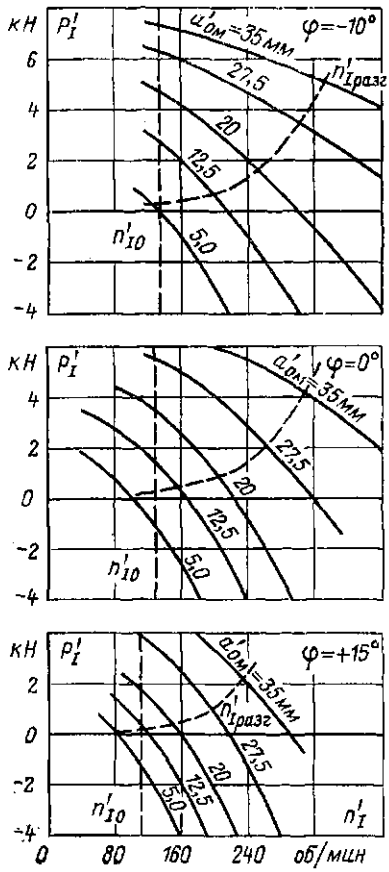


Рис. 6-19. Осевые гидродинамические нагрузки рабочего колеса осевой поворотно-лопастной турбины.

С увеличением n'_I осевое усилие P'_I быстро убывает, но и при $n'_{I\,разг}$ сохраняет положительный знак, т. е. направлено по течению (сверху вниз). При дальнейшем возрастании n'_I, когда турбина переходит в тормозной режим (момент на валу меняет знак), P'_I падает до нуля и переходит в отрицательную зону. Особенно быстро возрастают отрицательные значения P'_I при больших

углах φ и при малых открытиях направляющего аппарата. Это создает опасность подъема вращающихся частей агрегата при быстром закрытии турбины, так как в этих условиях действующее вверх гидродинамическое осевое усилие $P_г$ может превысить вес вращающихся частей. Такие аварийные случаи на ГЭС возникали.

6-9. СРАВНЕНИЕ ТУРБИН РАЗЛИЧНОГО ВИДА ПО ИХ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Условия работы турбин на гидроэлектростанциях не сохраняются постоянными. В зависимости от притока воды и нагрузки энергосистемы в широком диапазоне изменяется мощность. В зависимости от наполнения водохранилища, уровня нижнего бьефа и потерь в водоводах иногда значительно изменяется напор. В связи с этим чрезвычайно важно знать, какое влияние оказывают эти изменения на показатели работы турбин различных видов и типов.

Относительные показатели. Для сравнения свойств различных турбин удобно воспользоваться относительными характеристиками, которые строятся в безразмерных координатах. При этом выбирается какой-либо режим, обычно с наибольшим к. п. д., в качестве базисного и все величины определяются по отношению к базисным (с индексом 0):

$$\eta_{отн} = \eta/\eta_0;\ q = Q/Q_0;\ N_{отн} = N/N_0.$$

В этих условиях любые характеристики различных турбин проходят через общую точку с координатами 1,1, т. е. совмещаются, что позволяет получить наглядное представление об их свойствах. На рис. 6-20 даны относительные расходные (*а*) и мощностные (*б*) характеристики. Они показывают, что различные турбины по-разному реагируют на изменение нагрузки (расхода и мощности).

Наилучшими показателями обладают ковшовые и поворотно-лопастные турбины. Если ограничить рабочий диапазон снижением к. п. д. до 10%, то у этих турбин он составит по расходу q от 0,3—0,45 до 1,8—2,0 и по мощности $N_{отн}$ от 0,25 до 1,6. Точка пересечения оси q ($\eta_{отн} = 0$) дает расход холостого хода $q_{х.\,х}$, который составляет $q_{х.\,х} = 0{,}07 \div 0{,}12$ (7—12%).

Худшие показатели дают радиально-осевые турбины, у которых при изменении нагрузки к. п. д. снижается быстрее, причем особенно резко при увеличении сверх оптимума, $q_{х.\,х}$ составляет 0,15—0,2. Рабочий диапазон этих турбин значительно меньше и по мощности $N_{отн}$ составляет от 0,5—0,6 до 1,05—1,10.

Самые неблагоприятные показатели имеют пропеллерные турбины, у которых к. п. д. очень быстро падает при отклонении режима от оптимального, $q_{х.\,х}$ достигает 0,4—0,45, рабочий диапазон по мощности всего от 0,75—0,8 до 1,03.

Отмеченные свойства турбин имеют большое практическое значение. Действительно, если по условиям работы ГЭС мощность

турбин должна изменяться в довольно широком диапазоне, то предпочтительнее ставить поворотно-лопастные турбины (осевые или диагональные), которые в этих условиях меньше снижают к. п. д., чем радиально-осевые, что в итоге дает повышение выработки энергии ГЭС. Этим и объясняется стремление продвинуть поворотно-лопастные турбины на более высокие напоры. В то же время, если имеется возможность работать при мало изменяющейся нагрузке, могут оказаться целесообразными более простые радиально-осевые и даже пропеллерные турбины.

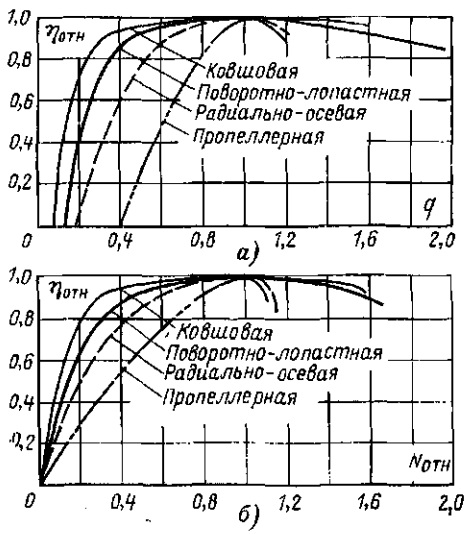


Рис. 6-20. Относительные расходные (*а*) и мощностные (*б*) характеристики турбин.

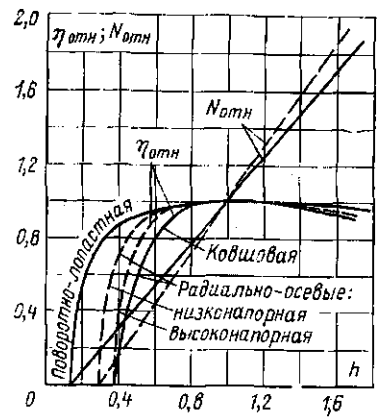


Рис. 6-21. Относительные напорные характеристики турбин.

Влияние изменения напора на работу турбин можно проследить по относительным напорным характеристикам, построенным для постоянной частоты вращения (рис. 6-21). По оси абсцисс отложен относительный напор $h = H/H_0$, где H_0 — напор, соответствующий максимальному к. п. д. при данных условиях.

Эти характеристики показывают, что при увеличении напора сверх расчетного у всех турбин к. п. д. уменьшается незначительно, но при снижении напора, особенно после некоторого предела, к. п. д. очень быстро падает до нуля.

Наилучшие показатели имеют поворотно-лопастные турбины. У них в более широком диапазоне напоров поддерживается высокое значение к. п. д. и они медленнее снижают мощность с падением напора.

Быстрее падает к. п. д. и мощность со снижением напора у ковшовых и высоконапорных радиально-осевых турбин.

Интересна зависимость мощности от напора $N_{отн} = f(h)$ при $n = \text{const}$. Она близка к прямой и довольно точно представляется уравнением

$$N_{отн} = \frac{1}{1 - h_{х.х}}(h - 1) + 1, \qquad (6\text{-}36)$$

в котором $h_{х.х}$ — напор холостого хода (точки пересечения напорной характеристики с осью h на рис. 6-21).

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ПОДБОР ТУРБИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

7-1. НОМЕНКЛАТУРА РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Номенклатура турбин определяет рекомендуемый для использования в зависимости от напора ряд типов турбин (форм проточной части) с указанием их основных показателей: относительных размеров, приведенных значений частоты вращения n_1', расхода Q_1' и коэффициентов кавитации σ. В настоящее время действует номенклатура осевых поворотно-лопастных и радиально-осевых турбин, которая периодически пересматривается и в дальнейшем в нее, очевидно, войдут и диагональные турбины. Номенклатура является основой для подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции (дополнительно — см. [39]).

В СССР принята сокращенная маркировка турбин, причем марка включает четыре показателя.

1. Вид (система) турбины обозначается буквами: ПЛ — поворотно-лопастная осевая; Д или ПЛД — поворотно-лопастная диагональная; ПЛК — поворотно-лопастная капсульная; РО— радиально-осевая; Пр — пропеллерная осевая; ПрД — пропеллерная диагональная; К — ковшовая.

2. Тип турбины определяется в основном напором. Для одного и того же напора может существовать несколько типов турбин, отличающихся формой проточной части. Каждому типу присваивается свой порядковый номер, который указывается в марке турбины (иногда в форме дроби: в числителе — максимальный напор, в знаменателе — тип).

3. Компоновка определяется положением вала агрегата и может быть вертикальной (В) или горизонтальной (Г).

4. Номинальный диаметр турбины D_1, см (для ПЛ и Д-турбин определяется камерой рабочего колеса по рис. 7-2 и 7-3, для РО-турбин — по входным кромкам лопастей

рабочего колеса по рис. 7-4). В диагональных турбинах дается также угол наклона лопастей рабочего колеса θ (рис. 2-25), а в ковшовых — диаметр сопла и число струй.

Примеры марок турбин:

ПЛ20/811-В-800 — осевая поворотно-лопастная, максимальный напор 20 м, тип проточной части (рабочего колеса) № 811, вертикальная, $D_1 = 8{,}0$ м.

Д $\frac{120}{45\text{-}2556}$-В-600 — диагональная поворотно-лопастная, максимальный напор 120 м, $\theta = 45°$, тип № 2556, вертикальная, номинальный диаметр $D_1 = 6{,}0$ м. (Сейчас часто обозначают Д45/2556, но в этом случае нужно иметь в виду, что 45 это не напор, а θ.)

ПЛК15/548-Г-600 — осевая, поворотно-лопастная, капсульная, максимальный напор 15 м, горизонтальная, диаметр 6,0 м.

РО115/810-В-500 — радиально-осевая, максимальный напор 115 м, тип проточной части (в основном форма рабочего колеса) № 810, вертикальная, $D_1 = 5{,}0$ м.

В СССР принято делить турбины по размерам на две группы: крупные (для ПЛ $D_1 > 2{,}8$ и для РО $D_1 > 1{,}8$ м); мелкие и средние (D_1 меньше указанных значений).

Рекомендуемый ряд диаметров крупных осевых и радиально-осевых турбин D_1 по ГОСТ приведен в табл. 7-1. Этот же ряд диаметров используется и для диагональных турбин.

Таблица 7-1

Нормальный ряд диаметров D_1, см						
180	200	225	250	280	320	360
400	450	500	550	600	650	700
750	800	850	900	950	1000	1050

Для высоких напоров предельные диаметры ограничиваются в соответствии с табл. 7-2.

Таблица 7-2

$H_{макс}$, м	>200	>300	>400
$D_{1макс}$, см	850	600	500

Средние и мелкие турбины включают ряд диаметров: $D_1 = 50$, 60, 71, 84, 100, 120, 140, 160, 180, 200 и 225 см. Помимо диаметра турбины характеризуются и мощностью. К средним и мелким относятся турбины с $N < 15\,000$ кВт. Следовательно, турбина

диаметром 180 см, развивающая мощность 20 000 кВт, что возможно при высоком напоре, должна относиться к крупным турбинам.

Рекомендуемые области использования радиально-осевых и поворотно-лопастных турбин по напорам и мощности показаны на рис. 7-1. Всего предусмотрено восемь типов поворотно-лопастных и восемь типов радиально-осевых турбин. Наибольшая мощность

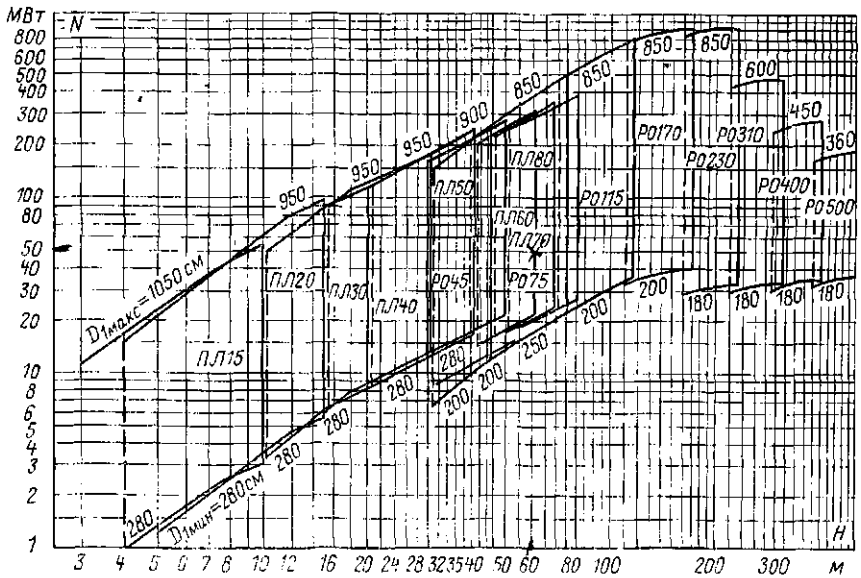


Рис. 7-1. Номенклатура поворотно-лопастных и радиально-осевых турбин.

турбины увеличивается с напором, причем при $H = 30$ м она достигает 200 МВт, а в диапазоне напоров 100—200 м составляет 700—900 МВт. При больших напорах максимальная мощность уменьшается в связи с ограничением диаметра D_1.

Главные универсальные характеристики и другие показатели номенклатурных турбин приведены в отраслевом стандарте.

Каждый тип турбины определяется формой проточного тракта, главной универсальной и другими характеристиками. Однако в качестве основных показателей можно выделить наиболее важные размеры и характерные параметры: приведенные частоту вращения и расход (n_1' и Q_1'), а также коэффициент кавитации σ. Эти данные достаточно полно характеризуют тип турбины и могут служить базой для их подбора при проектировании гидроэлектростанции. Ниже они рассматриваются для турбин различных видов. При этом следует иметь в виду, что поскольку, как указывалось,

для одного и того же напора возможны различные типы проточной части турбин, то и показатели, приведенные в таблицах, могут несколько отклоняться от номенклатурных.

Осевые поворотно-лопастные турбины вертикальные

Основные определяющие параметры приведены в табл. 7-3. Здесь расчетные значения $n'_{1р}$ и $Q'_{1р}$ указаны для условий расчетного напора турбины, который имеет промежуточное значение между максимальным и минимальным (ближе к минимальному). Для турбины каждого типа указаны два значения $Q'_{1р}$ и соответствующие им коэффициенты кавитации σ. Можно брать любые, а также промежуточные с соответствующей интерполяцией σ. Как видно, $Q'_{1р}$ изменяется от 2300 до 1000 л/с. Соответственно σ изменяются от 1,3 до 0,3.

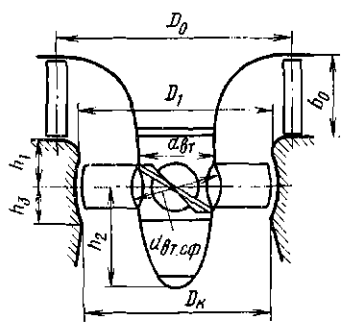


Рис. 7-2. Основные размеры поворотно-лопастных турбин.

Наиболее важные размеры осевых турбин показаны на рис. 7-2. Размеры, отнесенные к диаметру рабочего колеса D_1, $\bar{b}_0$ и $\bar{d}_{вт.\,сф}$, приведены в табл. 7-3. Остальные можно найти следующим образом. $\bar{D}_0 = 1{,}2 \div 1{,}25$ (у ранее разработанных турбин $\bar{D}_0 = 1{,}16$), $\bar{h}_1 = 0{,}21$, $\bar{h}_3 = 0{,}09 \div 0{,}12$, $\bar{h}_2 = \bar{d}_{вт.\,сф}$, $\bar{d}_{вт} = \bar{d}_{вт.\,сф} - 0{,}05$ и $\bar{D}_к = 0{,}973$.

Осевые поворотно-лопастные турбины горизонтальные капсульные

Показатели для двух типов современных осевых поворотно-лопастных турбин при их установке в горизонтальных капсульных агрегатах даны в табл. 7-4. ПЛК10 — турбина очень высокой быстроходности (n_s достигает 1400!), отличается большой пропускной способностью. Эти турбины предназначены для работы на самых малых, переменных напорах (турбины такого типа установлены на приливных электростанциях Ранс во Франции и Кислогубской в СССР). Турбины, соответствующие типу ПЛК15, установлены на Киевской, Каневской и других ГЭС.

Диагональные поворотно-лопастные турбины

Турбины этого типа являются сравнительно новыми, число имеющихся разработанных типов пока невелико, и поэтому приведенные в табл. 7-5 показатели должны рассматриваться как пред-

Таблица 7-3

Основные расчетные данные поворотно-лопастных турбин

Показатели	Тип турбины						
	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70
Максимальный напор, м	15	20	30	40	50	60	70
Приведенная частота вращения, об/мин:							
оптимальная n'_{1c}	160	140	125	120	115	110	105
средняя расчетная n'_{1p}	180	160	150	140	135	130	125
Приведенный расход максимальный расчетный Q'_{1p}, л/с	2300—1900	2200—1750	2000—1500	1800—1300	1500—1200	1350—1100	1250—1000
Коэффициент кавитации σ, соответствующий Q'_{1p}	1,3—0,9	1,2—0,8	1,1—0,65	0,75—0,45	0,55—0,35	0,45—0,30	0,43—0,28
Число лопастей рабочего колеса z_1	4	4	6	7	8	8	8
Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b_0}$	0,42	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35
Относительный диаметр втулки $\overline{d}_{вт.\,сф}$	0,35	0,37	0,41	0,43	0,47	0,51	0,57

Таблица 7-4

Основные расчетные данные поворотно-лопастных капсульных турбин

Показатели	Тип турбины	
	ПЛК10	ПЛК16
Диапазон напоров, м	1—12	3—16
Приведенная частота вращения, об/мин:		
оптимальная n'_{1o}	170	155
средняя расчетная n'_{1p}	210	175
Приведенный расход (максимальный расчетный) Q'_{1p}, л/с	4200—3800	3000—2800
Коэффициент кавитации σ, соответствующий Q'_{1p}	2,8—2,2	2,0—1,6
Относительный диаметр капсулы $\overline{D}_{капс}$	0,8—0,85	1,0—1,25

варительные, особенно по турбинам Д30. Представленный диапазон данных для каждого угла ($\theta = 60$, 45 и 30°) предусматривает возможность использования нескольких типов турбин с различной формой проточной части. Основные размеры показаны на рис. 7-3.

Таблица 7-5

Основные расчетные данные поворотно-лопастных диагональных турбин

Показатели	Тип турбины		
	Д60	Д45	Д30
Угол наклона оси поворота лопастей рабочего колеса θ, град	60	45	30
Диапазон напоров, м	40—70	60—130	120—220
Приведенная частота вращения, об/мин:			
оптимальная n'_{1o}	110	90	80
средняя расчетная n'_{1p}	120	100	90
Приведенный расход (максимальный, расчетный) Q'_{1p}, л/с	1600—1300	1400—1100	1000—700
Коэффициент кавитации σ, соответствующий Q'_{1p}	0,50—0,38	0,32—0,20	0,18—0,10
Число лопастей рабочего колеса z_1	8—9	9—10	10—12
Относительный диаметр втулки рабочего колеса $\overline{d}_{вт}$	0,5—0,55	0,6—0,65	0,7—0,8
Относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса $\overline{D}_к$	1,0	0,98	0,97
Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b}_0$	0,375	0,25	0,2

Относительный диаметр по осям поворота направляющих лопаток $\overline{D}_0 = 1{,}25 \div 1{,}28$. Диаметр втулки $d_{вт}$ в диагональных турбинах определяется по осям поворота лопастей. Аналогичным образом определяется и диаметр рабочего колеса D_1. Следовательно, максимальный размер втулки и максимальный диаметр по входным кромкам рабочего колеса будут значительно больше, чем $d_{вт}$ и D_1. Тип отсасывающей трубы берется такой же, как для осевых турбин, относительной высотой $\overline{h} = 1{,}9 \div 2{,}3$.

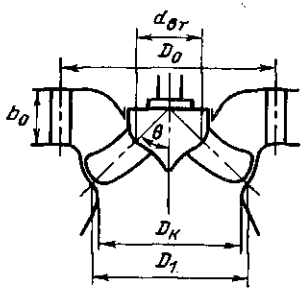


Рис. 7-3. Основные размеры диагональных турбин.

Пропеллерные осевые и диагональные турбины

Сопоставление характеристик (см. рис. 6-20) показывает, что у пропеллерных турбин при отклонении нагрузки или расхода от оптимального к. п. д. снижается значительно быстрее, чем у поворотно-лопастных. В связи с этим мощные пропеллерные турбины применяются редко. Но поскольку на многоагрегатных ГЭС имеется возможность использовать турбину в узкой зоне режимов, близкой к оптимальному, отношение к этим турбинам в последнее время изменяется. Так, на ДнепроГЭС II, введенной в эксплуатацию в 1976 г., часть агрегатов имеет разработанные и изготовленные на ХТГЗ мощные пропеллерные турбины $D_1 = 6{,}8$ м, с углом установки лопастей рабочего колеса $+9°30'$, $N = 115$ МВт, $n = 107{,}1$ об/мин. Это позволило уменьшить диаметр втулки с $d_{вт.\,сф} = 0{,}43$ у соответствующей поворотно-лопастной турбины до $d_{вт} = 0{,}35$, снизить примерно на 10% массу турбины и несколько улучшить кавитационные показатели. Полученный опыт указывает на целесообразность использования в некоторых случаях пропеллерных осевых и диагональных турбин.

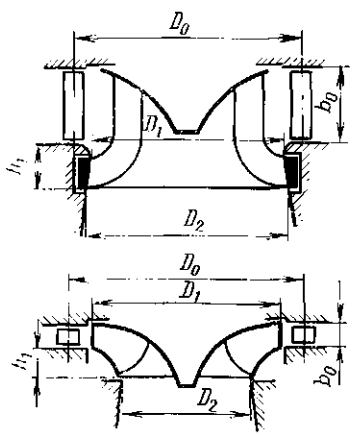


Рис. 7-4. Размеры радиально-осевых турбин.

Радиально-осевые турбины

Показатели радиально-осевых турбин различных типов в широком диапазоне напоров — от 45 до 700 м приведены в табл. 7-6, а размеры — на рис. 7-4. Относительный диаметр по осям направ-

Таблица 7-6

Основные расчетные данные радиально-осевых турбин

Показатели	Тип турбины								
	РО45	РО75	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	РО700
Максимальный напор, м	40	75	115	170	230	310	400	500	700
Приведенная частота вращения оптимальная n'_{1o}, об/мин	85	80	75	70	67	65	60	60	50
Приведенный расход Q'_1, отвечающий 5%-ному запасу мощности ($0{,}95\ N_{макс}$), л/с	1400	1250	1150	770	570	450	320	250	200—150
Коэффициент кавитации σ, соответствующий Q'_1	0,22	0,18	0,15	0,09	0,07	0,05	0,045	0,04	0,036—0,03
Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b}_0$	0,35	0,30	0,25	0,2	0,16	0,12	0,10	0,08	0,07—0,06
Относительный выходной диаметр $\overline{D}_2$	1,15	1,1	1,0	0,95	0,9	0,78	0,7	0,65	0,6—0,55

ляющих лопаток $\overline{D}_0 = 1{,}20$ (в турбинах более ранних выпусков он составлял 1,16). Высота до низа рабочего колеса $\overline{h}_1 = 0{,}12 \div 0{,}15$ для напоров до 200 м и $\overline{h}_1 = 0{,}18 \div 0{,}2$ для более высоких напоров. Для каждого диапазона напоров имеется несколько типов турбин и могут быть разработаны другие, поэтому параметры, особенно Q'_1 и σ, могут иметь и промежуточные значения, т. е. определяться интерполяцией.

Показатели массы турбин

При проектировании гидроэлектростанции часто требуется определить общую массу турбины и отдельных ее частей, особенно рабочего колеса. Эти данные важны, поскольку стоимость турбины данного вида в основном пропорциональна ее массе, а от массы рабочего колеса зависит выбор способов транспортировки и монтажа.

Точное значение массы турбины можно установить только на основании проектных данных завода-изготовителя. Следует учитывать, что даже для одних и тех же условий и при одинаковых размерах в разных проектах масса турбины будет разной, что свя-

зано с применяемыми конструктивными решениями. Со временем в процессе совершенствования конструкций турбин показатели удельной массы довольно существенно изменяются. На рис. 7-5 показано непрерывное снижение удельной массы всех видов турбин по годам. Процесс этот шел быстрее в 30—50-е годы, продолжается и сейчас, хотя медленнее. Эти факторы нужно учитывать при использовании аналогов.

Рисунок 7-5 показывает также, что удельная масса турбины существенно зависит от напора и с увеличением напора снижается. Так, при $H = 200$ м удельная масса составляет около 3,5 кг/кВт, а при $H = 20$ — около 13 кг/кВт, т. е. в 3,7 раза больше. Следовательно, с увеличением напора снижается и относительная стоимость турбинного оборудования ГЭС.

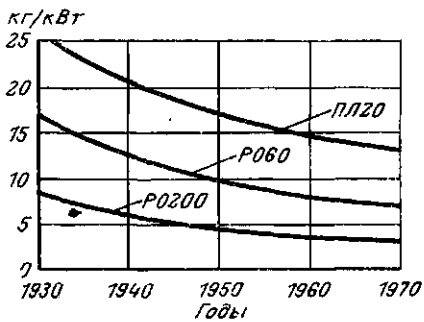


Рис. 7-5. Изменение удельной массы турбин по годам.

Для предварительных расчетов можно использовать приведенные ниже приближенные эмпирические формулы.

Для осевых поворотно-лопастных турбин общая масса

$$G_{\text{т}}^{\text{пл}} = 1{,}5D_1^{2{,}5}H_{\text{макс}}^{1/3}k_{\text{с. к}}. \quad (7\text{-}1)$$

Здесь D_1 — диаметр турбины (рабочего колеса), м; $H_{\text{макс}}$ — максимальный напор ГЭС, м; $k_{\text{с. к}}$ — коэффициент, учитывающий массу стальной облицовки спиральной камеры. Если применена стальная камера, как, например, на Верхнетуломской ГЭС на рис. 2-12 и на ГЭС Орлик на рис. 2-19, то $k_{\text{с. к}} = 1{,}2 \div 1{,}25$; при бетонной камере $k_{\text{с. к}} = 1$.

Масса рабочего колеса $G_{\text{р. к}}^{\text{пл}}$:

$$G_{\text{р. к}}^{\text{пл}} = k_{\text{р. к}}D_1^3H_{\text{макс}}^{1/3}, \quad (7\text{-}2)$$

где $k_{\text{р. к}}$ — коэффициент, зависящий от числа лопастей. Для $z_1 = 4$ $k_{\text{р. к}} = 0{,}1 \div 0{,}12$, для $z_1 = 6$ $k_{\text{р. к}} = 0{,}13 \div 0{,}16$.

Масса диагональных турбин примерно на 10% больше, чем дает формула (7-1), в основном за счет большей массы рабочего колеса.

Для радиально-осевых турбин общая масса, включая стальную спиральную камеру $G_{\text{т}}^{\text{ро}}$,

$$G_{\text{т}}^{\text{ро}} = 3{,}6D_1^{2{,}5}H_{\text{макс}}^{0{,}2}k_{\text{с. к}}. \quad (7\text{-}3)$$

Здесь D_1 — номинальный диаметр рабочего колеса, м; $H_{\text{макс}}$ — максимальный напор ГЭС, м; $k_{\text{с. к}}$ — коэффициент, учитывающий

массу спиральной камеры. Если применена бетонная камера (обычно при небольшом напоре, например, Плявинская ГЭС, $H_{макс} = 40$ м), то $k_{с.к} = 0{,}8 \div 0{,}85$. При стальной спиральной камере $k_{с.к} = 1$.

Масса рабочего колеса радиально-осевой турбины в основном зависит от диаметра и приближенно может вычисляться по формуле

$$G^{ро}_{р.к} = k_{р.к} D_1^3, \tag{7-4}$$

где $k_{р.к} = 0{,}55 \div 0{,}65$.

7-2. ПОДБОР РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН ПО ПРИВЕДЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

В качестве исходных условий задаются: $H_р$ — расчетный напор, $H_{макс}$ — максимальный напор, $H_{мин}$ — минимальный напор, $N_р$ — требуемая расчетная мощность турбины и ∇ — абсолютная отметка уровня нижнего бьефа. Необходимые для расчетов показатели $n'_{1р}$, $Q'_{1р}$, σ и др. можно брать по табл. 7-2 — 7-5, но более полные данные устанавливаются по главным универсальным характеристикам турбин соответствующих типов.

Расчет производится в следующей последовательности.

1. Тип турбины выбирается в основном по $H_{макс}$.

2. Расчетный расход турбины $Q_р$ (наибольший) определяется по заданной мощности $N_р$ с помощью формулы (1-19)

$$Q_р = \frac{N_р}{9{,}81 H_р \eta}. \tag{7-5}$$

Поскольку расчет ведется на полное открытие турбины, то η меньше оптимального. Обычно принимают для поворотно-лопастных турбин $\eta = 0{,}87 \div 0{,}9$, для радиально-осевых турбин $\eta = 0{,}9 \div 0{,}92$.

3. Диаметр турбины D_1 находится по формуле (3-35)

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_р}{Q'_{1р}\sqrt{H_р}}}. \tag{7-6}$$

Для радиально-осевых турбин расчетный приведенный расход $Q'_{1р} = Q'_1$ на линии 5%-ного запаса мощности ($0{,}95 N_{макс}$). В поворотно-лопастных турбинах $Q'_{1р}$ обычно выбирается из условий, определяемых допустимой высотой отсасывания, т. е. по максимальному значению коэффициента кавитации σ. В связи с этим в табл. 7-3 — 7-5 указаны два значения $Q'_{1р}$ с соответственными величинами σ. Предпочитают всегда наибольший $Q'_{1р}$, это позволяет уменьшить D_1 и повысить частоту вращения. Можно брать и промежуточные значения $Q'_{1р}$, тогда σ находится интерполяцией.

Установив значение Q_1' и вычислив по (7-6) D_1, по табл. 7-1 принимают ближайший номенклатурный диаметр.

4. Частота вращения турбины n определяется по формуле

$$n = \frac{n_{1p}' \sqrt{H_p}}{D_1}. \tag{7-7}$$

Расчетная приведенная частота n_{1p}' для радиально-осевых турбин берется близкой к оптимальной n_{1o}' (табл. 7-6), а для поворотно-лопастных и диагональных турбин $n_{1p}' > n_{1o}'$ (табл. 7-3 — 7-5). Это связано с тем, что большую часть времени турбина работает при напоре $H > H_p$ и тогда, как это ясно (3-34), при той же частоте n приведенная частота n_1' снижается и попадает в зону оптимума характеристики турбины.

Вычислив значение n по (7-7), принимают ближайшую синхронную n_c.

5. Частота вращения агрегата, как было указано в § 2-2, должна быть равна синхронной, которая определяется следующей формулой:

$$\left.\begin{aligned} &\text{для 50 Гц } n_c = \frac{6000}{p}; \\ &\text{для 60 Гц } n_c = \frac{7200}{p}, \end{aligned}\right\} \tag{7-8}$$

где p — число полюсов ротора генератора, которое всегда четно, а при $p > 24$ желательно иметь его кратным четырем.

Таким образом, ряд синхронных частот вращения вполне определенен и промежуточные значения невозможны (табл. 7-7).

Таблица 7-7

p	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
n_c для 50 Гц	3000	1500	1000	750	600	500	428	375	333	300 и т. д.

6. Допустимая высота отсасывания H_s находится по формуле (5-13) с введением коэффициента запаса по (5-16). При этом следует учитывать, что на главных универсальных характеристиках и в табл. 7-3 — 7-6 значения σ даны без запаса.

7. Основные размеры турбины определяются по D_1 на основании относительных размеров, приведенных в таблицах, описаниях и на чертежах турбин данного типа.

8. Масса турбины определяется по приближенным формулам или по аналогам.

9. После того, как выбран тип турбины и определены D_1 и n, по заданным $N_р$ и напорам $H_р$, $H_{макс}$ и $H_{мин}$ полезно выделить используемую зону главной универсальной характеристики. Для этого вычисляют три значения n'_1 для всех трех напоров:

$$n'_{1р} = \frac{nD}{\sqrt{H_р}}; \quad n'_{1\,мин} = \frac{nD}{\sqrt{H_{макс}}}; \quad n'_{1макс} = \frac{nD}{\sqrt{H_{мин}}}.$$

Кроме того, для $H_{макс}$ находят значение $Q_{1\,Hмакс}$. По формуле (1-19) вычисляют расход $Q_{Hмакс}$ (значением η задаются) и тогда

$$Q'_{1\,H\,макс} = \frac{Q_{H\,макс}}{D_1^2\sqrt{H_{макс}}}.$$

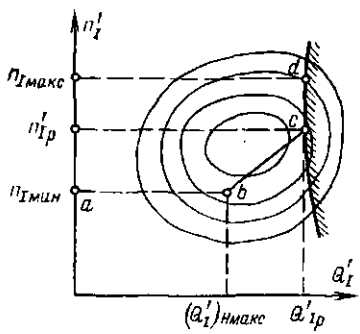


Рис. 7-6. Используемая область характеристики турбины.

Полученные точки наносят на главную универсальную характеристику, как показано на рис. 7-6, и с их помощью выделяют используемую зону. Эта зона ограничена линиями a, b, c, d, e. Хорошо, если область высоких к. п. д. целиком расположена внутри используемой зоны.

С целью большей конкретности рассмотрим несколько числовых примеров.

Пример 7-1. Подобрать турбину для следующих условий: $N_р = 75$ МВт, $H_р = 95$ м, $H_{макс} = 110$ м, ∇ НБ $= 250$ м.

Р е ш е н и е. 1. По табл. 7-6 принимаем турбину РО115.

2. Расчетный расход находим по (7-5), считая $\eta = 90\%$:

$$Q_р = \frac{75\,000}{9{,}81 \cdot 95 \cdot 0{,}9} = 89{,}5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем согласно табл. 7-6 $Q'_{1р} = 1{,}15$ м^3/с.

3. Диаметр турбины по (7-6)

$$D_1 = \sqrt{\frac{89{,}5}{1{,}15\sqrt{95}}} = 2{,}83 \text{ м}.$$

По табл. 7-1 берем ближайший номенклатурный диаметр $D_1 = 280$ см.

4. Для радиально-осевой турбины $n_{1р} = n_{1о} = 75$ об/мин (табл. 7-6). По (7-7)

$$n = \frac{75\sqrt{95}}{2{,}8} = 261 \text{ об/мин}.$$

5. Ближайшая синхронная скорость $n_с$ по (7-8) 250 об/мин ($p = 24$), принимаем $n = 250$ об/мин.

6. Допустимая высота отсасывания H_s при $\sigma = 0{,}15$ (табл. 7-6) и $k_\sigma = 1{,}1$ составляет по (5-13)

$$H_s = 10 - \frac{250}{900} - 1{,}1 \cdot 0{,}15 \cdot 95 = -6{,}0 \text{ м}.$$

7. Основные размеры турбины:
диаметр на выходе рабочего колеса $D_1 = 1{,}0 \cdot 2{,}8 = 2{,}8$ м;
высота направляющего аппарата $b_0 = 0{,}25 \cdot 2{,}8 = 0{,}67$ м;
диаметр по осям направляющих лопаток $D_0 = 1{,}2 \cdot 2{,}8 = 3{,}35$ м.

8. Масса турбины по (7-3) при стальной турбинной камере $k_{с.к} = 1$

$$G_т^{ро} = 3{,}6 \cdot 2{,}8^{2{,}5} \cdot 110^{0{,}2} = 114 \text{ т}.$$

Масса рабочего колеса по (7-4) при $k_{р.к} = 0{,}6$

$$G_{р\,к}^{ро} = 0{,}6 \cdot 2{,}8^3 = 13{,}2 \text{ т}.$$

Пример 7-2. Подобрать вертикальную турбину для следующих условий: $N_р = 45$ МВт, $H_р = 10$ м, $H_{макс} = 13$ м, $\nabla НБ = 180$ м.

Р е ш е н и е. 1. По табл. 7-3 выбираем турбину ПЛ15.

2. Расчетный расход (7-5) при $\eta = 88\%$ составит:

$$Q_р = \frac{45\,000}{9{,}81 \cdot 10 \cdot 0{,}88} = 520 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выбираем значение $Q'_{1р}$. По табл. 7-3 для максимального $Q'_{1р} = 2300$ л/с, $\sigma = 1{,}3$ принимаем $k_\sigma = 1{,}15$. При этих условиях по (5-13)

$$H_s = 10 - \frac{180}{900} - 1{,}15 \cdot 1{,}3 \cdot 10 = -5{,}2 \text{ м}.$$

Считаем заглубление приемлемым. Если требовалось бы уменьшить заглубление, т. е. увеличить допустимую H_s, то можно было бы принять меньшее значение $Q'_{1р}$.

3. Диаметр турбины по (7-6)

$$D_1 = \sqrt{\frac{520}{2{,}3\sqrt{10}}} = 8{,}45 \text{ м}.$$

По табл. 7-1 принимаем ближайший номенклатурный диаметр $D_1 = 8{,}5$ м.

4. Частоту вращения согласно табл. 7-3 определяем при $n'_{1р} = 170$ об/мин. По (7-7)

$$n = \frac{170\sqrt{10}}{8{,}5} = 63{,}2 \text{ об/мин}.$$

5. Ближайшая синхронная частота вращения $n_с = 62{,}5$ об/мин ($p = 96$). Принимаем $n = 62{,}5$ об/мин.

6. Допустимая высота отсасывания $H_s = -5{,}2$ м была определена в п. 2.

7. Основные размеры турбины:
высота направляющего аппарата $b_0 = 0{,}45 \cdot 8{,}5 = 3{,}7$ м;
диаметр осей направляющих лопаток $D_0 = 1{,}2 \cdot 8{,}5 = 10{,}2$ м;
диаметр камеры рабочего колеса $D_к = 0{,}973 \cdot 8{,}5 = 8{,}27$ м;
диаметр втулки рабочего колеса $d_{вт.сф} = 0{,}35 \cdot 8{,}5 = 2{,}97$ м
и в цилиндрической части $d_{вт} = 0{,}3 \cdot 8{,}5 = 2{,}55$ м.

8. Масса турбины по (7-1) при бетонной спиральной камере $k_{с.к} = 1$

$$G_т^{пл} = 1{,}5 \cdot 8{,}5^{2{,}5} \cdot 13^{1/3} = 743 \text{ т}.$$

По (7-2) для $z_1 = 4$, $k_{р.к} = 0{,}1$ масса рабочего колеса

$$G_{р.к}^{пл} = 0{,}10 \cdot 8{,}5^3 \cdot 13^{1/3} = 144 \text{ т}.$$

Пример 7-3. Определить показатели, если для условий примера 7-2 применить горизонтальную турбину с капсульным агрегатом.

Р е ш е н и е. Расчетный расход $Q_р = 520$ м³/с сохраняется. По табл. 7-4 берем турбину ПЛК16 и $Q_{1р} = 3000$ л/с. При этом по (7-6)

$$D_1 = \sqrt{\frac{520}{3{,}0\sqrt{10}}} = 7{,}4 \text{ м}.$$

Принимаем ближайший номенклатурный диаметр по табл. 7-1 $D_1 = 7{,}5$ м. Расчетная приведенная частота вращения $n'_{1р} = 175$ об/мин и по (7-7)

$$n = \frac{175\sqrt{10}}{7{,}5} = 73{,}8 \text{ об/мин}.$$

Ближайшая синхронная частота вращения по (7-8) $n_с = 75$ об/мин ($p = 80$).

Допустимая высота отсасывания при $\sigma = 2$ и $k_\sigma = 1{,}15$ составляет:

$$H_s = 10 - \frac{180}{900} - 1{,}15 \cdot 2 \cdot 10 = -13{,}2 \text{ м}.$$

Сравнивая полученные показатели с вертикальной турбиной, видим, что удалось значительно сократить диаметр, увеличить частоту вращения, но зато резко возросло необходимое заглубление под уровень нижнего бьефа. Однако решающее значение имеет глубина заложения основания. Для вертикальной турбины определяющим является минимальная отметка отсасывающей трубы. Если принять высоту трубы $h = 2{,}3D_1 = 2{,}3 \cdot 8{,}5 = 19{,}5$ м (рис. 4-20) с учетом, что по рис. 7-2 $\overline{h_1} = 0{,}21$ и $h_1 = 0{,}21 \cdot 8{,}5 = 1{,}8$ м, то минимальная отметка отсасывающей трубы относительно нижнего бьефа для $H_s = -5{,}2$ м составит:

$$-5{,}2 - 19{,}5 + 1{,}8 = -22{,}9 \text{ м}.$$

Для горизонтальной турбины определяющим является низ рабочего колеса (см. рис. 4-19, *в*), заглубление которого под уровень нижнего бьефа с учетом $H_s = -13{,}2$ м составит:

$$-13{,}2 - 7{,}5 = -20{,}7 \text{ м},$$

т. е. немного меньше, чем для вертикальной турбины.

7-3. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА КОВШОВЫХ ТУРБИН

Если при подборе реактивных турбин исходные параметры n'_1, Q'_1 и др. берутся с экспериментальной характеристики, то при подборе активных ковшовых турбин основные ее параметры могут быть достаточно надежно определены расчетом, базирующимся на анализе рабочего процесса. Скорость струи $v_с$ находится по (2-5),

а оптимальная окружная скорость рабочего колеса без учета потерь должна составлять $0{,}5v_c$, а с учетом потерь на 4—6% ниже. В итоге оптимальная приведенная частота вращения ковшовых турбин для $H = 1$ м и $D_1 = 1$ (рис. 2-31) составляет:

$$n'_{1\,опт} = \frac{(0{,}46 - 0{,}47)\,60\varphi\sqrt{2g}}{\pi\,1} = 39 - 40 \text{ об/мин}.$$

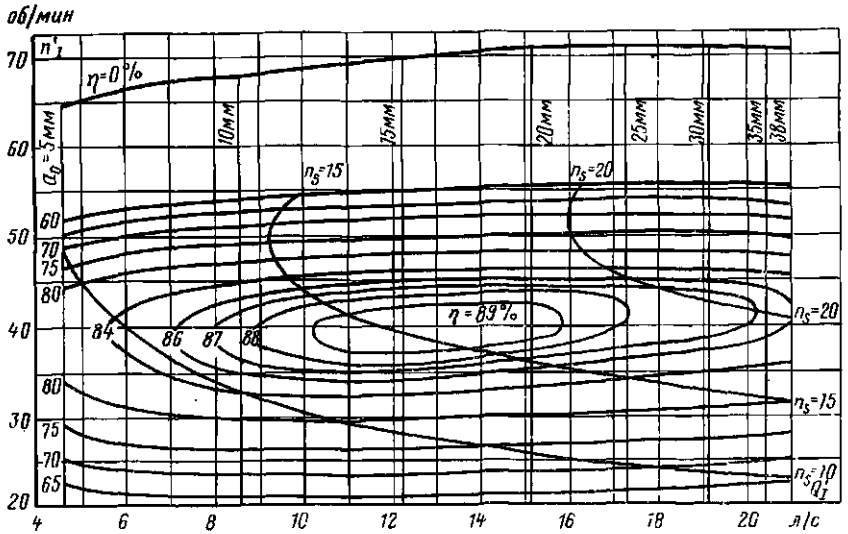


Рис. 7-7. Главная универсальная характеристика ковшовой турбины ($D_м$ = = 580 мм, диаметр сопла 54,7 мм, число ковшей рабочего колеса — 18).

Здесь φ — коэффициент скорости сопла, равный 0,98—0,99. Получился весьма интересный результат, согласно которому *для всех ковшовых турбин $n'_{1\,опт}$ сохраняет почти постоянное значение.* На рис. 7-7 показана главная универсальная характеристика ковшовой турбины, которая подтверждает этот вывод. Расход ковшовой турбины определяется соотношением

$$Q = z_c \frac{\pi d_c^2}{4} \varphi \sqrt{2gH}. \qquad (7\text{-}9)$$

Здесь z_c — число струй (сопл); d_c — диаметр струи. Умножив и разделив правую часть на D_1^2 — квадрат диаметра рабочего колеса (см. рис. 2-31), получим:

$$Q = z_c \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_c}{D_1}\right)^2 D_1^2 \varphi \sqrt{2gH}. \qquad (7\text{-}10)$$

Для приведенных параметров $D_1 = 1$ и $H = 1$

$$Q'_1 = \frac{\pi}{4}\varphi\sqrt{2g}\,z_c\left(\frac{d_c}{D_1}\right)^2 = 3{,}4z_c\left(\frac{d_c}{D_1}\right)^2. \qquad (7\text{-}11)$$

Выражение (7-11) показывает, что *пропускная способность ковшовой турбины* Q'_1 *определяется числом струй* z_c и *отношением* d_c/D_1, причем когда определяется максимальная пропускная способность, то берется наибольший d_c при полном открытии сопла.

Наилучшие энергетические показатели получаются при

$$\frac{d_c}{D_1} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{18}, \qquad (7\text{-}12)$$

однако допускаются и бóльшие значения (до 1/6—1/7), а иногда при необходимости и меньшие.

Зная n'_1 и Q'_1 по (3-39), можно определить коэффициент быстроходности ковшовой турбины

$$n_s = 3{,}65\,(39 \div 40)\sqrt{3{,}4z_c\left(\frac{d_c}{D_1}\right)^2\eta}.$$

При полном открытии можно принять $\eta = 88 \div 87\%$. Тогда получим:

$$n_s = (245 \div 253)\sqrt{z_c}\left(\frac{d_c}{D_1}\right). \qquad (7\text{-}13)$$

Согласно (7-13) для наиболее выгодных отношений d_c/D_1 по (7-12) диапазоны n_s приведены в табл. 7-8.

Таблица 7-8

Тип турбины	z_c	n_s	Тип турбины	z_c	n_s
Односопловая . . .	1	14—23	Четырехсопловая . .	4	32—47
Двухсопловая . . .	2	20—34	Шестисопловая . . .	6	38—58
Трехсопловая . . .	3	26—40			

На основании изложенного можно рекомендовать следующий порядок подбора ковшовых турбин.

1. По заданному напору H_p и мощности N_p подбирают по (3-38) значения n_s, задаваясь синхронной частотой вращения n_c по (7-8). Обычно n не берут выше 600—750 об/мин. В результате выявляются целесообразные (возможные) варианты по числу сопл z_c с соответственными значениями n (типа турбин).

2. Для каждого варианта, зная n_s по (7-13), вычисляют отношение D_1/d_c и по (7-11) Q'_{1p}.

3. По (7-5) находят $Q_р$, принимая для полного открытия $\eta = 0{,}87 \div 0{,}88$.

4. Зная $Q'_{1р}$ и $Q_р$, по (7-6) находят D_1.

5. Определяют основные размеры: диаметр струи $d_с = D_1 \times (d_с/D_1)$, диаметр сопла d, внешний диаметр рабочего колеса и другие размеры по данным, приведенным в § 2-7, и чертежам аналогов.

При сравнении вариантов учитывают, что с уменьшением D_1 сокращаются габариты и масса турбины, но с ростом $z_с$ осложняется подвод воды. При $z_с > 2$ предпочтительнее вертикальная компоновка, при $z_с = 1$ горизонтальная, а при $z_с = 2$ возможны обе компоновки.

Пример 7-4. Подобрать турбину для $H_р = 500$ м и $N_р = 15\,000$ кВт.

Р е ш е н и е. 1. Задаемся несколькими значениями $n = n_с$ по (7-8) и по (3-38) вычисляем соответственные n_s. Выбираем по табл. 7-8 число сопл $z_с$.

а) $n = 500$ ($p = 12$), $n_s = \dfrac{500}{500}\sqrt{\dfrac{1{,}36 \cdot 15\,000}{\sqrt{500}}} = 30{,}2$,

для этих условий $z_с = 2$

б) $n = 428$ ($p = 14$), $n_s = 25{,}8$, $z_с = 2$;

в) $n = 375$ ($p = 16$), $n_s = 22{,}6$, $z_с = 1$.

Проводим расчеты для вариантов 1а и 1в.

2. По (7-13) определяем $D_1/d_с$ и по (7-11) Q'_1.

Вариант 1а

$$30{,}2 = 250\sqrt{2}\,\frac{d_с}{D_т}; \quad D_1/d_с = 11{,}7;$$

$$Q'_1 = 3{,}4 \cdot 2\left(\frac{1}{11{,}7}\right)^2 = 0{,}05 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вариант 1в

$$22{,}6 = 250\sqrt{1}\,\frac{d_с}{D_1}; \quad \frac{D_1}{d_с} = 11{,}0;$$

$$Q'_1 = 3{,}4 \cdot 1\left(\frac{1}{11{,}0}\right)^2 = 0{,}029 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Находим $Q_р$ по (7-5), приняв $\eta = 0{,}87$:

$$Q_р = \frac{15\,000}{9{,}81 \cdot 500 \cdot 0{,}87} = 3{,}52 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Определяем D_1 по (7-6).

Вариант 1а

$$D_1 = \sqrt{\frac{3{,}52}{0{,}05 \cdot \sqrt{500}}} = 1{,}78 \text{ м}.$$

Вариант 1в

$$D_1 = \sqrt{\frac{3{,}52}{0{,}029 \cdot \sqrt{500}}} = 2{,}33 \text{ м}.$$

BOOKS.PROEKTANT.ORG
БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ
для проектировщиков и технических специалистов

Таким образом, в варианте 1в больше D_1 и меньше частота вращения n, но зато одно сопло и проще подвод.

5. Некоторые габариты для варианта 1в:

диаметр струи $d_c = 2{,}33/11{,}0 = 0{,}21$ м;

диаметр сопла $d = 1{,}2 \cdot 0{,}21 = 0{,}25$ м;

наружный диаметр рабочего колеса $D_{нар}$ (см. рис. 2-31) находим согласно формулам в § 2-7 $c = (2{,}5 \div 2{,}8)\, d_c$. При этом $D_{нар} = 2{,}33 + 2{,}7 \cdot 0{,}21 = 2{,}90$ м. Ширина ковша $a = (2{,}8 \div 3{,}6)\, d_c$ или $a = 3{,}2 \cdot 0{,}21 = 0{,}67$ м.

Эти данные позволяют установить габариты турбины.

7-4. РЕЖИМНЫЙ ГРАФИК РАБОТЫ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Режимный график работы гидроэлектростанции, определяющий изменение напора и мощности в процессе эксплуатации, является основой для подбора турбин. Суммарная мощность турбин станции $\sum N_р$ назначается в соответствии с установленной мощностью ГЭС $N_{ГЭС\ уст}$, которая находится в результате водноэнергетических расчетов

$$\sum N_р = \frac{N_{ГЭС\ уст}}{\eta_{ген}}. \qquad (7\text{-}14)$$

Здесь $\eta_{ген}$ — к. п. д. генераторов, который составляет 0,97—0,98.

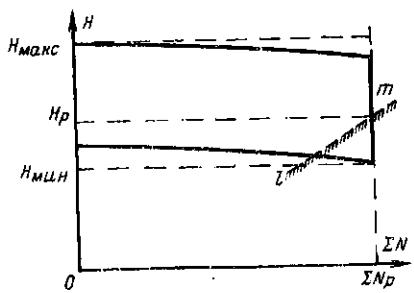


Рис. 7-8. Режимный графнк работы турбин гидроэлектростанций.

Согласно (1-15) напор H зависит от двух величин: статического напора $H_{ст}$ и гидравлических потерь $h_{пот}$, в основном в водоводах ГЭС, поэтому его можно представить выражением

$$H = z_{вб} - z_{нб} - h_{пот}. \qquad (7\text{-}15)$$

Отметка верхнего бьефа $z_{вб}$ определяется заполнением водохранилища и находится между отметками НПУ (нормальный подпорный уровень) и УМО (уровень мертвого объема). Отметка нижнего бьефа $z_{нб}$ зависит в основном от расхода $Q_{нб}$ и представляется зависимостью

$$z_{нб} = f(Q_{нб}), \qquad (7\text{-}16)$$

причем с ростом $Q_{нб}$ повышается $z_{нб}$.

Потери $h_{пот}$ пропорциональны квадрату расхода, зависят от длины водоводов ГЭС и размеров их сечений.

Имея в виду (7-16) и учитывая $h_{пот}$, при данной отметке $z_{вб}$ с ростом расхода, т. е. с увеличением суммарной мощности турбин $\sum N$, напор снижается. Общий вид режимного графика работы ГЭС показан на рис. 7-8. С ростом суммарной мощности турбин и расхода напор снижается. Важными показателями режимного графика являются напоры: максимальный $H_{макс}$ и минимальный $H_{мин}$, а

также расчетный $H_р$, при котором обеспечивается номинальная мощность гидроагрегатов $\sum N = \sum N_р$ по (7-14). Значение расчетного напора $H_р$ устанавливается в результате водноэнергетических расчетов. При $H < H_р$ суммарная мощность турбин ГЭС, определяемая линией предельной мощности l—m, меньше $\sum N_р$, т. е. в этих условиях мощность ГЭС меньше $N_{\text{ГЭС уст}}$.

7-5. СУММАРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИХ ТУРБИН ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Мощность гидроэлектростанции равна сумме мощностей работающих агрегатов

$$N_{\text{ГЭС}} = \sum_1^m N_а = \sum_1^m N\,\eta_{\text{ген}}, \qquad (7\text{-}17)$$

где N — мощность турбины и $\eta_{\text{ген}}$ — к. п. д. генератора.

При этом распределение нагрузки между отдельными агрегатами может быть различным. *Оптимальным будет такое распределение нагрузки, при котором суммарный расход всех турбин минимален или средний к. п. д. имеет наибольшее значение.*

Общим показателем условий регулирования мощности является производная

$$\chi = \frac{\partial Q}{\partial N}, \qquad (7\text{-}18)$$

причем χ называют относительным приростом. *Оптимальному распределению нагрузки между агрегатами отвечает равенство относительных приростов.*

Коэффициент полезного действия генераторов изменяется мало, поэтому решающее значение имеют характеристики турбин (оказывают влияние и потери в водоводах). *Для турбин с одинаковыми характеристиками оптимальным условиям соответствует равное распределение нагрузки между работающими турбинами.*

Это правило позволяет построить суммарную характеристику всех турбин при параллельной работе агрегатов, а совмещение этой характеристики с режимным графиком работы ГЭС дает возможность выявить весь диапазон режимов работы турбин на данной ГЭС.

Проще всего строится линейная суммарная характеристика при постоянстве напора. Зная тип турбины, D_1 и n, строим для $H_р$ ее линейную мощностную характеристику $\eta = f_\eta(N)$ (см. § 6-6, рис. 6-14, *а* и *б*). Согласно установленному правилу при параллельной работе нагрузка между одинаковыми турбинами должна распределяться поровну. Это значит, что для построения характеристики, соответствующей работе двух турбин, нужно увеличить в 2 раза абсциссы всех точек кривой *1*. Таким образом, получаем

кривую 2, показывающую, как изменяются к. п. д., когда параллельно работают две турбины. Увеличивая абсциссы кривой *1* в 3 раза, получили характеристику при работе трех турбин (линия *3*) и т. д.

Суммарная характеристика позволяет получить ряд важных для эксплуатации ГЭС выводов. Прежде всего с ее помощью выявляются оптимальные условия «переключения», т. е. перехода с одного числа работающих турбин на другое. Например, когда суммарная мощность снизится до $2N_р$ ($N_р$ — расчетная

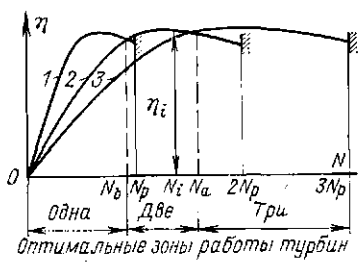


Рис. 7-9. Суммарная линейная эксплуатационная характеристика турбин.

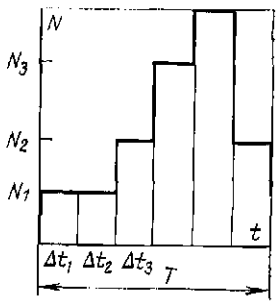


Рис. 7-10. График изменения нагрузки турбин гидроэлектростанции.

мощность одной турбины), то можно уже работать двумя агрегатами, а третий остановить. Однако характеристика на рис. 7-9 показывает, что выгоднее сохранить в работе три агрегата до N_a, так как при этом к. п. д. выше, а для двух агрегатов — до N_b. Таким образом устанавливаются оптимальные зоны работы одной, двух и т. д. турбин.

Если известен график нагрузки станции $\sum N = f(t)$ (рис. 7-10), то на основании суммарной характеристики можно определить средний к. п. д. $\eta_{ср}$ по формуле

$$\eta_{ср} = \frac{\sum\limits_{T} \left(\sum N_i\right) \Delta t_i}{\sum\limits_{T} \frac{\left(\sum N_i\right) \Delta t}{\eta_i}}. \qquad (7\text{-}19)$$

Здесь $\sum N_i$ — суммарная мощность турбин ГЭС в течение интервала времени Δt; η_i — к. п. д. по суммарной характеристике на рис. 7-9, соответствующий мощности $\sum N_i$; T — полное время (для суточного графика $T = 24$ ч). Вычисляя $\eta_{ср}$, можно сравнить рассматриваемые варианты турбинного оборудования, например, с различным числом турбин.

Линейную суммарную характеристику можно использовать, когда напор ГЭС изменяется мало, например на 10—15%.

Если при работе ГЭС изменения напора значительны, то строится суммарная универсальная характеристика параллельно работающих турбин. Основой ее является эксплуатационная напорно-мощностная (см. рис. 6-1) или напорно-расходная (см. рис. 6-2) характеристика при заданных D и n. Способ ее построения по главной универсальной характеристике описан в § 6-6.

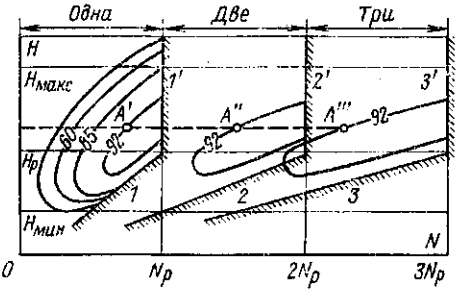


Рис. 7-11. Построение суммарной эксплуатационной характеристики.

В координатах H и $\sum N$ (рис. 7-11) характеристика одной турбины занимает область, ограниченную двумя линиями: 1 — N — максимальная мощность турбины, определяемая напором, и $1'$ — $N_р$ — наибольшая расчетная мощность турбины, определяемая номинальной мощностью генератора (с ростом напора турбина может увеличивать мощность далее

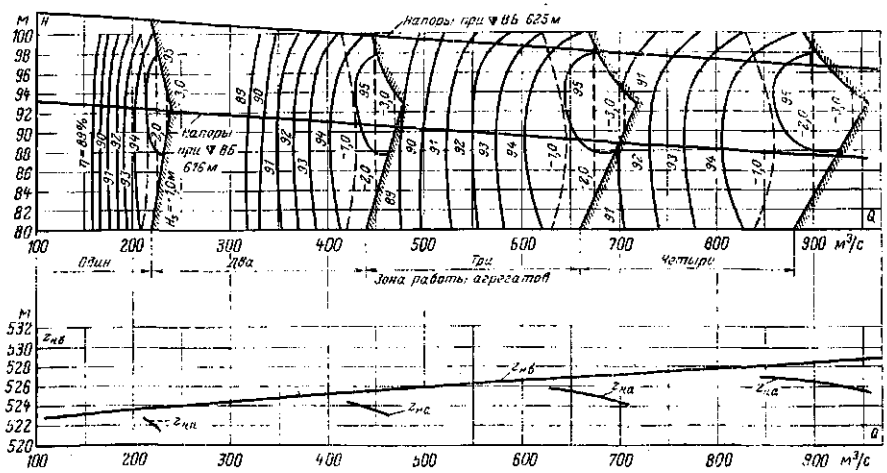


Рис. 7-12. Эксплуатационная напорно-расходная характеристика турбин и режимный график работы гидроэлектростанции.

по линии 1, но это вызывает перегрузку генератора). В этой области располагаются линии равных к. п. д. η и H_s (чтобы не усложнять чертеж, последние не показаны).

Суммарная характеристика для параллельно работающих двух, трех и т. д. турбин на основании правила равенства нагрузок найдется удвоением, утроением и т. д. абсцисс всех точек данного режима. Например, точка A' с $\eta = 92\%$ при работе двух турбин переместится в A'', а при работе трех турбин — в A'''. В результате суммарная характеристика двух турбин будет ограничена линиями *2-2'*, трех турбин *3-3'*. Следует отметить, что форма кривых при этом изменяется. Это наглядно видно по линии $\eta = 92\%$, показанной для двух и трех турбин.

В качестве примера на рис. 7-12 показана суммарная эксплуатационная напорно-расходная характеристика для четырех радиально-осевых турбин ($D_1 = 5{,}0$ м, $n = 136{,}4$ об/мин, расчетный напор $H_р = 92{,}8$ м, $N_р = 206$ МВт, $Q_р = 239$ м^3/с), совмещенная с режимным графиком работы ГЭС. На характеристике показаны линии к. п. д. и допустимой высоты отсасывания H_s. Кроме того, дана кривая уровней воды в нижнем бьефе ($z_{н.б}$) и построены кривые, определяющие наибольшую допустимую отметку оси направляющего аппарата турбины $z_{н.а}$, которые получены из выражения

$$z_{н.а} = z_{п.б} + H_s.$$

Эти кривые позволяют обоснованно выбрать отметку установки турбины.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

АВТОМАТИЗАЦИЯ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИН

8-1. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

В процессе эксплуатации открытие турбины изменяют для пуска агрегата в работу, для его остановки, для изменения развиваемой мощности в соответствии либо с нагрузкой потребителей, либо с наличным расходом воды или напором на ГЭС. Все эти операции осуществляются с помощью системы автоматического регулирования турбин, которая при нормальной работе агрегата под нагрузкой обеспечивает поддержание заданной частоты вращения, позволяет осуществлять требуемое оптимальное распределение нагрузки между работающими турбинами и создает возможность быстрой остановки турбины в аварийных условиях (перегрев подшипников, прекращение подачи смазки и др.).

При рассмотрении конструкций турбин (гл. 2) было отмечено, что изменение открытия направляющего аппарата, изменение угла установки лопастей рабочего колеса в поворотно-лопастных турбинах, смещение иглы и отклонителя струи в ковшовых турби-

нах производятся гидравлическими сервомоторами, действие которых обеспечивается подачей масла под высоким давлением. Следовательно, система автоматического регулирования турбин, кроме сервомоторов, должна включать устройства для подачи масла требуемого давления и органы его распределения.

Принципиальная схема системы автоматического регулирования турбины с одиночным регулированием (радиально-осевых, пропеллерных) показана на рис. 8-1. Система состоит из трех основных частей: маслонапорной установки *МНУ*, обеспечивающей подачу масла под давлением; колонки управления *КУ*, в которой размещаются все органы управления и распределения, и сервомоторов, связанных с механизмом привода лопаток направляющего аппарата. Все три части соединены между собой: *МНУ* и *КУ* — маслопроводами *В* и *Г*, *КУ* и сервомоторы — маслопроводами *А* и *Б* и тягой обратной связи *ОС*.

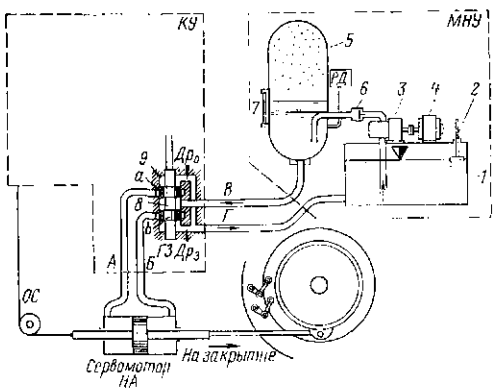


Рис. 8-1. Схема системы автоматического регулирования турбины.

Маслонапорные установки

Маслонапорная установка (МНУ) состоит из сливного бака *1* (рис. 8-1), заполненного маслом до уровня, показываемого поплавковым указателем *2*, объемных, обычно винтовых, маслонасосов *3* с электродвигателями *4* и котла *5* (масловоздушного аккумулятора), который примерно на 2/3 заполнен сжатым воздухом и на 1/3 маслом.

Во время работы системы регулирования масло под давлением из котла забирается по трубе *В* и этот же расход по трубе *Г* возвращается в сливной бак. Пополнение масла в котле осуществляется насосом, который перекачивает его из сливного бака в котел, уровень масла в котле виден по масломерному стеклу *7*.

Обычно насос работает в прерывном режиме с перепадом давления 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см²): при достижении нижнего уровня в котле и снижении давления на 0,2—0,3 МПа против номинального 2,5—4,0 или 6,4 МПа (25, 40 или 64 кгс/см²) с помощью реле давления *РД* включается электродвигатель и насос накачивает масло в котел до верхнего уровня, при котором давление поднимается до номинального (установленного). После этого *РД* дает импульс на остановку насоса. Обратный клапан *6* закрывается и разгружает насос от воздействия давления масла.

Предусматривается возможность работы насоса и в непрерывном режиме, для чего служит перепускной клапан, переключающий напорный трубопровод на слив при достижении в котле верхнего предела давления. Наличие масловоздушного аккумулятора повышает надежность работы всей системы регулирования турбины и снижает требуемую мощность насосов.

Марка маслонапорной установки включает основные ее показатели: объем котла и их число, номинальное давление. Например, МНУ8-1/40 — маслонапорная установка, имеющая один масловоздушный котел (аккумулятор) объемом 8 м³ с номинальным давлением 4 МПа (40 кгс/см²); МНУ20-2/40 — два котла общим объемом 20 м³ с тем же номинальным давлением.

Учитывая ответственность МНУ, на ней устанавливают два насосных агрегата — один рабочий, второй резервный, а на самых крупных предусматривают установку дополнительного третьего насоса с меньшей подачей для покрытия протечек.

Промышленность выпускает МНУ, рассчитанные на номинальное давление 4 МПа (40 кгс/см²), с одним и двумя котлами следующих объемов:

Число котлов на МНУ	Объем котла, м³
1	1,6; 2,5; 4,0; 5,6; 8,0; 10,0; 12,5
2	8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 18,0

Имеются МНУ, рассчитанные на давление 6,4 МПа (64 кгс/см²).

Колонка управления

Колонка управления, или колонка регулятора, представляет собой весьма сложный элемент, содержащий органы управления, распределения и регулирования. Основным органом распределения масла (см. рис. 8-1) является главный золотник *ГЗ*, который состоит собственно из золотника *8* с двумя разделительными цилиндрами *а* и *b* и корпуса *9*, в котором перемещается золотник с небольшими зазорами. В корпусе сделаны две канавки высотой немного меньшей, чем разделительные цилиндры (имеется положительная перекрышка). К средней полости золотника подводится масло из котла МНУ по трубе *В*; верхняя и нижняя полости трубой *Г* соединяются со сливным баком, а канавки в корпусе *ГЗ* соединены с трубами *А* и *Б*, идущими к сервомоторам. Поскольку торцевые площади золотника равны, то при любом давлении в трубах *В* и *Г* золотник гидравлически уравновешен, что обеспечивает возможность его перемещения сравнительно малым усилием.

Когда золотник находится в среднем положении, обе канавки перекрыты и давление в трубах *А* и *Б* и в соответствующих полостях сервомоторов одинаковы (небольшой переток масла по зазорам из средней полости в сливные всегда имеется); при этом поршни оста-

ются неподвижными. Если сместить золотник вверх от среднего положения, то труба и полость сервомоторов *А* соединятся с трубой *В* и давление в ней возрастет, а труба и полость *Б* — с трубой *Г* и давление в ней упадет.

Поршень под усилием, создаваемым перепадом давления, вместе со штоком двигается вправо, поворачивая регулирующее кольцо и закрывая направляющий аппарат. При смещении золотника вниз направляющий аппарат будет открываться. Чем больше смещение золотника, тем быстрее двигается поршень сервомотора, тем быстрее изменяется открытие турбины.

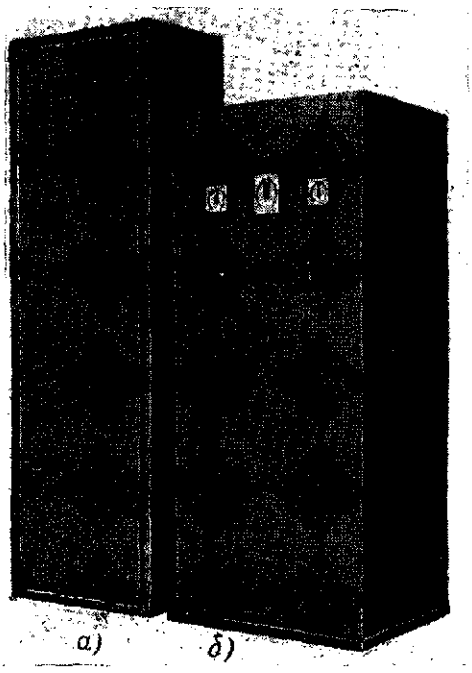


Рис. 8-2. Колонка управления (*а*) и шкаф электрооборудования (*б*) регулятора типа ЭГР-М.

Часто требуется ограничить наибольшую скорость смещения сервомотора на закрытие и на открытие. Это достигается ограничением смещения золотника *8* от среднего положения с помощью упоров, допускающих регулировку, или установкой дросселей в сливных полостях ($Др_з$ — определяет скорость закрытия, $Др_о$ — открытия).

Устройства автоматического регулирования и колонки управления могут быть весьма разнообразными как по конструктивному решению, так и по схемам. В основном они разделяются на две группы: гидромеханические, использующие механические элементы, и электрогидравлические ЭГР, построенные на использовании электрических устройств. В последние годы электрогидравлические регуляторы получили наибольшее распространение.

На рис. 8-2 показан внешний вид электрогидравлического регулятора ЭГР-М на магнитных усилителях, состоящего из двух элементов: шкафа электрообрудования и гидромеханической колонки управления. Оба элемента регулятора могут устанавливаться на значительном расстоянии друг от друга (дополнительно о регулировании турбин — см. [21, 23]).

К регулятору предъявляются очень высокие требования точности и чувствительности (допускаемая нечувствительность не превышает 0,05% по отклонению частоты).

Марка колонки управления или регулятора включает обозначение типа, например Р или РМ для гидромеханических или ЭГР для электрогидравлических, и характерного размера. В качестве характерного размера для регуляторов крупных турбин принимается диаметр главного золотника (он обычно равен диаметру маслопроводов).

Выпускаются регуляторы со следующими диаметрами золотников: 60, 100, 150, 200, 250 мм.

Примеры марок регуляторов: РМ-100 — гидромеханический, диаметр главного золотника 100 мм; ЭГР-150 — электрогидравлический, диаметр золотника 150 мм.

Следует иметь в виду, что колонка управления унифицирована (рис. 8-2), а сменным является только главный золотник.

Особенность устройств автоматического регулирования поворотно-лопастных турбин

В поворотно-лопастных турбинах, осевых и диагональных, в дополнение к устройствам регулирования и управления направляющим аппаратом, которые аналогичны схеме рис. 8-1, добавляются устройства регулирования лопастей рабочего колеса. С помощью этих устройств должно обеспечиваться автоматическое осуществление комбинаторной зависимости $\varphi = f_к(a_0 H)$ согласно рис. 6-11.

Принципиальная схема регулирования лопастей рабочего колеса показана на рис. 8-3. Органом распределения масла является золотник рабочего колеса ЗРК. Он состоит из золотника *1* и корпуса *2*. К средней полости масло под давлением подводится от котла МНУ, а верхняя и нижняя полости соединены со сливным трубопроводом, идущим к баку *МНУ*, от *ЗРК* идут два трубопровода $А_р$ и $Б_р$, подводящие масло к маслоприемнику *3*, который обычно устанавливается над генератором. Далее маслопроводами служат вставленные друг в друга две трубы $А_р$ и $Б_р$, расположенные во внутренней полости вала и вращающиеся вместе с ним. По трубе $А_р$ масло попадает в полость над поршнем *4* сервомотора рабочего колеса, а по трубе $Б_р$, жестко соединенной с поршнем *4*, — под поршень (см. рис. 2-17 и 2-18).

Золотник *1* подвешен к рычагу *5*, который одним концом связан с тросом обратной связи рабочего колеса *ОСРК*, а другим концом, на котором имеется ролик, прижимается пружиной к криволинейному кулачку комбинатора *КК*, насаженному на валик обратной связи *6* и поворачивающемуся вместе с ним. Профиль кулачка показан на детали *КК*. Трос *ОСРК* прикреплен к трубе $Б_р$,

и его смещение равно смещению поршня сервомотора рабочего колеса.

При равновесном положении системы, как показано на рис. 8-3, *ЗРК* находится вблизи среднего положения. Пусть сервомотор направляющего аппарата сместился на закрытие. Это вызвало поворот валика *6* по часовой стрелке, вместе с ней повернулся *КК*, что, как видно по его профилю, приводит к опусканию конца рычага *5* с роликом. Вниз смещается и золотник *1*. Масло под давлением из котла МНУ попадает в трубу $Б_р$, а труба $Б_р$ соединяется со сливным трубопроводом; поршень *4* двигается вниз, поворачивая все лопасти рабочего колеса на закрытие (уменьшение угла φ).

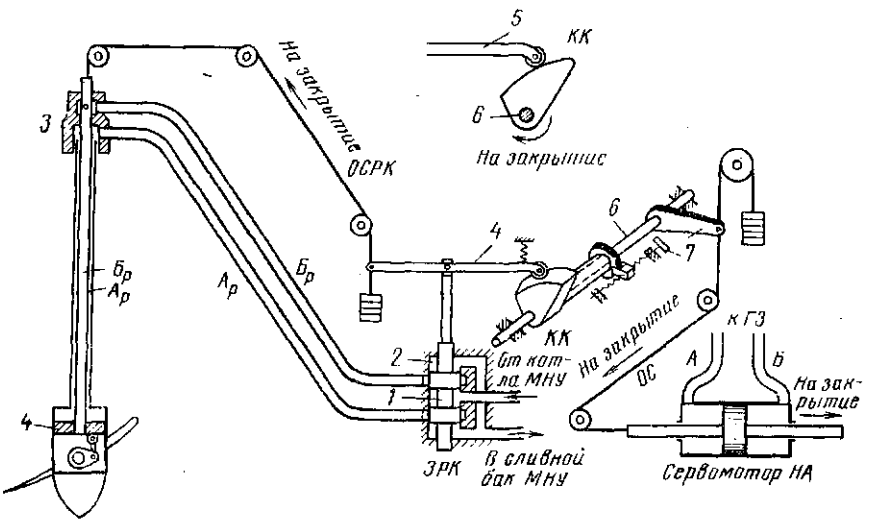


Рис. 8-3. Схема регулирования поворотно-лопастных турбин.

Но когда поршень движется, вместе с ним перемещается и труба $Б_р$ и тросом *ОСРК* поднимает конец рычага *5*, возвращая золотник *1* в среднее положение. Таким образом, *каждому положению сервомотора направляющего аппарата отвечает строго определенное положение сервомотора рабочего колеса. Требуемая комбинаторная зависимость осуществляется формой профиля кулачка комбинатора.*

Однако необходимо еще обеспечить возможность изменения комбинаторной зависимости в соответствии с напором. С этой целью поверхности кулачка комбинатора *КК*, по которой движется ролик рычага *5*, придается такая форма профиля, что если перемещать *КК* вдоль валика *6* с помощью винта *7*, то будет изменяться и кривая комбинаторной зависимости («пространственный кула-

чок»). Установка *КК* по напору может быть автоматизирована, для чего используется устройство, измеряющее напор станции и воздействующее на электрический привод, связанный с винтом *7*.

Для поворотно-лопастных турбин применяется электрогидравлическая колонка управления (ЭГРК) или гидромеханическая (РКМ).

Особенность автоматического регулирования ковшовых турбин

В ковшовых турбинах быстрое уменьшение развиваемой мощности достигается смещением дефлектора — отклонителя или отсекателя струи, а закрытие иглы происходит медленно с целью умень-

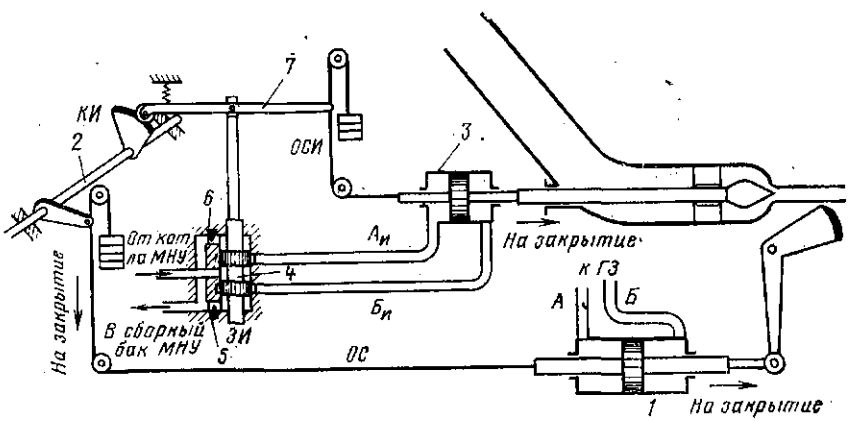


Рис. 8-4. Схема регулирования ковшовых турбин.

шения гидравлического удара в подводящем трубопроводе. На открытие игла может смещаться значительно быстрее. Одна из довольно распространенных схем регулирования ковшовых турбин показана на рис. 8-4. Главный золотник *ГЗ*, связанный с чувствительным элементом, воспринимающим отклонение частоты вращения, управляет сервомотором отклонителя *1*, от которого идет обратная связь к валику *2*. Управление иглой осуществляется по схеме гидравлического следящего устройства с помощью сервомотора *3*, золотника *4* с дросселями *5* и *6*, а также комбинатора *КИ* и рычага *7*. Работа системы аналогична устройствам управления положением лопастей рабочего колеса в поворотно-лопастных турбинах.

Холостые выпуски турбин

В некоторых случаях, когда вода к турбине подводится по длинным трубопроводам, нужно обеспечить возможность быстрого закрытия направляющего аппарата, не вызывая при этом значи-

тельного гидравлического удара. Поскольку гидравлический удар пропорционален скорости изменения расхода dQ/dt, то для уменьшения удара нужно, чтобы расход в трубопроводе изменялся медленнее, чем изменяется открытие турбины. Это можно достигнуть установкой холостого выпуска.

Холостой выпуск (рис. 8-5) состоит из корпуса *1*, присоединяемого к отводу от спиральной камеры или от напорного трубопровода, и из клапана *2* диаметром $D_{х.в}$, укрепленного на штоке *3* с разгрузочным поршнем *4*. Перемещение клапана осуществляется гидравлическим сервомотором *5* с помощью золотника *6*, к которому подведены трубопроводы *7*, *8*, *9* от МНУ. Управление клапаном производится тягой *10*, соединенной с регулирующим кольцом направляющего аппарата турбины. Когда направляющий аппарат закрывается, клапан холостого вы-

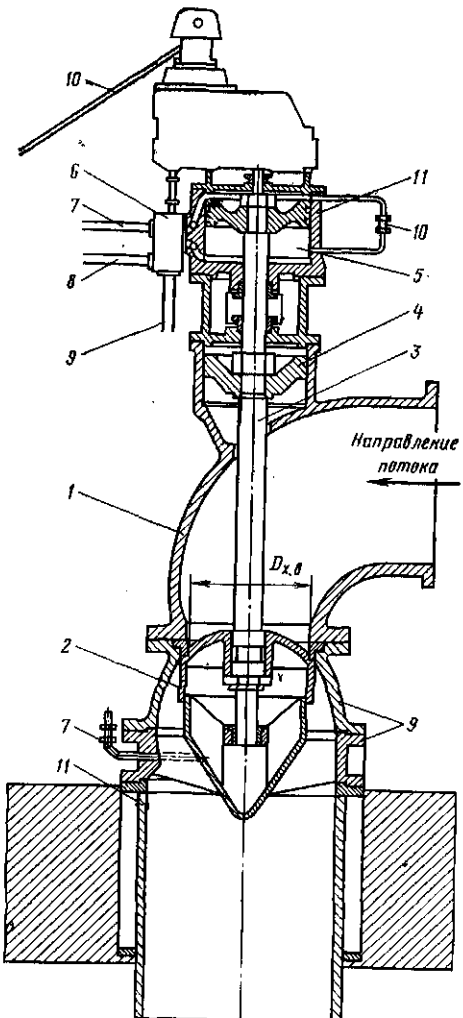


Рис. 8-5. Холостой выпуск с гидравлическим управлением.

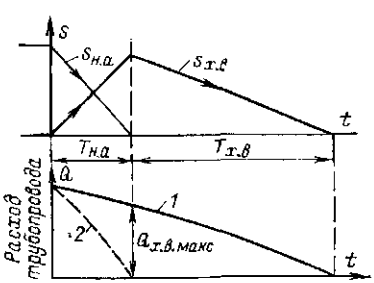


Рис. 8-6. Работа холостых выпусков.

пуска смещается на открытие. При этом вода сбрасывается через трубу *11* в нижний бьеф.

Система работает следующим образом (рис. 8-6). Когда нагрузка турбины постоянна, клапан закрыт. При уменьшении нагрузки

в процессе закрытия направляющего аппарата ($s_{н.а}$ уменьшается) клапан открывается ($s_{х.в}$ увеличивается) и часть расхода сбрасывается в обход турбины. После того как закрытие турбины прекращается, клапан начинает медленно возвращаться в исходное положение ($s_{х.в}$ убывает) и через $T_{х.в}$ закрывается полностью. Действие холостого выпуска приводит к тому, что изменение расхода трубопровода идет по кривой *1* (нижний график), т. е. значительно медленнее, чем при отсутствии холостого выпуска (кривая *2*). Соответственно уменьшается dQ/dt, а следовательно, и гидравлический удар. Очевидно, что клапан холостого выпуска должен открываться только при закрытии турбины и тем больше, чем больше ход штока сервомотора направляющего аппарата. При открытии турбины клапан остается закрытым.

Характерным размером холостого выпуска является его диаметр $D_{х.в}$ (рис. 8-5).

8-2. МОНТАЖ ТУРБИН

Условия монтажа крупных турбин имеют свои специфически особенности. Прежде всего крупные турбины всегда проектируются и изготавливаются индивидуально с учетом конкретных требований гидроэлектростанции, а следовательно, могут иметь в значительной мере и индивидуальные конструктивные решения, что требует и соответствующего подхода к их монтажу. Кроме того, крупные турбины, как правило, на заводе-изготовителе полностью не собираются и, таким образом, монтаж на ГЭС представляет собой и завершающий этап технологического цикла изготовления.

Чрезвычайно важным является и то, что монтажные работы турбин всегда тесно связаны с выполнением строительных работ по зданию ГЭС. С целью достижения максимальной производительности труда и сокращения времени, необходимого для ввода агрегатов ГЭС в эксплуатацию, разрабатывается комплексный проект организации строительных и монтажных работ. При этом, как показал опыт последних лет, наиболее эффективным является параллельное проведение строительных и монтажных работ, выполнение монтажа турбины крупными блоками, сборка которых осуществляется на сборочных площадках, пока в пределах блока производятся необходимые строительные работы, организация поточного монтажа сразу на нескольких агрегатах со сдвигом по времени. При составлении проекта большое внимание должно быть уделено необходимым для проведения монтажных работ механизмам и особенно кранам. Как правило, на начальных стадиях монтажа используются строительные краны, а на завершающих — основной кран машинного зала. Монтажные работы на ГЭС выполняются специализированными организациями треста Спецгидроэнергомонтаж (подробнее о монтаже турбин — см. [9, 32]).

Все элементы турбины, подлежащие монтажу, можно разделить на две группы: закладные части, которые после установки заделываются в бетон и не подлежат разборке, и выемные части, которые обычно крепятся болтами или шпильками и при ремонтах допускают разборку.

К закладным частям относится облицовка конуса отсасывающей трубы, статор (статорные колонны и опорные коль-

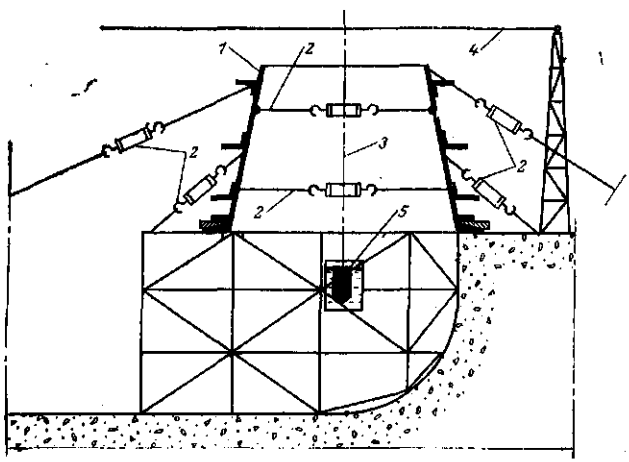


Рис. 8-7. Установка облицовки конуса отсасывающей трубы.

1 — облицовка; *2* — растяжки с талрепами; *3* — струна отвеса; *4* — осевая струна; *5* — отвес в бачке с маслом.

ца), камера рабочего колеса поворотно-лопастных и диагональных турбин, стальная спиральная камера.

После того, как бетон уложен («выведен») до нижней отметки конуса отсасывающей трубы, производится установка, выверка и раскрепление стальной облицовки, как показано на рис. 8-7. Затем бетонирование продолжается, при этом стальная облицовка одновременно служит и опалубкой. Такой способ обеспечивает надежную заделку облицовки в бетон. Для турбинных блоков зданий ГЭС применяется высокопрочный бетон (марки 200—300).

Большинство закладных частей устанавливается и раскрепляется в штрабах, представляющих собой полости и пустоты, оставленные в массивном бетоне. Они хорошо видны на рис. 2-5, 2-12, 2-30. В штрабах на специальных подкладках выставляются статорные колонны и опорные кольца, облицовка камер рабочего колеса, которая растягивается талрепами (рамка с двумя винтами, имеющими правую и левую резьбу) и распирается домкратами и клиньями. Важно обеспечить правильность установки от-

носительно оси агрегата, правильность формы и размеров (отклонения по диаметру должны быть в пределах допусков), отметок и горизонтальности поверхностей (например, нижнего и верхнего опорных колец статора), надежности раскрепления всех установленных частей. Затем производят тщательную зачистку, насечку и промывку поверхностей ранее уложенного бетона, очистку металлических поверхностей от краски и ржавчины и только после этого приступают к бетонированию штрабы (укладка штрабного бетона). Тщательное выполнение перечисленных мероприятий необходимо для обеспечения надежности заделки закладных частей.

Особенно ответственной операцией является сборка стальных спиральных камер. На ГЭС поступают отдельные штампованные сегменты оболочки, изготовленные из листовой стали, которые на заводе проходят только контрольную сборку и часто не для всех турбин. Монтаж спиральной камеры осуществляется в два этапа: сборка сегментов на электросварочных прихватках и окончательная сварка, причем обе операции могут осуществляться с большим разрывом или непосредственно одна за другой. Обычно сборку спирали ведут в двух направлениях: от зуба и от входного сечения. Стык производится на средней секции — замыкающем звене, на котором выбираются все погрешности (см. рис. 4-3).

Особое внимание обращается на качество сварки, обеспечение прочности сварных швов, отсутствие местных деформаций и ослабление металла, вызываемого нагревом. Высокое качество сварных швов достигается соответственной разделкой свариваемых встык листов (У-образная толщиной до 20 мм и Х-образная при толщине более 20 мм), применением качественных электродов и строгим поддержанием режима электросварки, высокой квалификацией сварщиков (к сварке стальных спиральных камер допускаются только сварщики, имеющие специальное удостоверение). Особые меры необходимо принимать при сварке высокопрочных, низколегированных сталей, которые используются в спиральных камерах при больших размерах и напорах (особый режим по току, электроды из аустенитной проволоки и др.).

Не меньшее значение придается контролю качества сварных швов. С этой целью применяют рентгеноскопию, просвечивание гамма-лучами (используется радиоактивный изотоп кобальта — способ, требующий соблюдения особых правил предосторожности), а также ультразвуковой метод. Наряду с современными способами используют старый, но достаточно надежный способ проверки плотности сварных швов с помощью керосина: внутреннюю поверхность шва намазывают мелом и после высыхания на наружную поверхность кладут тряпки, пропитанные керосином. Через 2—3 ч производят осмотр: если на внутренней поверхности обнаружены пятна керосина, шов имеет неплотности; шов вырубают и заваривают снова.

После окончания сварки спиральной турбинной камеры ее бетонируют, причем обычно верхнюю половину предварительно покрывают битумными матами, чтобы избежать передачи нагрузки на бетон (см. рис. 2-12).

К выемным частям турбины относятся направляющий аппарат, рабочее колесо, вал и крышка турбины с направляющим подшипником и механизмом привода направляющего аппарата. К началу их монтажа уже установлены закладные части и строительные конструкции здания ГЭС выведены на высокие отметки, обычно уже смонтированы основные краны машинного зала, что позволяет вести монтаж турбины укрупненными блоками.

Порядок монтажа зависит от конструкции турбины. Если нижнее кольцо не препятствует опусканию рабочего колеса, как на рис. 2-12, 2-26 (правая половина), 2-30, то начинают с установки направляющих лопаток цапфами во втулки нижнего кольца. Затем устанавливается промежуточное опорное кольцо, в котором крепятся направляющие стаканы цапф направляющих лопаток. Однако часто промежуточного кольца нет и стаканы крепятся непосредственно в крышке турбины (см. рис. 2-12, 2-26, 2-30). В этом случае сначала в кратер опускают рабочее колесо, а затем уже устанавливают крышку турбины, пропуская в отверстия верхние цапфы направляющих лопаток, на которые после этого надевают направляющие стаканы.

Если нижнее кольцо выступает за предел обода рабочего колеса, как на рис. 2-26 (левая половина), то сначала нужно опустить рабочее колесо, затем установить нижнее кольцо с втулками и только после этого приступать к установке направляющих лопаток.

Рабочие колеса радиально-осевых турбин в большинстве случаев доставляются на ГЭС цельными, и тогда предварительная сборка сводится только к креплению обтекателя (*18* на рис. 2-26). Но иногда рабочее колесо такой турбины из-за невозможности транспортировки по железной дороге изготавливается из двух и даже трех частей. Тогда на гидроэлектростанции приходится осуществлять очень сложную и ответственную операцию сборки рабочего колеса турбины путем насадки бандажей с предварительным нагревом и специальной сварки.

Рабочие колеса поворотно-лопастных и диагональных турбин всегда поступают на гидроэлектростанцию отдельными деталями (лопасти, части втулки, поршень сервомотора, рычаги, серьги, обтекатель и другие). Поэтому предварительно на сборочной площадке производится сборка рабочего колеса. При этом всегда проверяют плавность и легкость движения механизма поворота лопастей путем подачи масла под небольшим давлением 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см^2).

Чтобы определить утечки через соединения и уплотнения лопастей, собранные рабочие колеса обязательно подвергаются гидрав-

лическому испытанию маслом в течение 24 ч. Учитывая современные требования к охране окружающей среды, внешние утечки масла считаются недопустимыми.

Рабочее колесо может устанавливаться в кратер турбины вместе с валом или отдельно и тогда соединение с валом производится в кратере. Основными определяющими факторами для выбора способа монтажа являются габариты крана и конструкций. Затяжка болтов фланцевого соединения (см. поз. на рис. 2-26) производится с точным контролем их удлинения, т. е. до строго определенного усилия.

Крышка турбины обычно устанавливается в полностью собранном виде, но окончательное ее крепление производится после центровки рабочего колеса. С этой целью сначала находится положение рабочего колеса по зазорам между лопастями и камерой в поворотно-лопастных и диагональных турбинах или по зазорам в уплотнениях в радиально-осевых турбинах (см. поз. *19* рис. 2-26).

После этого выполняется весьма ответственная операция: выверка вертикальности вала, что требует очень высокой точности — допускаемое отклонение от вертикали не должно превышать 0,02 мм на 1 м длины вала. Измерение производится методом четырех струн, который состоит в следующем (рис. 8-8, *а*). На верхнем фланце вала *2* укрепляется металлическая крестовина *1*, причем ее кладут на изолирующую прокладку. К стержням прикрепляются струны *3*, на концах которых подвешиваются досточно тяжелые грузы *4*. Чтобы эти грузы не раскачивались, их погружают в ванночки, заполненные маслом, которые ставят на крышку турбины. На вал надевают два опорных пояса *5* на расстоянии *l*. Между крестовиной и валом включают батарейку с вольтметром *6*. Расстояние между валом и струнами измеряется специальной вилкой с микрометрической головкой из набора штихмаса (рис. 8-8, *б*). Эта вилка упирается в вал на уровне верхнего, а затем нижнего поясов, и, подгоняя длину вращением микрометрической головки до момента замыкания цепи (отклонение стрелки вольтметра) производят отсчеты a_1, $б_1$, $в_1$, $г_1$, а затем a_2, $б_2$, $в_2$, $г_2$.

По разности отсчетов определяют общее отклонение по вертикали δ

$$\delta = \sqrt{[(a_1 - б_1) - (a_2 - б_2)]^2 + [(в_1 - г_1) - (в_2 - г_2)]^2}.$$

Относительное отклонение δ_1, мм/м,

$$\delta_1 = \frac{\delta}{l}.$$

Если $\delta_1 \leqslant 0{,}02$ мм/м, то отклонение допустимо, если больше, то нужно изменить наклон вала и снова произвести измерение. После завершения центровки рабочего колеса производится креп-

ление крышки, устанавливаются направляющий подшипник и механизмы привода лопаток направляющего аппарата.

После окончания монтажных работ снимаются формуляры, которые являются важным документом, необходимым для приемки

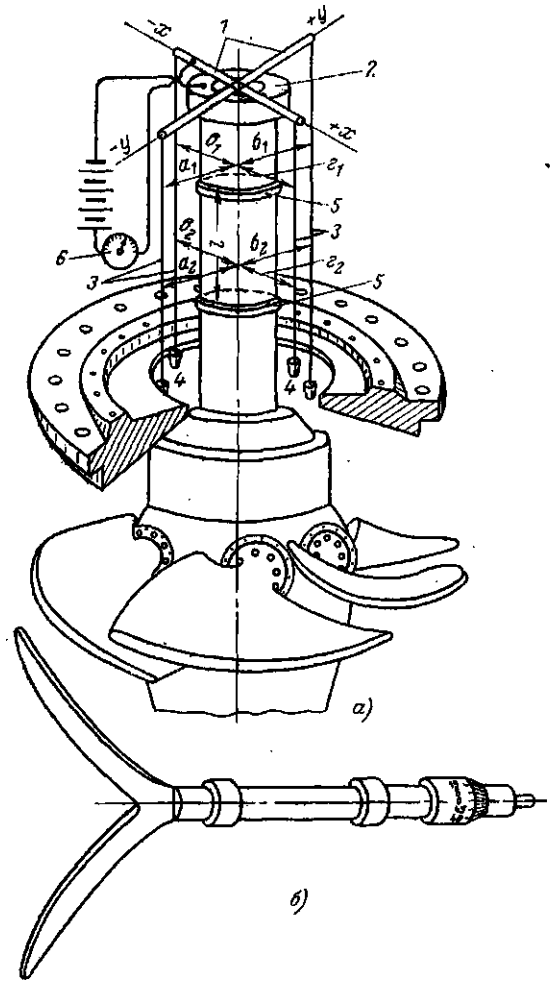


Рис. 8-8. Определение отклонения от вертикальности вала турбины.

турбины и агрегата в эксплуатацию. В частности, формуляры составляются на замеры зазоров рабочего колеса, вертикальности вала, торцевых зазоров и открытия направляющих лопаток при раз-

личном ходе штока сервомоторов, на угол установки лопастей рабочего колеса.

После завершения монтажа турбины и агрегата проводятся пусковые испытания, в результате которых в течение 72 ч проверяется ее работоспособность и соответствие параметров основным гарантийным показателям.

8-3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИН

В задачу эксплуатации турбин входят наиболее эффективное их использование на гидроэлектростанции, техническое обслуживание их, проведение текущих и капитальных ремонтов с целью обеспечения высокой надежности и долговечности.

Эффективность использования турбин в основном определяется требованием достижения максимального среднего к. п. д. станции (оптимальное распределение нагрузки между агрегатами), которое представляется в виде суммарных характеристик турбин (см. рис. 7-12). При составлении таких характеристик на гидроэлектростанциях рекомендуется вводить коррективы по данным натурных испытаний турбин. Это позволяет уточнить комбинаторные кривые поворотно-лопастных турбин, учесть отклонения характеристик отдельных турбин, а иногда и принять во внимание различие в гидравлических потерях в водоводах разных турбин станции (это может иметь место, если длина водоводов неодинакова или имеются разветвления).

Надежность является очень важным показателем турбин, причем это понятие включает целый ряд оценок. Наибольшее значение имеют следующие. Работоспособность — рабочее состояние турбины, соответствующее установленным техническим требованиям по мощности, уровню к. п. д., вибрациям, шуму, протечкам и другим показателям. Неисправность — потеря работоспособности, которая может выражаться либо в невозможности работы — полный отказ (например, вышел из строя направляющий подшипник, произошла поломка механизма поворота лопастей поворотно-лопастной турбины), либо в отклонении какого-нибудь показателя против допускаемого предела (например, снизился к. п. д., повысился уровень вибрации). В последнем случае работа турбины допустима, но она не может считаться исправной.

Долговечность — время, в течение которого турбина сохраняет работоспособность для обусловленных технической документацией условий эксплуатации, обслуживания при соответствующих текущих и капитальных ремонтах. Вероятность безотказной работы — способность в заданном интервале времени работать с определенной вероятностью отсутствия неисправностей.

Имеются различные количественные критерии надежности [5]. Для условий ГЭС широко используется так называемый коэффи-

циент готовности $K_г$, который для турбин определяется выражением

$$K_г = \frac{\sum_T t_{раб}}{\sum_T (t_{раб} + t_{рем})}, \qquad (8\text{-}1)$$

где

$$\sum_T t_{раб} = \sum_T (t_{турб} + t_{комп} + t_{рез}).$$

Здесь $t_{турб}$, $t_{комп}$ — время работы соответственно в турбинном и компенсаторном режиме; $t_{рез}$ — время нахождения в резерве (полная готовность к работе); $t_{рем}$ — время нахождения турбины в ремонте (дополнительное время, затраченное на ремонт других частей агрегата, например, подпятника, не включается). Сумма принимается за достаточно длительное время T, не менее года.

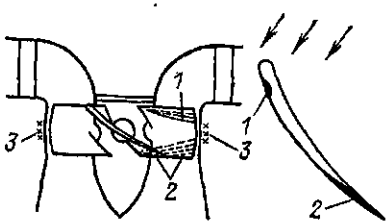


Рис. 8-9. Места кавитационных разрушений осевых турбин.

Гидравлические турбины являются простыми в эксплуатации и весьма надежными машинами, и при благоприятных условиях их коэффициент готовности составляет 0,96—0,97 и даже выше. Однако в отдельных случаях, особенно при повышенном кавитационном и абразивном износе, он может снижаться до 0,9 и ниже.

Износ турбин вызывается кавитацией, абразивным воздействием взвешенных в воде наносов или комбинированным абразивным и кавитационным воздействиями.

Осевые поворотно-лопастные турбины больше подвержены кавитационным разрушениям, которые, как видно из рис. 8-9, развиваются на тыльной («вакуумной») стороне лопастей рабочего колеса, причем зона *1* у входной кромки вызывается местным отрывом потока при больших углах атаки. Наиболее развитой является зона *2* у выходной кромки с расширением к периферии. Интенсивному разрушению подвергается иногда камера рабочего колеса *3*, в зоне ниже оси поворота лопастей, и торцевые поверхности пера лопасти (здесь проявляется так называемая щелевая кавитация).

В радиально-осевых турбинах наибольшему кавитационному износу подвержена («вакуумная») часть лопастей рабочего колеса, расположенная ближе к выходной кромке, и внутренняя часть нижнего обода.

Интенсивность кавитационного износа иногда весьма высока и достигает по глубине до 5—10 мм/год. Она зависит от свойств турбины, условий эксплуатации (режима работы, отметки нижнего

бьефа и величины H_s, особенно опасно, когда H_s увеличивается сверх допустимых пределов) и от материала.

Высокую кавитационную стойкость имеют аустенитные, нержавеющие малоуглеродистые, хромистые стали, получившие широкое применение для изготовления лопастей рабочих колес турбин (например, сталь 0Х12НД или более новая сталь 00Х12Н3Д с содержанием 12—14% хрома и 1—3% никеля). Также изготавливаются лопасти из более дешевой углеродистой стали, например 20ГСЛ, с защитной облицовкой из нержавеющей стали 1Х18Н9Т (17—20% хрома, 8—11% никеля), наносимой дуговой наплавкой или сваркой методом взрыва.

Значительный интерес представляет возможность защиты поверхностей от износа покрытием из неметаллических материалов с использованием эпоксидной смолы, резины, капрона и других покрытий. Особенно эффективно покрытие материалами, обладающими свойствами резины. Но серьезные трудности связаны еще с обеспечением достаточно надежного сцепления с металлом (адгезии) при простой технологии нанесения.

Абразивное воздействие содержащихся в воде наносов, особенно кварцевых, вызывает чрезвычайно интенсивный износ турбин. Чаще с этим явлением приходится встречаться на деривационных ГЭС, сооружаемых на горных реках.

Механизм абразивного износа конструкций, в том числе гидромашин, весьма сложен, и, несмотря на значительные исследования (например [29]), многие вопросы еще не решены. Согласно существующим представлениям абразивный износ является следствием ударов и царапанья частицами наносов обтекаемых поверхностей. Это позволяет выделить следующие факторы, которыми должна определяться интенсивность абразивного воздействия потока.

Кинетическая энергия частиц наносов, движущихся относительно обтекаемого тела,

$$\rho_н \frac{\pi d_н^3}{6} \frac{w^2}{2},$$

где $\rho_н$ и $d_н$ — плотность и диаметр частиц; w — относительная скорость.

Число частиц данной крупности, попадающих на обтекаемую поверхность в единицу времени,

$$i = \frac{\varepsilon_d S w}{\frac{\pi d_н^3}{6}},$$

где ε_d — относительное содержание частиц данной крупности в воде по объему; S — поверхность, подверженная износу.

Абразивные свойства частиц наносов, зависящие от твердости (для стали опасны частицы твердостью выше 5 по шкале Мооса) и от их формы (окатанные или обломочные с острыми кромками), которые можно выразить коэффициентом абразивности $K_{абр}$. По опытным данным В. Б. Дульнева для обломочного песка

$$K_{абр} = 1{,}7 d_н^{3/4},$$

где $d_н$ — диаметр, мм.

Форма обтекаемого элемента, определяющая местную структуру потока (стержень круглого или прямоугольного сечения, криволинейная лопасть с определенным углом атаки и др.), учитывается коэффициентом формы $K_ф$.

В итоге, относя интенсивность абразивного воздействия $E_{абр}$ на единицу площади изнашиваемой поверхности и представляя ее произведением рассмотренных факторов, получаем:

$$E_{абр} = K_E K_ф K_{абр} \varepsilon_d \rho_н w^3. \qquad (8\text{-}2)$$

Здесь K_E — коэффициент пропорциональности. Поскольку все коэффициенты K и ε — безразмерные величины, то $E_{абр}$ по (8-2) измеряется в Вт/м². Интересно, что в формулу определения абразивного воздействия $E_{абр}$ непосредственно не входит $d_н$, но его влияние сказывается через $K_{абр}$. В связи с этим общее абразивное воздействие должно определяться суммой, найденной для «опасных» фракций, к которым относят $d_н > 0{,}05$—$0{,}1$ мм.

Фактический абразивный износ, выражаемый потерей объема или массы материала $G_{абр}$, кг, при данной интенсивности $E_{абр}$ зависит еще от площади S, показателя абразивной изнашиваемости материала, определяемого удельной потерей объема $B_{абр}$, м³/(с·Вт), плотности материала $\rho_{мат}$ и времени t:

$$G_{абр} = E_{абр} S B_{абр} \rho_{мат} t. \qquad (8\text{-}3)$$

Полученные соотношения показывают, что для абразивного износа решающее значение имеют содержание опасных фракций наносов в воде (мутность), относительная скорость и показатель абразивной изнашиваемости материала. Это указывает и пути снижения абразивного износа.

Следует отметить, что действительные количественные отношения должны быть значительно более сложными, а изложенную концепцию и полученные формулы можно использовать для относительных оценок абразивного износа.

В турбинах абразивному износу подвергаются направляющие лопатки (на рис. 8-10, *а* видна чешуйчатая поверхность), опорное кольцо (на рис. 8-10, *б* видны следы износа, причем четко выделяется углубление, выработанное в месте длительного нахождения торца направляющей лопатки), рабочие колеса (на рис. 8-10, *в* показана обращенная к крышке поверхность верхнего обода рабочего колеса, изношенная наносами). Интенсивному абразивному износу подвержены рабочие колеса радиально-осевых турбин, особенно нижний обод, входные и выходные кромки лопастей, а также верхнее и нижнее уплотнения. Опасно попадание наносов в направляющий подшипник, так как это приводит к быстрому его износу.

Рис. 8-10. Абразивный износ деталей радиально-осевых турбин.

Износ турбин вызывает ухудшение их энергетических показателей, снижение к. п. д., иногда падение мощности, может приводить к усилению вибраций, шума, увеличению потерь воды при неработающей турбине за счет протечек через направляющий аппарат. Как видно из рис. 8-11, к. п. д. турбины снизился на 10—12%, но мощность сохранилась, так как возросла пропускная способность за счет укорочения выходных кромок, вызванного абразивным истиранием.

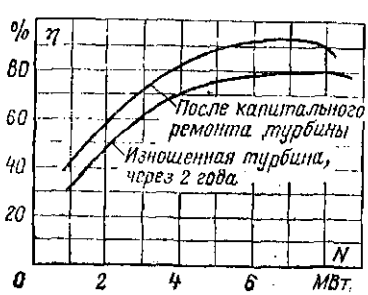


Рис. 8-11. Влияние износа на характеристику радиально-осевой турбины.

Интенсивный износ вызывает необходимость останавливать турбину и производить ее ремонт путем наплавки и зачистки изношенных поверхностей или замены деталей новыми. Все это снижает эффективность станции и вызывает повышение стоимости эксплуатации.

Важным фактором является установление оптимального межремонтного периода. Для обычных условий при отсутствии в воде повышенного количества абразивных наносов срок между капитальными ремонтами может быть установлен 25 000—30 000 ч работы турбины. Обычно в ГОСТ на гидравлические турбины указывается срок между капитальными ремонтами не менее 4 лет и общий срок службы не менее 30 лет.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК И ВИДЫ НАСОСОВ

9-1. НАПОРЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема насосной установки, приведенная на рис. В-1, *б*, показывает, что назначением насоса является преобразование подведенной к нему энергии от привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости.

Рассмотрим гидравлическую схему насосной установки (рис. 9-1), применимую к насосам любого вида. Основными элементами установки являются: насос, имеющий два патрубка — входной (всасывающий) — сечение *1-1* и выходной (напорный) — сечение *2-2*, подводящий (всасывающий) трубопровод *В* и напорный трубопровод *Н*.

Выделяют следующие показатели установки.

Статический или геометрический напор $H_{ст}$, м, представляет собой разность отметок в верхнем $z_{в.б}$ и в нижнем $z_{н.б}$ бассейнах, т. е. высоту, на которую поднимается жидкость:

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб}. \qquad (9\text{-}1)$$

Если жидкость подается в резервуар, в котором поддерживается избыточное давление p, Па, как показано на рис. 9-1, *б*, то статический напор равен:

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб} + \frac{p}{\rho g}, \qquad (9\text{-}1')$$

где ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Напор насоса H равен разности удельных энергий жидкости в выходном e_2 и во входном патрубках e_1

$$H = e_2 - e_1. \qquad (9\text{-}2)$$

Согласно (9-2) из определения удельной энергии жидкости, данного в § 1-1, следует, что *напор H, м, показывает численное значение в джоулях энергии, передаваемую насосом каждой единице силы веса в 1 Н жидкости, которая подается в выходной патрубок* (в напорный трубопровод), или в технической системе единиц в кгс·м на каждый 1 кгс веса жидкости.

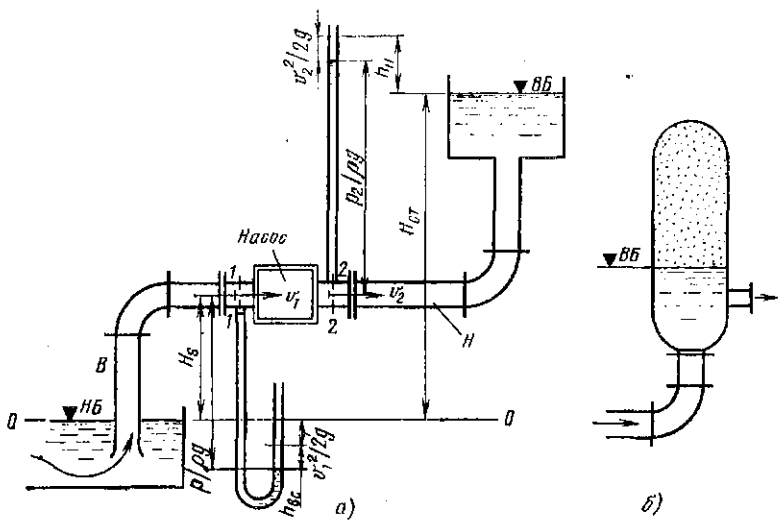


Рис. 9-1. Принципиальная схема насосной установки.

Используя выражение удельной энергии (1-3) и принимая согласно схеме на рис. 9-1 $z_1 = z_2 = H_s$, где H_s — геометрическая высота всасывания или просто высота всасывания насоса, получаем следующие выражения для e_1 и e_2:

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + H_s + \frac{v_2^2}{2g}; \quad e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + H_s + \frac{v_1^2}{2g}, \qquad (9\text{-}2')$$

которые показывают, что для определения напора необходимо найти выражения давлений во входном и в выходном патрубках насоса.

Давление во входном патрубке. Напишем уравнение Бернулли (1-7) для потока между двумя сечениями поверхности жидкости в нижнем бассейне — сечением *НБ* и сечением *1-1*. Расположим площадь сравнения *0-0* на отметке *НБ*. Для дан-

ных условий, имея в виду, что на поверхности $НБ$ избыточное давление равно нулю $p_{н.б}/\rho g = 0$, $z_{н.б} = 0$ и $v_{нб} = 0$, получаем:

$$0 = \frac{p_1}{\rho g} + H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс},$$

где $p_1/\rho g$ — пьезометрическая высота, соответствующая давлению во входном сечении *1-1*; $h_{вс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе. Отсюда находим:

$$\frac{p_1}{\rho g} = -\left(H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}\right). \qquad (9\text{-}3)$$

Получили, что $p_1/\rho g < 0$. Это указывает на наличие в сечении *1-1* вакуума $H_в$ (рис. 1-3):

$$\boxed{H_в = H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}.} \qquad (9\text{-}4)$$

$H_в$ — вакуумметрическая высота всасывания насоса.

Абсолютное давление в жидкости практически не может быть отрицательным ($p_a > 0$), так как при этом происходит разрыв сплошности. Следовательно, согласно (1-10) это соответствует требованию

$$H_в < \frac{p_{атм}}{\rho g}.$$

На уровне моря $p_{атм} \approx 0{,}1$ МПа, т. е. $H_в < 10$ м. Подставляя это значение в (9-4), приходим к выводу, что геометрическая высота всасывания насоса должна быть ограничена

$$H_s < 10 \text{ м}.$$

Это важный для практики вывод.

Давление в напорном патрубке. Составим уравнение Бернулли для потока между сечениями *2-2* и свободной поверхностью в верхнем бассейне $ВБ$. Плоскость сравнения *0-0* сохраним на отметке $НБ$. Учитывая параметры, показанные на схеме рис. 9-1, $p_{вб}/\rho g = 0$, $v_{вб} = 0$, получаем:

$$\frac{p_2}{\rho g} + H_s + \frac{v_2^2}{2g} = H_{ст} + h_н.$$

Здесь $h_н$ — гидравлические потери в напорном трубопроводе. Отсюда искомое давление

$$\frac{p_2}{\rho g} = H_{ст} - H_s - \frac{v_2^2}{2g} + h_н. \qquad (9\text{-}5)$$

На рис. 9-1, *а* показаны геометрические величины пьезометрической высоты $p_1/\rho g$ и $p_2/\rho g$.

Зная $p_1/\rho g$ (9-3) и $p_2/\rho g$ (9-5), можем найти значения удельных энергий e_1 и e_2!

$$e_1 = -\left(H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}\right) + H_s + \frac{v_1^2}{2g};$$

$$e_2 = \left(H_{ст} - H_s - \frac{v_1^2}{2g} + h_н\right) + H_s + \frac{v_2^2}{2g}$$

и, беря их разность по (9-2), определить напор

$$\boxed{H = H_{ст} + h_{пот}.} \qquad (9\text{-}6)$$

Здесь $h_{пот} = h_{вс} + h_н$ — суммарные гидравлические потери по длине и местные во всасывающем и в напорном трубопроводах. Итак, *напор насоса равен сумме статического напора и гидравлических потерь в сети или в трубопроводах.*

Поскольку, как известно из гидравлики, при турбулентном движении потери (местные и по длине) определяются формулой

$$h_l = \zeta_l \frac{v_l^2}{2g},$$

причем

$$v_l = \frac{Q}{F_l},$$

где v_l — средняя скорость течения; Q — расход и F_l — площадь сечения трубопровода, то $h_{пот}$ в (9-6) можно выразить чарез Q

$$h_{пот} = \left(\sum \frac{\zeta_l}{2gF_l^2}\right) Q^2$$

или

$$h_{пот} = K_c Q^2.$$

Как следует из приведенных соотношений, K_c — коэффициент сопротивления трубопровода (сети), зависящий только от геометрии трубопровода (диаметры, длины) и видов установленных дополнительных сопротивлений (задвижки, вентили и пр.).

В результате получается другое выражение напора, необходимого для обеспечения подачи Q на данную сеть (поэтому он обозначен H_c)

$$\boxed{H_c = H_{ст} + K_c Q^2.} \qquad (9\text{-}6')$$

Зависимости (9-6) и (9-6') называются характеристикой сети.

Измерение напора насоса производится манометром M, который присоединяется к выходному патрубку, и вакуумметром B, который присоединяется к входному патрубку (рис. 9-2). Перед измерениями оба прибора продувают открытием устанавливаемых перед ними трехходовых кранов. В результате трубка, соединяющая манометр, будет заполнена жидкостью, а в трубке к вакуумметру будет находиться воздух. Таким образом вакуумметр показывает вакуум в точке трубопровода, к которой он присоединен, а манометр — давление с поправкой на высоту его установки $z_{м,в}$. Непосредственно по отсчетам, приведенным к высоте, и находится пьезометрический перепад, создаваемый насосом:

$$\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = h_м + H_в + z_{мв},$$

где $h_м$, $H_в$ — показания манометра и вакуумметра, пересчитанные на высоту подъема перекачиваемой жидкости.

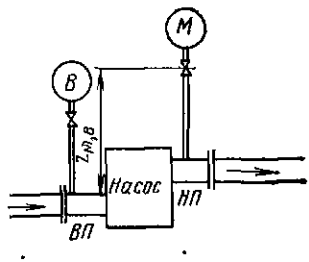


Рис. 9-2. Измерение напора насоса.

Напор насоса согласно (9-2) и (9-2′) будет равен:

$$H = h_м + H_в + z_{мп} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (9\text{-}7)$$

т. е. незначительно отличается от пьезометрического перепада.

Если насос установлен с подпором (см. рис. 14-1) и в его входном патрубке имеется избыточное давление, то напор насоса определяется по показаниям двух манометров:

$$H = h_{м2} - h_{м1} + z_{1\text{-}2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (9\text{-}7')$$

Здесь $h_{м1}$ и $h_{м2}$ — показания манометров, присоединенных к входному и напорному патрубкам, пересчитанные на высоту подъема перекачиваемой жидкости, а $z_{1\text{-}2}$ — разность отметок установки манометров.

9-2. МОЩНОСТЬ НАСОСА

Важным параметром, характеризующим работу насоса и насосной установки, является подача (расход) жидкости Q, т. е. объем жидкости, подаваемой насосом в напорный патрубок в единицу времени. Подача Q измеряется в л/с, м³/с или м³/ч.

Согласно определению напор H представляет собой удельную энергию в Дж/Н. Следовательно, общая полезная мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости, $N_ж$, Вт,

$$N_ж = \rho g Q H. \quad (9\text{-}8)$$

Здесь ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2; Q — подача насоса, м^3/с.

Не вся мощность, потребляемая насосом N, передается жидкости. В насосе обязательно существуют потери энергии, которые учитываются коэффициентом полезного действия (к. п. д.) η:

$$\eta = \frac{N_ж}{N}. \tag{9-9}$$

Используя (9-8) и (9-9), найдем формулу, определяющую мощность насоса N, кВт, необходимую для его привода:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000\eta}. \tag{9-10}$$

Для чистой воды $\rho = 1000$ кг/м^3, $g = 9{,}81$ м/с^2 и формула мощности принимает вид:

$$N = \frac{9{,}81 Q H}{\eta}. \tag{9-10'}$$

Пример 9-1. Определить мощность насоса, характеризующегося подачей $Q = 20$ л/с чистой воды, напором $H = 45$ м, $\eta = 75\%$.

Решение. По (9-10) для $Q = 0{,}02$ м^3/с

$$N = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}02 \cdot 45}{0{,}75} = 11{,}8 \text{ кВт}.$$

Пример 9-2. Определить мощность насоса, перекачивающего пульпу; плотность пульпы $\rho = 1200$ кг/м^3, подача $Q = 1100$ л/с, напор $H = 60$ м, $\eta = 70\%$.

Решение. По (9-10)

$$N = \frac{1200 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}1 \cdot 60}{1000 \cdot 0{,}7} = 1110 \text{ кВт}.$$

9-3. ВИДЫ НАСОСОВ

Общий анализ условий работы насосов показывает, что в них должен осуществляться обмен энергией между жидкостью и каким-либо движущимся рабочим органом, к которому подводится энергия. Видов, типов и конструкций насосов имеется огромное количество, но по используемому принципу действия все они в основном могут быть разделены на два вида: объемные и динамические.

Объемные насосы

Объемные насосы перемещают жидкость путем периодического изменения объема заполняемой ею камеры, попеременно сообщающейся с входным и выходным патрубками.

Это общий принцип. Поясним его некоторыми конкретными схемами.

Плунжерный насос (рис. 9-3) состоит из корпуса *1*, плунжера *2* диаметром d, совершающего от внешнего привода возвратно-поступательное движение (ход s), и двух клапанов: всасывающего *3* и напорного *4*. Привод к плунжеру от электродвигателя может быть осуществлен посредством кривошипно-шатунного механизма. Когда плунжер движется вправо, объем камеры K возрастает, давление в ней падает и в нее всасывается жидкость из нижнего водоема. При этом всасывающий клапан открывается потоком воды. Как только направление движения плунжера изменится, он пойдет влево и начнет уменьшать объем камеры K, всасывающий клапан закроется, а жидкость начнет вытесняться из камеры через напорный клапан. За каждый цикл в напорную трубу поступает объем жидкости, равный $\pi d^2 s/4$. Следовательно, если число циклов в минуту составляет $n_ц$, то средняя теоретическая подача такого насоса составит:

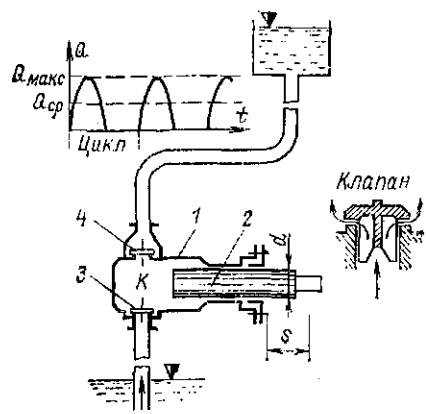


Рис. 9-3. Плунжерный насос.

$$Q_{ср.\ теор} = \frac{\pi d^2}{4} s \frac{n_ц}{60}. \qquad (9\text{-}11)$$

Одна из особенностей такого насоса состоит в том, что подача осуществляется толчками (пульсирующая), причем $Q_{макс}$ значительно превосходит $Q_{ср}$ (рис. 9-3).

Поршневой насос двустороннего действия (рис. 9-4) состоит из цилиндра *1* диаметром d, внутри которого совершает возвратно-поступательное движение поршень *2* со штоком *3*. На цилиндре имеются две группы клапанов: нагнетательные *4* и всасывающие *5*. Привод поршня осуществляется кривошипно-шатунным механизмом, состоящим из шатуна *6*, ползуна *7* и маховика *8* с приводным пальцем, установленных на радиусе r. За каждый оборот маховика *8* поршень совершает двойной ход на $2r$.

Поршневой насос работает следующим образом. При движении штока и поршня *2* вправо открывается левый всасывающий клапан *5*

и правый напорный клапан *4*. Вода из всасывающего трубопровода заполняет левую полость, а из правой вытесняется в напорный трубопровод. При обратном движении вода из левой полости вытесняется, а в правую всасывается. Таким образом на каждый оборот, как видно из приведенного графика, в напорный трубопровод поступают две порции объема воды. Подача пульсирующая, но перерывы меньше, чем в насосе на рис. 9-3 одностороннего действия. Средняя подача, если не учитывать площади штока *3*, составляет:

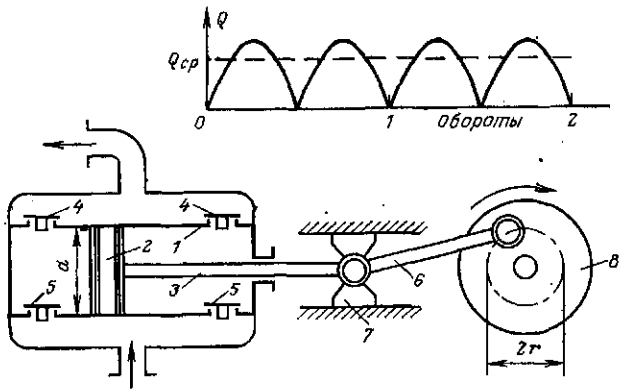


Рис. 9-4. Поршневой насос двустороннего действия.

$$Q_{ср} = \frac{\pi d^2}{4} 2r \frac{n}{60}. \quad (9\text{-}11')$$

Здесь n — частота вращения, об/мин.

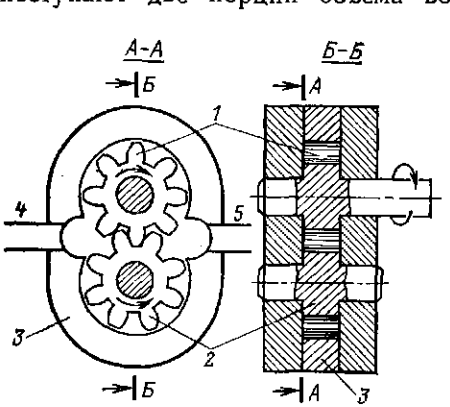


Рис. 9-5. Шестеренный насос.

Шестеренный насос (рис. 9-5). Рабочим органом этого насоса являются две шестерни *1* и *2*, размещенные в корпусе *3* с небольшими радиальными и торцевыми зазорами. При вращении шестерен, как показано на рисунке, жидкость будет двигаться из левого трубопровода *4* в правый *5*. Такие насосы широко используются в системах смазки.

Винтовой насос (рис. 9-6). Рабочим органом этого насоса являются три винта (трехвинтовой): центральный, ведущий *1*

и замыкающие, ведомые *2* и *3*, помещенные в корпус *4*. Расточка (сечение *А-А*) выполнена так, что зазор между корпусом и внешней поверхностью мал. Винты имеют специальную форму резьбы

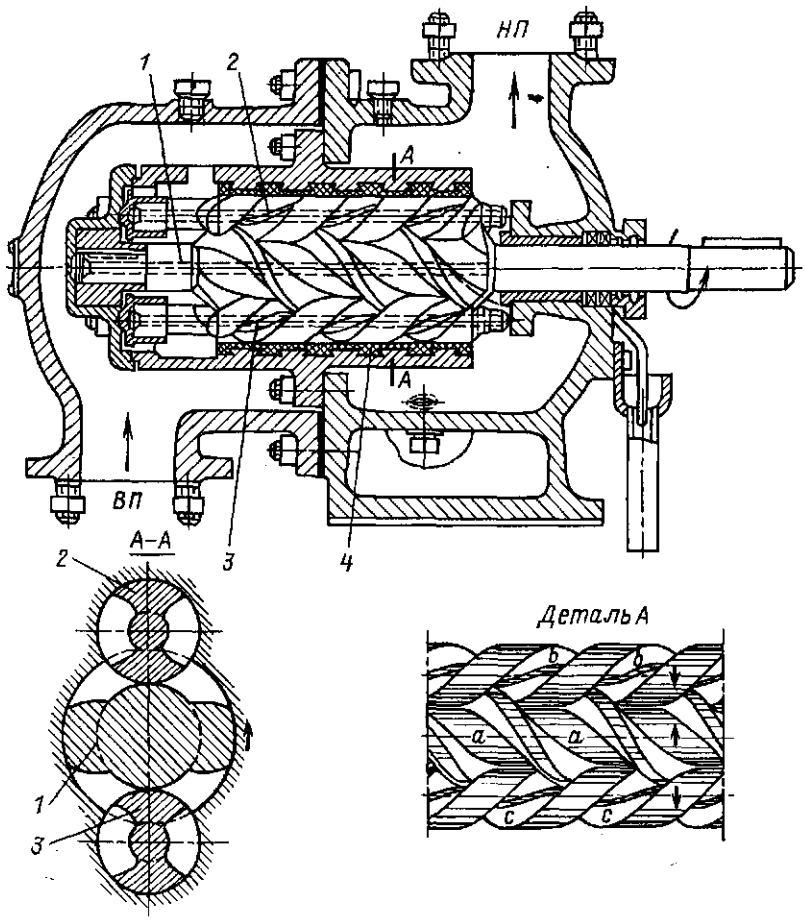


Рис. 9-6. Винтовой насос.

(деталь *А*), при которой обеспечивается непрерывное касание между сопрягающимися поверхностями. Благодаря этому между гребнями винтов и корпусом создается несколько замкнутых полостей *a, a*; . . . . . ; *b, b*; . . . ; *c, c*, . . ., перемещающихся при вращении винтов по стрелке слева направо. Жидкость из входного патрубка *ВП* через отверстия в корпусе попадает к винтам, заполняет полости *a, b, c*, выносится в правую часть и далее подается к напорному патрубку *НП*.

Винтовые насосы могут развивать высокое давление, дают равномерную подачу, но в основном используются для перекачки смазывающих жидкостей. Такие насосы, например, устанавливаются на маслонапорных установках (МНУ) (см. рис. 8-1).

Выпускаются винтовые насосы и с двумя винтами (двухвинтовые), которые несколько проще трехвинтовых и могут использоваться для перекачки и несмазывающих жидкостей.

Приведенные схемы достаточно характеризуют принцип объемных насосов. Развиваемый объемными насосами напор теоретически ничем не ограничен и в действительности может быть очень большим. Он зависит от усилия, которое может быть создано на рабочем органе, и от прочности элементов. В связи с этим ни в коем случае *нельзя закрывать вентиль на напорном трубопроводе при работе объемного насоса.* Плунжерные и поршневые насосы, как отмечалось, имеют неравномерную, пульсирующую подачу, что является известным недостатком. С целью выравнивания подачи часто ставят специальные воздушные котлы (колпаки).

Динамические насосы

К динамическим относятся такие насосы, в которых жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. К динамическим относится очень большая группа лопастных насосов, имеющих широкое применение, а также вихревые, струйные и другие насосы. Рассмотрим принципиальные схемы некоторых из них.

Лопастные насосы осуществляют преобразование энергии за счет динамического взаимодействия между потоком жидкости и лопастями вращающегося рабочего колеса, которое является их рабочим органом.

На рис. 9-7 показана схема центробежного насоса, состоящего из рабочего колеса *1* с криволинейными лопастями, насаженного на вал *2*, и камеры *3*, в которой располагается рабочее колесо. Вода поступает в насос через входной патрубок *ВП 4* к центральной части рабочего колеса и выбрасывается из него в спиральную камеру — отвод *3*, переходящую в короткий диффузор (напорный патрубок *НП*).

Рабочее колесо вращается в направлении *n*, при этом жидкость увлекается лопастями и отбрасывается к периферии (это послужило основанием называть такой насос центробежным). Динамическое воздействие лопастей на поток приводит к тому, что давление в напорном патрубке *НП* будет больше, чем давление во всасывающем патрубке *ВП*, т. е. такой насос создает напор *H*, который, очевидно, должен зависеть от частоты вращения колеса. В общем, чем больше частота вращения, тем больше и создаваемый напор.

Привод насоса можно осуществить непосредственно от вала электродвигателя, что весьма удобно.

На рис. 9-8 показана схема осевого насоса. Рабочее колесо *1* этого насоса состоит из втулки *а*, на которой укреплено

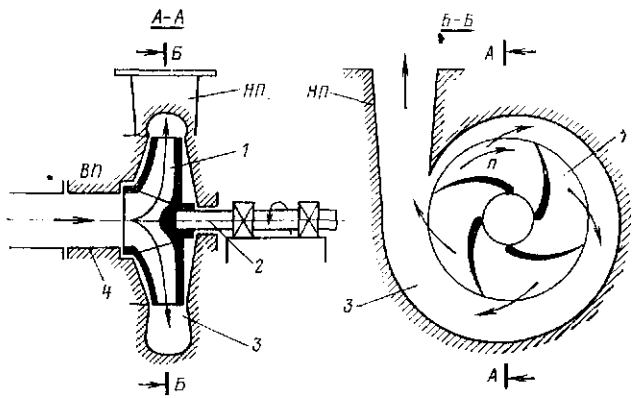


Рис. 9-7. Схема центробежного насоса.

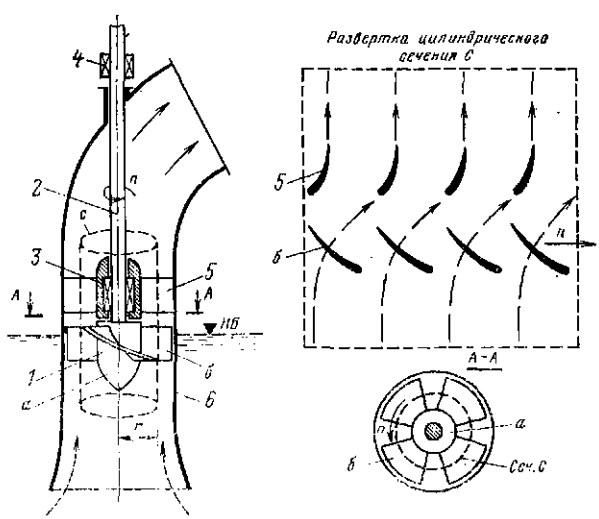


Рис. 9-8. Схема осевого насоса.

несколько рабочих лопастей *б* (их число 4—6). Вал *2* вращается в подшипниках *3* и *4*, причем нижний подшипник опирается на радиально поставленные лопасти (решетку), так называемый выправляющий аппарат *5*. Рабочее колесо и выправляю-

щий аппарат размещены в трубчатом корпусе *6*, по которому забирается и отводится вода, перекачиваемая насосом.

В осевых насосах форму лопастей рабочего колеса и выправляющего аппарата, так же как и характер движения воды, удобно представлять в виде цилиндрических сечений. Такое сечение *C* радиусом *r* показано пунктиром на рис. 9-8. Здесь же дана развертка этого сечения. Рабочие лопасти *6* движутся в направлении *n*. Захватываемая ими вода подходит к их входным кромкам, имея направление движения, близкое к осевому (пунктирные линии со стрелками), а с выходных кромок она выбрасывается, имея косое направление (движется по винтовым линиям), однако, пройдя лопатки выправляющего аппарата *5*, вода опять приобретает близкое к осевому направление,

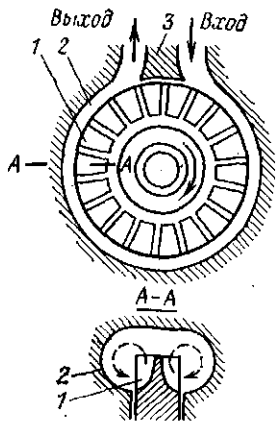


Рис. 9-9. Схема вихревого насоса.

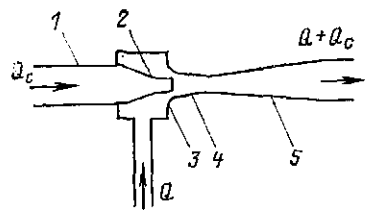


Рис. 9-10. Струйный насос (эжектор).

что способствует уменьшению гидравлических потерь и увеличивает напор, развиваемый насосом.

Вихревой насос, принципиальная схема которого показана на рис. 9-9, состоит из рабочего колеса *1* и корпуса *2* с кольцевой камерой, имеющей перемычку *3*. Короткие прямолинейные лопатки рабочего колеса частично перекрывают цилиндрический канал и при вращении жидкость увлекается лопатками и одновременно действием центробежных сил закручивается, как показано на сечении. Таким образом, по кольцевой камере движется спаренный вихревой валец, создающий «сцепление» жидкости с рабочим колесом и заставляющий ее двигаться от входного отверстия к выходному.

Струйный насос (рис. 9-10) отличается от всех рассмотренных выше тем, что у него нет подвижных частей, а рабочим органом является сама жидкость. Насос состоит из напорного устройства *1*, по которому подводится жидкость под большим напором, сопла *2*, камер смешения *3*, *4* и диффузора *5*. Жидкость из сопла *2* с большой скоростью выбрасывается в камеру смешения *4*

и увлекает подсасываемую в камеру 4 жидкость, передавая ей часть своей энергии. Расход перекачиваемой жидкости Q, а жидкости, создающей напор, — Q_c. Эти жидкости могут быть различными. Например, Q_c — чистая вода, а Q — загрязненная, с наносами.

Классификация насосов

Общая схема классификации насосов по принципу действия, по виду силового воздействия на жидкость, по форме движения рабочих органов и по виду рабочих органов показана на рис. 9-11.

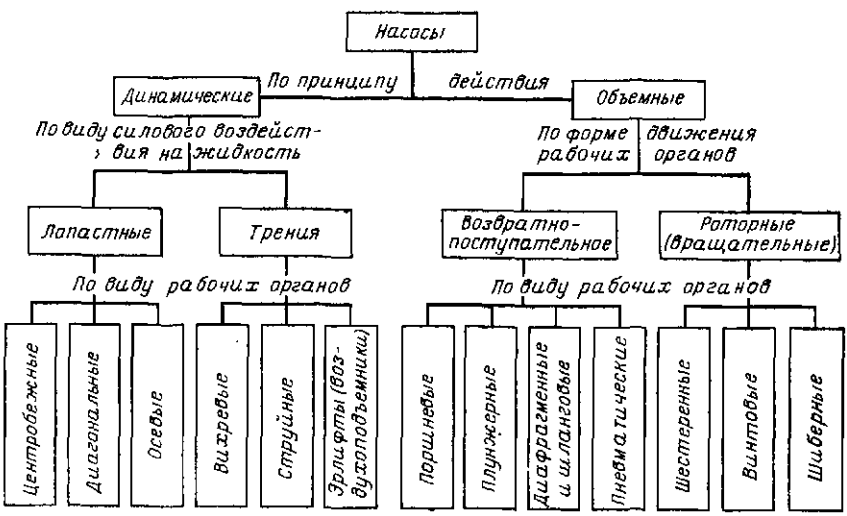


Рис. 9-11. Классификация насосов.

Большинство видов насосов было рассмотрено выше, но на некоторых нужно остановиться дополнительно.

Диагональные лопастные насосы отличаются от осевых тем, что имеют наклонные оси установки лопастей рабочего колеса. Эрлифты или воздухоподъемники создают подъем воды по трубе за счет впуска сжатого воздуха. Диафрагменные шланговые насосы по принципу работы аналогичны поршневым и плунжерным, но для вытеснения жидкости из камеры используются гибкие элементы (резиновые), что особенно важно при перекачке жидкостей с песком или даже цементных или известковых растворов. В пневматических насосах вытеснение жидкости из камеры производится сжатым воздухом. Рабочим органом шиберных насосов является цилиндрический барабан с прорезями, в которые вставлены замыка-

ющие пластинки, создающие с эксцентрично расположенным корпусом замкнутые камеры изменяющегося при вращении объема.

Кроме приведенной классификации, существует разделение насосов по виду перекачиваемых жидкостей, по виду привода и другим классификационным признакам.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

10-1. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ

Рассмотренные схемы лопастных насосов показывают, что основная их функция — преобразование энергии осуществляется за счет прохождения потока жидкости через вращающуюся решетку лопастей рабочего колеса. Отсюда следует, что одним из основных факторов, характеризующих работу этих насосов, является структура потока, определяющаяся взаимодействием между жидкостью и лопастями рабочего колеса. Существенное значение имеют кинематические показатели: величины и направления скоростей, ускорения, формы траекторий движения (линии тока).

Движение жидкости в пределах вращающегося рабочего колеса может рассматриваться как сумма двух движений п е р е н о с н о г о — вращение и о т н о с и т е л ь н о г о — перемещение относительно самого рабочего колеса. Обозначив векторы соответствующих скоростей **u** и **w**, вектор абсолютной скорости согласно (3-5) будет равен:

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \mathbf{w}. \tag{10-1}$$

Из (10-1) вытекает, что *анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса насоса может базироваться на построении параллелограммов скоростей.*

Чтобы построить параллелограммы скоростей, необходимо знать форму и размеры рабочего колеса и его отдельных частей в пределах проточного тракта (геометрия проточной части рабочего колеса); кроме того, должны быть заданы условия работы насоса. Рассмотрим некоторые основные случаи.

Ц е н т р о б е ж н ы е н а с о с ы (см. рис. 9-7). Движение в рабочем колесе близко к плоскому. Все размеры, определяющие проточную часть рабочего колеса, известны, причем величины, относящиеся к входной кромке лопастей, имеют индекс 1, и к выходной — индекс 2 (рис. 10-1).

Направление лопастей рабочего колеса определяется углом δ между касательной к лопасти, проведенной в сторону течения жид-

кости, и нормалью к радиусу. Ширина лопастей рабочего колеса определяется значениями b_1 и b_2.

Условия работы насоса задаются двумя параметрами: подачей Q и частотой вращения рабочего колеса n, об/мин.

Входное сечение рабочего колеса. Направление скорости при входе на рабочее колесо зависит от условий подвода. В насосах при осевом подводе перед входом на рабочее колесо закрутка потока отсутствует и абсолютная скорость v_1

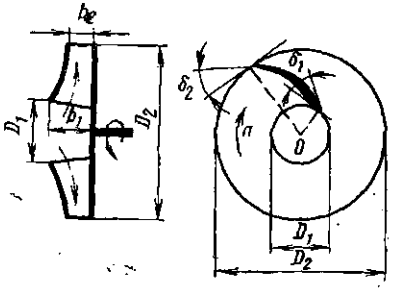


Рис. 10-1. Геометрия рабочего колеса центробежного насоса.

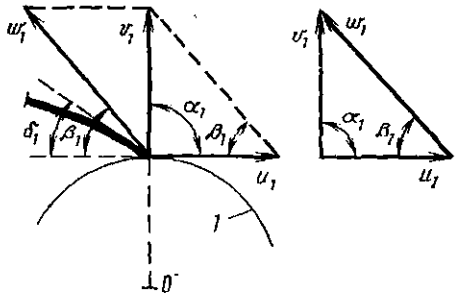


Рис. 10-2. Параллелограммы и треугольник скоростей на входной кромке рабочего колеса центробежного насоса.

направлена по радиусу, т. е. $\alpha_1 = 90°$ (рис. 10-2). В этих условиях среднее значение

$$v_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \psi_1}, \tag{10-2}$$

где коэффициент $\psi_1 < 1$ учитывает стеснение, вызываемое лопастями. Окружная скорость на входной кромке u_1 зависит от D_1 и n:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \tag{10-3}$$

Имея два вектора $\mathbf{v}_1$ и $\mathbf{u}_1$, можно построить параллелограмм скоростей на входе и определить $\mathbf{w}_1$ (рис. 10-2). С целью сокращения часто строят треугольник скоростей, показанный там же.

Выходное сечение рабочего колеса (рис. 10-3). Здесь переносная скорость u_2 находится по формуле

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}. \tag{10-3'}$$

Относительную скорость w_2 можно вычислить, если знать ее направление. Тогда, как это следует из рис. 10-1 и 10-3,

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}. \tag{10-4}$$

В первом приближении принимают угол $\beta_2 = \delta_2$, т. е. направление w_2 совпадает с направлением выходной кромки лопасти (в действительности имеется некоторое отклонение угла $\Delta\beta_2$, которое учитывается при проектировании). Имея два вектора $\mathbf{u}_2$ и $\mathbf{w}_2$, можно построить параллелограмм или треугольник выходных скоростей и найти вектор $\mathbf{v}_2$ и угол α_2.

Зная размеры рабочего колеса и форму лопастей, для данных условий работы (Q и n) можно определить треугольники скоростей для промежуточных сечений, с их помощью найти векторы $\mathbf{v}$ и по ним провести траектории абсолютного движения жидкости. Их форма показана на рис. 10-4. Как видно из рисунка, рабочее колесо насоса закручивает проходящий через него поток жидкости.

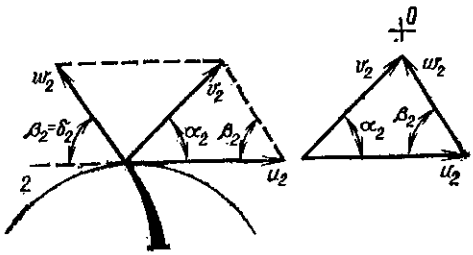


Рис. 10-3. Параллелограмм и треугольник скоростей на выходной кромке рабочего колеса центробежного насоса.

Показателем закрученности потока является циркуляция Γ (3-2), которая в данном случае может быть представлена выражением

$$\Gamma = \pi D v \cos\alpha. \qquad (10\text{-}5)$$

Учитывая форму треугольников скоростей на рис. 10-2 и 10-3, приходим к выводу, что $\Gamma_1 = 0$ и $\Gamma_2 > 0$. Таким образом, *по мере движения жидкости через рабочее колесо насоса ее циркуляция возрастает.*

Осевые насосы (см. рис. 9-8) отличаются тем, что у них в пределах рабочего колеса жидкость в основном перемещается в осевом направлении. Анализ кинематики потока производится, как показано на рис. 9-8, для отдельных цилиндрических сечений радиусом r.

Имеются две особенности, которые следует учитывать при построении параллелограммов или треугольников скоростей осевых насосов:

1) окружные скорости всех точек лопастей рабочего колеса на данном цилиндрическом сечении равны и определяются частотой вращения n и радиусом r сечения

$$u_1 = u_2 = u = \frac{2\pi r n}{60}; \qquad (10\text{-}6)$$

2) осевые составляющие векторов абсолютной и относительной скоростей течения во всех точках данного цилиндрического сечения должны быть одинаковы

$$v_1 \sin\alpha_1 = w_1 \sin\beta_1 = v_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2.$$

Если принять равномерное распределение осевых компонент скоростей по сечению, то

$$v_l \sin\alpha_l = w_l \sin\beta_l = \frac{Q}{\frac{\pi (D - d_{вт})^2 \psi}{4}}, \qquad (10\text{-}7)$$

где D — диаметр рабочего колеса; $d_{вт}$ — диаметр втулки; ψ — коэффициент стеснения лопастями, $\psi < 1$.

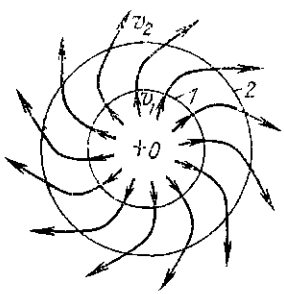


Рис. 10-4. Траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.

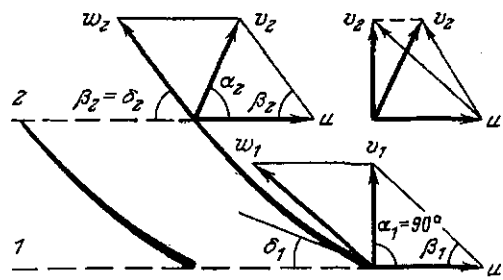


Рис. 10-5. Параллелограммы и треугольники скоростей в осевом насосе.

Построение параллелограммов и треугольников скоростей в рабочем колесе осевого насоса показано на рис. 10-5. На входной кромке *1* скорость u определена по (10-6). Считая, что на входе поток не закручен, $\Gamma_1 = 0$ и $\alpha_1 = 90°$, по (10-7) получаем:

$$v_1 = \frac{Q}{\frac{\pi \left(D_1^2 - d_{вт}^2\right) \psi}{4}}. \qquad (10\text{-}8)$$

По u и v_1 строится параллелограмм и находятся w_1 и β_1. На выходной кромке *2*, считая $\beta_2 = \delta_2$, определяют по (10-7) w_2 и строят параллелограмм по u и w_2.

10-2. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Выше были рассмотрены соотношения, характеризующие кинематику потока в рабочем колесе. Теперь приступим к рассмотрению динамических и энергетических показателей.

Для нахождения силового взаимодействия между лопастями рабочего колеса и протекающей жидкостью используем уравнение момента количества движения в форме (3-14) для объема жидкости, ограниченного ободами рабочего колеса и контрольными поверхностями *1* и *2*, проведенными по входным и выходным кромкам лопастей (рис. 10-6). В уравнении (3-14) Q — подача насоса, ρ — плотность перекачиваемой жидкости, причем

$$v_{1u}r_1 = 0{,}5D_1v_1\cos\alpha_1$$

и $$v_{2u}r_2 = D_2v_{2u}\cos\alpha_2.$$

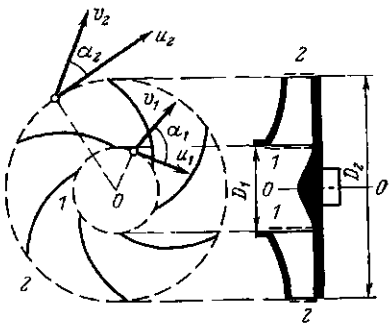


Рис. 10-6. К выводу основного уравнения лопастного насоса.

Моменты внешних сил относительно оси *0-0*, действующих на выделенный объем жидкости, слагаются из момента, передаваемого лопастями насоса M, и момента сил трения, который не учитываем. Силы давления, нормальные к ограничивающим поверхностям, не дают момента относительно оси *0-0*, так как либо направлены к центру (поверхности *1* и *2*), либо лежат в меридианной плоскости (поверхности ободов). Таким образом, сумма моментов внешних сил, действующих на выделенный объем жидкости, сводится к крутящему моменту M, передаваемому жидкости лопастями рабочего колеса:

$$M = \rho Q(0{,}5D_2v_2\cos\alpha_2 - 0{,}5D_1v_1\cos\alpha_1). \qquad (10\text{-}9)$$

Используя понятие циркуляции жидкости в форме (10-5), имеем на входе в рабочее колесо $\Gamma_1 = \pi D_1v_1\cos\alpha_1$ и на выходе $\Gamma_2 = \pi D_2v_2\cos\alpha_2$, тогда выражение (10-9) можно представить так:

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \qquad (10\text{-}9')$$

Полученный результат показывает, что *момент, развиваемый рабочим колесом, пропорционален массовому расходу и изменению циркуляции жидкости или ее момента скорости.*

Зная момент, развиваемый рабочим колесом M, Н·м, и угловую скорость ω, 1/с ($\omega = 2\pi n/60$), получаем секундную энергию, т. е. мощность, которую развивает рабочее колесо, воздействуя на жидкость, определяемую произведением $[M\omega]$ = Н·м/с = Дж/с = = Вт. Если принять, что энергия, передаваемая рабочим колесом 1Н протекающей через него жидкости, равна $H_т$, то мощность, получаемая жидкостью, по аналогии с (9-8) составит $\rho gQH_т$, Вт. Приравнивая обе мощности и используя (10-9), получаем:

$$M\omega = \omega\rho Q(0{,}5D_2v_2\cos\alpha_2 - 0{,}5D_1v_1\cos\alpha_1) = \rho gQH_т,$$

откуда, учитывая, что $0{,}5D\omega = u$ — окружная составляющая скорости, приходим к выражению для теоретического напора насоса $H_т$:

$$H_т = \frac{1}{g}(u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1), \tag{10-10}$$

или по (10-9′)

$$H_т = \frac{\omega}{g2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \tag{10-10′}$$

Полученные формулы, представляющие собой основное уравнение насосов, или уравнение Эйлера, применимы к лопастным насосам любого вида. Они имеют очень большое практическое значение, так как дают связь между теоретическим напором и кинематикой жидкости, протекающей через рабочее колесо.

Выше отмечалось, что обычно α_1 близко к 90°, т. е. $\Gamma_1 = 0$. Из уравнения Эйлера следует, что теоретический напор насоса определяется в основном произведениями $\omega\Gamma_2$ или $u_2 v_2 \cos\alpha_2$. Чем эти произведения больше, тем больше и теоретический напор.

Действительный напор H, развиваемый насосом, будет меньше теоретического за счет гидравлических потерь в самом рабочем колесе, а также в элементах подвода и отвода. Если гидравлические потери составляют $h_г$, то $H = H_т - h_г$. Вводя понятие гидравлического к. п. д.

$$\eta_г = \frac{H}{H_т} \quad \text{или} \quad \eta_г = \frac{H}{H + h_г}, \tag{10-11}$$

получаем

$$H = H_т \eta_г. \tag{10-12}$$

Формула (10-12) совместно с уравнением Эйлера (10-10) или (10-10′) позволяет найти выражения для действительного напора насоса

$$\frac{H}{\eta_г} = \frac{1}{g}(u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1) \tag{10-13}$$

или

$$\frac{H}{\eta_г} = \frac{\omega}{g2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \tag{10-13′}$$

Гидравлический к. п. д. насосов составляет $\eta_г = 0{,}7 \div 0{,}93$ (меньшие значения для малых насосов).

10-3. РЕЖИМ РАБОТЫ НАСОСА И УСЛОВИЯ ПОДОБИЯ РЕЖИМОВ

Условия работы насоса могут быть заданы двумя параметрами: подачей (расходом) Q и частотой вращения n. Как изменяются параллелограммы скоростей, если при постоянном значении n менять подачу Q, показано на рис. 10-7; *а* — для центробежного насоса и *б* — для осевого, для входной *1* и выходной *2* кромок лопастей рабочего колеса. При постоянстве n вектор u сохраняет свое зна-

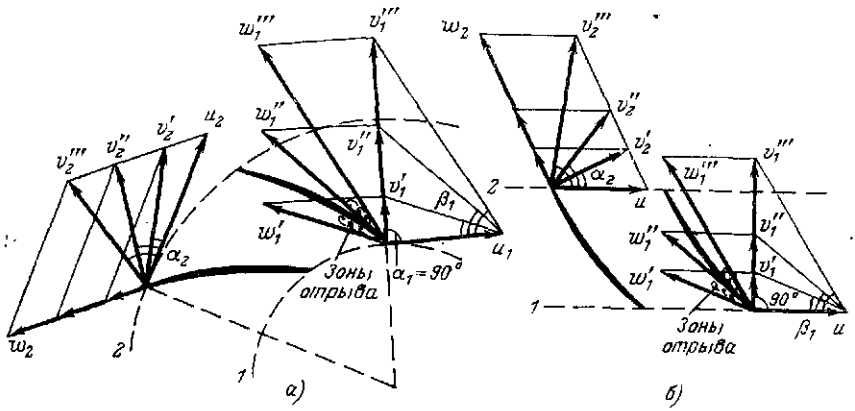


Рис. 10-7. Изменение режимов работы насосов в зависимости от подачи при постоянной частоте вращения.

чение. Подачу характеризуют векторы v_1, которые, как видно из (10-2) и (10-8), пропорциональны Q, индекс «′» — соответствует малому Q, а индекс «‴» — большому.

На входе в рабочее колесо изменение Q вызывает изменение вектора w_1 и его направления β_1. С увеличением Q угол β_1 увеличивается. Когда угол β_1 мал (условия «′») и когда он велик (условия «‴»), вода входит под некоторым углом к входной кромке лопасти, что вызывает местный отрыв потока (создание вихревой зоны) и приводит к увеличению гидравлических потерь. При малых расходах зона отрыва расположена с тыльной стороны лопастей, при большом — с рабочей. Потери на вход будут минимальны, если $\beta_1 \approx \delta_1$, т. е. если угол β_1 близок к углу входной кромки лопасти (рис. 10-1), что примерно соответствует v''.

Условия, при которых $\beta_1 = \delta_1$ и потери на вход в рабочее колесо минимальны, называют условиями безударного входа.

На выходе из рабочего колеса с уменьшением расхода уменьшается и угол α_2 вектора v_2. Это приводит, как видно из параллелограммов скоростей, к возрастанию окружной компо-

ненты скорости $v_2 \cos \alpha_2$ и выходной циркуляции Γ_2 (рис. 10-5), что должно влиять и на потери и на напор насоса.

Выполненный анализ показывает, что *условия работы лопастного насоса, т. е. его режим, определяются в основном углами параллелограммов скоростей, т. е. значениями* α *и* β. *При сохранении углов* α *и* β *режимы считаются кинематически подобными.*

В связи с этим подобные режимы иногда называют изогональными.

Приведенное определение позволяет дать математическое выражение условий подобия режимов работы насоса, которое сводится к двум соотношениям:

1) отношение всех соответственных скоростей должно сохраняться

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{w_{11}}{w_{12}} = \frac{v_{21}}{v_{22}} \ldots ; \qquad (10\text{-}14)$$

2) соответственные углы параллелограммов скоростей должны быть равны

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}; \quad \alpha_{21} = \alpha_{22}; \quad \beta_{11} = \beta_{22} \ldots . \qquad (10\text{-}15)$$

Отсюда выводятся кинематические условия подобия режимов работы насосов. Как отмечалось, условия работы насоса могут быть заданы в виде значений подачи Q и частоты вращения n. Используя формулы (10-2), (10-3) получаем:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{Q_1}{\pi D_1 b_1 \psi_1} \frac{\pi D_1 c_1 \psi_1}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2};$$

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \frac{60}{\pi D_1 n_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Учитывая же соотношение (10-14), приходим к следующему условию:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{u_{11}}{u_{12}}; \qquad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

которое и дает окончательное условие кинематического подобия режимов для данного насоса

$$\frac{Q}{n} = \text{const}. \qquad (10\text{-}16)$$

Тип лопастного насоса определяется формой (геометрией) его проточной части, а в основном — рабочего колеса. *Насосы с геометрически подобной проточной частью представляют собой насосы одного типа*, характеризующиеся следующими соотношениями (рис. 10-1):

1) отношение соответствующих размеров должно быть постоянным

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{11}}{b_{12}} = \frac{b_{21}}{b_{22}} = \ldots ; \qquad (10\text{-}17)$$

2) все соответственные углы должны быть равны

$$\delta_{11}=\delta_{12};\quad \delta_{21}=\delta_{22}\ \ldots\ . \tag{10-18}$$

Пусть имеются два насоса с геометрически подобной проточной частью, т. е. одного типа, но с различными значениями D_1 и D_2 (здесь принимаются соответствующие диаметры, например, выходные рабочего колеса) с подачами Q_1 и Q_2 и частотами вращения n_1 и n_2. Для них, используя те же формулы (10-2) и (10-3), получаем:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}}=\frac{Q_1}{\pi D_1 b_1}\frac{\pi D_2 b_2}{Q_2}=\frac{Q_1}{Q_2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2;$$

$$\frac{u_{11}}{u_{12}}=\frac{\pi D_1 n_1}{60}\frac{60}{\pi D_2 n_2}=\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}.$$

Согласно (10-9) при подобии режимов оба отношения должны быть равны:

$$\frac{Q_1}{Q_2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2=\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}\ \text{или}\ \frac{Q_1}{n_1 D_1^3}=\frac{Q_2}{n_2 D_2^3}.$$

В результате приходим к общей формуле кинематического подобия режимов

$$\boxed{\frac{Q}{nD^3}=\text{const}.} \tag{10-19}$$

Если в насосе может изменяться геометрия проточной части, например у осевых насосов угол установки лопастей рабочего колеса, то соотношение (10-19) применимо только для одних и тех же углов для различных насосов.

В кинематические условия подобия режимов (10-14) не был включен важный параметр — напор. Чтобы его учесть, необходимо рассмотреть энергетические зависимости.

Для некоторого режима работы насоса, определяемого параметрами n_1, Q_1 и D_1, уравнение Эйлера можно записать в форме (10-13)

$$H_1=\frac{1}{g}\left(u_{21}v_{21}\cos\alpha_{21}-u_{11}v_{11}\cos\alpha_{11}\right)\eta_{г1}. \tag{10-20}$$

Пусть параметры изменились на n_2, Q_2 и D_2 (тип насоса тот же), но подобие режимов сохраняется. Для новых значений параметров уравнение Эйлера имеет вид:

$$H_2=\frac{1}{g}\left(u_{22}v_{22}\cos\alpha_{22}-u_{21}v_{21}\cos\alpha_{21}\right)\eta_{г2}. \tag{10-21}$$

Поскольку режимы подобны, то должны удовлетворяться условия (10-14) и (10-15):

$$\left.\begin{aligned}&\alpha_{22}=\alpha_{21}\ \text{и}\ \alpha_{12}=\alpha_{11};\\&\frac{u_{22}}{u_{21}}=\frac{v_{22}}{v_{21}}=\frac{u_{12}}{u_{11}}=\frac{v_{12}}{v_{11}}=\frac{n_2 D_2}{n_1 D_1}.\end{aligned}\right\} \tag{10-22}$$

Используя соотношение (10-22), уравнение (10-21) можно преобразовать так

$$H_2 = \frac{1}{g}\left(\frac{n_2 D_2}{n_1 D_1}\right)^2 (u_{21} v_{21} \cos\alpha_{21} - u_{11} v_{11} \cos\alpha_{11})\,\eta_{г2}. \qquad (10\text{-}23)$$

Беря отношение (10-20) к (10-23) и принимая, что при подобных режимах сохраняется и гидравлический к. п. д. $\eta_{г2} = \eta_{г1}$, получаем:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2}\right)^2. \qquad (10\text{-}24)$$

Найденная связь между напорами, частотами вращения и диаметрами рабочих колес (10-24) с учетом общего кинематического условия подобия (10-19) позволяет записать общие формулы подобия режимов работы насосов:

$$\boxed{\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2;} \qquad (10\text{-}25)$$

$$\boxed{\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3.} \qquad (10\text{-}26)$$

Кроме того, используя формулу (9-10) и принимая $\eta_1 = \eta_2$ получаем:

$$\boxed{\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5.} \qquad (10\text{-}27)$$

Формулы подобия (10-25) и (10-26) имеют очень большое значение, так как позволяют пересчитывать параметры, определяющие работу насосов, их характеристики при изменении частоты вращения n, а также пересчитывать на условия натуры характеристики насосов, полученные на модельных установках, что особенно важно для крупных насосов.

10-4. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ НАСОСОВ

Выше было показано, что насосы данного типа (геометрически подобные) могут выполняться различного размера и работать в широком диапазоне частот вращения, подач, напоров и мощности. Следовательно, для того чтобы характеризовать тип насоса, нужны какие-то показатели, приведенные к единым, стандартным условиям. Одним из таких показателей, широко используемых для лопастных насосов, является коэффициент быстроходности.

Коэффициент быстроходности данного насоса (n_s) — это частота вращения геометри-

чески подобного насоса, имеющего такой размер, что при напоре $H = 1$ м он дает подачу 75 л/с.

Пусть для какого-то насоса известны D, H, n и Q (определяющей считается подача, соответствующая оптимальному режиму, при наибольшем к. п. д.). Требуется определить его коэффициент быстроходности, который, согласно приведенному определению соответствует параметрам: n_s, D_s (диаметр рабочего колеса), $H = 1$ м, $Q = 75$ 1/с $= 0{,}075$ м³/с.

По (10-25)

$$\frac{H}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \left(\frac{D}{D_s}\right)^2;$$

по (10-26)

$$\frac{Q}{0{,}075} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^3.$$

Чтобы исключить D_s, первое уравнение возведем в куб, а второе — в квадрат:

$$\frac{H^3}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^6 \left(\frac{D}{D_s}\right)^6;$$

$$\frac{Q^2}{0{,}075^2} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \left(\frac{D}{D_s}\right)^6.$$

BOOKS.PROEKTANT.ORG
БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ

Разделим второе уравнение на первое

$$\frac{Q^2}{0{,}075^2 H^3} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^4.$$

Определяем коэффициент быстроходности n_s (учитываем, что $\frac{1}{\sqrt{0{,}075}} = 3{,}65$):

$$n_s = 3{,}65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3.4}}. \qquad (10\text{-}28)$$

Здесь Q — в м³/с, H — в м и n — в об/мин.

Коэффициент быстроходности n_s является важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса, и его значение входит в марку насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра лопастного насоса: частоту вращения, подачу и напор. Благодаря этому коэффициент быстроходности довольно полно характеризует тип насоса. Например, у нескольких различных по типу, форме проточ-

ного тракта и конструкции насосов с близкими значениями n_s будут близки и многие свойства. Например, тихоходные насосы (n_s = = 60 ÷ 100 об/мин) всегда используются при высоких напорах, наоборот, быстроходные (n_s = 400 ÷ 800) — для низких напоров.

n_s	60-80	80-120	120-240	240-350	400-800
D_2/D_1	3,0-2,4	2,4-1,8	1,8-1,3	1,3-1,1	1,0

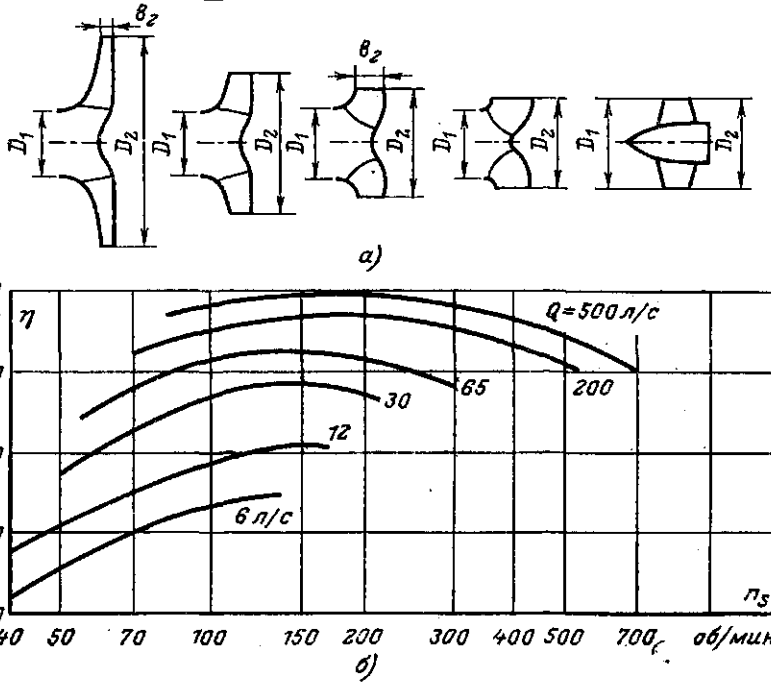


Рис. 10-8. Зависимость формы рабочего колеса и к. п. д. насоса от величины коэффициента быстроходности.

Коэффициент быстроходности n_s в большой степени определяет и форму рабочего колеса насоса. В качестве примера на рис. 10-8, *а* показаны рабочие колеса насосов различной быстроходности. Тихоходное колесо характеризуется тем, что выходной диаметр намного больше входного и относительно малая ширина. С увеличением быстроходности эта разница сокращается, а ширина растет, далее колесо переходит в диагональное и осевое.

Коэффициент быстроходности влияет и на к. п. д. насоса. Общий характер этой зависимости показывают кр'вые на рис. 10-8, *б*,

из которых следует, что максимальные к. п. д. соответствуют диапазону $n_s = 140 \div 220$ об/мин, причем существенное влияние оказывает подача Q, т. е. размер насоса. С ростом Q увеличивается и к. п. д.

10-5. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ХАРАКТЕР ТЕЧЕНИЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Особенность течения в движущейся решетке лопастей при ее силовом взаимодействии с потоком жидкости была рассмотрена в § 3-10. Там было показано, *что силовое воздействие между жид-*

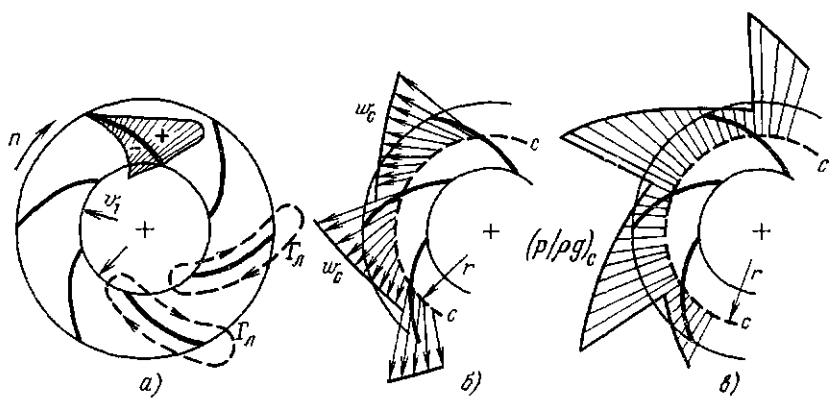


Рис. 10-9. Поток в рабочем колесе центробежного насоса.

костью и лопастью возможно лишь при наличии циркуляции вокруг лопасти $\Gamma_л$ [(см. (3-40)]. Следовательно, в пределах межлопастного канала рабочего колеса существует неравномерность распределения скоростей и давлений, так как здесь на осредненный поток накладывается вторичное, циркуляционное движение.

Примерный характер течения в рабочем колесе центробежного насоса показан на рис. 10-9: *а* — направление лопастной циркуляции $\Gamma_л$ и распределение давления на лопасти, *б* — распределение относительных скоростей в межлопастных каналах и *в* — распределение давлений на некотором радиальном сечении. Воздействие лопастного циркуляционного течения вызывает снижение относительной скорости у рабочей стороны лопасти и увеличение на тыльной стороне, обратной направлению вращения. Это создает перепад давлений, преодолеваемый усилием, развиваемым приводом.

Важным для работы насоса является неравномерность распределения давлений и, в частности, тот факт, что на тыльной стороне лопасти, особенно на входном участке, создается дополнительное понижение давления относительно среднего давления на входе.

10-6. КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

В § 9-1 было установлено, что при работе насосной установки давление во входном патрубке насоса может быть весьма низким и часто здесь возникает довольно глубокий вакуум. Кроме того, как показано в § 10-5, на тыльной стороне лопастей возникает дополнительное понижение давления. В итоге в некоторой части рабочего колеса, в основном во входной, абсолютное давление в потоке может снижаться до давления насыщенных паров жидкости, при котором возникает явление кавитации.

Физическая природа кавитации, связанная с падением давления в потоке до давления насыщенных паров жидкости $p_a \leqslant p_{п.ж}$ и образованием разрывов сплошности течения — каверн, была довольно подробно рассмотрена в § 5-1. Наиболее важные воздействия кавитации, увеличение гидравлических потерь, возникновение шумов и вибраций, интенсивный износ поверхностей указывают на недопустимость кавитации при нормальной работе насосов. Условием отсутствия кавитации является требование, чтобы в пределах проточного тракта давление было выше давления насыщенного пара жидкости

$$p_{ai} > p_{п.ж}. \tag{10-29}$$

Трудность заключается в нахождении точки i, в которой давление будет минимальным, и в определении самой величины давления p_{ai}. В связи с этим кавитационные критерии определяются экспериментальным путем.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания

Произведем следующий опыт. Будем ступенями снижать давление во входном патрубке насоса, т. е. увеличивать $H_в$, поддерживая постоянными подачу Q и частоту вращения (способы испытания описаны в § 12-2). При каждом $H_в$ измеряем напор H, мощность N и к. п. д. η.

Строим график изменения указанных величин в функции от $H_в$ (рис. 10-10). До некоторого значения $H_в$ точки H, N и η будут ложиться на горизонтальную прямую, что указывает на отсутствие влияния $H_в$. Но с некоторого значения $H_в$ возникают явные отклонения, которые проявляются сразу в виде резкого срыва (рис. 10-10, *а*) либо перед срывом возникают плавные изменения (рис. 10-10, *б*).

Срыв и изменения параметров вызываются возникновением в насосе кавитации (в этом можно убедиться и по другим признакам: появление специфического шума в виде треска, усиление вибраций, возникновение

интенсивных ультразвуковых колебаний). Это позволяет установить значение критической вакуумметрической высоты всасывания $H_в^{кр}$, выше которой в насосе возникает кавитация. Вводя некоторый запас (15—25%), определяют допустимую вакуумметрическую высоту $H_в^{доп}$.

Зная $H_в^{доп}$, условие отсутствия кавитации в насосе представляют соотношением

$$H_в \leqslant H_в^{доп}. \tag{10-30}$$

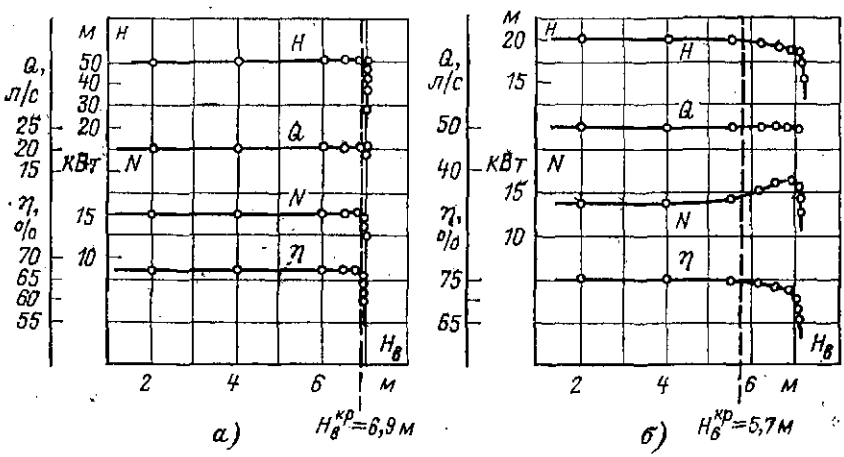


Рис. 10-10. Определение кавитационных показателей насоса.

Согласно (10-30) *кавитации в насосе не будет, если вакуумметрическая высота всасывания не превышает допускаемого значения.*

Используя формулу (9-4) для вакуумметрической высоты всасывания $H_в$, можем перейти к высоте всасывания геометрической H_s (рис. 9-1):

$$H_в = H_s + \frac{v^2}{2g} + h_{вс} \leqslant H_в^{доп}. \tag{10-31}$$

Отсюда

$$\boxed{H_s \leqslant H_в^{доп} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс}.} \tag{10-32}$$

Таким образом, *чтобы исключить кавитацию в насосе, высота всасывания должна быть ограничена в соответствии с формулой (10-32).*

Обычно $H_в^{доп}$ дается для нормального атмосферного давления на уровне моря и для холодной воды $t \leqslant 35°$ С. С повышением от-

метки местности атмосферное давление падает на величину $\Delta p_{атм}$. Приближенно можно считать:

$$\frac{\Delta p_{атм}}{\rho g} = \frac{\nabla}{900},$$

где ∇ — абсолютная отметка установки насоса, м (выше уровня моря $\nabla > 0$, ниже — $\nabla < 0$). Если перекачивается нагретая жидкость, то дополнительно следует учитывать и давление ее насыщенных паров $p_{п.ж}$ [для воды $p_{в.п} = f(t)$ дана на рис. 5-1].

Для более общего случая формула для высоты всасывания будет иметь вид:

$$H_s \leqslant H_в^{доп} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс} - \frac{\Delta p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \qquad (10\text{-}33)$$

Кавитационный запас

Часто в качестве кавитационного показателя насоса используется так называемый кавитационный запас Δh, показывающий избыток абсолютной удельной энергии жидкости во входном патрубке насоса относительно удельной энергии, определяемой давлением насыщенных паров жидкости

$$\Delta h = \left(\frac{p_{a1}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2}\right) - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \qquad (10\text{-}34)$$

Здесь $p_{a1}/\rho g$ — высота абсолютного давления во входном патрубке.

Проводя испытания насоса при постоянных подаче и частоте вращения, но при изменяемом кавитационном запасе (этого можно достигнуть, изменяя потери $h_{вс}$ задвижкой, как описано выше), строят кривые изменения параметров насоса в функции от Δh аналогично кривым на рис. 10-10. По этим кривым находится $\Delta h_{кр}$, а введением коэффициента запаса 1,1 — 1,3 устанавливается и допускаемое значение кавитационного запаса $\Delta h_{доп}$.

Зная $\Delta h_{доп}$, условие отсутствия кавитации в насосе можно представить соотношением

$$\Delta h \geqslant \Delta h_{доп}. \qquad (10\text{-}35)$$

Согласно (10-35), *чтобы в насосе не возникала кавитация, фактический кавитационный запас не должен быть меньше допускаемого.*

Установим связь между $\Delta h_{доп}$ и высотой всасывания H_s. В соответствии с (1-8)

$$\frac{p_{a1}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} + \frac{p_1}{\rho g}.$$

Учитывая $p_1/\rho g$ по (9-3), получаем:

$$\frac{p_{a1}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \left(H_s - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс} \right), \tag{10-36}$$

откуда согласно (10-34)

$$\Delta h = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \tag{10-37}$$

Учитывая (10-35), имеем:

$$\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} \geqslant \Delta h_{доп}, \tag{10-38}$$

откуда

$$\boxed{H_s \leqslant \frac{p_{атм}}{\rho g} - \Delta h_{доп} - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}}. \tag{10-39}$$

Это общий вид формулы, учитывающей и атмосферное давление, и температуру, и свойства перекачиваемой жидкости.

Кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ удобнее $H_в^{доп}$, так как его величина не зависит от температуры воды и от $p_{атм}$, а в формулу (10-39) не входит скорость v_1. Следует только иметь в виду, что Δh — это по существу не «запас» против кавитации, а предельно допустимое значение. «Запас» будет, если $\Delta h > \Delta h_{доп}$.

Отметим, что имеются три формы записи условий отсутствия кавитации в насосе: прямая (10-29), относящаяся непосредственно к точке возникновения кавитации, и косвенные (10-30) и (10-35), относящиеся к входному патрубку насоса. Соответственно используются две формулы для определения высоты всасывания — (10-32) и (10-39).

Пересчет показателей кавитации при изменении частоты вращения

Положим, что для какого-то n определена величина $H_в^{кр}$ (рис. 10-10). Тогда

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_в^{кр} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} \tag{10-40}$$

представляет собой дополнительное динамическое понижение давления на участке от входного патрубка до области в рабочем колесе, на котором давление минимально и возникает кавитация. Очевидно, что динамическое воздействие потока пропорционально квадрату его скорости v, а поскольку для данного насоса при сохранении подобия режимов согласно (10-22)

$$\frac{v}{v_1} = \frac{n}{n_1},$$

то для новой частоты вращения n_1 можно записать:

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho g}\right)_1 = \frac{\Delta p}{\rho g}\left(\frac{n_1}{n}\right)^2. \qquad (10\text{-}41)$$

Новому перепаду давления будет соответствовать другой $H_{в1}^{кр}$, который определим, используя (10-40) и (10-41):

$$\left(\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_в^{кр} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}\right)\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_{в1}^{кр} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}.$$

Отсюда

$$H_{в1}^{кр} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \left(\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_в^{кр} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}\right)\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \qquad (10\text{-}42)$$

Для нормального атмосферного давления $p_{атм}/\rho g = 10{,}3$ м и холодной воды $t < 35°C$ $p_{п.ж}/\rho g = 0{,}3$ м. В итоге по (10-42) имеем:

$$H_{в1}^{кр} = 10 - (10 - H_в^{кр})\left(\frac{n_1}{n}\right)^2.$$

Это соотношение принимается и для допустимой вакуумметрической высоты всасывания

$$\boxed{H_{в1}^{доп} = 10 - (10 - H_в^{доп})\left(\frac{n_1}{n}\right)^2}. \qquad (10\text{-}43)$$

Найдем, как изменяется кавитационный запас при изменении частоты вращения. Согласно определению (10-34) записываем:

$$\Delta h_{кр} = \left(\frac{p_{a1}}{\rho g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}\right) + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{\Delta p_{кр}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g},$$

где $\Delta p_{кр}/\rho g$ — критический перепад давлений ΔH, а v_1 — скорость во входном патрубке насоса. Но поскольку при подобных режимах работы по (10-25) и (10-26) напор ΔH, а следовательно, и v^2 пропорциональны квадрату частоты вращения, то для новой частоты вращения n_1 получаем:

$$\Delta h_{кр\,1} = \Delta h_{кр}\left(\frac{n_1}{n}\right)^2. \qquad (10\text{-}44)$$

Распространяя эту зависимость и на допускаемые значения, имеем:

$$\boxed{\Delta h_{доп\,1} = \Delta h_{доп}\left(\frac{n_1}{n}\right)^2}. \qquad (10\text{-}45)$$

Как видно, *кавитационные показатели насоса: допускаемая вакуумметрическая высота всасывания* $H_в^{доп}$ *и допускаемый кавитационный запас* $\Delta h_{доп}$ *изменяются, даже если сохраняется подобие режимов работы.* Это является некоторым недостатком данных показателей.

Кавитационный коэффициент быстроходности

Одна из особенностей коэффициента быстроходности n_s по (10-28) состоит в том, что для подобных режимов насоса данного типа он не изменяется. Это свойство можно использовать для получения кавитационного показателя.

Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ по (10-34) представляет собой некоторый создаваемый рабочим колесом напор, который пропорционален напору насоса. Действительно согласно (10-44) с учетом формулы подобия (10-25) имеем:

$$\frac{\Delta h_{кр\,1}}{\Delta h_{кр\,2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}.$$

Отсюда

$$\Delta h_{кр} = kH,$$

причем для подобных режимов величина k сохраняет постоянное значение. Следовательно, подставив в (10-28) $\Delta h_{кр}$ вместо H, получим коэффициент, который также будет обладать свойством неизменности при подобии режимов. С целью большего удобства в знаменатель вводят $\Delta h_{кр}/10$. Тогда получается выражение для коэффициента

$$\boxed{C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}},} \qquad (10\text{-}46)$$

который называют **кавитационным коэффициентом быстроходности.**

Коэффициент C, предложенный проф. С. С. Рудневым, имеет ряд важных достоинств. Прежде всего, как уже отмечалось, для подобных режимов величина его постоянна. Кроме того, для лопастных насосов разных типов C изменяется мало. Так, для режимов, близких к оптимальным у насосов с хорошими кавитационными показателями, $C = 900 \div 1100$; у насосов, имеющих наиболее высокие кавитационные качества, C достигает 1300—1500. Таким образом, кавитационный коэффициент быстроходности позволяет не только определить $\Delta h_{кр}$, но и оценить кавитационные качества насоса.

10-7. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Характеристика насоса показывает, как изменяется развиваемый данным насосом напор, мощность и другие параметры в зависимости от подачи Q при неизменной частоте вращения n. Треугольники скоростей и уравнение Эйлера позволяет найти теоретическую характеристику насоса.

Примем, что закрутка потока при входе в рабочее колесо отсутствует ($\Gamma_1 = 0$, $\alpha_1 = 90°$). Тогда по (10-10)

$$H_т = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Треугольник выходных скоростей показан на рис. 10-3. Окружная компонента абсолютной скорости $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$ зависит от подачи Q и угла выхода β_2, который упрощенно можно принять близким к углу выходной части лопастей δ_2. По (10-4) имеем:

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}$$

и из треугольника

$$v_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Подставив найденные значения в исходную зависимость, получим:

$$H_т = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \frac{u_2}{g} \operatorname{ctg} \beta_2. \qquad (10\text{-}47)$$

Формула (10-47) представляет собой искомую **теоретическую напорную характеристику насоса**. Она показывает, что напор линейно зависит от подачи Q (рис. 10-11, *б*), причем, если $\beta_2 < 90°$ (лопасть «отогнута» назад, рис. 10-11, *в*), с ростом Q напор $H_т$ снижается, если $\beta_2 = 90°$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ и $H_т = u_2^2/g = \text{const}$ и, наконец, если $\beta_2 > 90°$ (лопасть «отогнута» вперед), с ростом Q напор $H_т$ возрастает. Казалось бы, это дает возможность повысить напор насоса, однако, как видно из соответствующих треугольников скоростей (рис. 10-11, *г*), с увеличением β_2 возрастает v_2, т. е. кинетическая энергия на выходе из рабочего колеса увеличивается, а это вызывает рост гидравлических потерь, что может даже приводить к неустойчивым режимам. Поэтому обычно в центробежных насосах β_2 не превышает 20—35°.

Мощность насоса, зная $H_т$ и Q, определяем аналогично (9-8) и, считая ее «теоретической», записываем:

$$N_т = \rho g Q H_т = \rho g Q \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

После преобразований получаем:

$$N_т = \rho\left(u_2^2 Q - \frac{Q^2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} u_2 \operatorname{ctg}\beta_2\right). \qquad (10\text{-}48)$$

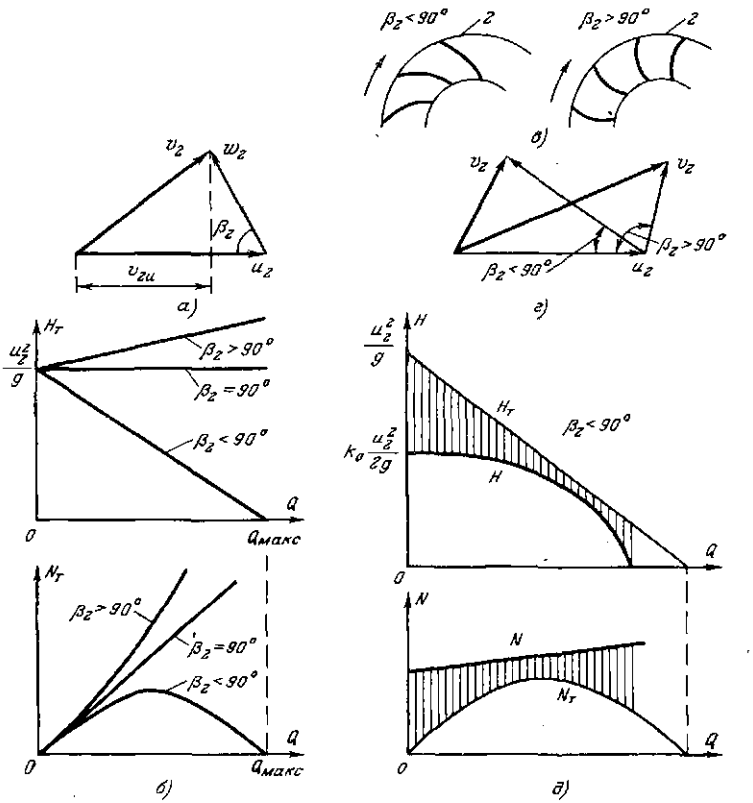


Рис. 10-11. Теоретические характеристики центробежного насоса.

Формула (10-48), представляющая собой теоретическую мощностную характеристику насоса, показывает, что мощность $N_т$ в зависимости от Q изменяется по параболическому закону, причем если $\beta_2 < 90°$, то максимум лежит в точке $0{,}5\ Q_{макс}$ (рис. 10-11, *б*).

Теоретические характеристики получены без учета потерь, поэтому они должны существенно отличаться от действительных. Для сравнения на рис. 10-11, *д* дано сопоставление теоретических, напорной $H_т$ и мощностной $N_т$ характеристик с действительными

H и N при постоянстве частоты вращения. Разность $H_т - H$ показывает гидравлические потери, а $N - N_т$ — энергетические. Интересны значения напоров для обеих характеристик при нулевой подаче $Q = 0$. Формула (10-47) дает:

$$H_{т0} = \frac{u_2^2}{g},$$

а по действительной характеристике

$$H_0 = k_0 \frac{u_2^2}{2g}, \qquad (10\text{-}49)$$

причем для центробежных насосов k_0 близко к единице. Таким образом, для $Q = 0$ действительный напор практически в 2 раза меньше теоретического. При больших значениях Q расхождение меньше.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

11-1. ВИДЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Число видов лопастных насосов, выпускаемых промышленностью, очень велико, и с целью большего удобства рассмотрения их можно разделить на две группы: насосы общего применения и насосы специальные.

Насосы общего применения предназначены для перекачки чистой воды (допускается небольшое содержание примесей, но не агрессивных, температура воды не выше 70—100°С). Они изготовляются серийно следующих параметров: подача от 1,5 до 5000 л/с, напор от 5 до 700—800 м, мощность от 0,5 до 1500 кВт и включают следующие виды насосов: консольные, двустороннего входа, вертикальные осевые, диагональные и многоступенчатые. Последние применяются для получения высокого напора, превосходящего 100—120 м.

Специальные насосы могут различаться либо по роду перекачиваемой жидкости, либо по способу установки, либо по параметрам. Например, насосы, предназначенные для перекачки жидкостей, содержащих большое количество абразивных частиц (гидросмеси с твердыми включениями: грунт, песок, зола, шлак, измельченная руда), — грунтовые насосы, для перекачки фекальных и других загрязненных жидкостей — фекальные насосы, для перекачки химически активных жидкостей (кислотные и др.) или горючего (бензин).

К специальным относятся насосы, предназначенные для откачки воды из скважин или шахт, — скважинные насосы и погружные электронасосы.

К специальным можно отнести также насосы, параметры которых выходят за пределы, указанные для насосов общего применения: насосы крупных ирригационных установок, гидроаккумулирующих электростанций или циркуляционных систем крупных тепловых электростанций. Эти насосы могут иметь очень большую мощность, 5—100 МВт и более. Изготовляются они, как правило, индивидуально.

Питательные насосы, предназначенные для подачи воды в паровые котлы, должны развивать очень высокий напор — до 2000—3500 м и работать на воде с температурой до 160°С и выше. Конденсатные насосы, предназначенные для откачки конденсата, должны работать в условиях глубокого вакуума с температурой воды до 120°С [26].

11-2. КОНСОЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Принципиальная схема консольного лопастного насоса показана на рис. 9-7. Это горизонтальный насос (по положению вала), у которого рабочие органы закреплены на консольном конце вала

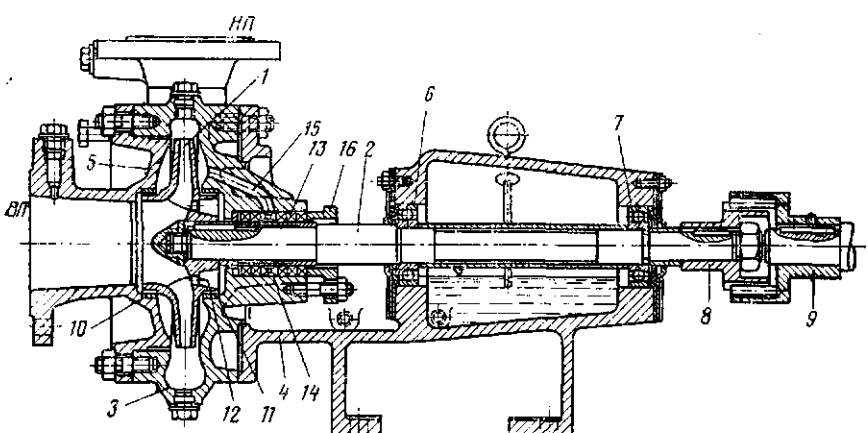


Рис. 11-1. Консольный насос типа К.

(отсюда название «консольный»). На рис. 11-1 показан продольный разрез консольного насоса типа К, а его внешний вид дан на рис. 11-2. Рабочее колесо *1* с помощью гайки и шпонки укреплено на конце вала *2*. Цельнолитая спиральная камера *3* с напорным патрубком *НП* болтами крепится к опорной раме *4*. Торцевая расточка, диа-

метр которой несколько больше диаметра рабочего колеса, закрыта крышкой *5*, отлитой вместе с входным патрубком *ВП*. В случае необходимости можно, сняв крышку *5*, извлечь рабочее колесо *1*, не производя полной разборки насоса. Вал насоса *2* крепится в шариковых подшипниках *6* и *7*, установленных в расточки опорной рамы, часть которой образует ванну, заполняемую маслом. На конце вала насажена полумуфта *8*, которая смыкается с полумуфтой *9*, насаживаемой на конец вала электродвигателя.

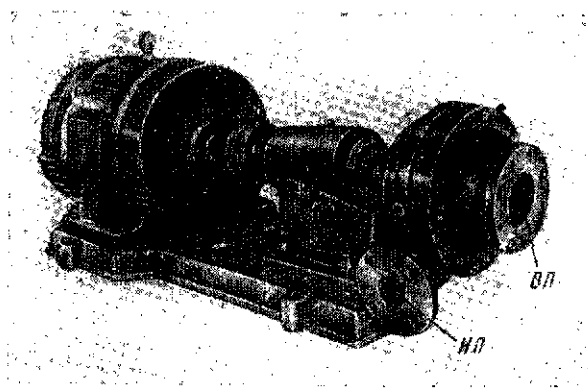


Рис. 11-2. Консольный насос с электродвигателем.

Для уменьшения протечек из спиральной камеры *3* во входной патрубок *ВП* по зазорам служит кольцевое уплотнение *10*. Для «уравновешивания» рабочего колеса, точнее, для снижения действующего на него осевого усилия устраивается второе кольцевое уплотнение *11* и предусматриваются отверстия *12*.

Весьма ответственным элементом насоса является сальник, уплотняющий отверстие, через которое проходит вал. При работе насоса во всасывающем патрубке создается иногда весьма глубокий вакуум. Отверстия *12* приводят к тому, что такой же вакуум образуется и у ступицы колеса со стороны вала. В связи с этим при недостаточной герметичности уплотнения вала во время работы насоса во всасывающий патрубок будет попадать воздух, что весьма опасно, так как это может приводить к срыву работы насоса («срыв вакуума»). С целью повышения надежности уплотнения сальник снабжают «водяным замком». Между сальниковой набивкой *13* (хлопчатобумажный жгут, проваренный в сале с графитной пудрой) вставлено металлическое распорное кольцо *14*, к которому через отверстие *15* подводится вода под давлением из спиральной камеры (во многих насосах вода подводится через внешнюю трубку). Это исключает возможность проникновения воздуха в камеру рабочего

колеса. Сальник затягивается нажимной крышкой *16* с помощью болтов. По мере износа сальниковой набивки при подтекании сальника производится периодическая подтяжка крышки *16*.

Как правило, консольные насосы поставляются в комплекте с электродвигателем, смонтированные на общей литой раме, как показано на рис. 11-2. Напорный патрубок *НП* вместе со спиральной камерой может поворачиваться на 90° и устанавливаться при монтаже в любое из четырех положений (два горизонтальных и два вертикальных).

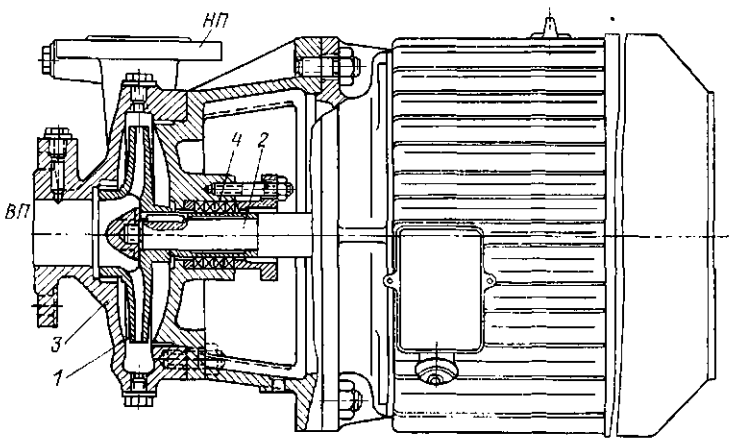


Рис. 11-3. Моноблочный насос типа КМ.

За последние годы все более широкое распространение получают моноблочные консольные насосы марки КМ (рис. 11-3). Моноблочный насос отличается тем, что рабочее колесо *1* крепится непосредственно на конец вала *2* фланцевого электродвигателя. Это исключает необходимость иметь собственные подшипники насоса и соединительную муфту и позволяет сократить габарит и массу. У этого насоса рабочее колесо *1* не разгружено (нет отверстий в ступице и второго уплотняющего кольца). В связи с этим здесь применен простой сальник *4* без водяного замка. Спиральный корпус *3* отлит вместе с входным *ВП* и напорным *НП* патрубками.

11-3. НАСОСЫ ДВУСТОРОННЕГО ВХОДА

Внешний вид насоса двустороннего входа типа Д показан на рис. 11-4. Входной *ВП* и напорный *НП* патрубки представляют собой единую литую деталь вместе с корпусом *1* и опорными лапами *2* и *3*. Таким образом всасывающий и напорный трубопровод подходят к насосу горизонтально. Крышка насоса *4* крепится к корпусу болтами (осевой разъем).

Разрез насоса типа Д по оси вращения показан на рис. 11-5. Здесь *1* — корпус насоса, *2* и *3* — опорные лапы, *4* — съемная крышка (стык не виден, так как он заслонен). Рабочее колесо *5* насажено на горизонтальный вал *6*. Каналы *b* соединяются с входным патрубком и вода подводится к рабочему колесу с двух сторон (отсюда название «двустороннего входа»). Из рабочего колеса вода выбрасывается в спиральный отвод *7*, по которому она подается в напорный патрубок. Вал опирается на подшипники *11* и на одном конце имеет муфту *12* для соединения с валом электродвигателя. Поскольку сальники *8* уплотняют полости *b*, в которых может быть довольно глубокий вакуум, то они снабжены водяным замком. Подвод воды к сальникам из полости повышенного давления осуществляется трубками *9*. На ободьях рабочего колеса имеются кольцевые уплотнения *10*.

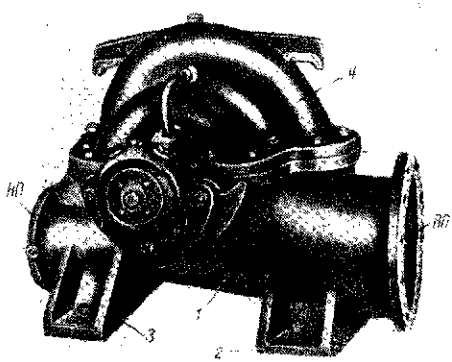


Рис. 11-4. Внешний вид насоса двустороннего входа типа Д.

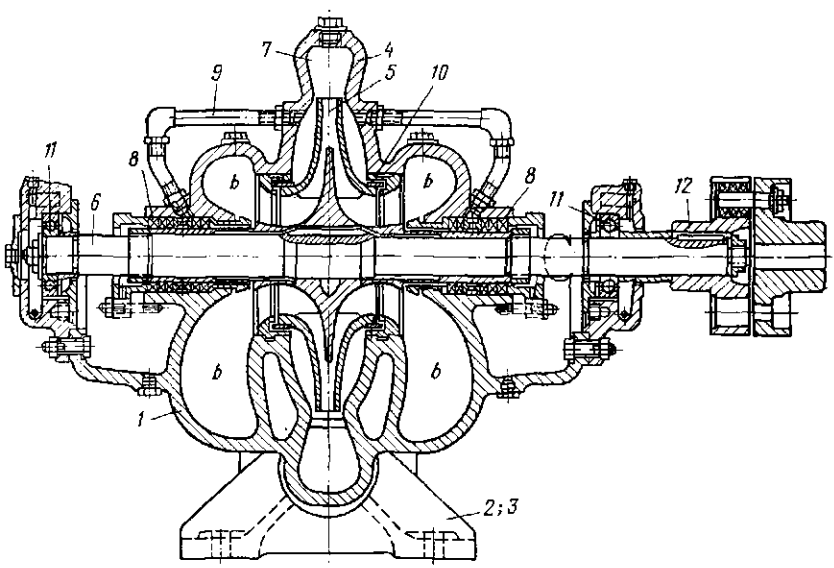


Рис. 11-5. Насос двустороннего входа типа Д.

Рабочее колесо насоса двустороннего входа является, по существу, спаренным, если его сравнивать с рабочим колесом консольного насоса. В связи с этим *при вычислении коэффициента быстроходности колеса насоса типа* Д *по формуле (10-28) берут не полную подачу* Q, *а* $0{,}5Q$.

Отличительными особенностями насосов типа Д являются почти в 2 раза большая подача по сравнению с консольными при тех же диаметрах рабочего колеса, уравновешенность осевых нагрузок рабочего колеса, что облегчает работу подшипников, возможность извлечения рабочего колеса с валом без необходимости отсоединения подходящих к насосу трубопроводов.

11-4. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Принципиальная схема осевого насоса показана на рис. 9-8, основные конструктивные его элементы хорошо видны на рис. 11-6, конструктивный разрез дан на рис. 11-7.

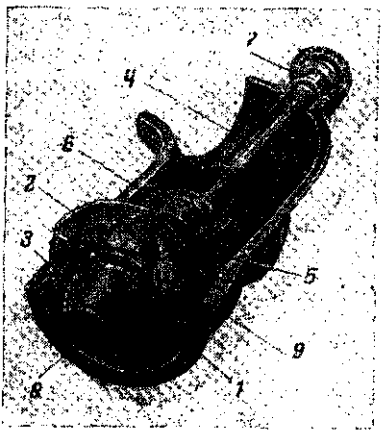


Рис. 11-6. Осевой насос.

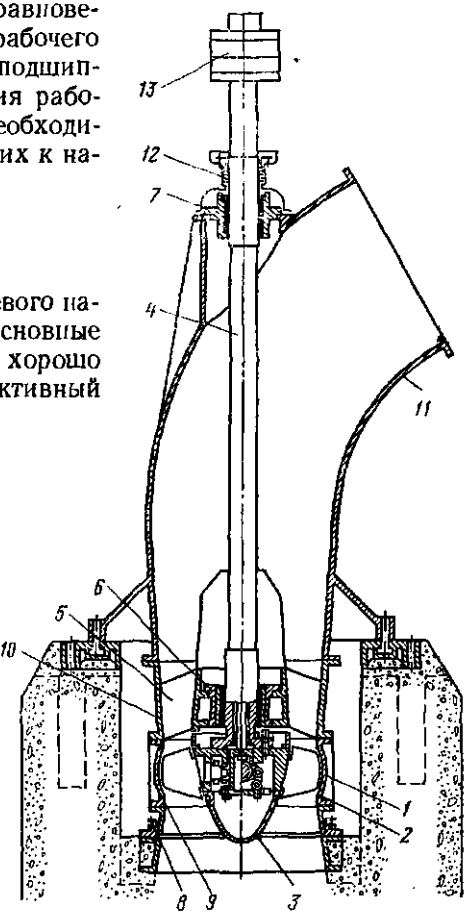


Рис. 11-7. Осевой насос.

Рабочее колесо насоса состоит из втулки *1*, лопастей *2* (их число от 3 до 8) и обтекателя *3*. Рабочее колесо крепится болтами к нижнему фланцу вала *4*, положение которого фиксируется двумя подшипниками: нижним направляющим *6*, расположенным в ступице вы-

правляющего аппарата *5* (его лопатки *5* видны на рис. 9-8), и верхним *7*. Осевое усилие воспринимается подшипниками электродвигателя. Корпус состоит из нижнего опорного кольца *8*, сопрягаемого с всасывающей трубой, камеры рабочего колеса *9*, звена выправляющего аппарата *10* и отводящего колена *11*, к которому

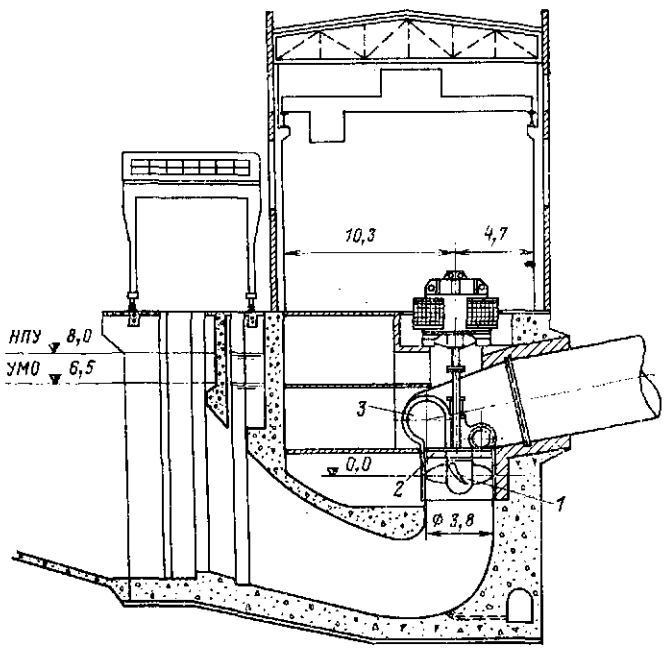


Рис. 11-8. Установка насоса с полуспиральным отводом.
1 — рабочее колесо; *2* — выправляющий аппарат; *3* — полуспиральный отвод.

присоединяется напорный трубопровод. Нижний направляющий подшипник, как правило, работает на водяной смазке и имеет лигнофолевые (древеснослоистый пластик) вкладыши, верхний может быть как с водяной, так и с масляной смазкой. В последнем случае он выносится за пределы корпуса. В месте выхода вала имеется сальник *12*. Фланцем *13* вал насоса соединяется с валом двигателя.

Угол установки лопастей рабочего колеса может быть различным в зависимости от требуемых подачи и напора. Существуют два типа насосов: с жестким закреплением лопастей на заданный угол при монтаже — тип О и с возможностью изменять его в процессе работы — тип ОП. Последнее может осуществляться либо вручную при остановленном насосе, либо на ходу с помощью масляных сервомоторов или электропривода (поворотно-лопастный насос). Тяга

к механизму привода лопастей рабочего колеса, расположенному внутри втулки *1*, проходит через полость вала.

Осевые насосы используются при сравнительно низком напоре (до 15—25 м) и большой подаче. Насосы типов О и ОП используются широко, но к их недостатку следует отнести большую высоту, составляющую от оси камеры колеса до верха колена $(3{,}6 \div 4)\,D$, где D — диаметр рабочего колеса, что приводит к утяжелению насоса, требует большой длины вала, увеличивает объем строительных конструкций. Особенно это сказывается на крупных насосах. Имеются различные пути сокращения размеров насосов; так, в насосах типа ОП-110МК применен укороченный отвод с коленом на 90°. На рис. 11-8 показана установка с полуспиральным отводом, разработанная ЛПИ, с диаметром насоса 3,8 м и высотой от оси камеры до верха фланца 6,5 м, т. е. около $1{,}7D$. При «нормальном» исполнении высота насоса составила бы около 14 м. Несмотря на очевидные компоновочные преимущества конструкции с полуспиральным отводом, имеются трудности, связанные с получением высоких значений к. п. д.. Проводятся работы по совершенствованию этого насоса.

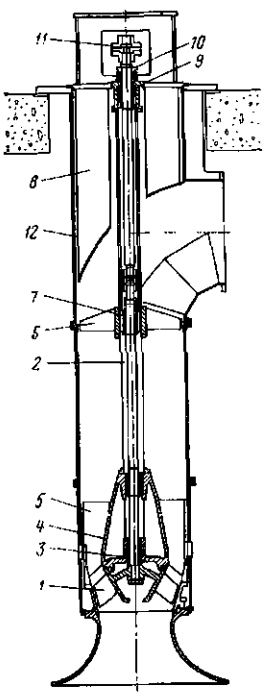


Рис. 11-9. Диагональный насос.

Осевые насосы могут использоваться и при горизонтальной установке, причем возможна капсульная компоновка, аналогичная турбинам (см. рис. В-3).

11-5. ДИАГОНАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

В качестве примера на рис. 11-9, *а* показан диагональный насос фирмы «Аллис Чалмерс» (США). Основными его частями являются рабочее колесо *1*, укрепленное на валу *2*, стационарный обтекатель *4* с направляющими подшипниками *3*, укрепленный в диффузорном, выправляющем аппарате с лопатками *5*. Поскольку вал довольно длинный, предусмотрена промежуточная распорная крестовина *6* с подшипником *7*. Вал проходит через крышку *8*, на верхнем конце которой имеются еще один подшипник *9* и сальник *10*. На верхний конец вала насажена муфта *11* для соединения с валом вертикального электродвигателя. Все части насоса вставлены в трубный корпус *12*, который может заделываться «намертво» в бетон. Это обеспечивает легкость установки и демонтажа всех частей насоса.

Как видно из рисунка, диагональные насосы по компоновке похожи на осевые, основное отличие состоит в форме рабочего колеса.

В данном случае угол наклона лопастей около 45° и лопасти во втулке закреплены «намертво». Существуют диагональные насосы с наклоном лопастей 60 и 45° и с механизмом изменения угла их установки (поворота). Диагональные насосы используются при больших подачах и при напорах 10—40 м.

11-6. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Вертикальными называют центробежные насосы, предназначенные для вертикальной установки по положению вала. Основным преимуществом вертикальных насосов типа В являются меньшие размеры в плане по сравнению с горизонтальными и удобство компоновки для некоторых типов насосных станций. Эти преимущества особенно существенны для крупных насосов.

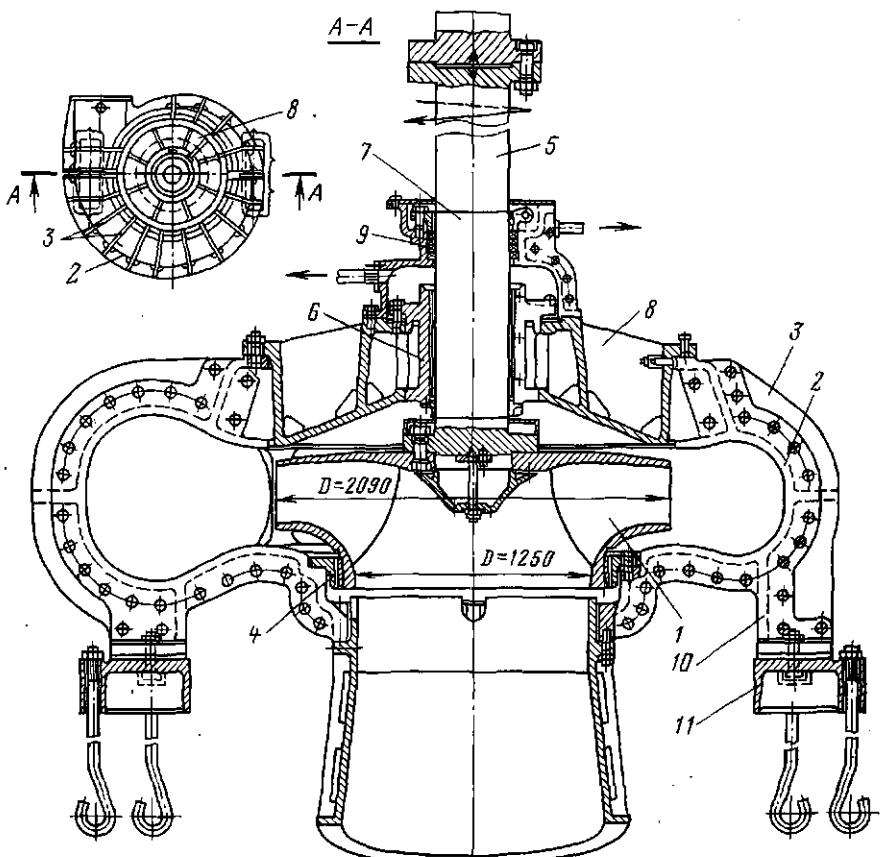


Рис. 11-10. Вертикальный насос типа В.

На рис. 11-10 дан разрез по крупному насосу типа В. Диаметр рабочего колеса *1* равен $D = 2090$ мм, а диаметр входного отверстия 1250 мм. Вода из рабочего колеса выбрасывается в цельнолитую спиральную камеру *2*, переходящую в напорный патрубок. Поскольку сечение спирали не замкнутое, то внутреннее давление вызывает большие изгибающие моменты, для восприятия которых устраиваются мощные ребра *3*.

Корпус насоса литой, состоит из двух половин, соединяемых на болтах (см. план). На нижнем ободе рабочего колеса имеется щелевое уплотнение *4* (зазор 0,8—1,2 мм). Рабочее колесо укреплено на нижнем фланце вала *5*, который фиксируется направляющим подшипником *6* с лигнофолевыми вкладышами, работающим на водяной смазке (на участке подшипника на вал насажена защитная рубашка *7* из нержавеющей стали). Подшипник крепится к литой крышке насоса *8*. Над подшипником расположен сальник *9*. Верхний фланец вала спаривается с фланцем вала электродвигателя. В данном случае осевые усилия рабочего колеса не уравновешены, что приводит к возникновению большой осевой нагрузки, определяемой разностью давлений на ободья рабочего колеса сверху и снизу. Это усилие воспринимается подшипниками электродвигателя. Насос крепится к фундаменту анкерными болтами с помощью лап *10* и подушек *11*.

11-7. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость последовательно проходит через несколько рабочих колес, ступеней. Если каждая ступень создает напор H_t, то развиваемый напор насоса при z ступенях составит $H = \sum_1^z H_t$, или, если все колеса одинаковы, $H = zH_1$.

Для многоступенчатого насоса при определении коэффициента быстроходности рабочего колеса n_s по (9-28) подставляют не полный напор H насоса, а H/z (при одинаковых колесах) или H_1 — напор первой ступени.

По конструкции выпускаемые многоступенчатые насосы можно разделить на два вида: секционные, имеющие корпус с торцевыми разъемами, и насосы, имеющие общий корпус из двух частей с осевым разъемом.

Многоступенчатый секционный насос показан на рис. 11-11 и на рис. 11-12 дан его продольный разрез. Насос имеет четыре рабочих колеса *1*, насаженных на общий вал *2* (четырехступенчатый). Он состоит из трех одинаковых секций *3* и двух замыкающих секций: входной *4* с входным патрубком *ВП* и выходной *5* с напорным патрубком *НП*. В замыкающих секциях, стянутых болтами *6*, размещены сальники: всасывающий *8* с водяным замком и напорный

9 и подшипники *7*. Вал муфтой *10* соединяется с валом электродвигателя. Осевые усилия на каждом колесе насоса уравновешены (имеется по два уплотнения и разгрузочные отверстия).

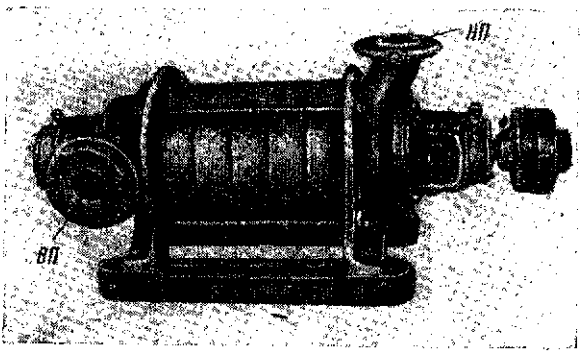


Рис. 11-11. Многоступенчатый секционный насос.

Выпускаются секционные насосы и с неуравновешенными рабочими колесами, что уменьшает протечки и упрощает конструкцию. В этом случае осевое усилие гидравлически уравновешивается с помощью специального диска-пяты, насаженного на вал.

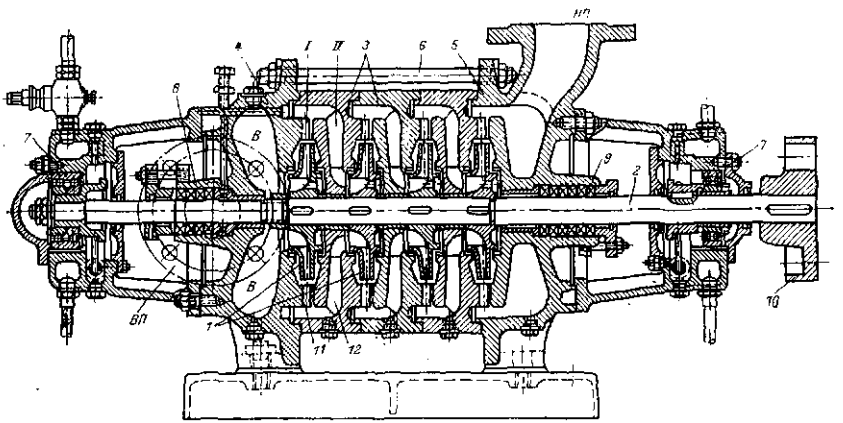


Рис. 11-12. Разрез по оси многоступенчатого секционного насоса.

Важным элементом многоступенчатого секционного насоса является отводящий аппарат, через который вода поступает к входному отверстию рабочего колеса следующей ступени. Основное назначение этого аппарата — снизить до минимума гидравличе-

ские потери и обеспечить осевой подход потока к рабочему колесу (без закрутки). Отводящий аппарат состоит из двух систем лопаток: направляющих *11*, расположенных непосредственно за рабочим колесом (сечение *I-I* на рис. 11-12 и 11-13), и обратных *12* (сечение *II-II*).

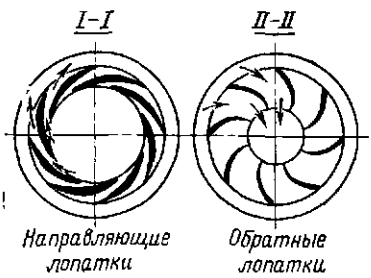


Рис. 11-13. Лопастный отвод многоступенчатого насоса (сечения *I-I* и *II-II* показаны на рис. 11-12).

Многоступенчатые насосы, имеющие литой корпус из двух половин с осевым разъемом, выполняются в различных формах. Внешний вид одного из таких насосов показан на рис. 11-14, продольный разрез — на рис. 11-15. На валу *1* насажены четыре рабочих колеса *2* (четырехступенчатый насос), но в отличие от секционного насоса их входные отверстия направлены в противоположные стороны. Жидкость из входного (приемного) патрубка *ВП* попадает в полость *b* и во входное отверстие рабочего колеса первой ступени. Далее жидкость выбрасывается в спиральный отвод и каналом *К1* в крышке корпуса подводится к входному отверстию рабочего колеса второй ступени. Рабочее колесо третьей ступени крайнее правое, и к нему жидкость подводится по внешней пере-

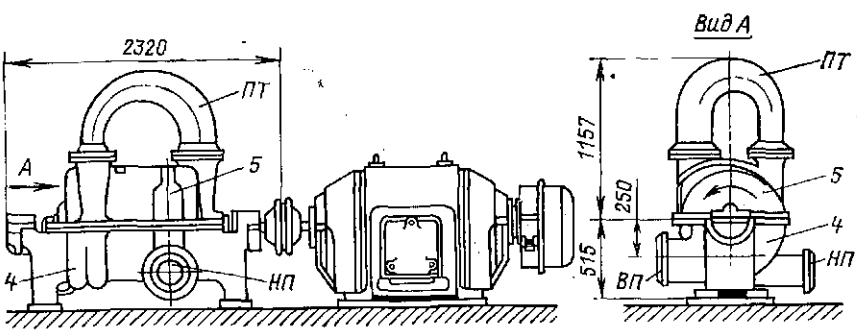


Рис. 11-14. Многоступенчатый насос с осевым разъемом.

водной трубе *ПТ* (хорошо видна на рис. 11-14), затем каналом *К2* к рабочему колесу четвертой ступени, спиральный отвод которого переходит в напорный патрубок *НП*. Схема движения жидкости показана на рис. 11-16. Основное преимущество такого расположения рабочих колес состоит в том, что при четном числе ступеней оно дает уравновешенную систему, у которой осевая составляющая

от гидродинамической нагрузки мала, что облегчает работу подшипников *3* (рис. 11-15). Корпус насоса состоит из двух половин: нижней опорной *4* и крышки *5*, соединенных болтами. Насос имеет

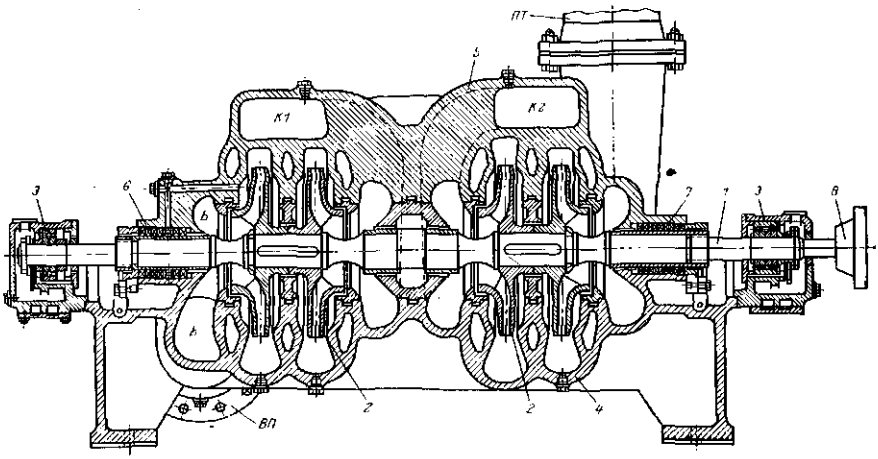


Рис. 11-15. Разрез по оси многоступенчатого насоса с осевым разъемом.

два сальника: всасывающий *6* с водяным замком и напорный *7*. Соединение с электродвигателем осуществляется муфтой *8*.

Высоконапорные шести-восьмиступенчатые питательные насосы такой конструкции имеют две внешние переводные трубы и могут развивать напор более 800—1200 м при 2900 об/мин.

В рассмотренных конструкциях многоступенчатых насосов все рабочие колеса одинаковые. Но в некоторых случаях рабочее колесо первой ступени берется другой формы, например с двойным входом. Это делается в основном для улучшения кавитационных показателей насоса.

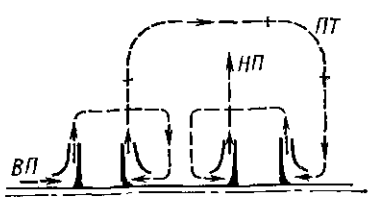


Рис. 11-16. Схема движения жидкости в многоступенчатом насосе (см. рис. 11-14 и 11-15).

11-8. НЕКОТОРЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Рабочее колесо является основным элементом насоса, так как в нем собственно и происходит преобразование энергии, получаемой от двигателя, в энергию перекачиваемой жидкости. Форма рабочего колеса зависит от его коэффициента быстроход-

ности n_s и изменяется в соответствии с рис. 10-8, *а*. Рабочие колеса осевых насосов обычно имеют отъемные лопасти, колеса центробежных насосов, как правило, цельнолитые (бронзовые, чугунные, стальные). Поскольку относительная скорость обтекания жидкостью рабочего колеса весьма велика, то с целью уменьшения гидравлических потерь и повышения к. п. д. они должны быть тщательно обработаны и иметь гладкую поверхность.

Формы и размеры лопастей рабочего колеса определяется гидромеханическим расчетом и экспериментальной отработкой.

Давление в полости между рабочим колесом и корпусом (рис. 11-17, *а*) оказывает существенное влияние на работу насоса. В точке *А* давление такое же, как в спирали, но по мере приближения к точке *Б* давление в полости будет падать за счет воздействия центробежных сил, вызываемых вращением жидкости в зазоре. Это вращение является следствием увлечения жидкости стенками рабочего колеса.

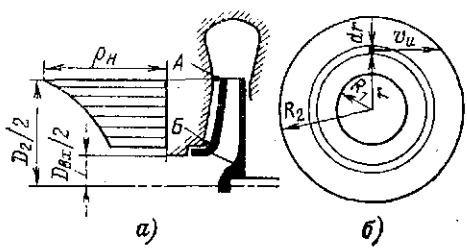


Рис. 11-17. Давление в зазоре между рабочим колесом и корпусом.

Пусть на радиусе r (рис. 11-17, *б*) окружная скорость вращения жидкости v_u. Из механики известно, что при таком движении возникает центростремительное ускорение a, определяемое выражением

$$a = \frac{v_u^2}{r}. \tag{11-1}$$

Если во вращающейся жидкости выделить кольцо радиусом r, то изменение давления dp на слое dr с учетом (11-1) будет равно:

$$dp = \rho \frac{v_u^2}{r} dr. \tag{11-2}$$

Здесь ρ — плотность жидкости.

Интегрируя (11-2), можно найти перепад давления между двумя радиусами R_1 и R_2:

$$p_2 - p_1 = \rho \int_{R_1}^{R_2} \frac{v_u^2}{r} dr. \tag{11-3}$$

Из (11-3) видно, что перепад давления зависит от эпюры окружных скоростей $v_u(r)$. Если принять, что жидкость вращается как твердое тело с постоянной угловой скоростью $\omega_ж$, то

$$v_u = \omega_ж r. \tag{11-4}$$

Подставляя v_u по (11-4) в (11-3), получаем перепад напора, вызываемый вращением жидкости:

$$\Delta H_{вр} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{\omega_ж^2}{2g}\left(R_2^2 - R_1^2\right). \qquad (11\text{-}5)$$

Для зазора при гладких торцевых поверхностях рабочего колеса обычно принимают:

$$\omega_ж = 0{,}5\omega, \qquad (11\text{-}6)$$

где $\omega = 2\pi n/60$ — угловая скорость рабочего колеса. Из (11-5) следует, что эпюра давления в зазоре представляет собой параболоид вращения (рис. 11-17, *а*).

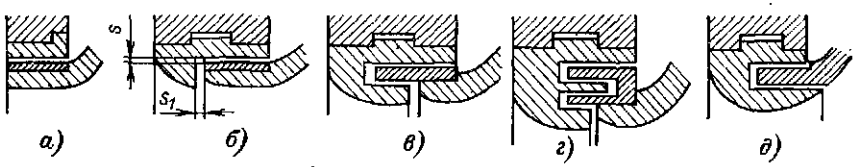


Рис. 11-18. Виды уплотнений рабочего колеса.

Уплотнения рабочего колеса. Перепад давления между точкой *Б* (см. рис. 9-17, *а*) и входным сечением меньше напора H, развиваемого рабочим колесом, на $\Delta H_{вр}$ по (11-5), однако этот перепад остается весьма большим.

Произведем количественную оценку. Пусть $D_2 = 270$ мм и $D_{вх} = 100$ мм, напор $H = 90$ м и $n = 2900$ об/мин. Это дает $\omega = 300$ 1/с. Принимая по (11-6) $\omega_ж = 150$ 1/с, по (11-5) получаем:

$$\Delta H_{вр} = \frac{150^2}{2 \cdot 9{,}81}\left(0{,}135^2 - 0{,}05^2\right) = 18{,}0 \text{ м}.$$

Следовательно, перепад ΔH между точкой *Б* и входом составит:

$$\Delta H = 90 - 18 = 72 \text{ м}.$$

В этих условиях серьезной проблемой является устройство уплотнения между корпусом и вращающимся рабочим колесом.

Уплотнения рабочего колеса всегда делаются щелевые, т. е. без непосредственного трения между твердыми уплотняющими элементами, но сечение и конфигурация зазоров выбираются такими, чтобы свести до минимума перетоки из напорной полости во всасывающий патрубок, определяющий объемный к. п. д. насоса.

Различные виды уплотнений показаны на рис. 11-18. Следует отметить, что минимальный, т. е. уплотняющий, зазор s (0,2—0,5 мм) всегда делается радиальным, а осевой зазор s_1 должен быть значительно больше (это объясняется более высокой точностью радиальных посадок, чем осевых размеров, при установке колеса). Простейшими являются кольцевые уплотнения (рис. 11-18, *а* и *б*),

установленные в насосах на рис. 11-1 и 11-10. Большее сопротивление, а следовательно, меньшие протечки дают лабиринтные уплотнения (рис. 11-18, *в* — *д*), но они сложнее. Например, уплотнение, показанное на рис. 11-18, *в*, применено в насосах на рис. 11-5.

Следует отметить, что стенки уплотнений — это одна из частей насосов, подверженных довольно интенсивному износу. Разработка зазоров происходит за счет быстрого движения жидкости и возможной местной так называемой щелевой кавитации, особенно, когда в перекачиваемой жидкости содержится даже небольшое количество абразивных частиц. Учитывая это, уплотнения большей частью выполняют со съемными кольцами, которые можно заменять.

Уравновешивание осевой силы рабочего колеса одностороннего входа (см., например, рис. 11-1) обеспечивается созданием разгрузочных отверстий и второго кольца уплотнения. В этом случае эпюры давления на правую и левую стороны почти одинаковы и осевое усилие практически равно нулю. Это облегчает работу подшипников, но в то же время усложняет конструкцию самого насоса, а главное почти в 2 раза возрастают протечки из напорной полости во входную, т. е. увеличиваются объемные потери. В связи с этим часто воспринимают осевое усилие специальными гидравлическими устройствами (барабаны, диски) или подшипниками (см. [26]). При этом механические потери будут больше, но во многих случаях это покрывается уменьшением объемных потерь.

Сальники являются очень важным и ответственным элементом насосов и требуют к себе наибольшего внимания в процессе эксплуатации. Как было установлено при рассмотрения конструкций насосов, сальники бывают обычные, когда давление в уплотняющей полости выше атмосферного, и вакуумные, когда в уплотняющей полости может быть разрежение. В последнем случае применяются сальники с водяным замком (см. рис. 11-1 и 11-5).

В пределах сальника шейка вала обжата сальниковой набивкой и здесь возможен местный износ. Особенно опасно, когда с водой попадают абразивные частицы. С целью облегчения ремонта вала, а также для снижения интенсивности износа в месте прохода через сальник на вал насаживается защитная рубашка, которая изготовляется из нержавеющей стали. Такая система применена в насосах на рис. 11-1 и 11-5. Рубашка из нержавеющей стали, как правило, ставится на валу в месте расположения сальника и опирания на подшипник скольжения с водяной смазкой в осевых (рис. 11-7) и вертикальных (рис. 11-10) насосах.

Отводы насосов принимают воду, выбрасываемую рабочим колесом, и отводят ее к напорному патрубку или к колесу следующей ступени в многоступенчатых насосах. Жидкость выбрасывается из рабочего колеса с весьма большой скоростью $v_2 = 20 \div 40$ м/с, т. е. кинетическая энергия может быть высока.

Очень важно использовать эту энергию и преобразовать ее в энергию давления. Эта задача и решается при проектировании отводов насосов.

Как было видно при рассмотрении конструкций насосов, применяется два вида отводов: спиральный и с направляющим аппаратом.

Форма спирального отвода показана на рис. 11-19. Размеры поперечных сечений выбираются таким образом, что средняя скорость жидкости по отводу сохраняется почти постоянной. Конечная часть

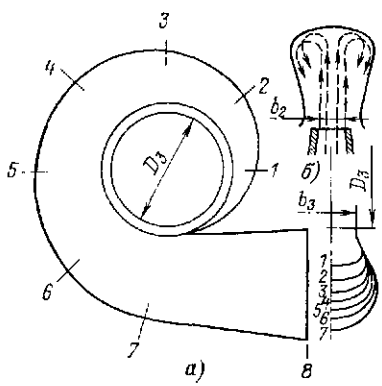


Рис. 11-19. Спиральный отвод центробежного насоса (а) и его поперечное сечение (б).

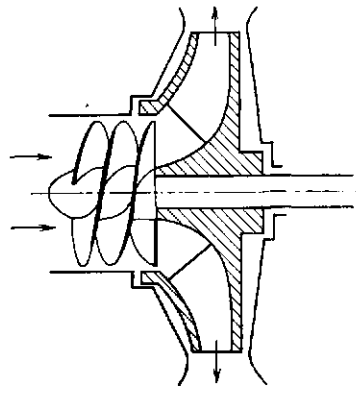


Рис. 11-20. Рабочее колесо центробежного насоса с предвключенным шнеком.

отвода между сечениями *7—8* представляет собой диффузор, по длине которого средняя скорость течения убывает, что позволяет дополнительно преобразовать часть кинетической энергии в энергию давления.

Высота отвода b_3 обычно больше высоты рабочего колеса b_2 (см. также рис. 11-1, 11-5, 11-10).

В отводах с направляющим аппаратом (рис. 11-13) вода из рабочего колеса попадает в диффузорные, расширяющиеся каналы, по длине которых скорость плавно убывает, что позволяет преобразовать кинетическую энергию в энергию давления. В СССР такие отводы применяются для секционных многоступенчатых насосов. Некоторые зарубежные фирмы, например «Зульцер» (Швейцария), выпускают и одноступенчатые насосы с направляющим аппаратом.

Рабочее колесо центробежного насоса с предвключенным шнеком. В некоторых случаях, например при перекачке горячей воды, требуется значительно повысить кавитационные показатели насоса и увеличить его всасывающую способность. С этой целью могут применяться насосы

с предвключенным шнеком (рис. 11-20), жестко связанным с рабочим колесом и вращающимся с той же угловой скоростью. Шнек, представляющий собой двух- или трехзаходный винт, увеличивает давление на входе в колесо и повышает значение критического кавитационного коэффициента быстроходности по (10-46) до $C = 3000 \div 5000$.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

12-1. ВИДЫ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

В процессе проектирования насосных установок важным этапом является подбор насосов, определение их типов, размеров, основных параметров, необходимой мощности двигателей, а также решение вопросов, связанных с условиями установки насосов, в значительной степени зависящих от допустимой высоты всасывания. В процессе эксплуатации необходимо определить наиболее целесообразные режимы использования насосов как по величине потребляемой энергии, так и по надежности и долговечности работы, эксплуатационным условиям и затратам. Для решения всех этих задач требуются достаточно полные данные о свойствах насосов при различных режимах их работы. Эти данные и представляются в форме характеристик насосов.

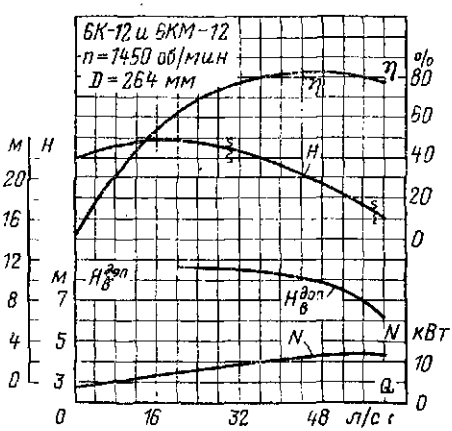


Рис. 12-1. Характеристика центробежного насоса типа 6К-12.

В результате рассмотрения условий работы лопастных насосов в гл. 10 было установлено, что основные его параметры: напор, подача, к. п. д. и др. — зависят от формы и размеров проточной части (рабочего колеса) и режима работы.

Конкретный вид зависимостей параметров насоса от режима работы, представляемых обычно в графической форме, называется характеристиками насоса. Характеристики даются для насоса данного типа (определенная форма и размеры проточной части) при постоянной частоте вращения.

В качестве примера на рис. 12-1 показана характеристика центробежного консольного насоса типов 6К-12 и 6КМ-12 при $n = 1450$ об/мин и внешнем диаметре рабочего колеса $D = 264$ мм. На характеристике дано изменение всех наиболее важных величин:

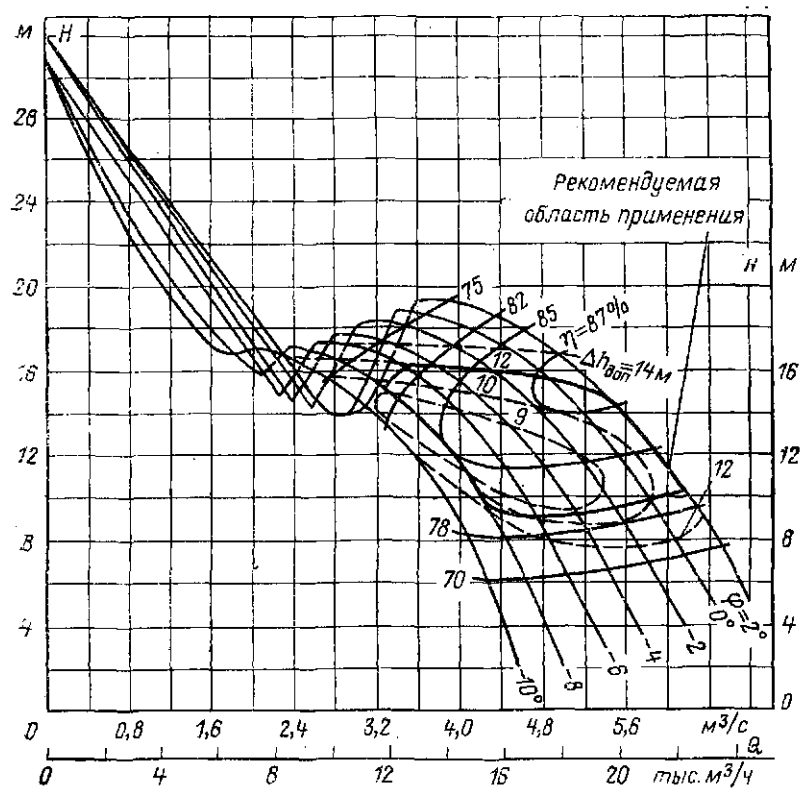


Рис. 12-2. Характеристика осевого насоса типа ОП2-110 ($n = 485$ об/мин, $D = 1100$ мм).

H, η, N, $H_в^{доп}$ в зависимости от подачи Q. Рекомендуемая область использования насоса, которая указывается волнистыми линиями на кривой H, лежит в зоне подач 30—58 л/с. Здесь $H_в^{доп}$ изменяется от 8,5 до 6,6 м. Необходимая мощность при $Q = 0$ составляет 4 кВт, а при $Q = 58$ л/с она увеличивается до 13 кВт. Наибольшее значение к. п. д. в оптимальном режиме составляет 81%, а в пределах рекомендуемой области использования оно снижается до 75—77%. Обычно эта область выбирается такой, чтобы снижение к. п. д. против $\eta_{макс}$ не превышало 5—8%.

На рис. 12-2 показана универсальная характеристика осевого насоса типа ОП2-110 при $n = 485$ об/мин. В поле координат Q — H проведены кривые для различных углов установки лопастей рабочего колеса — от $\varphi = -10°$ до $\varphi = +2°$ (за угол $\varphi = 0$ принимается расчетный, на который проектировалось колесо, поэтому этот угол обычно проходит вблизи области максимума к. п. д. характеристики — «яблочка»). Нужно обратить внимание на одну особенность этих кривых: при $Q = 0$ развиваемый насосом напор составляет 30—32 м, с увеличением подачи Q напор быстро падает, кривые $H = f_H(Q)$ близки к прямым, но на участке $Q = 1{,}6 \div 3{,}2$ м³/с они резко смещаются вверх, причем чем больше φ, тем это смещение больше. Далее с ростом Q развиваемый напор падает. Эта часть характеристики и является р а б о ч е й (сейчас принято давать не всю характеристику, а только ее рабочую зону). Здесь нанесены изолинии к. п. д. η, причем в зоне оптимального режима он составляет 87%. Рекомендуемая область использования насоса, показанная утолщенной линией, располагается в пределах углов от $\varphi = 0°$ до $\varphi = -8°$.

Пунктирные кривые представляют собой изолинии $\Delta h_{доп}$ допустимого кавитационного запаса. Следует обратить внимание на то, что минимальное значение $\Delta h_{доп}$ составляет 9 м, а далее оно быстро увеличивается и достигает 12—14 м. Следовательно, согласно (10-39) высота всасывания $H_s < 0$, что указывает на необходимость заглубления рабочего колеса под уровень НБ — нижнего бассейна (на рис. 11-8 отметка оси камеры рабочего колеса 0, отметка НБ + 6,5 м, следовательно, $H_s = -6{,}5$ м).

Мощность насоса на характеристике не показана, но для каждой режимной точки, зная H, Q и η, ее можно вычислить по формулам (9-10). Интересной *особенностью осевых насосов является то, что для этих насосов максимальная мощность требуется при $Q = 0$, а с ростом Q она снижается.*

12-2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Характеристики насосов получают путем испытаний отдельных натурных образцов, а если их размеры и требуемая мощность слишком велика, то путем испытания геометрически подобных моделей. В последнем случае полученная модельная характеристика пересчитывается на натурные условия по формулам подобия (10-25) и (10-26).

Принципиальная схема стенда для снятия характеристик насосов показана на рис. 12-3 (более подробно — см. [24]). Здесь *1* — насос, *2* — напорный трубопровод, *3* — герметичный бак, частично заполненный водой (уровень воды контролируется по водомерному стеклу *9*), *4* — всасывающий трубопровод. Таким образом получа-

ется замкнутая система, работающая на постоянном объеме воды Насос имеет привод от балансирного электродвигателя *5*, позволяющего измерять крутящий момент $M_{кр}$. Балансирный электродвигатель отличается тем, что его статор опирается на подшипники *a* и может поворачиваться. К статору на кронштейне *b* прикреплена чашка для гирь *c*. Статор уравновешен противовесом *d*. При работе ротор стремится повернуть статор в противоположном направлении,

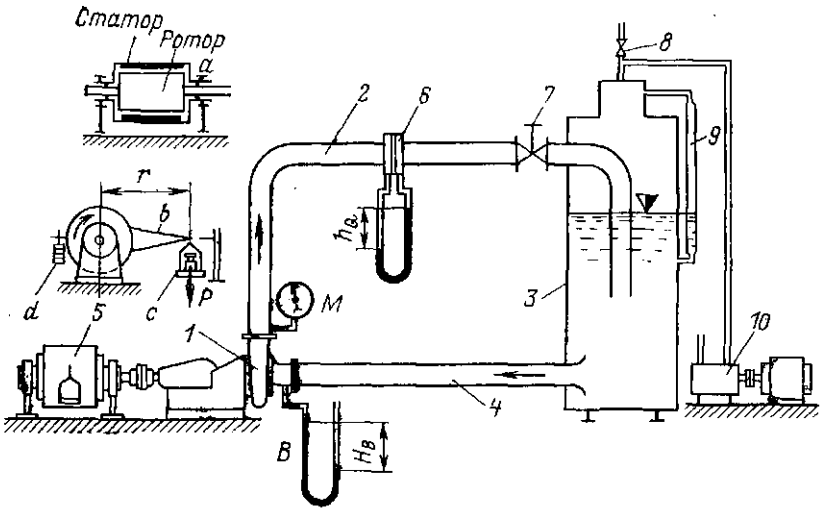


Рис. 12-3. Схема стенда для снятия характеристик насосов.

но этому препятствует нагрузка *P*, Н. Момент $M_{кр}$ вычисляется по формуле

$$M_{кр} = Pr, \tag{12-1}$$

где *r* — плечо, м.

Для того чтобы иметь возможность изменять частоту вращения, часто применяют электродвигатель постоянного тока.

Частоту вращения *n* измеряют тахометром или счетчиком, а мощность *N*, зная $M_{кр}$ и *n*, вычисляют по формуле:

$$N = \frac{M_{кр}\omega}{1000}$$

где $\omega = 2\pi n/60$; *N* — в кВт; $M_{кр}$ — в Н·м; ω — в 1/с.

Развиваемый насосом напор находится по показаниям манометра $Mh_м$ и вакуумметра $H_в$ [см. (9-7)]. Подача *Q* определяется с помощью мерной диафрагмы *6* (может также использоваться мерное сопло

или трубка Вентури). Перепад h_Q измеряется дифференциальным манометром, а расход вычисляется по формуле:

$$Q = C\sqrt{h_Q},$$

где C — коэффициент расходомера (нормальные диафрагмы и сопла могут применяться без тарировки, если они осуществлены в соответствии со специальными правилами).

Расходная характеристика насоса обычно снимается при атмосферном давлении в баке над уровнем воды (вентиль *8* открыт). Частоту вращения насоса поддерживают постоянной, а режим работы устанавливается задвижкой *7*, с помощью которой расход можно изменять от нуля до некоторого максимума (полное открытие). При каждом открытии задвижки определяются: Q, H, N и η. Коэффициент полезного действия для чистой воды вычисляется по формуле

$$\eta = \frac{9{,}81QH}{N}. \qquad (12\text{-}2)$$

Если во время испытаний не удается сохранять частоту вращения постоянной, то получаемые параметры пересчитываются на требуемую частоту вращения по формулам подобия, приведенным в гл. 10.

Кавитационная характеристика насоса снимается на этом же стенде в соответствии с принципом, изложенным § 10-6. Устанавливается какой-либо режим и при закрытом вентиле *8* последовательно снимаются точки при увеличивающемся вакууме в баке *3* над уровнем воды. Вакуум создается специальным вакуум-насосным агрегатом *10*. Вакуум у всасывающего патрубка $H_в$ измеряется вакуумметром B. В процессе испытаний задвижкой *7* расход поддерживают постоянным. По замерам для каждого режима строится кривая изменения параметров, показанная на рис. 10-10, и по ней устанавливается критическое значение $H_в^{кр}$ или критическое значение кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$.

В последние годы во ВНИИГидромаш разработан новый нормальный стенд для испытания насосов, который работает по разомкнутой схеме, имеет вакуумный бак малого объема и обеспечивает снятие характеристик в широком диапазоне давлений во всасывающем трубопроводе путем использования двух задвижек на всасывающем и напорном трубопроводах.

12-3. ЗАВИСИМОСТЬ ФОРМЫ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ОТ ЕГО БЫСТРОХОДНОСТИ

Теоретический анализ (§ 10-7) показывает, что вид характеристики насоса существенно зависит от формы рабочего колеса и других частей проточного тракта и должен изменяться в зависимости

от коэффициента быстроходности n_s. Связь между формой рабочего колеса и n_s показана на рис. 10-8, а на рис. 12-4 дан вид соответствующих характеристик H, η и N в функции от подачи Q. Как видно, с увеличением быстроходности кривая $H - Q$ снижается быстрее и у быстроходных осевых насосов на ней появляется перелом. Кривые к. п. д. также изменяются, хотя и не столь резко. У тихоходных насосов они «полнее» и зона высоких к. п. д. занимает более широкую область по Q. С ростом быстроходности изменение к. п. д. с Q становится более резким, а зона оптимальных к. п. д. сужается. Из-

Рис. 12-4. Формы характеристик насосов различной быстроходности.

менение H и η проявляется на форме кривых мощности N. У тихоходных насосов потребляемая мощность непрерывно увеличивается с ростом Q, а при $Q = 0$ она минимальна. В насосах средней быстроходности изменение мощности с ростом Q становится меньшим, а при больших значениях n_s наблюдается даже ее снижение, что объясняется более быстрым падением напора. У быстроходных насосов с ростом Q мощность непрерывно снижается, исключая участок перелома кривой $H - Q$.

12-4. ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Характеристики насоса даются для постоянной частоты вращения. Однако для практических целей часто оказывается нужным определить условия работы насоса при другой частоте вращения и в этом случае требуется пересчитать характеристику насоса с n на новую частоту вращения n_1. Пересчет производится по (10-25) и (10-26), причем поскольку диаметр не меняется, то $D_1/D_2 = 1$.

В результате получаем новые значения напора и подачи H_1 и Q_1:

$$\left.\begin{aligned} H_1 &= H\left(\frac{n_1}{n}\right)^2; \\ Q_1 &= Q\left(\frac{n_1}{n}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (12\text{-}3)$$

Соотношения (12-3) показывают, что при изменении частоты вращения каждая точка кривой $H - Q$ перемещается по параболе (рис. 12-5, точки A и A_1). Поскольку при этом сохраняется подобие

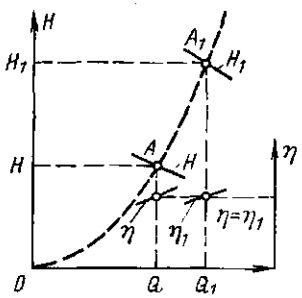


Рис. 12-5. Смещение режимной точки при увеличении частоты вращения насосов.

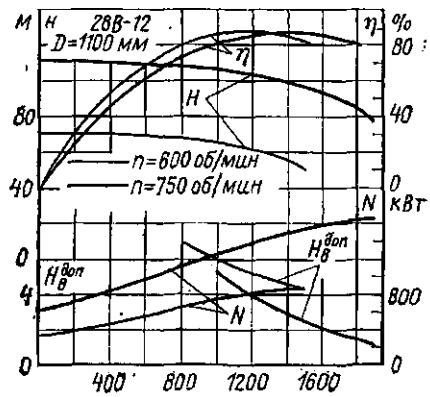


Рис. 12-6. Характеристики центробежного насоса при $n = 600$ и 750 об/мин.

режимов, то к. п. д. изменяются незначительно и для точек A и A_1 можно принять $\eta_1 = \eta$. Мощность N_1 определяется по формуле (9-10), а может быть пересчитана по (10-27). В итоге получаем:

$$N_1 = N\left(\frac{n_1}{n}\right)^3. \qquad (12\text{-}4)$$

Параметры, характеризующие кавитационные показатели насоса, для новой частоты вращения n_1 определяются по (10-43) для $H_в^{доп}$ и по (10-45) для $\Delta h_{доп\,1}$.

Как изменяется форма характеристики при изменении частоты вращения насоса, видно из рис. 12-6, на котором показан результат пересчета характеристики вертикального центробежного насоса с $n = 600$ об/мин на $n = 750$ об/мин. Обращает на себя внимание весьма сильное уменьшение $H_в^{доп}$, особенно в области больших подач.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

ПОДБОР НАСОСОВ

13-1. ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ И ФАКТИЧЕСКАЯ ПОДАЧА НАСОСА

В результате анализа работы насосной установки (см. § 9-1) было найдено выражение напора в форме (9-6′) — характеристика сети или трубопровода, которая в поле координат Q — H представляется параболой, выходящей из точки

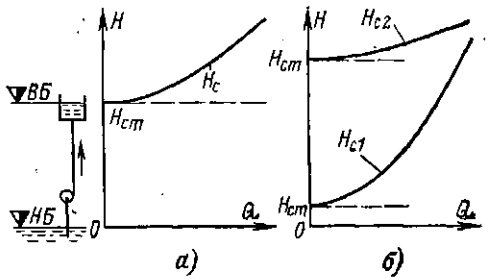


Рис. 13-1. Характеристики сети.

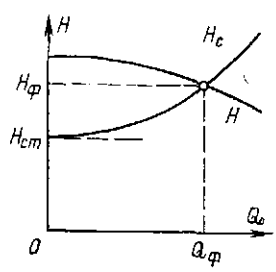


Рис. 13-2. Определение фактического режима насоса.

$H_c = H_{ст}$ — статический напор при $Q = 0$ (рис. 13-1, *а*). Коэффициент K_c для данного трубопровода сохраняет постоянное значение и для неразветвленного трубопровода он может быть вычислен с помощью формулы:

$$K_c = \frac{16}{\pi^2 2g}\left(\sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i^5} + \sum \zeta_i \frac{1}{d^4}\right), \qquad (13\text{-}1)$$

в которой l_i и d_i — длина и диаметр участков трубопроводов; λ_i и ζ_i — коэффициенты потерь на трение по длине и местные.

Характеристика сети может иметь различную форму. Она может представляться крутой параболой, выходящей почти из начала координат, когда напор $H_{ст}$ мал, а основной напор затрачивается на преодоление потерь (рис. 13-1, *б*, кривая H_{c1}); она может быть очень пологой, когда длина трубопровода мала или сечение велико и потери в нем малы, а основной напор затрачивается на подъем воды (рис. 13-1, *б*, кривая H_{c2}).

При рассмотрении характеристик насосов — теоретических [см. (10-47)] и экспериментальных (см. рис. 12-1, 12-2), было установлено, что напор, развиваемый лопастным насосом, существенно зависит от подачи. В связи с этим, имея характеристику насоса, нельзя заранее сказать, какая будет обеспечиваться подача при

работе на данный трубопровод. *Фактическая подача $Q_ф$ может быть установлена только совмещением двух характеристик: насоса $H - Q$ и сети $H_с - Q$, причем рабочий режим определится точкой их пересечения* (рис. 13-2). Этот режим позволит найти фактический напор $H_ф$, к. п. д., $H_в^{доп}$ и требуемую мощность. Отсюда совершенно очевидно, что изменение характеристики сети, например, за счет изменения длины трубопровода или $H_{ст}$ будет приводить к изменению фактической подачи $Q_ф$, а при чрезмерном увеличении $H_{ст}$ подача может упасть и до нуля ($H_{ст} > H_{Q=0}$).

Когда известны требуемая подача Q и статический напор $H_{ст}$, а также определены потери в трубопроводах $h_{пот}$, а следовательно, и $H_с$, то *основная задача подбора насоса состоит в том, чтобы рабочий его режим находился ближе к оптимальному и во всяком случае лежал в пределах рекомендуемой области использования насоса* (см. рис. 12-1). Поскольку число выпускаемых типов насосов ограничено, то не всегда удается удовлетворить этому требованию. В таких случаях идут на некоторые изменения исходных условий либо на установку нескольких насосов.

13-2. НОМЕНКЛАТУРЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Чтобы удовлетворить всем встречающимся в практике комбинациям требуемых расходов и напоров (Q и $H_с$), нужно было бы выпускать огромное количество различных типов и размеров насосов. Хотя это и позволило бы для всех случаев подобрать насос для работы в области оптимального, т. е. наиболее выгодного режима, но привело бы к значительному удорожанию производства и повышению стоимости самих насосов. Таким образом, при решении вопросов о выпускаемых типоразмерах — номенклатуре насосов приходится считаться со стоимостью эксплуатации (включая затраты на энергию) и стоимостью производства.

С целью получения наиболее выгодного решения стремятся расширить возможность использования каждого выпускаемого типоразмера насоса. Это достигается несколькими путями.

1. Расширение области использования по Q, т. е. допущение больших отклонений от оптимального режима в некоторых пределах целесообразно, но при слишком больших отклонениях падение к. п. д. становится столь значительным, что стоимость избыточно расходуемой энергии уже начинает превышать получаемую экономию в стоимости производства. При увеличении Q снижается $H_в^{доп}$, а это приводит к сокращению допустимой высоты всасывания H_s, что часто вызывает удорожание насосной установки.

2. Изменение угла установки лопастей рабочего колеса осевых и диагональных насосов позволяет использовать каждый типоразмер для довольно широкого диапазона расходов и напоров. Так, насос ОП2-110 (см. рис. 12-2) с углами установки лопастей

от +2 до —8° может быть эффективно использован при подаче от 4,0 до 6,0 м³/с и для напоров от 10 до 16 м при одной частоте вращения.

3. В центробежных насосах типов К, Д, В (см. рис. 11-1, 11-5, 11-10) для дополнительного смещения характеристики в основном по напору применяется обточка рабочего колеса

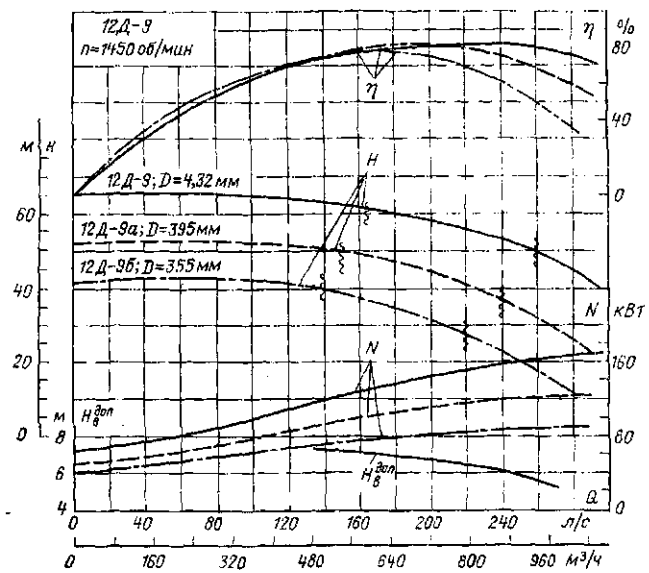


Рис. 13-3. Характеристики насоса с обточкой рабочего колеса.

по диаметру вместе с лопастями, что приводит к уменьшению D. Установлено, что если при этом диаметр уменьшается не более чем на 15—20%, это не приводит к значительному снижению к. п. д. (в пределах 1—2%).

Поскольку согласно (10-47) напор пропорционален квадрату окружной скорости, то можно принять следующую зависимость для определения $H_{обт}$:

$$H_{обт} = H\left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2. \qquad (13\text{-}2)$$

Подача при обточке колеса невысокой быстроходности снижается примерно в соответствии с отношением диаметров

$$Q_{обт} = Q\frac{D_{обт}}{D}. \qquad (13\text{-}3)$$

Следует иметь в виду, что обточка колеса осуществляется на заводе и указывается на характеристиках и в номенклатурах соответствующих типоразмеров насосов. Например, характеристика центробежного насоса типа 12Д-9 с обточкой колеса (типов 12Д-9а и 12Д-9б) показана на рис. 13-3. Здесь нормальное колесо имеет выходной диаметр 432 мм, обточка (12Д-а) — 395 мми (12Д-б) — 355мм. Соответственно довольно сильно снижается напор H и мощность N. Смещения по к. п. д. и подаче невелики. Значение допускаемой вакуумметрической высоты всасывания $H_в^{доп}$ при той же подаче не изменяется. Это объясняется тем, что условия входа на рабочее колесо при обточке сохраняются.

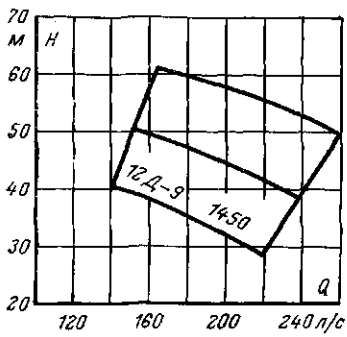


Рис. 13-4. Область применения насоса данного типа.

С учетом обточки рабочего колеса каждый типоразмер насоса имеет несколько (две или три) смещенных по высоте напорно-расходных характеристик. Если брать только их рекомендуемые области использования, то можно считать, что каждый типоразмер насоса в поле Q — H покрывает некоторую область, ограниченную криволинейным четырехугольником, который для насоса 12Д-9 (рис. 13-3) показан на рис. 13-4. Аналогичную форму имеют области использования осевых и диагональных насосов с учетом диапазона изменения угла лопастей рабочего колеса φ (см. рис. 12-2).

Маркировка насосов не имеет единой системы, но в большинстве случаев используемые марки лопастных насосов включают следующие показатели:

1. Вид насоса, обозначается буквами: К — консольный, КМ — консольный моноблочный, Д или НД — двустороннего входа, В — вертикальный, О—осевой с жестким закреплением лопастей рабочего колеса, ОП—осевой поворотно-лопастный. В марке многоступенчатых насосов обычно указывается число ступеней.

2. Размер насоса. В большинстве случаев в качестве определяющего размера берется диаметр входного патрубка (для более старых типов — напорного), причем указывается величина в миллиметрах, деленная на 25. Размер ставится перед обозначением вида. Например 12Д — насос двустороннего входа с диаметром входного патрубка $12 \times 25 = 300$ мм. Для осевых насосов в качестве определяющего размера принимается диаметр камеры рабочего колеса, который указывается в сантиметрах. Так, например, ОП10-185, тип № 10, диаметр камеры рабочего колеса 185 см.

3. Расчетный коэффициент быстроходности рабочего колеса n_s (10-28), примерно соответствующий

оптимальному режиму, причем в марку вписывается величина $n_s/10$. Например, для насоса 12Д-9 $n_s = 90$ (нужно помнить, что при вычислении n_s в насосах двустороннего входа берется $0{,}5Q$, а в многоступенчатых — напор на одну ступень, обычно первую).

Величины, приводимые в марке, используются следующим образом. Поскольку у насосов расчетная скорость во всасывающем патрубке отклоняется ненамного (составляет 2,8—3,2 м/с), то диа-

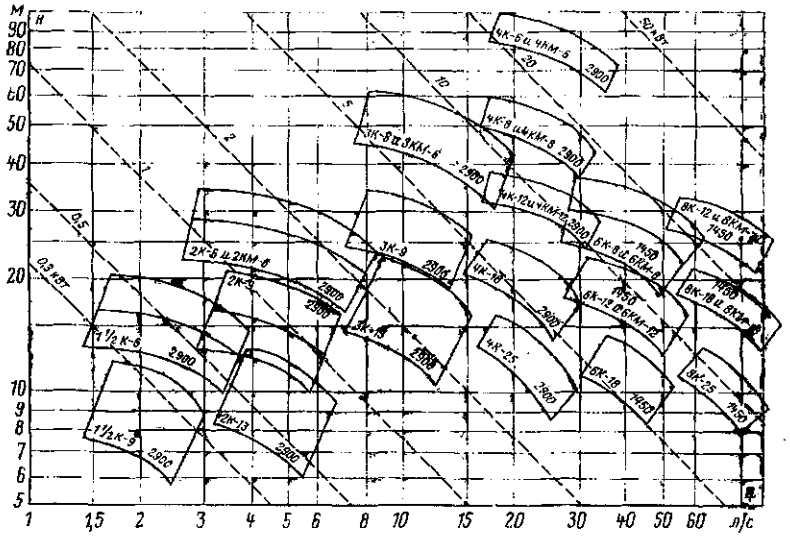


Рис. 13-5. Номенклатура насосов типов К и КМ.

метр всасывающего патрубка, т. е. *размер насоса, характеризует расчетную подачу. Коэффициент быстроходности при данных n и Q характеризует напор рабочего колеса: чем меньше n_s, тем развиваемый колесом напор больше.* Например у насосов 6К-8 и 6К-18 размеры одинаковы, следовательно, эти насосы рассчитаны примерно на одну и ту же подачу, но напор второго насоса с $n_s = 180$ будет меньше, чем у первого, имеющего $n_s = 80$.

В более старых насосах двустороннего входа НД, которые еще выпускаются и эксплуатируются, вместо n_s в марке ставится буквенный индекс, показывающий напор. Имеются насосы НДн, НДс, НДв — низконапорный, средненапорный и высоконапорный.

Новая структура марок насосов, которая сейчас вводится, отличается тем, что она включает расчетные значения подачи в м³/с и напора в м. Например, Д800-57 — насос двустороннего входа с расчетной подачей 800 м³/ч и напором 57 м.

Номенклатуры насосов в форме поля $Q - H$, на котором показаны области всех выпускаемых типоразмеров данного вида, приводятся в соответствующих каталогах, где имеются и полные характеристики и основные размеры. Эти данные используются при подборе насосов и проектировании насосных установок и станций. Номенклатуры насосов даются и в ГОСТ. Ниже приводятся номенклатуры некоторых наиболее широко используемых лопастных насосов (дополнительно — см. [49]).

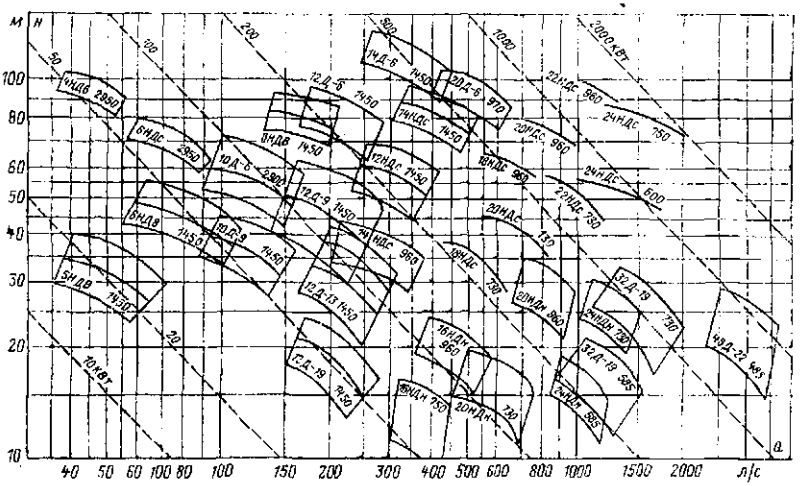


Рис. 13-6. Номенклатура насосов двустороннего входа.

Номенклатура консольных насосов на рис. 13-5 (ГОСТ 8337-57) показываает, что насосы данного вида могут применяться для диапазона подач от 1,5 до 100 л/с и напоров до 35—60 м (только насос 4К-6 до напора 90 м). Там, где в одном поле вписаны марки К и КМ, имеются насосы двух исполнений. Пунктирные линии дают приблизительную величину мощности двигателя, который для насосов этого вида изменяется от 0,3 до 40 кВт.

Номенклатура выпускаемых насосов двустороннего входа (рис. 13-6) показывает, что эти насосы применяются для диапазона подач от 40 до 1800 л/с и напоров от 15 до 100 м. Только самый большой насос 48Д-22 (диаметр входного патрубка 1,2 м) имеет подачу до 3500 л/с и напор до 28 м. Мощности двигателя этих насосов составляют от 15 до 2000 кВт.

На рис. 13-7 приведена номенклатура насосов типа Д по ГОСТ 10272-73. Она отличается более равномерным покрытием поля $Q - H$, без «просветов», что улучшает условия подбора. Однако пока еще выпускаются не все типоразмеры, предусмотренные ГОСТ.

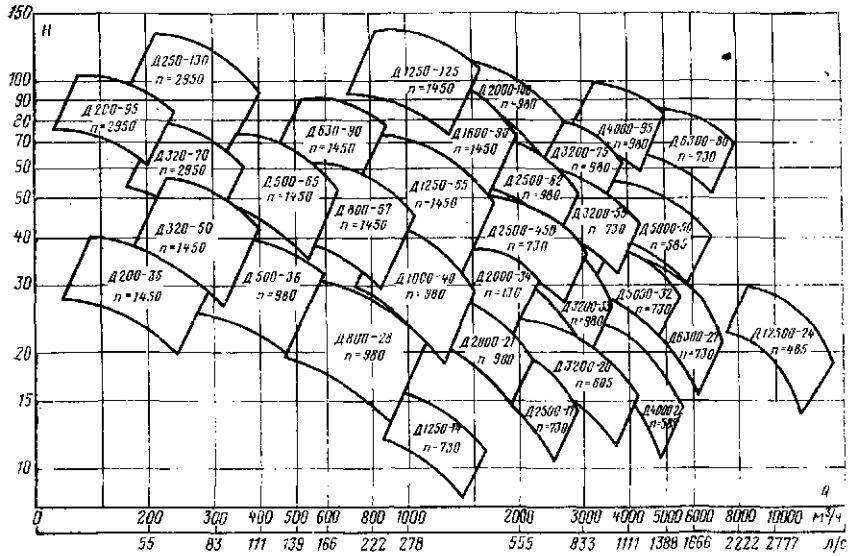


Рис. 13-7. Номенклатура насосов типа Д.

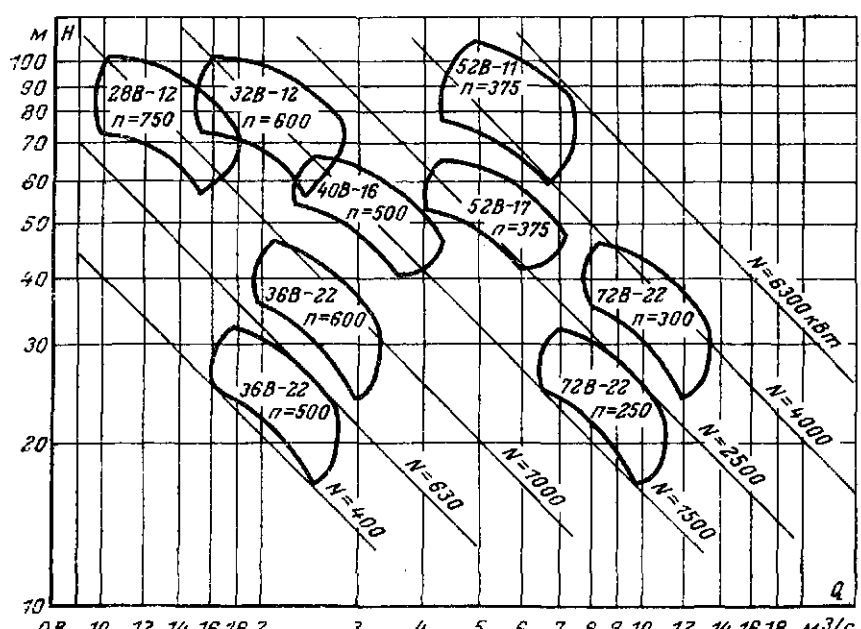


Рис. 13-8. Номенклатура вертикальных центробежных насосов.

Номенклатура вертикальных центробежных насосов (рис. 13-8) показывает, что по подачам диапазон их применения составляет от 1 до 13 м³/с и по напорам от 20 до 100 м. Мощность двигателя находится в пределах от 500 до 7500 кВт. Как видно, число выпускаемых типоразмеров вертикальных насосов невелико, но согласно ГОСТ 19740-74 предусматривается значительно большее их число.

Номенклатура осевых насосов типа О — с жесткой установкой лопастей и ОП — поворотно-лопастных (число после букв — номер типа проточной части) показана на рис. 13-9. Основное поле этих насосов покрывает подачу в диапазоне

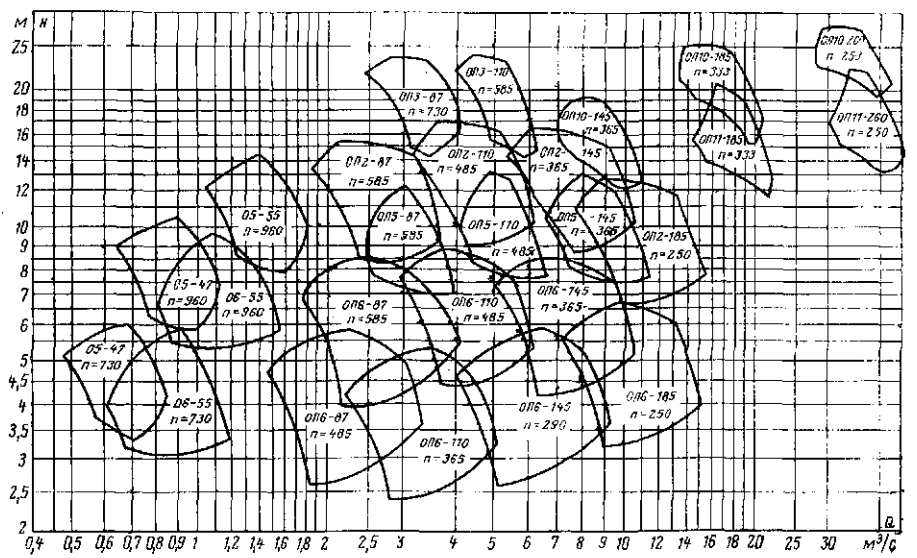


Рис. 13-9. Номенклатура осевых насосов.

от 0,6 до 16 м³/с и напоры от 3 до 15—20 м. Наиболее крупными являются насосы ОП-10 и ОП-11 диаметром 1,85 и 2,6 м с напорами 15—26 м и подачей 18—40 м³/с. ГОСТ 9366-71 предусматривает ряд модификаций осевых насосов, в частности вертикальное и горизонтальное исполнение. Это находит отражение и в марке, где добавляются соответственно буквы В или Г.

Номенклатура диагональных насосов находится в стадии разработки. В качестве примера можно привести данные фирмы «Интерсигма» (ЧССР), которая выпускает ряд жесткопастных диагональных насосов с извлекаемым рабочим колесом (тип BQAV) на напор 20—30 м с диаметром выходного патрубка от 600 до 2400 мм, подачей от 0,8 до 15 м³/с.

13-3. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

Если на одну линию параллельно присоединяется несколько насосов (рис. 13-10, *а*), то расход в линии равен сумме подач всех работающих насосов, а напоры, развиваемые всеми насосами, будут практически одинаковы. Это условие позволяет построить суммарную характеристику для всей группы параллельно работающих насосов.

На рис. 13-10, *б* показан простейший случай, когда параллельно включаются два одинаковых насоса H_1. Суммарная характеристика

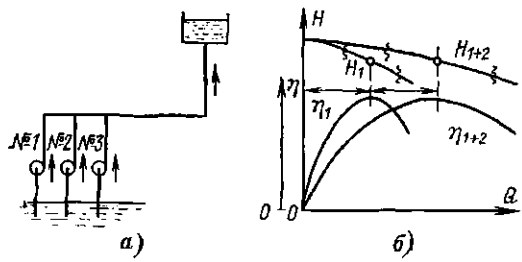


Рис. 13-10. Параллельное соединение насосов.

H_{1+2} строится удвоением абсцисс (подач) одной характеристики. Аналогично деформируется линия к. п. д. η_{1+2}. Следует обратить внимание на то, что для двух насосов H_{1+2} рекомендуемая область использования расширяется по Q.

Рассмотрим, как будет изменяться фактический расход, подаваемый в трубопровод, при включении насосов на параллельную работу. Пусть дана характеристика сети $H_c = f(Q)$ (рис. 13-11, *а*). Все насосы одинаковы. Если работает один насос, то расход Q_1, если два — Q_{1+2} и три — Q_{1+2+3}. При построении суммарной характеристики группы производилось удвоение, утроение расхода одного насоса, но фактическая суммарная подача с учетом характеристики сети будет увеличиваться медленнее $Q_{1+2} < 2Q_1$. Это вполне понятно и объясняется кривизной характеристики сети. Очевидно, чем круче поднимается характеристика сети, т. е. чем больше потери, тем меньший эффект в части увеличения расхода будет давать параллельное подключение дополнительных насосов. Это важное свойство, и его всегда нужно учитывать.

Бывают случаи, когда при параллельном соединении вообще нельзя работать одним или двумя насосами, а надо включать бóльшую группу. Например, в условиях, показанных на рис. 13-11, *б*, только при параллельной работе трех насосов режимная точка по-

падает в рекомендуемую для использования область, а при работе двух насосов и тем более одного режимные точки лежат значительно правее рекомендуемой области, что неблагоприятно и по энергетическим (низкий к. п. д.) и по кавитационным условиям (быстро падает $H_{\text{п}}^{\text{доп}}$).

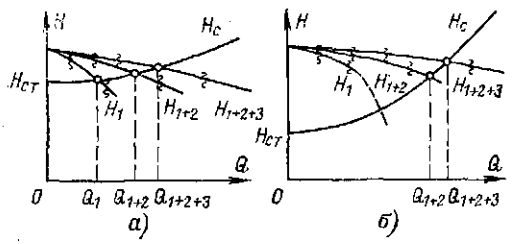


Рис. 13-11. Расход в сети при параллельной работе насосов.

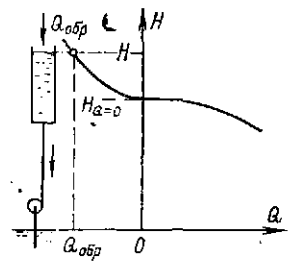


Рис. 13-12. Работа насоса в режиме противотока.

Рассмотрим случай, когда для параллельной работы подключаются разные насосы. Однако сначала разберем один частный вопрос.

Положим, что уровень в баке постепенно повышается (рис. 13-12). В этих условиях подача насоса снижается и $Q = 0$ при $H_{ст} = H_{Q=0}$. Дальше уровень в баке подниматься за счет действия насоса не будет. А если подавать воду в бак от другого источника, то уровень может подняться выше $H_{Q=0}$, но несмотря на то, что насос будет работать, вода через него будет двигаться в обратном направлении,— насос работает в режиме противотока.

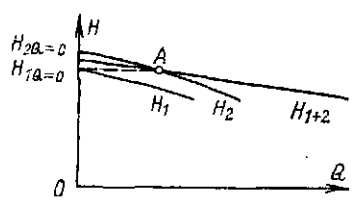


Рис. 13-13. Параллельная работа различных насосов.

Вернемся к поставленной задаче. Пусть, параллельно соединяются насосы с разными напорными характеристиками H_1 и H_2(рис. 13-13). Очевидно, для напоров $H < H_{1\,Q=0}$ суммарная характеристика H_{1+2} определится суммированием подач (абсцисс) каждого насоса при данном напоре. Но на участке $H > H_{1\,Q=0}$ (левее точки А) насос № 1 будет работать в режиме противотока. В результате суммарная кривая подачи пойдет левее H_2 (суммарная подача будет меньше подачи насоса № 2). Нецелесообразность работы в пределах этого участка двумя насосами совершенно очевидна, насос № 1 надо отключить.

Из приведенного рассмотрения следует практически важный вывод, что *на параллельную работу следует подключать только такие насосы, у которых развиваемые напоры близки* (размер или подача значения не имеют).

Средний к. п. д. группы параллельно работающих различных насосов находится исходя из соотношения, представляющего собой суммарную мощность каждого насоса и всей группы по (9-10):

$$\frac{\rho g H \sum\limits_{m} Q_i}{1000\eta_{ср}} = \sum_{m} \frac{\rho g H Q_i}{1000\eta_i},$$

в котором m — число работающих насосов.

Отсюда

$$\eta_{ср} = \frac{\sum\limits_{m} Q_i}{\sum\limits_{m} \frac{Q_i}{\eta_i}}. \qquad (13\text{-}4)$$

Если параллельно соединяются одинаковые насосы, то к. п. д. сохраняется, а подача $\sum\limits_{m} Q_i = mQ$, где m — число насосов.

13-4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

При последовательном соединении напорный патрубок первого насоса (первой ступени) соединяется с входным патрубком второго насоса (второй ступенью) и т. д., как показано на рис. 13-14. На основании данной схемы видно, что при последовательном соединении насосов *пропускаемые всеми насосами расходы равны, а напор равен сумме напоров каждого из насосов* (ступеней). Это правило позволяет построить характеристику всей группы последовательно соединенных насосов по характеристикам отдельных насосов.

На рис. 13-15 показаны характеристики двух насосов H_1, η_1 и H_2, η_2; дана линия общего напора H_{1+2} при их последовательном соединении. Соответственное значение к. п. д. $\eta_{ср}$ всей группы насосов может быть определено исходя из выражения мощности (9-10)

$$\frac{\rho g Q (H_1 + H_2)}{1000\eta_{ср}} = \frac{\rho g Q H_1}{1000\eta_1} + \frac{\rho g Q H_2}{1000\eta_2},$$

из которого следует, что

$$\eta_{ср} = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}. \qquad (13\text{-}5)$$

Если последовательно соединяется несколько одинаковых насосов, то к. п. д. сохраняется, а общий напор $H_m = mH$, где m — число насосов и H — напор насоса.

Последовательное соединение насосов используется в практике, когда требуется получить больший напор, чем может развить данный насос, или когда нужно иметь возможность изменять напор, развиваемый насосной установкой.

Однако нужно иметь в виду, что корпуса и другие части насосов рассчитаны на определенное давление. Обычно в каталогах в технических характеристиках насосов указывается предельное допустимое давление во

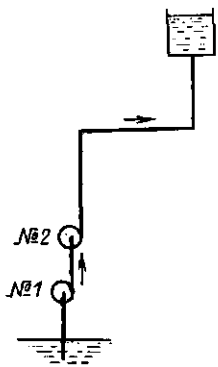


Рис. 13-14. Схема последовательного соединения насосов.

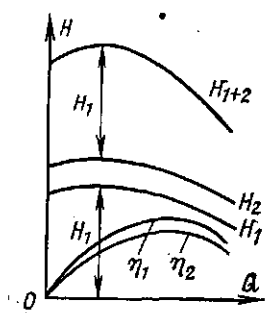


Рис. 13-15. Характеристики насосов при последовательном соединении.

входном патрубке, которое и ограничивает возможности последовательного соединения насосов.

Отметим, что для работы при последовательном соединении можно использовать насосы различного напора, но поскольку проходящий расход одинаков, то эти насосы должны иметь близкие по значениям расчетные подачи, т. е. их размеры должны быть близки.

ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

14-1. ЗАПУСК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Колесо насоса, вращающееся в воздухе, создает напор, равный H, м возд. ст. В пересчете на воду этот напор будет очень мал. Например, если по характеристикам $H = 24 \div 64$ м, то, поскольку плотность воздуха примерно в 800 раз меньше, чем воды, напор со-

ставит всего 0,04—0,08 м вод. ст. Таким образом, если корпус и всасывающая линия насоса заполнены воздухом, после включения электродвигателя насос будет способен поднять, «подсосать» воду во всасывающую линию всего на 4—8 см, а так как H_s обычно превышает это значение, то вода не заполнит корпус и рабочее колесо и не будет поступать в напорный патрубок. Насос не запустится. Отсюда следует чрезвычайно важный вывод: для того *чтобы лопастный насос при включении электродвигателя запустился и начал подавать жидкость в напорный патрубок, необходимо обеспечить заполнение жидкостью всей его всасывающей линии, камеры и рабочего колеса*. Все используемые способы запуска лопастных

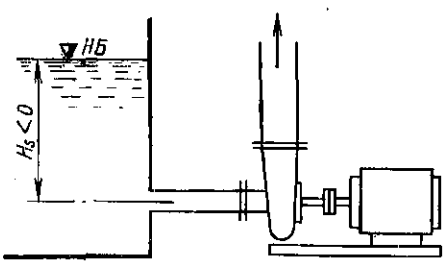


Рис. 14-1. Установка насоса с подпором.

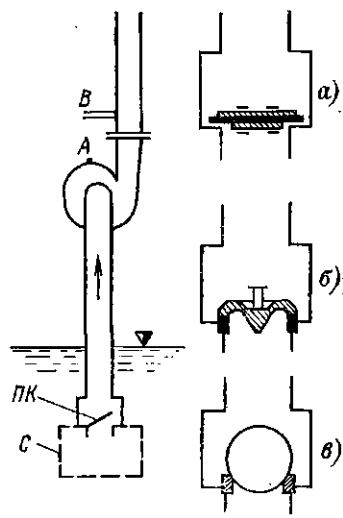


Рис. 14-2. Приемный клапан для заливки насоса.

насосов сводятся к осуществлению этого основного требования. Часто применяются следующие способы запуска.

1. Установка насоса с подпором, т. е. ниже уровня в нижнем бассейне *НБ* (в этом случае $H_s < 0$), как показано на рис. 11-8 или на схеме рис. 14-1. При этом всасывающая линия и камера рабочего колеса всегда заполнены водой и никаких операций перед запуском производить не нужно. Однако такая установка насоса не всегда возможна и, как правило, приводит к удорожанию сооружений. В осевых насосах она может диктоваться и кавитационными условиями, так как у них по (10-39) часто $H_s < 0$.

2. Заливка всасывающей линии и корпуса насоса водой перед запуском (рис. 14-2). На конце всасывающего трубопровода устанавливается приемный клапан *ПК*. Перед запуском воду заливают либо через напорный трубопровод (точка *B*), либо через отверстие в спирали (точка *A*). В мелких насосах, особенно при временной установке, например, в условиях строительства, часто насос заливают вруч-

ную, через воронку, установленную в отверстии A. При заливке важно обеспечить возможность выхода воздуха из всех точек всасывающей линии и корпуса (например, при заливке в точку B в точке A следует открыть кран и заливку производить до тех пор, пока из него не потечет вода). Если где-нибудь остаются «воздушные мешки», то и после заливки насос часто не запускается, т. е. не подает воду в напорный патрубок при включении двигателя. Иногда из-за этого приходится повторять операцию запуска несколько раз.

Успех запуска зависит и от того, насколько хорошо закрывается приемный клапан. Если протечки велики, то трудно обеспечить полное удаление воздуха из всасывающего тракта насоса, что затрудняет запуск, а иногда просто делает невозможным заливку насоса. Чтобы уменьшить вероятность засорения и повреждения клапана, перед ним ставится защитная сетка или перфорированный кожух C. Конструкция приемного клапана может быть различной. Простейшим является откидной клапан, металлический или из мягкой резины («хлопушка») (рис. 14-2, *а*), более сложными являются седловой (рис. 14-2, *б*) и шаровой (рис. 14-2, *в*).

Запуск путем предварительной заливки достаточно прост и широко используется для мелких насосов. Его недостатком является необходимость иметь приемный клапан, работающий в довольно тяжелых условиях и труднодоступный для осмотра и ремонта. Этот клапан создает добавочное сопротивление, что вызывает необходимость снижать высоту всасывания H_s. Все это приводит к тому, что для крупных насосов такой способ запуска оказывается нецелесообразным (считается приемлемым для установок с диаметром всасывающего трубопровода менее 200 мм).

3. Использование вакуум-насосов. Перед запуском насоса (рис. 14-3) задвижка $З$ на напорном трубопроводе закрывается, открывается вентиль B и включается вакуум-насос $ВН$, присоединенный к верхней точке спирали. По мере откачки воздуха вакуум в полости возрастает и вода поднимается вверх по всасывающей линии. Когда весь проточный тракт будет полностью заполнен водой, из вакуум-насоса $ВН$ вместо воздуха начнет выбрасываться вода. После этого можно включать электродвигатель и открывать задвижку $З$. Насос начнет работать и будет подавать воду в напорный трубопровод. Вентиль B закрывается и вакуум-насос $ВН$ отключается. Процесс запуска получается весьма простым, но требуется достаточная герметичность всей системы. Время запуска (заполнения) определяется объемом всасывающей линии и производительностью вакуум-насоса.

Для запуска насосов могут применяться только специальные вакуум-насосы, которые не боятся попадания в них воды. Наиболее широко для этой цели используются водокольцевые вакуум-насосы и эжекторы.

Водокольцевой вакуум-насос (рис. 14-4) состоит из цилиндрического корпуса *1* с плоскими боковыми стенками, в котором эксцентрично помещен вращающийся барабан *2* с лопатками *3*. Высота барабана и лопаток почти равна высоте цилиндрического корпуса *1*, что обеспечивает минимальные зазоры по торцевым поверхностям. В боковой стенке имеются две канавки — прорези (на чертеже показаны черным), сообщающиеся с трубками *4* и *5*.

Перед запуском вакуум-насоса в его корпус заливают немного воды. Когда барабан *2* вращается, лопатки захватывают воду и под действием центробежной силы она вращается; внутренний радиус кольца вращения определяется положением канавок.

Принцип работы вакуум-насоса следующий. Благодаря эксцентричному

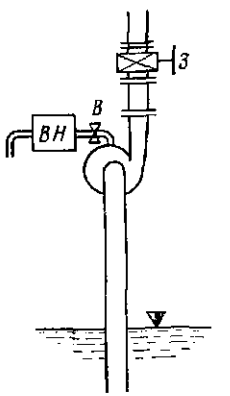


Рис. 14-3. Установка с вакуум-насосом для запуска.

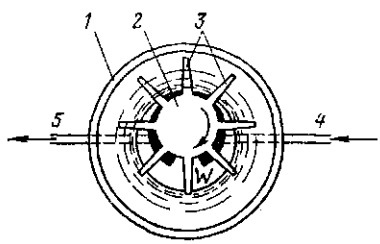


Рис. 14-4. Принципиальная схема водокольцевого вакуум-насоса.

положению барабана *2* с лопатками *3* в цилиндрическом корпусе при их вращении объем *W* замкнутой полости, ограниченной стенками лопаток и поверхностью воды, изменяется: вверху, где лопатки максимально утоплены в водяное кольцо, он минимальный, внизу, где лопатки больше всего выходят из воды, он максимальный. При движении по стрелке, пока полость *W* движется вдоль прорези трубки *4*, объем ее увеличивается и она заполняется воздухом. Далее при движении вдоль прорези трубки *5* объем полости *W* уменьшается, давление воздуха возрастает и он выбрасывается в трубку *5*. Таким образом, водокольцевой вакуум-насос работает на принципе объемного насоса.

Водокольцевой вакуум-насос очень прост, не имеет клапанов и создает вакуум, достаточный для подъема воды до 8—9 м, для него не опасно, если во всасывающую трубку *4* будет попадать вода, т. е. он вполне пригоден для запуска лопастных насосов. Единственным его недостатком является то, что он может работать только на чистой воде, не содержащей абразивных включений (пе-

сок), причем это касается и перекачиваемой насосом воды, так как при запуске она неизбежно попадает в вакуум-насос.

ГОСТ 10889-64 предусматривается выпуск водокольцевых вакуум-насосов ВВН номинальной подачей от 0,75 до 50 м³/мин воздуха, мощностью от 2 до 85 кВт.

Струйный насос (эжектор), схема которого показана на рис. 9-10, может использоваться и для создания вакуума, необходимого для заполнения водой всасывающего трубопровода и камеры рабочего колеса. При подаче к соплу воды с достаточным напором (более 20—30 м) выбрасываемая струя увлекает с собой воздух из подводящей камеры и действует как вакуум-насос.

Легко видеть, что эжектор чрезвычайно удобен для запуска лопастных насосов. Он не имеет движущихся частей, не боится попадания воды в приемную камеру и частиц песка. Это особенно важно для грунтовых насосов (землесосов) и для обычных насосных установок, которыми перекачивается засоренная вода.

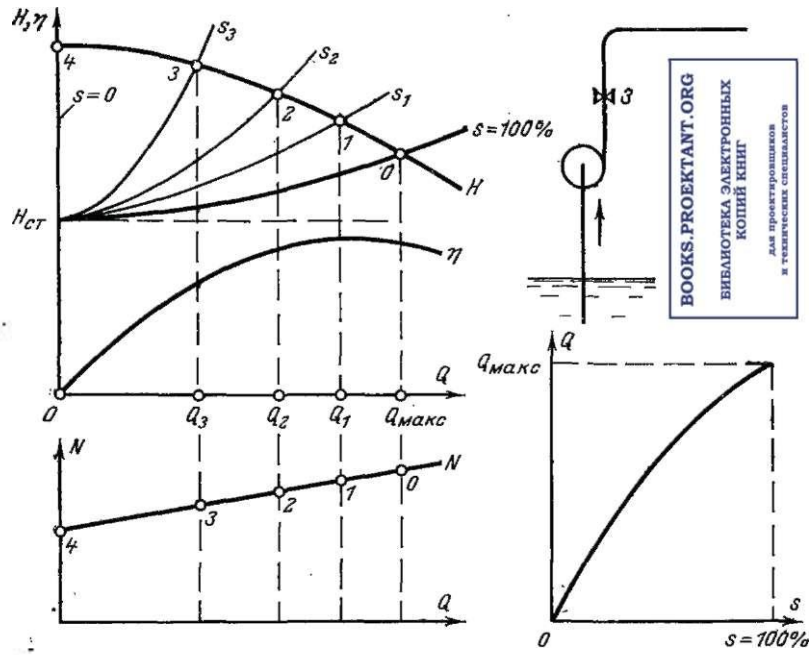
Кроме рассмотренных вопросов, касающихся заполнения всасывающего трубопровода и рабочего колеса, для выбора способа запуска насоса важно установить допустимость пуска на закрытую задвижку (например, рис. 14-4). При этом решающее значение имеет форма кривой изменения мощности. Как следует из рис. 12-4, у насосов низкой и средней быстроходности с увеличением подачи от нуля мощность возрастает. Для таких насосов вполне допустим пуск на закрытую задвижку или закрытый обратный клапан, установленные на напорном трубопроводе. У быстроходных осевых или диагональных насосов при $Q = 0$ мощность может значительно превосходить требуемую для рабочего режима. Кроме того, на напорной характеристике этих насосов имеется перелом, в пределах которого насос работает нестабильно. В связи с отмеченными особенностями такие насосы, как правило, запускаются при опорожненном трубопроводе и в начальный момент напор $H_{c0} = 0$. По мере увеличения частоты вращения и заполнения трубопровода напор возрастает до требуемого, после чего открывается затвор или включается сифонный водовыпуск на верховой части водовода. Таким образом, пуск осевых и диагональных насосов имеет специфические трудности.

14-2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Насос или группа насосов подбираются обычно по максимальной требуемой подаче. Однако в условиях эксплуатации часто оказывается необходимым иметь возможность подавать в напорную линию и меньший расход, т. е. изменять, регулировать подачу насоса в довольно широких пределах. Как известно, фактическая подача определяется точкой пересечения напорно-расходной характеристики насоса с характеристикой сети (см. рис. 13-2, 13-11).

Следовательно, изменить подачу можно либо за счет изменения характеристики насоса, либо — сети. В практике используется несколько способов регулирования подачи.

1. Регулирование задвижкой или способ дросселирования — один из наиболее широко используемых способов регулирования подачи лопастных насосов. Состоит



BOOKS.PROEKTANT.ORG
БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ
для проектировщиков и технических специалистов

Рис. 14-5. Регулирование подачи задвижкой (дросселированием).

он в том, что, уменьшая открытие задвижки, установленной на напорной линии, создают дополнительное сопротивление и за счет этого изменяют характеристику сети. С учетом этого, входящий в формулу (13-1) коэффициент $K_с$ можно представить суммой $K_с = K_{тр} + K_{задв}$, где $K_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах, а $K_{задв}$ — дополнительные потери, создаваемые задвижкой. Тогда характеристика сети определится формулой

$$H_с = H_{ст} + K_{тр}Q^2 + K_{задв}Q^2. \qquad (14\text{-}1)$$

Величина $K_{задв}$ растет с уменьшением открытия. Изменение характеристики сети и подачи насоса с изменением открытия задвижки s в процентах можно проследить по точкам *0* — *4* на рис. 14-5. Здесь же дана кривая $Q_ф = f(s)$ фактического расхода в напорном трубопроводе в функции от открытия задвижки s. Как видно, *изме-*

няя открытие задвижки, можно плавно регулировать расход в диапазоне от $Q_{макс}$ до нуля.

Регулирование расхода задвижкой — дросселированием чрезвычайно просто. К недостаткам этого способа относится повышенная затрата энергии, в основном на преодоление дополнительного сопротивления $K_{задв}Q^2$.

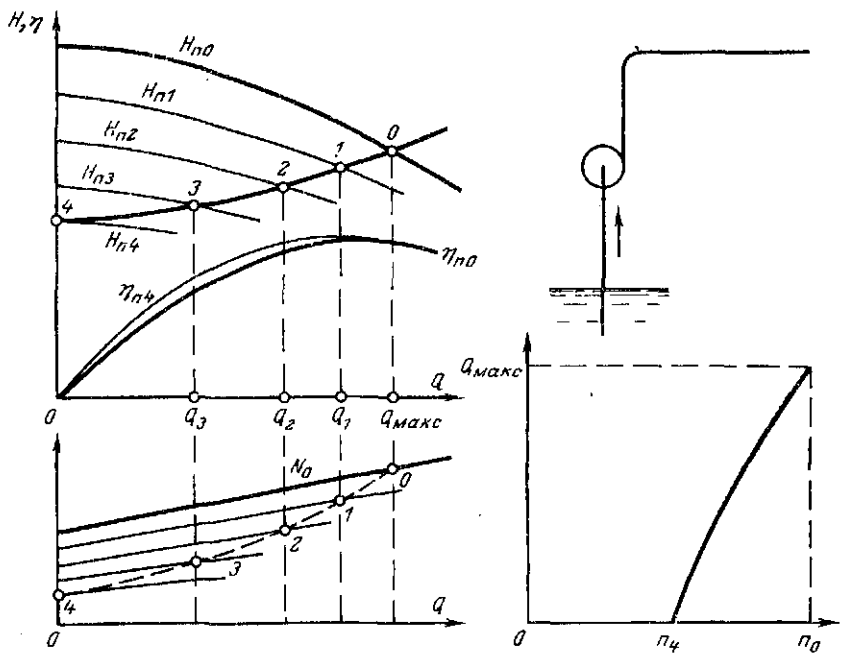


Рис. 14-6. Регулирование подачи изменением частоты вращения насоса.

2. Регулирование изменением частоты вращения насоса. Если при некоторой расчетной частоте вращения n_0 характеристика насоса $H_{п0}$, подача $Q_{макс}$, то уменьшение частоты вращения до $0{,}9\,n_0$, $0{,}8n_0$ и т. д. приведет к снижению характеристик согласно (10-25) и (10-26) и уменьшению подачи (рис. 14-6). *В результате плавное изменение частоты вращения позволяет плавно изменять расход $Q = f(n)$ в широком диапазоне.*

Практическое осуществление этого весьма эффективного способа регулирования подачи встречает большие трудности, поскольку наиболее широко используемый в качестве привода асинхронный электродвигатель работает практически с постоянной частотой вращения. Существующие способы изменения частоты вращения асин-

хронных электродвигателей, основанные на изменении частоты электрического тока или использующие принцип повышенного скольжения, пока не получили широкого распространения.

Имеется возможность изменять частоту вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя путем установки между насосом и двигателем гидравлической или электромагнитной регулируемой муфты скольжения. Однако это также вызывает усложнение и удорожание установки; кроме того, в муфтах имеются и дополнительные потери энергии.

Сопоставить энергетические показатели обоих способов регулирования подачи можно путем сравнения мощности при дросселировании (рис. 14-5) и изменении частоты вращения (рис. 14-6). В первом случае мощность изменяется по линии N, а во втором она снижается с уменьшением Q гораздо быстрее за счет смещения линии N по (10-27), точки $0 - 4$.

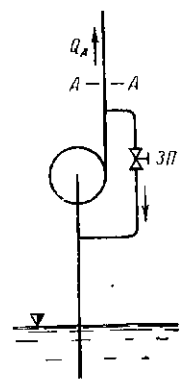


Рис. 14-7. Регулирование подачи перепуском.

3. Регулирование перепуском (рис. 14-7) осуществляется изменением открытия задвижки $ЗП$, установленной на обводном трубопроводе, соединяющем напорный трубопровод с всасывающим. С увеличением открытия этой задвижки расход Q_A, поступающий в напорный трубопровод, уменьшается. Такой способ регулирования может быть целесообразным по энергетическим показателям только для быстроходных насосов, у которых с увеличением подачи мощность снижается. Нужно, однако, учитывать, что с открытием задвижки $ЗП$ фактическая подача насоса возрастает и он попадает в режимы с худшими кавитационными показателями. Регулирование подачи перепуском используется редко, иногда при пусках быстроходных насосов.

4. Регулирование изменением угла установки лопастей рабочего колеса может осуществляться только в осевых и диагональных поворотно-лопастных насосах, имеющих механизм, обеспечивающий возможность изменять угол лопастей на ходу. Этот способ регулирования, как видно из характеристики, например, на рис. 12-2, позволяет плавно изменять расход, но в ограниченном диапазоне.

5. Регулирование путем изменения числа работающих насосов. При параллельном соединении нескольких насосов подаваемый расход можно регулировать изменением числа работающих насосов (у остановленных насосов задвижки на напорных линиях должны быть закрыты). Как будет при этом изменяться расход, можно проследить по рис. 13-11. Такой способ регулирования удобен, но дает только скачкообраз-

ное изменение подаваемого расхода. Правда, его можно использовать в комбинации с дросселированием, что позволит получить лучшие энергетические показатели.

14-3. УСТАНОВКА ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

В процессе проектирования насосных установок и станций, даже при решении вопросов о временных насосных установках, необходимо учитывать ряд требований, от выполнения которых зависит надежность их работы. Прежде всего это относится к выбору типоразмера насосов и их числа, который должен производиться в соответствии с необходимыми расходами и напорами, причем особое внимание должно быть обращено на правильный учет гидравлических потерь.

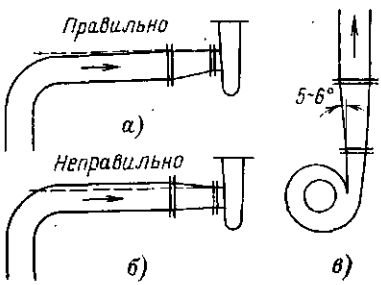


Рис. 14-8. Прокладка всасывающего трубопровода и присоединение к насосу напорного.

Большое значение имеет выбор высоты установки насоса относительно уровня воды в низовом бассейне, т. е. H_s, определяемой по формулам (10-32) или (10-39). Значения $H_в^{доп}$ и $\Delta h_{доп}$ находятся по характеристике насоса, причем учитывается наиболее неблагоприятный режим.

Из приведенных формул видно, что H_s зависит от потерь во всасывающей линии $h_{вс}$. В связи с этим с целью увеличения H_s и снижения опасности возникновения кавитации следует всегда по возможности уменьшать потери во всасывающем трубопроводе. Для этого длина трубопровода должна быть минимальной (что облегчит запуск насоса, поскольку уменьшит объем заливаемой воды или отсасываемого воздуха), скорость во всасывающем трубопроводе несколько меньшей, чем в напорном, т. е. диаметр несколько больший. Нужно избегать лишних поворотов всасывающего трубопровода, чтобы не создавать дополнительных местных потерь. Если устанавливается приемный клапан для заливки насоса (см. рис. 14-2), то при определении $h_{вс}$ учитываются гидравлические потери и в самом клапане и в решетке. Размер клапана должен быть больше, чем размер трубопровода.

Надежность работы и легкость запуска насоса в значительной мере зависят от качества прокладки всасывающего трубопровода. Прежде всего необходимо, чтобы всасывающий трубопровод был полностью герметичным, так как при работе в нем создается довольно глубокий вакуум и через неплотности в стыках будет всасываться воздух, который не только вызывает снижение подачи, но

может привести и к срыву вакуума, т. е. к полному прекращению подачи в напорный трубопровод.

Форма и прокладка всасывающего трубопровода должны быть такими, чтобы в нем не могли создаваться «воздушные мешки». Для этого конфузор и всасывающий трубопровод должны быть выполнены так, как показано на рис. 14-8, *а*. Если же его сделать по рис. 14-8, *б*, то при заливке в верхней части останется воздушная полость, которая, когда рабочее колесо начнет вращаться, расширится, перекроет все сечение и не даст возможности запустить насос; при запуске с помощью вакуум-насоса будет происходить скапливание воздуха, выделяющегося из воды в процессе работы, что также может привести к «срыву» и прекращению подачи.

Напорный трубопровод на работу насоса влияет значительно меньше. Но поскольку фактическая подача зависит от размера потерь, диаметр напорного трубопровода должен подбираться соответствующим образом. Средняя скорость в напорном патрубке насосов достигает 6—7 м/с, а в напорных трубопроводах она обычно составляет 2—3 м/с. С целью снижения потерь рекомендуется у напорного патрубка ставить конический диффузор с центральным углом 10—12° (рис. 14-8, *в*).

14-4. КАВИТАЦИОННЫЙ И АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС НАСОСОВ

Лопастные насосы являются весьма долговечными машинами и при нормальных условиях эксплуатации могут работать более 20—30 лет. Однако в практике нередко встречаются случаи, когда насос изнашивается значительно быстрее и через каждые 1—2 года приходится производить его капитальный ремонт. Такой износ обычно вызывается кавитацией и абразивным воздействием твердых примесей, содержащихся в перекачиваемой жидкости, или совместным их действием.

Хотя при установке насоса принимаемая высота всасывания находится из условия отсутствия кавитации, при длительной работе иногда обнаруживается довольно интенсивный кавитационный износ, который может являться следствием двух групп факторов: вызываемых условиями эксплуатации и связанных с качеством насоса.

К эксплуатационным относятся все причины, в результате которых фактический вакуум во всасывающем патрубке (9-4) больше или фактический кавитационный запас (10-34) меньше, чем допускаемые. Обычно это объясняется повышенными гидравлическими потерями во всасывающем трубопроводе по сравнению с расчетными значениями (частичное засорение приемной сетки, увеличенное сопротивление клапана, местные нарушения всасывающей линии) или тем, что фактическое значение H_s больше допустимого (например, уровень в нижнем бассейне стоит ниже, чем

предполагалось). Обнаружить эти факторы легко путем измерения вакуума во всасывающем патрубке насоса и сравнения его с допускаемым по характеристике для того же расхода.

Причины кавитации, связанные с качеством насоса, проявляются в том, что паспортные его кавитационные характеристики ($H_в^{доп}$, $\Delta h_{доп}$) не обеспечивают отсутствия кавитации. Как известно, критические значения $H_в$ и Δh определяются в результате стендовых испытаний при развитой кавитации и устанавливаются точкой срыва (см. рис. 10-10). Но в отдельных местах кавитация мо-

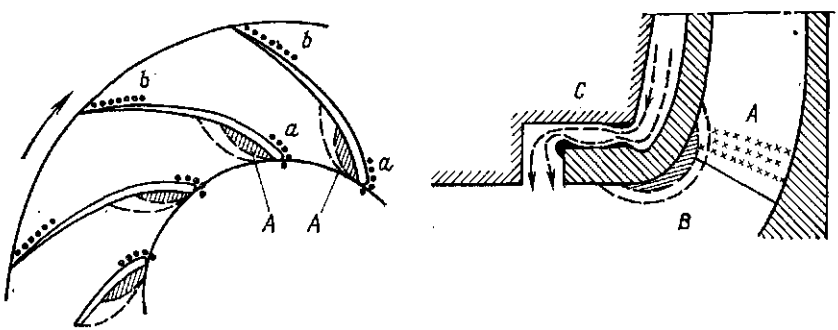


Рис. 14-9. Места наиболее интенсивного износа центробежных насосов. *A, B, C* — кавитационного; *a, b* — абразивного.

жет зарождаться раньше и, не проявляясь на изменении к. п. д. и других показателях насоса, может вызывать ускоренный местный износ. Повышенная кавитационная эрозия может вызываться и отдельными дефектами изготовления или монтажа (неровности, перекосы, увеличенные зазоры и пр.).

Опасными по условиям кавитационного износа являются области, где возникает наиболее глубокий вакуум.

В центробежных насосах (рис. 14-9) — это входные участки лопастей рабочего колеса с тыльной стороны *A*, внутренняя поверхность входного обода *B* и зазор уплотняющей кромки *C*. В зазоре развивается особая форма кавитации, так называемая щелевая, вызываемая местными отжимами потока, где создается дополнительное понижение давления.

В осевых насосах (рис. 14-10) кавитационные разрушения возникают на входном участке лопастей рабочего колеса с тыльной стороны *A*, на концах пера лопасти *B*, на нижней части поверхности сферической камеры рабочего колеса *C*, на торцах лопастей (щелевая кавитация) *D* и на поверхности втулки *E*. Для снижения интенсивности щелевой кавитации рекомендуется округлять тор-

цевые кромки лопасти (деталь *II*) или устраивать концевое ребро (деталь *I*).

Если перекачиваемая насосом жидкость (вода) содержит твердые частицы, то они оказывают а б р а з и в н о е (изнашивающее) в о з д е й с т в и е на элементы насоса. Механизм абразивного износа был рассмотрен в § 8-3. Величина абразивного износа, как видно из приведенных там же формул (8-2) и (8-3), в основном зависит от содержания в воде наносов, относительной скорости в насосе и показателя абразивной изнашиваемости материала.

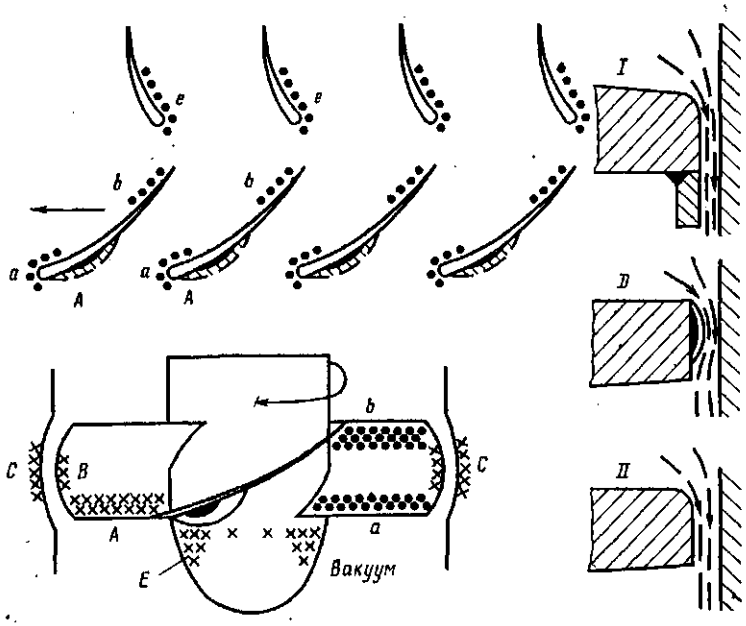


Рис. 14-10. Места наиболее интенсивного износа осевых насосов. *A, B, C, D, E* — кавитационного; *a, b, e* — абразивного.

Как показывает опыт эксплуатации, в центробежных насосах (рис. 14-9) наиболее интенсивному абразивному износу подвергаются лопасти рабочего колеса у входной кромки *a* и на выходном участке *b* с рабочей стороны. Попадание твердых частиц приводит к быстрому износу (разработке) уплотняющих зазоров. В осевых насосах (рис. 14-10) наиболее интенсивному абразивному износу подвергаются входные кромки *a* и выходные участки *b* лопастей рабочего колеса с рабочей стороны, а также лопатки выправляющего аппарата *e*.

Переносимые с жидкостью твердые частицы вызывают еще одну форму абразивного износа: попадая в сальники и подшипники,

они приводят к ускоренному местному истиранию вала. С целью облегчения ремонта часто в этих местах на вал надевается втулка (рубашка), которую можно менять. С этой же целью у насосов предусматриваются сменные уплотняющие кольца (см. рис. 11-1, 11-5).

Кавитационный износ насосов можно уменьшить различными средствами. Прежде всего это эксплуатационные возможности, которые сводятся к тому, чтобы снизить до минимума время работы в кавитационно опасных режимах, по возможности увеличить фактический кавитационный запас (снизить вакуум во всасывающем патрубке). Это можно сделать уменьшением H_s, сокращением потерь во всасывающем трубопроводе.

Большое значение имеет материал, из которого изготовлены рабочие органы: наименее стоек чугун, лучше всего противостоит кавитационному износу нержавеющая сталь, очень хорошую кавитационную и абразивную стойкость имеют некоторые пластмассы и резина.

Эти материалы могут использоваться для защиты стальных элементов. Предложен ряд способов нанесения защитных покрытий из полимерных материалов: либо в форме шпатлевки, которая наносится слоем в несколько миллиметров, либо в форме окраски. Основная трудность состоит в обеспечении прочного скрепления (адгезии) покрытия с металлом. Это зависит и от состава покрытия и от способа его нанесения и от качества чистоты подготовки поверхности. В случае достаточно высокого содержания абразивных частиц в воде следует применять специальные песковые или грунтовые насосы.

14-5. НЕУСТОЙЧИВАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Для нормальной эксплуатации насосов и насосных установок требуется обеспечить устойчивую работу системы насос — трубопроводы. Это значит, что после случайных возмущений, которые могут вызываться различными причинами (временное изменение потребляемого расхода, сопротивления и пр.), режим должен возвращаться к исходному.

Рассмотрим работу, например, насоса и трубопровода при неизменном значении статического напора (вода подается в большой водоем) и проверим, будет ли устойчив режим P, определяющий фактическую подачу $Q_ф$ (рис. 14-11, *а*). Создадим временное увеличение расхода на ΔQ. При этом H_c возрастет, напор насоса H снизится, создастся разность напоров ΔH, направленная против движения воды, которая будет уменьшать ее скорость и расход и воздействовать на возвращение режима в исходную точку P, как показано стрелками. Если расход временно снизить на ΔQ, то ΔH будет направлен по движению жидкости, что приведет к увеличению скорости и расхода, т. е. к возврату к исходной точке P, как пока-

зано стрелками. Из проведенного анализа видно, что *режим Р, определяющий фактическую подачу по рис. 14-11, а, является устойчивым.*

Рассмотрим теперь для тех же условий быстроходный насос, характеристика которого имеет перегиб (см. рис. 12-4), и проверим устойчивость режима P, показанного на рис. 14-11, *б*. Увеличим

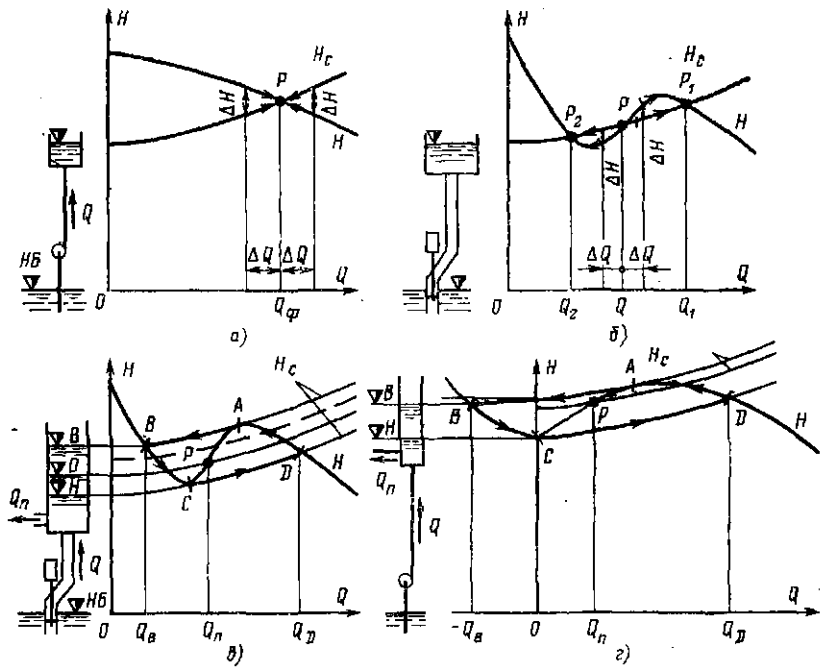


Рис. 14-11. Устойчивые и неустойчивые режимы работы насосов.

расход на ΔQ. При этом развиваемый насосом напор H возрастет больше, чем H_c, создавшийся перепад ΔH будет направлен по течению жидкости и вызовет еще большее увеличение скорости и расхода. Режим не будет возвращаться к исходному, и, как показано стрелками, будет отклоняться от него до тех пор, пока не достигнет точки P_1 пересечения кривых H и H_c. Если уменьшить расход на ΔQ, то создавшийся перепад ΔH будет направлен против движения жидкости, это вызовет дальнейшее уменьшение скорости и расхода, т. е. приведет к смещению режима в точку P_2. Проведенный анализ показывает, что *режим Р на рис. 14-11, б неустойчив и самопроизвольно смещается либо в* P_1, *либо в* P_2.

Из анализа устанавливается также и критерий устойчивости, который связан с наклоном касательных к кривым H и H_c. *Режим*

будет устойчив при условии, что в данной точке пересечения характеристик насоса H и $H_с$ сети соблюдается условие

$$\frac{\partial H}{\partial Q} < \frac{\partial H_с}{\partial Q}. \qquad (14\text{-}2)$$

Рассмотрим более сложный случай, когда система обладает еще и емкостью (рис. 14-11, *в*). Тогда из верхнего резервуара забирается постоянный расход $Q_п$, а уровень в резервуаре и статический напор могут изменяться в зависимости от соотношения между подачей насоса Q и расходом $Q_п$.

Пусть расход $Q_п$ попадает в зону перегиба характеристики (точка P). Положим, расход немного увеличился. Это приведет к рост уровня в резервуаре и к подъему линии $H_с$, расход увеличится еще более, а это в свою очередь приведет к дальнейшему росту уровня в резервуаре. Так будет продолжаться до тех пор, пока характеристика $H_с$ не достигнет точки A. Здесь расход $Q > Q_п$ и уровень в резервуаре продолжает расти, кривая $H_с$ поднимается, но отрывается от характеристики насоса и режим перескакивает из A в B, где подача насоса $Q < Q_п$. Теперь уровень в резервуаре понижается и режимная точка движется по характеристике насоса, пока не достигнет точки C. Здесь опять происходит срыв режима и он переходит в точку D, в которой $Q > Q_п$, что вызывает рост уровня в резервуаре и движение режимной точки от D к A. После этого процесс будет повторяться. Таким образом режимная точка непрерывно движется по замкнутой кривой $ABCD$, охватывающей точку P, уровень в резервуаре от ∇H до ∇B, а подачу от $Q_в$ до Q_D.

Это чрезвычайно интересное явление, которое называют п о м п а ж е м, представляет собой одну из форм автоколебаний, крайне неблагоприятных для работы насоса и всей системы.

Помпаж может возникать и в установках с центробежными насосами. Положим, имеется система, показанная на рис. 14-11, *г*, причем потребляемый расход $Q_п$ таков, что режимная точка P лежит на восходящей части характеристики насоса H. Эта точка неустойчива, так как здесь $\partial H/\partial Q > \partial H_с/\partial Q$, т. е. условие (14-2) не удовлетворяется. Положим, режим смещается вправо, что сопровождается увеличением подачи насоса Q и ростом уровня в резервуаре. Линия $H_с$ поднимается, достигает точки A, после чего происходит срыв режима и переход его в точку B, расположенную в левом квадранте характеристики (см. рис. 13-12). Теперь расход Q идет через насос в обратную сторону и уровень в резервуаре быстро падает. Режимная точка смещается от B к C. Здесь опять происходит изменение режима с C на D, после чего уровень в резервуаре растет, что приводит к смещению режима от D к A. Далее процесс повторяется. Создается автоколебательный процесс, при котором подача насоса изменяется от Q_B до Q_D, а уровень в резервуаре от B до H.

Период колебаний при помпаже зависит от характеристик, напора H, H_c и площади резервуара.

Чтобы избежать явления помпажа, нежелательно работать на восходящей части характеристики насоса, где $\partial H/\partial Q > 0$. Эту область иногда называют неустойчивой, хотя, если условие (14-2) удовлетворяется во всех точках характеристики, система и здесь будет работать устойчиво.

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

15-1. ГРУНТОВЫЕ НАСОСЫ

Грунтовые насосы предназначены для перекачки пульпы — смеси воды с грунтом (раньше их называли «землесосы»). Они используются для разработки карьеров и котлованов (гидротехническое строительство, горное дело), транспорта грунта и полезных ископаемых (руда, уголь), дноуглубления (водный транспорт), золоудаления на тепловых электростанциях и др.

Особенности конструкции грунтовых насосов определяются наличием большого количества твердых частиц в перекачиваемой воде, что создает чрезвычайно интенсивное абразивное воздействие, и необходимостью обеспечить пропуск довольно крупных включений (галька, камни), которые попадают с грунтом (дополнительно — см. [53]).

Номенклатура грунтовых насосов согласно ГОСТ 9075-75 предусматривает выпуск насосов с «нормальным» проходным сечением — тип Гр и с «увеличенным» проходным сечением — тип Гру. Кроме того, выпускается несколько типов грунтовых насосов для различных условий работы по интенсивности абразивного воздействия: легкие, однокорпусные — индекс Л, легкие (средние) с футеровкой из резины — индекс Р или из корунда на бакелитовой основе — индекс К и тяжелые двухкорпусные с защитной футеровкой из износоустойчивой стали — индекс Т.

Марка грунтового насоса включает буквенное обозначение типа, размер (диаметр входного патрубка, деленный на 25) и значение коэффициента быстроходности $0{,}1n_s$. Например, 10ГруЛ-8 — грунтовой насос с увеличенным проходным сечением для легкого режима, диаметр входного патрубка $25 \times 10 = 250$ мм, коэффициент быстроходности $n_s = 80$.

Грунтовой насос типа Гру для легкого режима показан на рис. 15-1. Общая его компоновка аналогична обычному консольному насосу (см. рис. 11-1) и особенности конструкции целиком определяются специфическими требованиями. Рабочее колесо *1* имеет относительно большую ширину b и только 3—4 лопасти, что дик-

туется необходимостью обеспечить достаточное проходное сечение. Массивный корпус *2* образует просторную, приемную камеру с почти постоянным проходным сечением, переходящую в напорный патрубок *НП*. К корпусу крепится крышка *3* с входным патрубком ВП, а сам корпус *2* через плиту *4* скреплен со станиной *5*. И корпус и станина анкерными болтами укрепляются на фундаменте. Между рабочим колесом и деталями корпуса установлены защитные диски

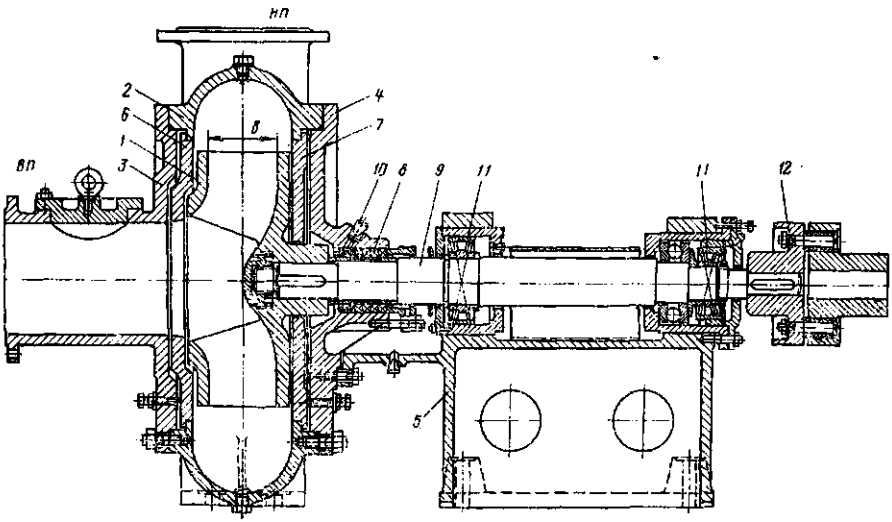


Рис. 15-1. Грунтовой насос типа ГруЛ.

6 и *7*, изготовленные из износоустойчивой стали. В месте расположения сальника *8* на вал *9* надета защитная втулка, которая заменяется при износе. Для уменьшения количества твердых частиц, попадающих в полость между вращающимися и неподвижными деталями через штуцер *10* подводится чистая вода с давлением 0,05—0,1 МПа (0,5—1 кгс/см²). Вал укреплен на роликовых подшипниках *11* и имеет шариковый упорный подшипник, воспринимающий осевое усилие (осевое усилие рабочего колеса не уравновешено). С помощью упругой муфты *12* вал насоса соединяется с валом электродвигателя.

Грунтовой насос типа ГруТ, рассчитанный на тяжелый режим работы (рис. 15-2), отличается более надежной защитой за счет применения двойного корпуса. Основные детали этого насоса те же, что и грунтового насоса легкого режима (рис. 15-1), но внутри несущего корпуса *2* вставлен дополнительный защитный корпус *13*, плотно сопрягающийся с защитными дисками *6* и *7*. Таким образом рабочее колесо *1* вращается в сплошной защитной оболочке,

изготовленной из износоустойчивой стали. Несмотря на защитные меры, рабочие части грунтовых насосов довольно быстро изнашиваются, особенно при тяжелых режимах работы, поэтому предусматривается возможность легкой разборки их и смены износившихся частей.

Номенклатура грунтовых насосов типов Гр и Гру (рис. 15-3) показывает, что она включает большое число типоразмеров с диа-

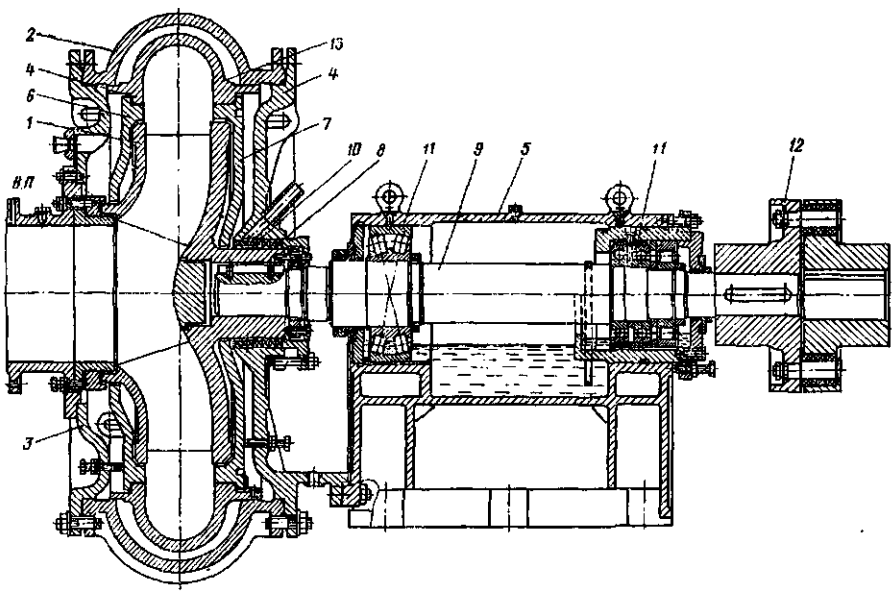


Рис. 15-2. Грунтовой насос типа ГруТ.

пазоном напоров от 10—15 м до 70—80 м и подачи от 3—5 до 4000 л/с. Следует иметь в виду, что в эксплуатации находятся грунтовые насосы, выпускаемые ранее, например типов НЗУ, Р и др. Одним из крупнейших является грунтовой насос типа 1000-80 с диаметром входного патрубка 854 мм и диаметром рабочего колеса 2310 мм, обеспечивающий подачу до 3,5 м³/с (мощность около 4500 кВт).

Для перекачивания гидросмесей, содержащих мелкие частицы (песок, раздробленная руда или шлак, мелкая зола и пр.), применяются песковые насосы (тип П), которые по конструкции похожи на насосы типа Гр легкого режима, но имеют меньшие размеры и легко разборный корпус. Номенклатура песковых насосов, предусмотренная ГОСТ 8388-64, показана на рис. 15-4. Как видно, это в основном мелкие насосы с диапазоном подачи от 5 до 400 л/с и напоров 15—50 м.

Характеристики грунтовых насосов всегда даются для чистой воды. В качестве примера на рис. 15-5 показана характеристика грунтового насоса 20ГрТ-8 с двумя диаметрами рабочего колеса

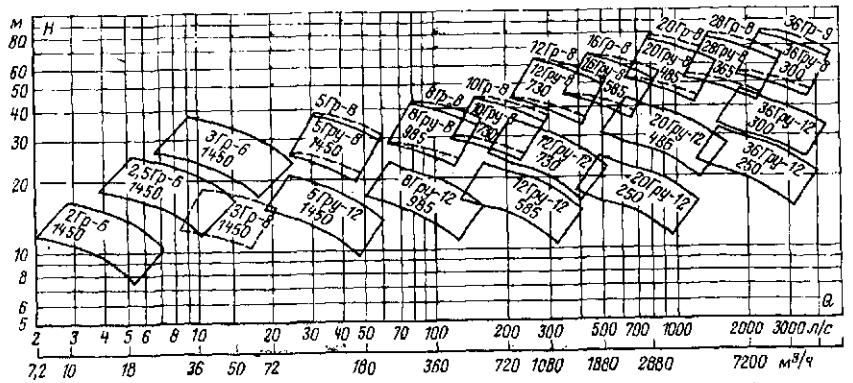


Рис. 15-3. Номенклатура грунтовых насосов Гр.

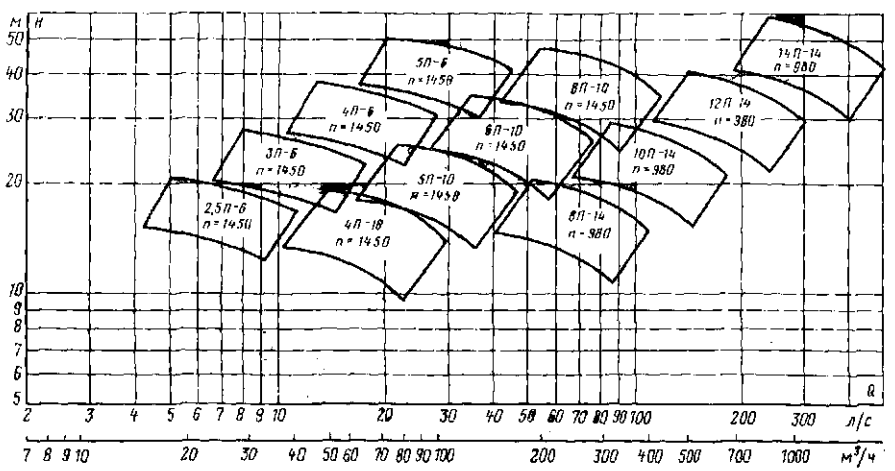


Рис. 15-4. Номенклатура песковых насосов П.

(«нормального» 1390 и обточенного 1250 мм). Даны линии напора H, мощности N, к. п. д. η и допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_в^{доп}$. Можно отметить, что, несмотря на значительные размеры, к. п. д. этого насоса довольно низок, лишь немного превышает 60%, что объясняется вынужденной, неблагоприятной по гидравлическим условиям формой проточного тракта.

Большое значение имеет пересчет параметров грунтового насоса на условия работы на пульпе. Средняя плотность пульпы $\rho_{ср.\,п}$ зависит от относительной объемной концентрации твердых фракций

$$\varepsilon_{тв} = \frac{W_{тв}}{W_п}, \qquad (15\text{-}1)$$

где $W_{тв}$ — объем всех содержащихся твердых частиц; $W_п$ — общий объем пульпы.

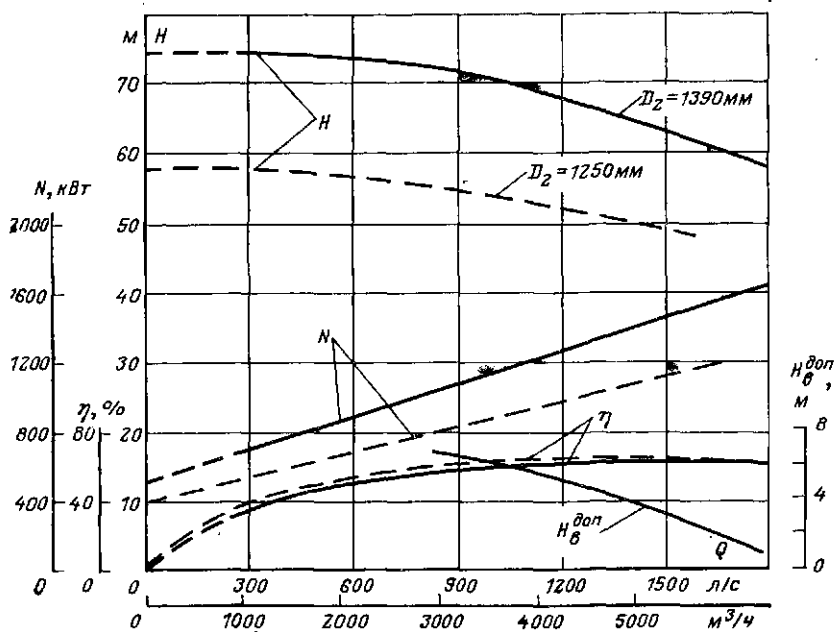


Рис. 15-5. Характеристика грунтового насоса 20ГрТ-8.

Поскольку плотность воды $\rho_в = 1$ т/м^3, то

$$\rho_{ср.\,п} = \varepsilon_{тв}(\rho_{тв} - 1) + 1. \qquad (15\text{-}2)$$

Здесь $\rho_{тв}$ — плотность твердых частиц, составляющая для грунта около 2,5 т/м^3.

Средняя плотность пульпы составляет $\rho_{ср.\,п} = 1{,}15 \div 1{,}20$ т/м^3 (предельное значение до 1,3 т/м^3).

При рассмотрении условий работы грунтовых насосов обычно пульпу считают тяжелой, однородной жидкостью. Тогда при переходе от воды к пульпе развиваемые давление $H_п$ и мощность $N_п$ должны изменяться пропорционально отношению $\rho_{ср.\,п}/\rho_в$, а подача пульпы $Q_п$ не изменяется. Но поскольку пульпа лишь условно

может рассматриваться как однородная жидкость, вводятся поправочные коэффициенты (подробнее — см. [53 и 58]):

$$\left.\begin{aligned} H_{\text{п}} &= k_{\text{к}} \frac{\rho_{\text{ср. п}}}{\rho_{\text{в}}} H; \\ Q_{\text{п}} &= Q; \\ N_{\text{п}} &= \frac{k_H}{k_\eta} \frac{\rho_{\text{ср. п}}}{\rho_{\text{в}}} N. \end{aligned}\right\} \qquad (15\text{-}3)$$

Здесь $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды; k_H и k_η — поправочные коэффициенты для напора и к. п. д. Природа этих коэффициентов состоит в том, что при наличии ускорения пульпы возникает дополнительное движение тяжелых твердых частиц относительно жидкости. Это приводит к изменению силового воздействия и создает дополнительные потери. В итоге напор снижается, а потери возрастают. Значения коэффициентов зависят от ряда факторов, но одним из основных является крупность. Для мелкого грунта $d < 3$ мм можно принимать $k_H = 1$ и $k_\eta = 1$, для крупных фракций гравия $k_H = 0{,}85$, $k_\eta = 0{,}95$.

Соответственно для пульпы перестраивается и характеристика сети $H_{\text{с. п}}$, м:

$$H_{\text{с. п}} = \frac{\rho_{\text{ср. п}}}{\rho_{\text{в}}} H_{\text{сд}} + h_{\text{п}}, \qquad (15\text{-}4)$$

где $H_{\text{ст}}$ — геометрический напор (разность отметок), м; $h_{\text{п}}$ — потери при движении пульпы по трубопроводу, м.

Фактическая подача определяется точкой пересечения смещенной по (15-3) характеристикой грунтового насоса со смещенной по (15-4) характеристикой сети.

Особое внимание нужно обратить на правильное определение допустимой высоты всасывания (геометрической) $H_s^{\text{доп}}$. На характеристиках грунтовых насосов дается линия $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$, полученная в результате испытаний на воде, т. е. при $\rho_{\text{в}} = 1$ т/м^3. Если ρ жидкости увеличивается, то динамическое понижение давления должно возрасти, а следовательно, допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{в. п}}^{\text{доп}}$ для пульпы должна снизиться.

При работе на воде в момент возникновения кавитации динамическое понижение давления в рабочем колесе относительно давления во входном патрубке составляет:

$$\Delta H_{\text{дин}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{в. п}}}{\rho g}.$$

Для нормального атмосферного давления и холодной воды можно принять:

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{в. п}}}{\rho g} \approx 10$$

и

$$\Delta H_{\text{дин}} = 10 - H_{\text{в}}^{\text{кр}}.$$

При работе на пульпе, если считать ее за тяжелую жидкость со средней плотностью $\rho_{ср.\,п}$, получим в м вод. ст.

$$\Delta H_{дин.\,п} = \frac{\rho_{ср.\,п}}{\rho_в}\left(10 - H_в^{кр}\right).$$

Отсюда, поскольку

$$H_в^{кр} = 10 - \Delta H_{дин},$$

получаем для пульпы в м вод. ст.

$$H_{в.\,п}^{кр} = 10 - \frac{\rho_{ср.\,п}}{\rho_в}\left(10 - H_в^{кр}\right).$$

Распространяя этот результат и на допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, получаем формулу пересчета (в м вод. ст.)

$$H_{в.\,п}^{доп} = 10 - \frac{\rho_{ср.\,п}}{\rho_в}\left(10 - H_в^{доп}\right). \quad (15\text{-}5)$$

При пересчете характеристики грунтового насоса на пульпу новая линия $H_{в.\,п}^{доп}$ строится по формуле (15-5).

Вакуумметрическая высота всасывания грунтового насоса в отличие от (9-4), кроме того, зависит и от заглубления всасывающего трубопровода под уровень $h_{загл}$ (рис. 15-6). Выражая $H_в$ в м вод. ст., получаем:

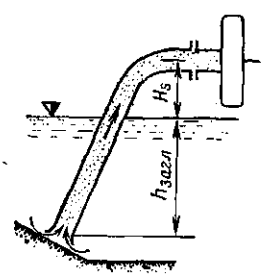


Рис. 15-6. Всасывающий трубопровод грунтового насоса.

$$H_в = \frac{\rho_{ср.\,п}}{\rho_в} H_s + h_{загл}\frac{\rho_{ср.\,п} - \rho_в}{\rho_в} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}. \quad (15\text{-}6)$$

Здесь $h_{вс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе, м вод. ст., включая перепад давления на входе, необходимый для всасывания грунта.

Допустимая высота всасывания $H^{доп}$ получается по (15-6)

$$H_s^{доп} = \frac{\rho_в}{\rho_{ср.\,п}}\left(H_{в.\,п}^{доп} - h_{загл}\frac{\rho_{ср.\,п} - \rho_в}{\rho_в} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс}\right). \quad (15\text{-}7)$$

Для исключения кавитации в насосе должно соблюдаться условие

$$H_s \leqslant H_s^{доп}. \quad (15\text{-}8)$$

Полученные результаты показывают, что в установках с грунтовыми насосами допустимая высота всасывания снижается особенно существенно, когда засасывание грунта производится с большой глубины. В связи с этим находят применение различные способы, позволяющие повысить давление во всасывающем трубопро-

воде. К ним относится установка специальных эжекторов на конце у грунтозаборного конца всасывающего трубопровода или впуск сжатого воздуха, т. е. применение принципа эрлифта. Эффективным способом предотвращения кавитации является погружная установка грунтового насоса ниже отметки поверхности воды.

15-2. ГЛУБИННЫЕ НАСОСЫ

Насосы, специально предназначенные для подачи воды из скважин или шахт, называемые скважинными, используются для водоснабжения, понижения уровня грунтовых вод, осушения котлованов, дренажных установок. Наибольшее распространение имеют две системы скважинных лопастных насосов: с трансмиссионным валом (раньше назывались артезианскими) и с погружным электродвигателем (более подробно — см. [47]).

Скважинные насосы с трансмиссионным валом представляют собой агрегаты, состоящие из трех основных частей (рис. 15-7, *а*): *I* — собственно насоса (центробежного, многоступенчатого), конструктивно выполненного таким образом, что его можно опустить в скважину, *II* — опорной части с электродвигателем, располагаемой на поверхности, и *III* — напорного трубопровода и трансмиссии — вала, проходящего внутри трубы и опирающегося на промежуточные направляющие подшипники. С помощью этого длинного вала осуществляется привод насоса. Сам насос вместе с приемной сеткой *IV* погружается под уровень воды в скважине.

На рис. 15-7, *б* дана конструкция трехступенчатого насоса. Секция состоит из центробежного рабочего колеса *1*, насаженного на вертикальный вал *2*, корпуса *3*, внутри которого имеется разделяющий обтекатель *4* с вкладышем, через который проходит вал. Между корпусом и обтекателем располагаются лопатки направляющего аппарата *5*, по форме похожие на приведенные на рис. 11-13, снижающие до нуля циркуляцию потока, создаваемую рабочим колесом. Эти лопатки являются одновременно распорками между корпусом *3* и обтекателем *4*. Секции между собой соединяются на болтах и шпильках.

Перед первой секцией укреплен входной конус *6*, в центре которого находится нижний направляющий подшипник. К конусу крепится входная сетка *7*.

Выше последней секции на фланцах крепятся звенья напорного трубопровода *8* длиной по 2—3,5 м. В верхней части каждой секции располагается направляющий подшипник *9* с водяной смазкой. Чтобы исключить попадание песка в подшипники, к ним подводится чистая вода по трубе *10*.

Основными элементами верхней опорной части (рис. 15-7, *в*) являются выходное колено, к которому снизу подходит последнее

звено напорного трубопровода, а в горизонтальном направлении может присоединяться отводящий напорный трубопровод, направляющий подшипник *11* и сальник *12* и очень мощный упорный подшипник *13* с масляной ванной *14*, который воспринимает вес всех

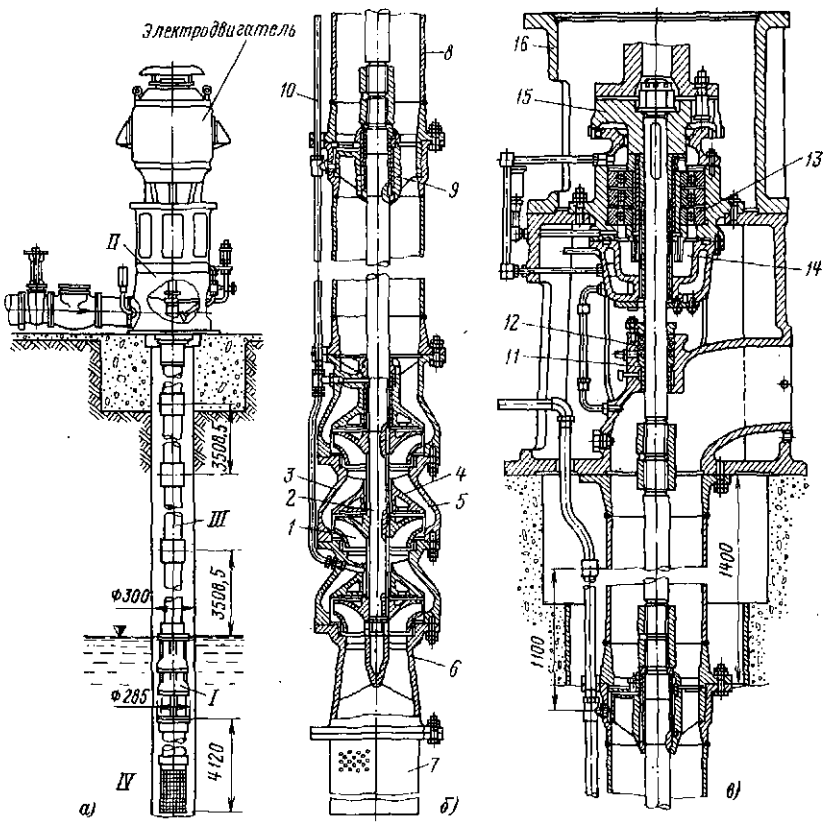


Рис. 15-7. Скважинный насос с трансмиссионным валом.

вращающихся частей насоса и суммарное гидравлическое осевое усилие. На верхнем конце вала укреплена муфта *15* для соединения с валом вертикального электродвигателя, который крепится к фланцу *16*.

Центробежные скважинные насосы с трансмиссионным валом типа ЦТВ предназначены для чистой холодной воды, содержащей не более 0,1% механических примесей. Предусматривается специальное изготовление насосов для агрессивной воды (индекс А) и для повышенной температуры (индекс Т). Характерным размером на-

соса является минимальный диаметр трубы, в которую он может быть опущен. Так, насос ЦТВ-8 может быть опущен в трубу диаметром 8 × 25 = 200 мм. Кроме того, в марке указывается часовая подача и напор. Например, насос ЦТВ-8-63-80А — диаметр 200 мм, подача 63 м³/ч, напор 80 м для агрессивной воды.

Из номенклатуры насосов типа ЦТВ (рис. 15-8) видно, что предусмотренные типоразмеры имеют диапазон подачи от 4 до 1250 м³/ч, напоров от 25 до 200 м, причем длина трансмиссионного вала должна быть не более 100 м (ГОСТ 14835-69).

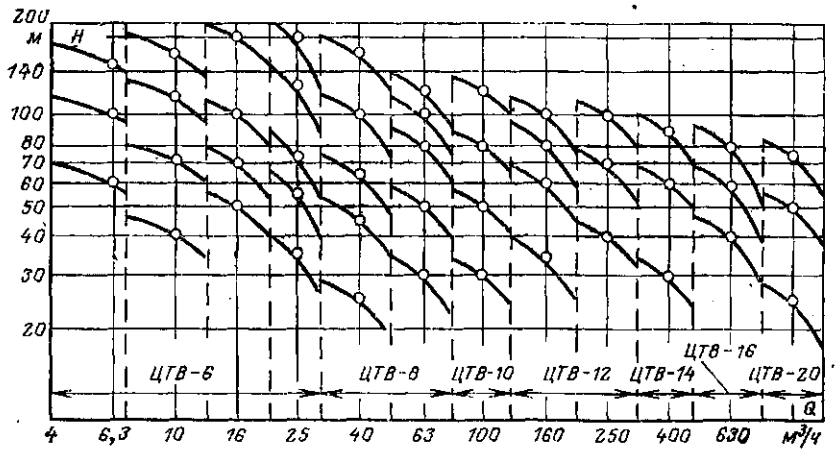


Рис. 15-8. Номенклатура скважинных насосов с трансмиссионным валом.

Скважинные насосы с трансмиссионным валом довольно сложны, требуют очень тщательного монтажа (недопустимы переломы оси трубы, перемещения и другие дефекты). Глубина установки должна точно определяться количеством стандартных звеньев.

Скважинные насосы с погружным электродвигателем отличаются тем, что у них для привода применен электродвигатель, который находится под уровнем воды. Насосная установка, показанная на рис. 15-9, *а*, состоит из собственно насоса центробежного многоступенчатого *1*, приемной сетки *2*, погружного электродвигателя *3*, напорного трубопровода *4*, электрокабеля *5*. Двуступенчатый насос показан на рис. 15-9, *б*. Здесь: *1*—рабочие колеса, *2*—направляющие лопатки и *3*—верхний фланец для крепления напорного трубопровода. Асинхронный электродвигатель имеет статорную обмотку *4* с пластмассовой изоляцией. Соединение концов обмотки с вводным кабелем *5* надежно герметизировано. Короткозамкнутый ротор *6* вращается в воде. Двигатель и насос имеют жестко спаренные валы с помощью муфты

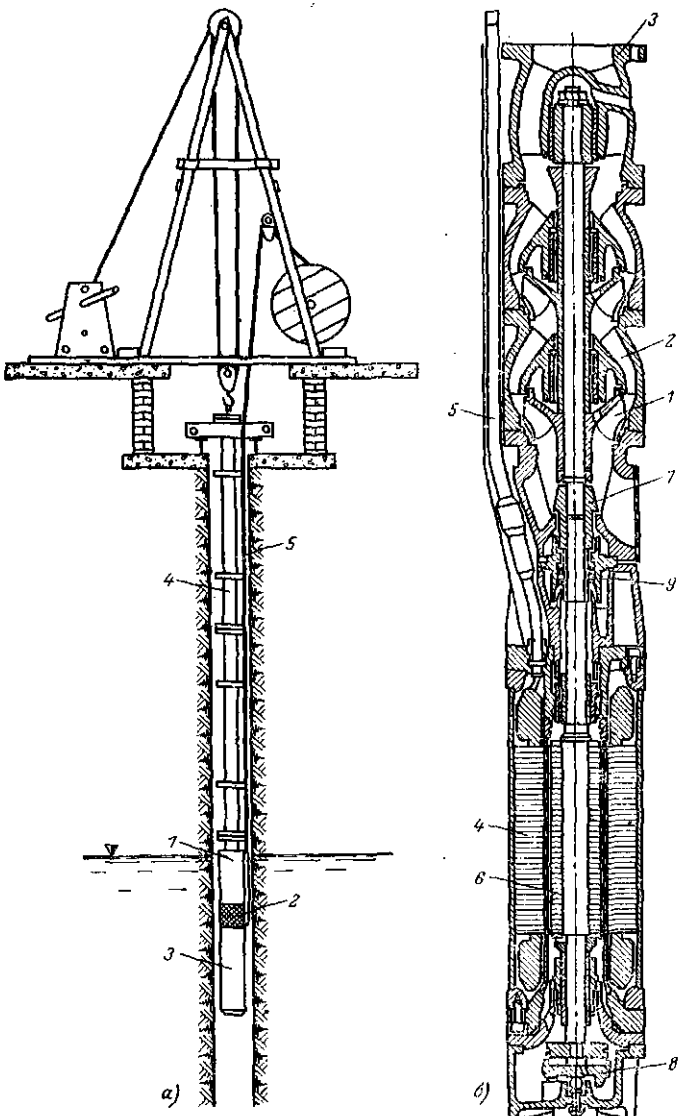


Рис. 15-9. Скважинный насос с погружным электродвигателем.

7, направляющие подшипники на водяной смазке и подпятник 8, воспринимающий осевое усилие.

Для обеспечения долговечности работы такого агрегата необходимо исключение возможности попадания взвешенных абразивных частиц в электродвигатель. С этой целью электродвигатель залива-

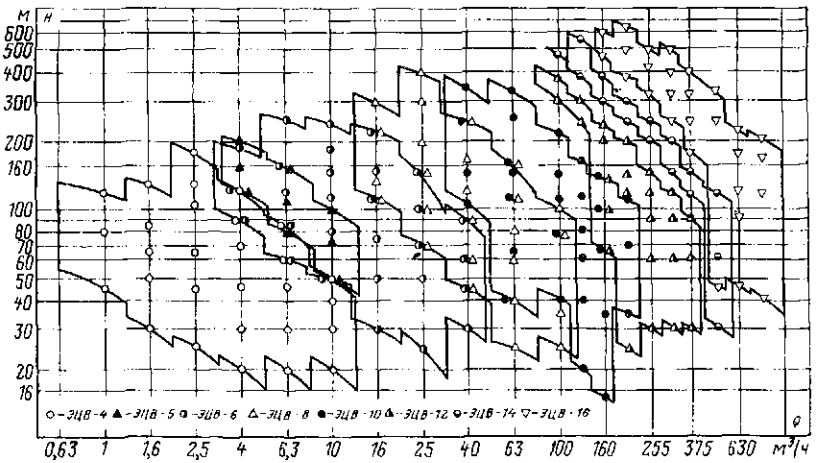


Рис. 15-10. Номенклатура скважинных насосов с погружным электродвигателем.

ется чистой водой, которая отделяется от перекачиваемой манжетным уплотнением 9. Применяются и маслонаполненные электродвигатели.

Глубинные насосы с погружным электродвигателем центробежные типа ЭЦВ, предназначены для чистой холодной воды, но предусматриваются и модификации, рассчитанные для работы на химически активной воде и с повышенным содержанием твердых частиц.

Марка насоса включает: минимальный диаметр обсадной колонны (скважины), мм, уменьшенный в 25 раз, в которую может быть опущен насос, подачу, м³/ч, и напор, м. Например, ЭЦВ14-255-200 — скважинный насос с погружным электродвигателем, минимальный диаметр скважины 14 × 25 = 350 мм, подача 255 м³/ч и напор 200 м. Номенклатура насосов типа ЭЦВ согласно ГОСТ 10428-71, показанная на рис. 15-10, предусматривает большое число типоразмеров с диапазонами подачи от 0,63 до 1000 м³/ч и напоров от 20 до 400 и даже 600 м, диаметры скважин от 100 до 400 мм.

15-3. НАСОСЫ ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) предназначены для выравнивания графиков нагрузки энергосистем. Принцип работы ГАЭС состоит в том, что в ночные часы, когда потребление

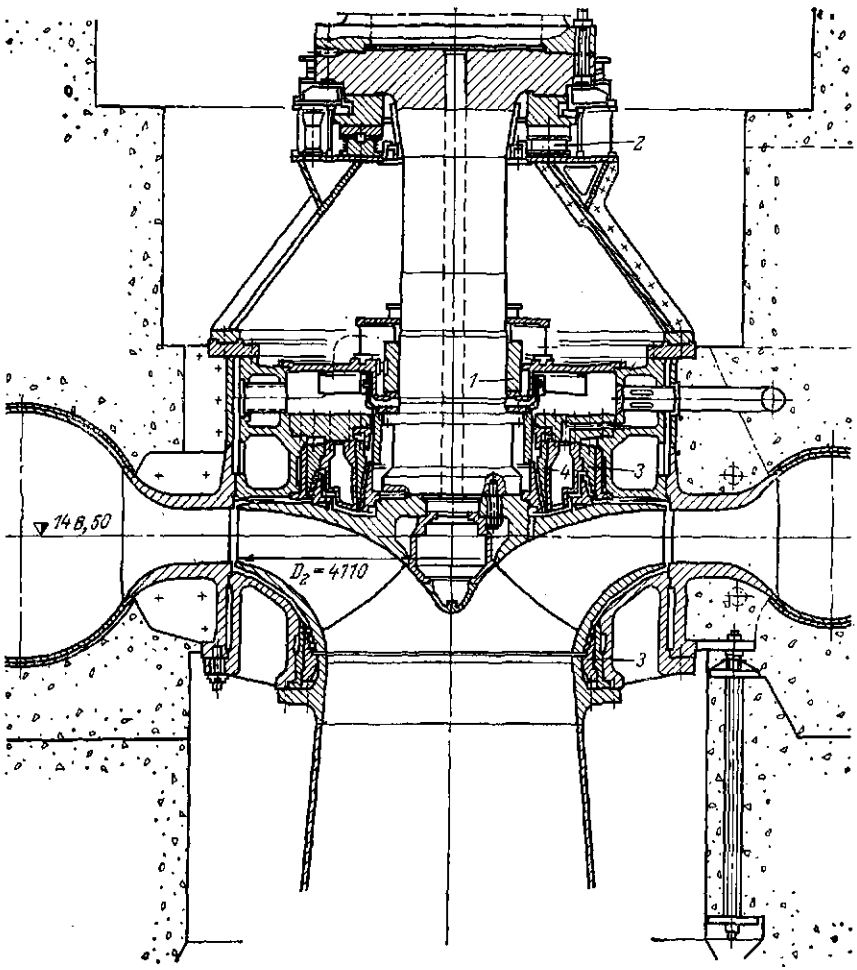


Рис. 15-11. Вертикальный насос ГАЭС Вальдек II.

электроэнергии уменьшается, включаются насосы и перекачивают воду из нижнего бассейна в верхний, а в дневные часы пика нагрузки включаются турбины и срабатывают воду из верхнего водохранилища. Таким образом, ГАЭС ночью потребляет электроэнергию, а днем ее генерирует.

На ГАЭС устанавливаются насосы иногда очень большой мощности и высокого напора. Стремление увеличить напор объясняется тем, что это позволяет уменьшить объемы перекачиваемой и аккумулируемой воды. В связи с тем, что насосы ГАЭС, как правило, имеют уникальные параметры, они проектируются и изготавливаются индивидуально и в этом отношении аналогичны крупным турбинам. Исследования и снятие характеристик этих насосов производится на моделях, и параметры (к. п. д. и др.) пересчитываются на условия натуры по формулам подобия. Виды и конструкции насосов, устанавливаемых на ГАЭС, так же как и параметры их, весьма разнообразны.

На рис. 15-11 показан вертикальный насос ГАЭС Вальдек II (ФРГ) с рабочим колесом диаметром 4110 мм и следующими параметрами: напор 330 м, подача 65,5 м³/с, частота вращения 375 об/мин и мощность 230 МВт. Вал насоса имеет направляющий подшипник *1*, укрепленный в мощной крышке, и подпятник *2*, воспринимающий в основном вес вращающихся частей агрегата (ротор, рабочее колесо, валы и др.), так как осевое усилие рабочего колеса уравновешено, и опирающийся на конус, передающий нагрузку на статор. Насос имеет сложную систему уплотнений с кольцами *3* и *4*, смещаемыми в осевом направлении с целью устранить опасность их повреждения при работе агрегата в генераторном режиме, когда вода из полости рабочего колеса насоса отжата сжатым воздухом.

На ГАЭС Вианден (Люксембург) установлены двухступенчатые насосы двустороннего входа (рис. 15-12) мощностью по 69 МВт и частотой вращения 428 об/мин, развивающие напор 268—282 м и обеспечивающие подачу 23—20,7 м³/с. Между колесами *1* первой и второй ступеней насосы имеют направляющие аппараты *2*, которые подводят воду к колесу двустороннего входа *3* второй ступени. Спираль *4* снабжена стяжными направляющими лопатками. Справа показана муфта *5*, которая имеет небольшую ковшовую турбину. С помощью этой турбины рабочее колесо насоса вхолостую раскручивается до синхронной скорости, после чего можно ввести в зацепление венцы муфты.

В данном насосе, рассчитанном на напор 268—282 м, использованы две ступени, а в насосе, показанном на рис. 15-11, при напоре 330 м — всего одна ступень. Это в основном зависит от окружной скорости рабочего колеса. В первом случае $D = 2{,}32$ м и по (10-49)

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 2{,}32 \cdot 428}{60} = 52 \text{ м/с}$$

и

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{52^2}{2g} = 138 \text{ м}.$$

Таким образом, для требуемого напора пришлось предусмотреть две ступени.

Во втором случае (рис. 15-11)

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 4{,}11 \cdot 375}{60} = 80{,}7 \text{ м/с}$$

и

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{80{,}7^2}{2} = 333 \text{ м}.$$

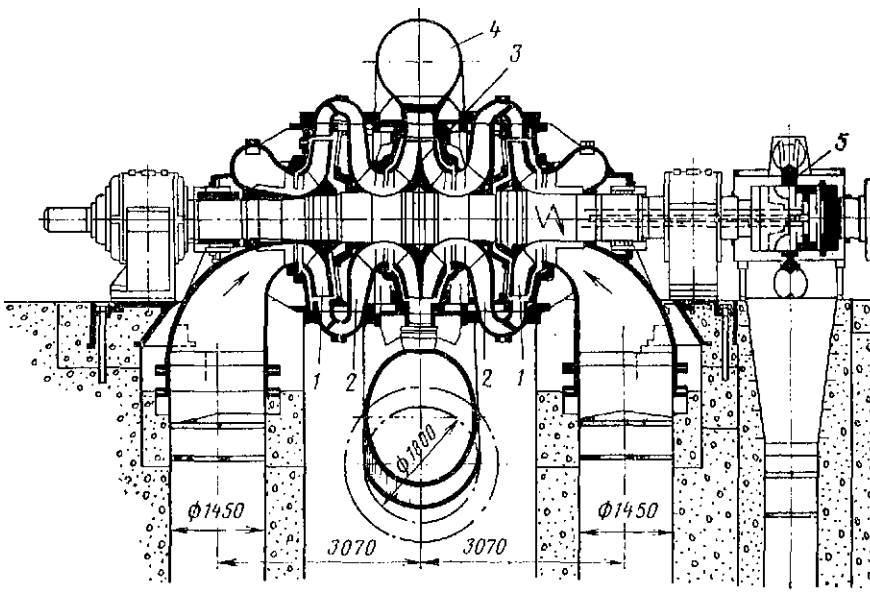


Рис. 15-12. Горизонтальный двухступенчатый насос ГАЭС Вианден.

Эти данные подтверждают, что напор, развиваемый центробежным насосом, в основном определяется окружной скоростью.

На рис. 15-13 показан двухступенчатый вертикальный насос ГАЭС Черны Ваг (ЧССР), изготовленный заводом «ЧКД-Бланско», с рабочим колесом диаметром 2,6 м и следующими параметрами: напор 439—415 м, подача 20 м³/с, мощность 97,2 МВт и частота вращения 500 об/мин. Между колесами первой и второй ступеней расположены направляющие лопатки, прямые *1* и обратные *2*. Имеются два направляющих подшипника и подпятник *3*, установленный на бетонной опоре. На верхнем конусе вала установлена зубчатая муфта *4*, позволяющая отключать насос, когда агрегат работает с приводом от турбины.

На рис. 15-14 показан вертикальный пятиступенчатый насос, изготовленный заводом «ЧКД-Бланско» (ЧССР) для ГАЭС Белмекен

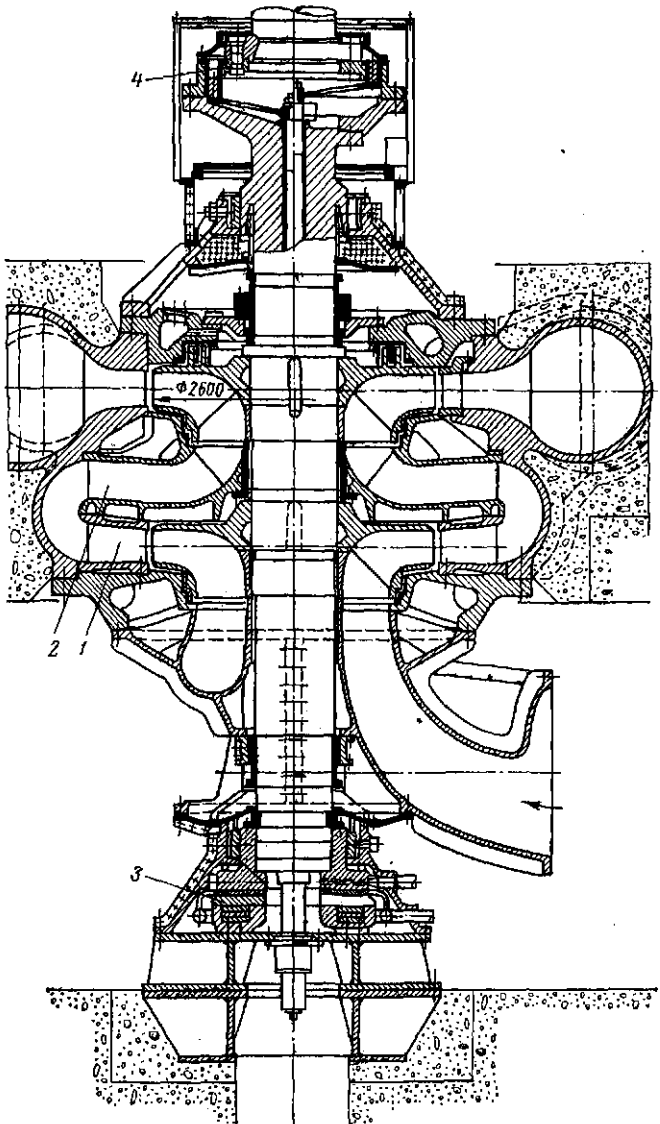


Рис. 15-13. Вертикальный двухступенчатый насос.

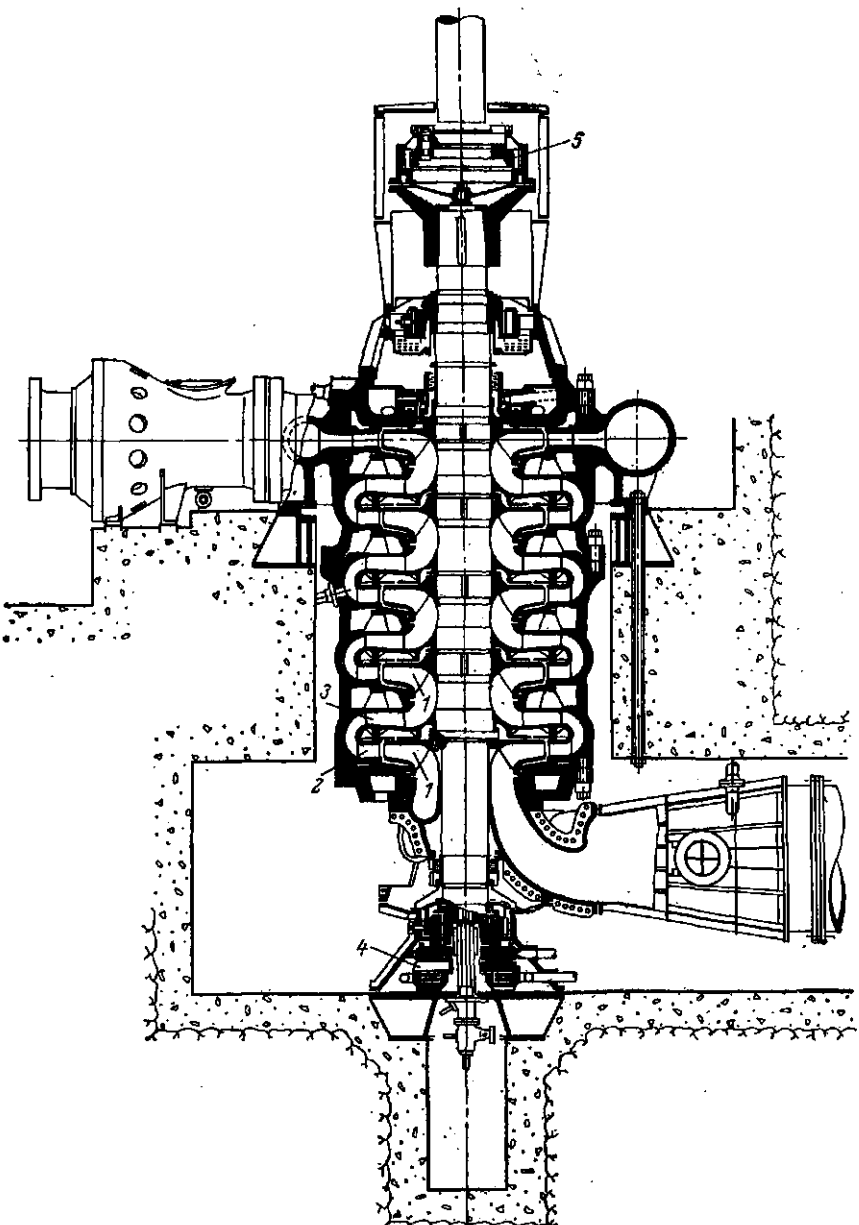


Рис. 15-14. Вертикальный пятиступенчатый насос ГАЭС Белмекен.

(Болгария). Диаметр рабочего колеса насоса 2090 мм, напор 748—680 м, подача 5,7—6,9 м³/с, мощность 52 МВт, частота вращения 500 об/мин. Корпус сварно-литой, состоит из двух частей, в расточку которого вставляются звенья каждой ступени — рабочие колеса *1*, направляющие *2* и обратные *3* лопатки. Подпятник *4*, воспринимающий осевое усилие, расположен внизу и опирается на бетон основания. На верхнем конце вала имеется специальная зубчатая муфта *5* для соединения с валом двигателя генератора. Она позволяет выключить насос, когда агрегат работает в генераторном режиме. Штанга включения внутреннего венца зацепления проходит через осевое отверстие в вале.

15-4. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Принципиальная схема струйного насоса (эжектора) была описана в § 9-3 (см. рис. 9-10).

Рассмотрим рабочий процесс струйного насоса и найдем соотношения, определяющие его параметры (рис. 15-15). Основным эле-

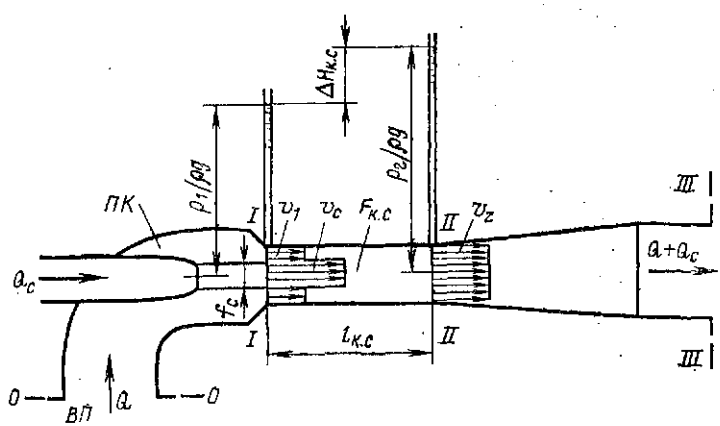


Рис. 15-15. Гидравлическая схема струйного насоса.

ментом, в котором происходит преобразование энергии жидкости, является камера смешения (площадь $F_{к.с}$, длина $l_{к.с}$). Между сечениями *I-I* и *II-II* происходит полное выравнивание скоростей двух потоков: $Q_с$ — расход сопла (струи) и Q — подачи, поступающей в приемную камеру *ПК* через входной патрубок *ВП*. В сечении *I-I* эпюра скоростей состоит из двух участков:

$$v_с = \frac{Q_с}{f_с} \text{ и } v_1 = \frac{Q}{F_{к.с} - f_с},$$

где f_c — площадь сечения струи. В сечении *II-II* скорость выровнена

$$v_2 = \frac{Q + Q_c}{F_{к.с}}.$$

Установим некоторые соотношения.

Перепад давления в пределах камеры смешения

$$\Delta H_{к.с} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \qquad (15\text{-}8')$$

найдем с помощью уравнения количества движения, записанного для участка камеры смешения между сечениями *I-I* и *II-II*. Проходящая секундная масса жидкости

$$m = \rho (Q_c + Q) \qquad (15\text{-}9)$$

(считаем плотность жидкостей Q_c и Q одинаковой). Если не учитывать осевые составляющие взаимодействия между жидкостью и стенками камеры (камера цилиндрическая; силы трения не учитываются), то получим:

$$\rho Q_c v_c + \rho Q v_1 - \rho (Q_c - Q) v_2 = F_{к.с} (p_2 - p_1).$$

Подставляя сюда выражения для скоростей и решая уравнение относительно перепада (15-8'), находим:

$$\Delta H_{к.с} = \frac{Q_c^2}{2gf_c^2} \frac{2f_c}{F_{к.с}} \left[1 - \frac{1}{\frac{F_{к.с}}{f_c}} \left(\frac{Q}{Q_c} \right)^2 - \frac{f_c}{F_{к.с}} \left(1 + \frac{Q}{Q_c} \right)^2 \right]. \qquad (15\text{-}10)$$

С целью большей общности целесообразно ввести два безразмерных параметра:

геометрический параметр s, определяемый отношением площадей:

$$s = \frac{F_{к.с}}{f_c}, \qquad (15\text{-}11)$$

причем всегда $s > 1$;

режимный параметр q, представляющий собой отношение расходов

$$q = \frac{Q}{Q_c}. \qquad (15\text{-}12)$$

Учитывая, что $v_0 = Q_c/f_c$ и подставляя безразмерные параметры s и q в (15-10), получаем:

$$\Delta H_{к.с} = \frac{v_c^2}{2g} \frac{2}{s} \left[1 + \frac{1}{s-1} q^2 - \frac{1}{s} (1+q)^2 \right]. \qquad (15\text{-}13)$$

Напор, развиваемый струйным насосом, согласно (9-1) представляет собой разность удельных энергий в выходном сечении *III-III* и во входном *0-0* для расхода Q перекачиваемой жидкости. Однако если потери не учитываются и находится идеализированный напор $H_{\text{с. н. ид}}$, то он будет равен разности удельных энергий e_2 в сечении *II-II* и e_1 в сечении *I-I* камеры смешения и представляется формулой

$$H_{\text{с. н. ид}} = \frac{v_c^2}{2g}\left[\frac{2}{s} + \frac{s-2}{(s-1)^2 s} \times \right.$$
$$\left. \times q^2 - \frac{1}{s^2}(1+q)^2\right]. \qquad (15\text{-}14)$$

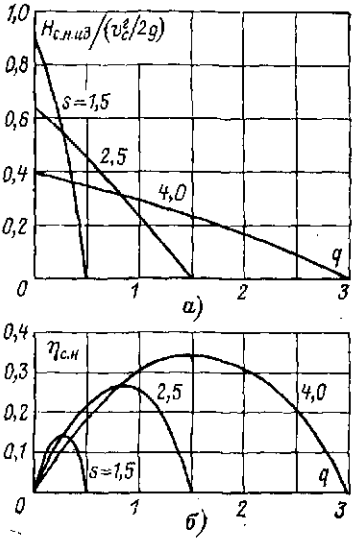


Рис. 15-16. Теоретические характеристики струйного насоса.

Фактический напор струйного насоса $H_{\text{с. н}}$ будет, конечно, меньше, чем идеализированный по формуле (15-14), так как из него нужно вычесть потери в приемной камере $h_{\text{п. к}}$, в камере смешения $h_{\text{к. с}}$, в диффузоре $h_{\text{дифф}}$:

$$H_{\text{с. н}} = H_{\text{с. н. ид}} - h_{\text{п. с}} - h_{\text{к. с}} - h_{\text{дифф.}} \qquad (15\text{-}15)$$

Зависимость (15-14) позволяет проанализировать характеристики струйных насосов. Прежде всего она ясно показывает, что развиваемый струйным насосом напор пропорционален $v_c^2/2g$, т. е. напору H_c, с которым подводится вода к соплу, так как $v = \varphi\sqrt{2gH_c}$. Кроме того, напор $H_{\text{с. н}}$ зависит от геометрического параметра s и режимного параметра q.

На рис. 15-16, *а* даны характеристики для $s = 1{,}5$; 2,5 и 4, которые показывают, что с увеличением s снижается напор, развиваемый струйным насосом, но возрастает относительный расход.

К. п. д. струйного насоса определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной и без учета потерь выражается формулой

$$\eta_{\text{с. н. ид}} = q\left[\frac{2}{s} + \frac{s-2}{(s-1)^2 s} q^2 - \frac{1}{s^2}(1+q)^2\right]. \qquad (15\text{-}16)$$

С целью оценок абсолютных значений на рис. 15-16, *б* построены кривые $\eta_{\text{с. н. ид}}$ для $s = 1{,}5$; 2,5 и 4. Они показывают, что наивысший к. п. д. расположен в средней части характеристики и максимум его невелик. Для $s = 2{,}5$ и 4 $\eta_{\text{с. н. макс}} = 0{,}27 \div 0{,}35$. Эти значе-

ния к. п. д. учитывают только потери на смешение потоков с различными скоростями (на удар).

Если струйный насос используется для водоснабжения или охлаждения, то полезным является суммарный расход $Q + Q_c$, поступающий в сечение *III-III*, и тогда к. п. д. будет выше.

Струйный насос (эжектор) по своему устройству весьма прост и доступен для изготовления в местных условиях. Нужно, однако,

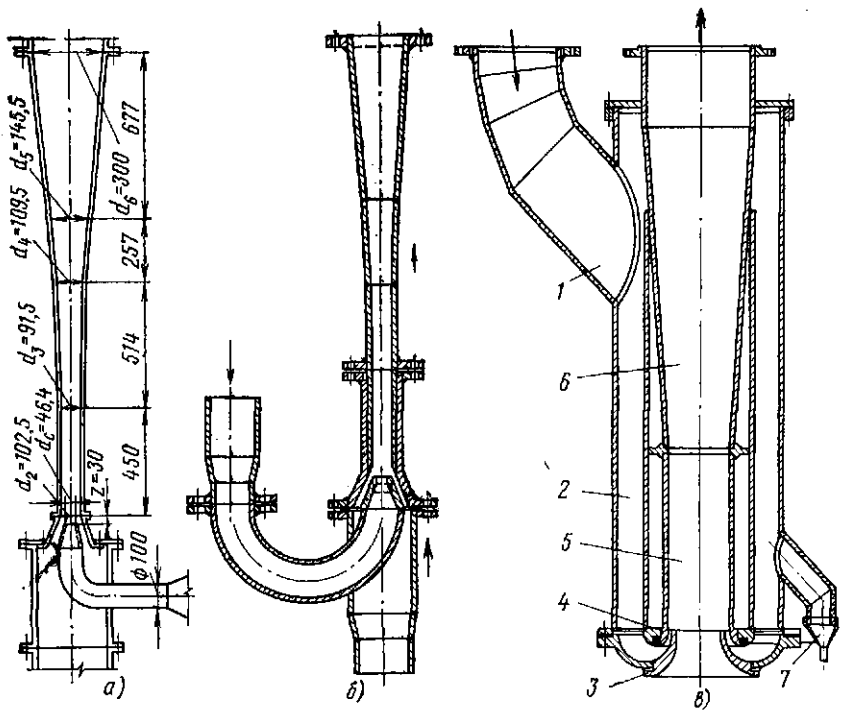


Рис. 15-17. Примеры конструкций эжекторов.

иметь в виду, что для обеспечения хорошей его работы требуется правильный подбор размеров и тщательное изготовление. Существенное значение имеют форма сопла, расстояние от сопла до камеры смешения, форма приемной камеры, форма диффузора (дополнительно — см. [11, 14]).

На рис. 15-17, *а* показан эжектор для системы технического водоснабжения мощного агрегата гидроэлектростанции: вода в водосборник забирается из нижнего бьефа, а к соплу подводится по трубопроводу диаметром 100 мм из спиральной камеры с напором 90—100 м. На рис. 15-17, *б* представлен гидроэлеватор — эжектор, предназначенный для водоотлива при проходке шахтных

стволов. Подобные гидроэлеваторы могут применяться и для отсасывания пульпы из приямков, шахт или при разработке мелких грунтов для опускных колодцев. На рис. 15-17, *в* показан эжекторный грунтозаборный наконечник плавучего земснаряда с грунтовым насосом. Вода под напором через патрубок *1* по кольцевой полости *2* подводится к кольцевой щели *4* и создает эжектирующее действие на поток, поступающий через насадок *3* в камеру смешения *5* и далее в диффузор *6*. Сопло *7* повышает интенсивность разработки грунта.

Применение эжектирующих устройств на всасывающих трубопроводах установок с грунтовыми и обычными насосами позволяет уменьшить вакуум во входном патрубке и тем исключить возникновение кавитации, а также может служить средством увеличения допустимой высоты всасывания.

15-5. ЭРЛИФТ

Эрлифт, или воздухоподъемник (рис. 15-18), состоит из вертикальной трубы *1*, конец которой на $H_п$ погружен под уровень воды. По трубке *2* подается сжатый воздух от компрессора и распыляется через отверстия на конце. В результате в трубе образуется воздухо-водяная эмульсия, плотность которой $\rho_{эм}$ меньше плотности воды ρ.

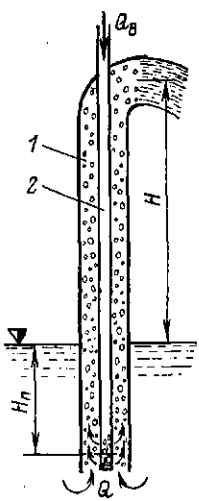


Рис. 15-18. Эрлифт.

В нижнем, входном сечении трубы *1* давление воды составляет $\rho g H_п$, а давление столба эмульсии $\rho_{эм.\,ср} g\,(H_п + H)$, где $\rho_{эм.\,ср}$ — средняя плотность эмульсии. Очевидно, что эмульсия будет подниматься по трубе *1* — всплывать, т. е. будет обеспечиваться подача воды к верхнему выходному концу трубы *1*, если

$$\rho H_п > \rho_{эм.\,ср}\,(H_п + H).$$

Отсюда можно определить напор эрлифта:

$$H = H_п\left(\frac{\rho}{\rho_{эм.\,ср}} - 1\right) - h_{пот}. \qquad (15\text{-}17)$$

Здесь $h_{пот}$ — гидравлические потери в трубе *1*. Формула (15-17) показывает, что с увеличением требуемого напора эрлифта или высоты подъема воды, необходимо увеличивать заглубление входного отверстия под уровень, так как для обеспечения удовлетворительных условий работы плотность эмульсии не может быть слишком малой.

Давление воздуха $p_{возд}$ зависит от $H_п$ и определяется формулой

$$p_{возд} = \rho g H_п + \Delta p, \qquad (15\text{-}18)$$

в которой Δp — потери в трубопроводах от компрессора и в распылителе.

Как показывает опыт, наиболее выгодные условия работы эрлифта, характеризующиеся относительной глубиной погружения $H_п/H$ и относительным расходом воздуха $Q_{в.\,а}/Q$, где $Q_{в.\,а}$ — расход воздуха при атмосферном давлении, зависят в основном от напора:

H, м	$H_п/H$	$Q_{в.\,а}/Q$
До 20	3—2,5	1,5—2
40	2,0	3,5—2
60	1,5	5—5,5
80	1,2	6,5—7
100	1,0	8—9

Устройство эрлифта чрезвычайно просто. Эрлифт не имеет подвижных частей и потому не боится попадания взвешенных частиц. Он особенно удобен для подъема воды из скважин, причем скважина может быть малого диаметра. Эрлифт можно легко собрать на строительстве, использовав для подачи воздуха передвижной компрессор. К недостаткам эрлифта следует отнести необходимость большого заглубления трубы под уровень, а также сравнительно низкий к. п. д., который по энергии подводимого сжатого воздуха обычно не превышает 40—50%, а по затрате электроэнергии с учетом потерь в компрессоре составляет 15—25%.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

16-1. НАЗНАЧЕНИЕ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН И УСЛОВИЯ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Работа ГАЭС, как было отмечено в § 15-3, в основном состоит из двух циклов: режима заряда, когда вода из нижнего бассейна подается в верхний, и режима разряда, когда накопленная вода срабатывается и генерируется энергия, необходимая для покрытия графика нагрузки энергосистемы.

В ГАЭС могут использоваться различные схемы оборудования. Возможна установка раздельных насосных и турбинных агрегатов, так называемая *четырехмашинная схема*. Часто устанавливаются раздельные насосы и турбины с общим приводом от одного двигателя-генератора, так называемая *трехмашинная схема*.

Применяется *двухмашинная схема*, состоящая из двигателя-генератора и обратимой гидромашины, способной работать и как насос и как турбина. Двухмашинная схема наиболее компактна, требует меньших затрат на оборудование и строительную часть и поэтому в последнее десятилетие находит все более широкое применение в ГАЭС.

Напор при работе в турбинном режиме всегда меньше, чем в насосном, так как в первом случае потери в водоводах вычитаются из статического напора (1-15), а во втором случае они добавляются к нему (9-6). Следовательно, расчетные напоры обоих режимов будут разные. Обычно ГАЭС работает в насосном режиме большее число часов, чем в турбинном, и максимальная подача насосного режима меньше, чем расход турбинного. Соответственно различны и мощности. Во многих случаях за период цикла ГАЭС отметки ВБ и НБ изменяются значительно, что приводит к переменности и напора и высоты всасывания H_s обратимых гидромашин (дополнительно — см. [2]).

16-2. ПРИНЦИП ОБРАТИМОСТИ ГИДРОМАШИН И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНОГО РЕЖИМА

На рис. 16-1 показан фрагмент радиально-осевой гидромашины, состоящей из решетки направляющих лопаток и лопастей рабочего колеса (кромки *1* и *2*) с углами δ_1 и δ_2. Поскольку в обратимой

гидромашине поток изменяет направление, то здесь названия кромок «входная» и «выходная» неприемлемы. Условимся обозначать их индексами *1* и *2*, причем *1* всегда будет соответствовать входной кромке в турбинном режиме. В оптимальном режиме на кромках *2* должно удовлетворяться условие безударного входа в насосном режиме, близкое к нормальному выходу в турбинном. Соответствующие треугольники скоростей для равных окружных скоростей и одинаковых расходов показаны на рис. 16-1. Здесь же даны треугольники скоростей на кромках *1*, где в турбинном режиме должно удовлетворяться условие безударного входа, а в насосном направление выходной скорости должно совпадать с установкой направляющих лопаток (безударный вход на лопатки). Как видим, требуемые условия оптимальности в первом приближении удается удовлетворить при реверсе рабочего колеса и расхода при сохранении частоты вращения.

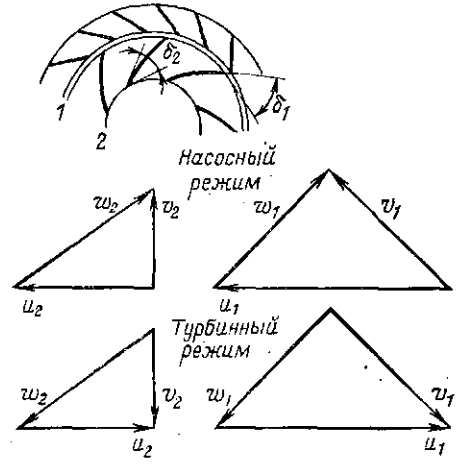


Рис. 16-1. Треугольники скоростей радиально-осевой обратимой гидромашины.

Определим, каковы будут соотношения напоров для обоих режимов. Для этого запишем уравнение Эйлера

по (3-19) для турбинного режима

$$H_т\eta_т = \frac{1}{g}(u_1v_1\cos\alpha_1 - u_2v_2\cos\alpha_2)$$

и по (10-13) для насосного режима

$$H_н = \frac{\eta_н}{g}(u_1v_1\cos\alpha_1 - u_2v_2\cos\alpha_2).$$

Здесь $\eta_т$ и $\eta_н$ — гидравлические к. п. д. турбинного и насосного режимов. Для принятых условий выражения в скобках равны. С учетом этого находим отношение

$$\frac{H_н}{H_т} = \eta_т\eta_н. \qquad (16\text{-}1)$$

Оно показывает, что при реверсе и по направлению вращения и по расходу жестколопастная гидромашина обладает свойством обратимости, но напор, развиваемый в насосном режиме, меньше, чем в турбинном (если в среднем принять к. п. д. около 90%, то $H_н/H_т = 0{,}8$). Между тем, как было отмечено в § 16-1, при работе ГАЭС напор в насосном режиме должен быть выше, чем в турбинном.

Следовательно, *при подборе обратимой гидромашины необходимо исходить из напора, развиваемого в насосном режиме.*

Анализ рабочего процесса лопастных насосов, а также формулы (10-47) показывают, что развиваемый напор зависит от ряда факторов: формы и размеров рабочего колеса, в том числе от углов лопастей, формы и размеров всего проточного тракта, режима работы, т. е. от величин n и Q. Однако одним из основных факторов является окружная скорость рабочего колеса u_1. С учетом этого развиваемый лопастной гидромашиной напор для оптимального режима приближенно можно выразить формулой

$$H_H = k_H \frac{u_1^2}{2g}. \quad (16\text{-}2)$$

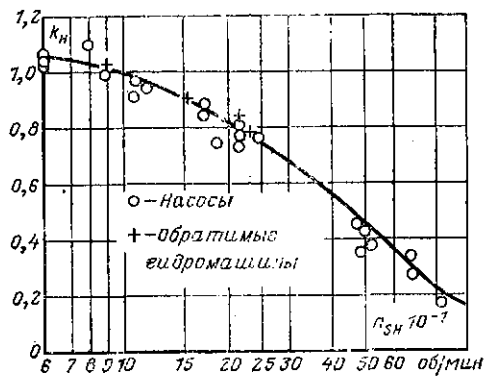


Рис. 16-2. Зависимость коэффициента напора от коэффициента быстроходности в насосном режиме.

Здесь k_H — коэффициент напора, значение которого зависит от коэффициента быстроходности $n_{sн}$ в насосном режиме, определенного для оптимальных условий (максимум к. п. д.) по формуле (10-28). Зависимость k_H от $n_{sн}$ для насосов и некоторых обратимых гидромашин показана на рис. 16-2. Приведенные данные показывают, что по коэффициенту k_H насосы и обратимые гидромашины близки. С ростом $n_{sн}$ коэффициент напора k_H закономерно снижается. Хотя и имеется разброс точек, что, очевидно, отражает влияние других факторов, не учитываемых формулой (16-2), основная закономерность проявляется достаточно четко и она может быть выражена приближенной эмпирической формулой

$$k_H = 1{,}2\,e^{-\frac{n_{sн}}{500}}, \quad (16\text{-}3)$$

пригодной для весьма широкого диапазона $n_{sн}$.

Переходя к приведенной частоте вращения $n'_{1н}$ по (3-34) для $H_н = 1$ и для $D_1 = 1$ и используя (16-2), получаем:

$$n'_{1н} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_н}} = \frac{nD_1}{\sqrt{k_H \left(\frac{\pi n D_1}{60}\right)^2 \frac{1}{2g}}}$$

или

$$n'_{1н} = \frac{84{,}8}{\sqrt{k_H}}. \quad (16\text{-}4)$$

Следовательно, *для обеспечения требуемого напора в насосном режиме лопастная гидромашина должна иметь достаточно высокое значение приведенной частоты вращения* $n'_{1н}$*.

Рассмотрим возможность использовать проточную часть радиально-осевой турбины в качестве обратимой гидромашины. Коэффициент быстроходности в насосном режиме $n_{s\,н}$ выразим через приведенные параметры в соответствии с (10-28)

$$n_{sн} = 3{,}65\, n'_1 \sqrt{Q'_1}. \qquad (16\text{-}5)$$

Используя данные табл. 7-6, сопоставим требуемые $n'_{1в}$ с оптимальными n'_{10} для турбинного режима (учтено, что Q'_{10} на 10—15% меньше $Q'_{1р}$ расчетного). Результаты сведены в табл. 16-1. Как видно, радиально-осевая турбина при реверсе может работать в насосном режиме, но приведенная частота вращения должна быть на 30—40% выше оптимальной для турбинного режима.

Таблица 16-1

Тип турбины	n_{sn}	n'_{10}	$n'_{1н}$ по (16-4)
РО500	95	58	85
РО230	220	67	94
РО115	265	75	99

Это обеспечит работу в насосном режиме, но будет сопровождаться существенным падением к. п. д. Например, по характеристике на рис. 6-3 при увеличении n'_1 с 70 до 85 об/мин к. п. д. модели снижается с 91,5 до 80%. Это указывает на то, что обратимая гидромашина должна иметь особую форму проточной части, обеспечивающую высокое значение к. п. д. при работе в турбинных и насосных режимах.

Остановимся теперь на кавитационных показателях. Для турбинных режимов обратимых гидромашин коэффициент кавитации близок к значениям σ для турбин аналогичной быстроходности и соответствует графику рис. 5-10. Однако *при определении допустимой высоты всасывания* H_s*, от которой зависит и отметка установки обратимой гидромашины, решающее значение имеют насосные режимы.* Для этих условий кавитационные показатели могут быть оценены исходя из следующих соображений.

---

* При использовании (16-4) для диагональных гидромашин n'_1 следует относить к внешнему диаметру рабочего колеса, а не к D_1 по рис. 7-3.

Запишем выражение для определения высоты всасывания H_s для критических условий по (10-39)

$$H_s = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \Delta h_{кр} - h_{вс} - \frac{p_{н.п}}{\rho g}$$

и по (5-11)

$$H_s = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{в.п}}{\rho g} - \sigma_{кр} H.$$

Приравнивая правые части, находим связь между $\Delta h_{кр}$ и $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{\Delta h_{кр}}{H} + \frac{h_{вс}}{H}. \qquad (16\text{-}6)$$

С помощью формулы (10-46) $\Delta h_{кр}/H$ можно выразить через кавитационный коэффициент быстроходности C

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{C^{4/3}} \frac{(n\sqrt{Q})^{4/3}}{H}$$

или, учитывая выражение для коэффициента быстроходности насоса по (10-28), записать:

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{3{,}65^{4/3}} \left(\frac{n_{sн}}{C}\right)^{4/3} = \frac{n_{sн}^{4/3}}{0{,}56\, C^{4/3}}. \qquad (16\text{-}7)$$

В итоге в соответствии с (16-6) получаем формулу для $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{n_{sн}^{4/3}}{0{,}56\, C^{4/3}} + \Delta\sigma_{вс}, \qquad (16\text{-}8)$$

в которой

$$\Delta\sigma_{вс} = \frac{h_{вс}}{H} \qquad (16\text{-}9)$$

с учетом влияния потерь $h_{вс}$ во всасывающем трубопроводе.

Имея в виду значение $C = 1000 \div 1100$, приходим к формуле

$$\sigma_{н} = \frac{n_{sн}^{4/3}}{5600 - 6400} + \Delta\sigma_{вс}, \qquad (16\text{-}10)$$

которая позволяет оценить значение коэффициента кавитации в насосном режиме. При определении допустимой высоты всасывания по (5-13) используется расчетный коэффициент кавитации $\sigma_{н.р}$ аналогично (5-16) с введением коэффициента запаса k_σ, равного 1,1—1,2:

$$\sigma_{н.р} = k_\sigma \sigma_{н}. \qquad (16\text{-}11)$$

Коэффициент кавитации в насосных режимах устанавливается путем испытаний моделей на кавитационном стенде сразу с учетом всасывающей трубы. Значения коэффициентов кавитации даются на характеристиках обратимых гидромашин.

Размеры спиральной камеры обратимой гидромашины определяются гидравлическим расчетом аналогично турбинам (§ 4-1), но значения $v_{\text{сп. вх}}$ часто берут на 15—20% выше, чем дает кривая на рис. 4-13.

Пример 16-1. Определить параметры обратимой гидромашины для насосного режима при следующих условиях: расчетный напор $H_{\text{н. р}} = 100$ м, расчетный расход $Q_{\text{н. р}} = 170$ м³/с.

Р е ш е н и е. Для данных условий возможен ряд вариантов с различной частотой вращения n, отличающихся диаметром D_1 и высотой всасывания H_s. Вычисления сводим в табл. 16-2.

Полученные результаты показывают, что с ростом частоты вращения и быстроходности уменьшается диаметр рабочего колеса, а следовательно, и

Таблица 16-2

Принятая n, об/мин	125	150	166,6	187,5
По (10-28) $n_{sн} = 3{,}65\dfrac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$, об/мин	187	225	249	282
k_H по (16-3)	0,83	0,765	0,73	0,68
$n'_{1н}$ по (16-4)	93	96,8	98,5	102,5
По (3-34) $D_1 = \dfrac{n'_{1н}\sqrt{H}}{n}$, м	7,45	6,45	5,9	5,45
$\sigma_н$ по (16-10) при $\Delta\sigma_{вс} = 0{,}005$	0,183	0,230	0,263	0,310
По (16-11) $\sigma_{н.р} = \sigma_н k_\sigma$ при $k_\sigma = 1{,}1$	0,201	0,253	0,29	0,341
H_s по (5-13) для $z_{пб} = 200$ м	—10,5	—15,5	—19,2	—24,3

общие размеры и масса обратимой гидромашины [формулы (7-3) и (7-4)]. Однако при этом быстро растет требуемое заглубление. Оптимальное решение выявляется в результате технико-экономического анализа.

16-3. КРУГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЛОПАСТНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Приведенное рассмотрение показывает, что обратимые гидромашины работают в широком диапазоне режимов. Однако и обычные насосы могут проходить широкий диапазон режимов и попадать в турбинный режим, если при работе отключится от сети электродви-

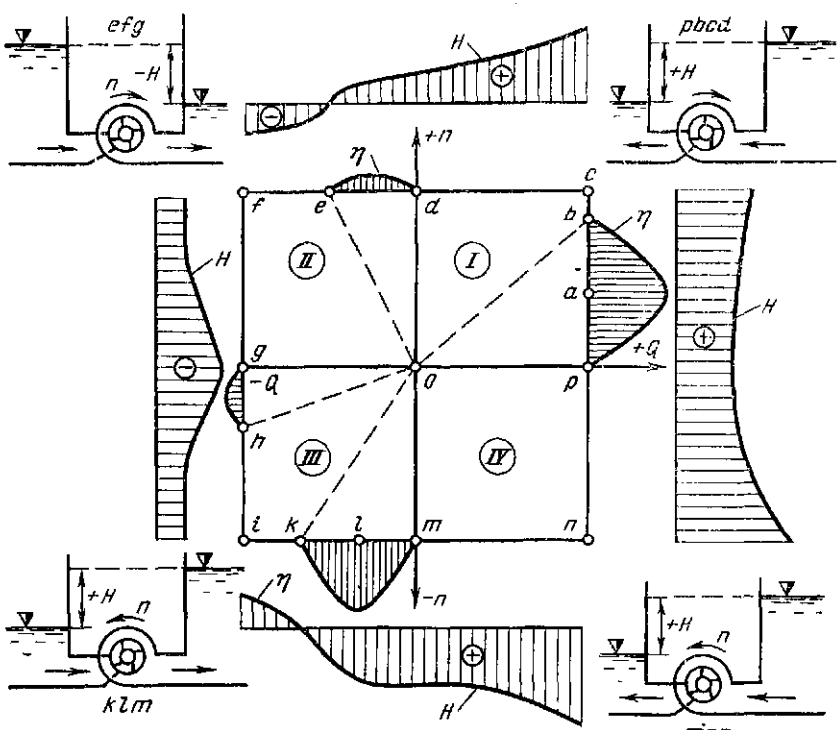


Рис. 16-3. Круговая характеристика радиально-осевой гидромашины.

гатель и под действием напора насос изменит направление вращения. Таким образом, изучение работы гидромашин в широкой области режимов представляет важную для практики задачу.

Наиболее полное представление о возможных режимах работы гидромашины дает так называемая круговая характеристика, показанная на рис. 16-3. Она построена в координатах n (частота вращения) и Q (расход радиально-осевой машины данного

диаметра при постоянном открытии направляющего аппарата). При этом условие подобия режимов представляется соотношением

$$\frac{Q}{n} = \text{const}$$

и, следовательно, каждый луч, проходящий через начало координат, характеризует свой режим (например, на каждом луче сохраняется к. п. д.).

На характеристике показано изменение к. п. д. η и напора H во всех четырех квадрантах. Четко выделяются следующие группы режимов: турбинный прямой (*I* квадрант) — участок *p—b*, точка *a* — оптимальный турбинный, насосный прямой (*III* квадрант) — участок *k—m*, точка *l* — оптимальный насосный, обратный насосный — участок *d—e* (работает как насос, но с обратным вращением рабочего колеса), обратный турбинный, участок *g—h*. Между этими четырьмя «рабочими» режимами находятся четыре тормозные режима (энергия затрачивается, а полезной работы нет).

Все восемь режимов реально существуют только в установках, где напор может действовать с одной или с другой стороны, например в приливных электростанциях (ПЭС). В ГАЭС, в которых отметка ВБ всегда выше отметки НБ, т. е. напор имеет один знак, возможны лишь один турбинный режим, два насосных и два тормозных режима.

16-4. ВИДЫ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН И ИХ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Наиболее широкое применение в ГАЭС в настоящее время получили радиально-осевые обратимые гидромашины (ОРО). Имеется некоторое число ГАЭС и с диагональными поворотно-лопастными обратимыми гидромашинами. Могут использоваться и осевые обратимые гидромашины.

В качестве характерного показателя типа обратимой гидромашины можно принять его коэффициент быстроходности $n_{sт}$, определяемый в турбинном режиме по (3-38) или (3-39) для номинальной мощности и расчетного напора. На рис. 16-4 показано поле $H—n_{sт}$, на котором нанесены точки, соответствующие обратимым машинам ряда современных ГАЭС. Из приведенных данных следует, что радиально-осевые обратимые гидромашины (ОРО) применяются в диапазоне напоров 80—600 м, диагональные поворотно-лопастные гидромашины (ОД) используются при напорах менее 100—120 м. Имеющиеся опытные данные позволяют дать зависимость для определения $n_{sт}$ для расчетных условий турбинного режима

$$n_{sт} = \frac{1150 - 1600}{H^{0,4}}. \qquad (16\text{-}12)$$

В настоящее время осевые гидромашины, за исключением приливных электростанций ПЭС, в обратимых режимах практически не используются. Однако в дальнейшем такая перспектива имеется в связи с возможностью переоборудования некоторых низконапорных ГЭС в ГЭС—ГАЭС с целью повышения их роли в покрытии пика графика нагрузки энергосистемы, а также в связи со строительством крупных систем переброски стока с мощными агрегатами на небольшие напоры, которые могут использоваться не только как потребители, но и с целью выравнивания графика нагрузки энергосистемы как потребители-регуляторы.

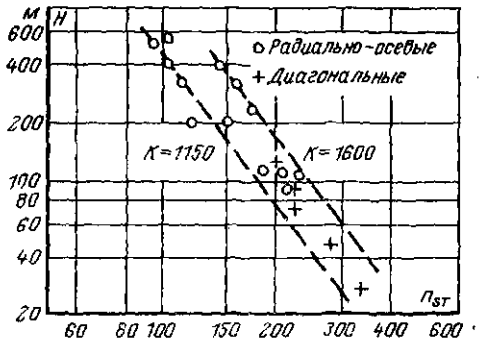


Рис. 16-4. Область использования современных обратимых гидромашин.

При напорах выше 500—600 м в современных ГАЭС применяют трехмашинные агрегаты с ковшовыми турбинами (активными) и многоступенчатыми насосами. Однако процесс продвижения обратимых гидромашин в область более высоких напоров непрерывно продолжается. При этом возможны различные пути. Один — повышение напора радиально-осевой обратимой гидромашины. Из формулы (16-2) следует, что с увеличением напора должна расти и окружная скорость колеса. Например, чтобы получить $H_н = 1000$ м окружная скорость должна составлять 135—150 м/с. С увеличением u_1 быстро растут напряжения в рабочем колесе, повышается относительная скорость течения, что способствует возникновению динамических воздействий и кавитации.

Другой путь повышения напора обратимых гидромашин — это применение многоступенчатых гидромашин. В этом направлении сейчас также ведутся интенсивные работы (см. рис. 17-6).

Универсальные характеристики обратимых гидромашин рассмотрим на примере радиально-осевой гидромашины с $n_{ст}$ 250 об/мин, предназначенной для напоров примерно до 110 м (рис. 16-5). Характеристика дана в приведенных параметрах n_1' и Q_1' для всех четырех квадрантов, причем нанесены линии открытия направляющих лопаток (указаны для модели диаметром 362 мм), линии приведенных моментов на валу M_1', а также некоторые линии к. п. д.

Имея связь между мощностью N, кВт, частотой вращения n, об/мин, и моментом на валу M, кН·м по (6-4)

$$N = \frac{Mn}{9{,}55}$$

парата мало влияет на подачу (расход) и мощность радиально-осевой обратимой гидромашины.

В насосном режиме максимум к. п. д. соответствует $Q'_I = 520$ л/с и $n'_I = 97$ об/мин.

С целью большей наглядности на рис. 16-6 построены кривые только для одного открытия $a_0 = \text{const}$. Здесь на общей оси ординат n'_I представлены зависимости $Q'_I = f(n'_I)$ и $M'_I = f_1(n'_I)$. Полезно выделить некоторые особые точки. Это $n'_{I\,опт}$ — оптимальная приведенная частота турбинного режима, $n'_{I\,разг}$ — разгонная частота вращения. Отношение

$$k_{разг} = \frac{n'_{I\,разг}}{n'_{I\,опт}}, \quad (16\text{-}14)$$

дающее коэффициент разгона, является важным показателем. Для радиально-осевой обратимой гидромашины $k_{разг}$ зависит от быстроходности и для $n_{s\,т} = 140 \div 250$ об/мин $k_{разг} = 1{,}5 \div 1{,}7$, т. е. значительно меньше, чем у турбин соответствующей быстроходности.

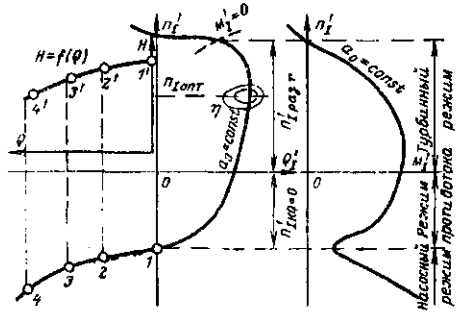


Рис. 16-6. Расходная, моментная и напорная характеристики ОРО гидромашины.

В области турбинного режима с уменьшением n'_I от $n'_{I\,разг}$ приведенный момент M'_I непрерывно возрастает и лишь при относительно малых значениях n'_I начинает убывать. С переходом в режимы противотока M'_I довольно быстро убывает, достигая своего минимума в точке $n'_{I\,н\,Q=0}$, т. е. там, где линия a_0 пересекает вертикаль $Q'_I = 0$.

Подбор обратимых гидромашин и определение фактических значений подачи, к. п. д. мощности в насосном режиме производить по приведенной характеристике неудобно. Для этого нужно построить эксплуатационную расходную характеристику для принятых значений частоты вращения n и диаметра D. Пересчет от приведенных параметров производится с помощью формул подобия (3-34) и (3-35). В результате получаем:

$$H = \left(\frac{nD}{n'_I}\right)^2 \quad (16\text{-}15)$$

и

$$Q = Q'_I D^2 \sqrt{H} = Q'_I D^2 \frac{nD}{n_I},$$

откуда

$$Q = \frac{Q_1'}{n_1'} nD^3. \qquad (16\text{-}16)$$

На рис. 16-6 показана перестроенная напорно-расходная характеристика, причем масштаб оси Q связан с Q_1' коэффициентом nD^3. С целью наглядности даны точки *1—4* на линии a_0 в области насосных режимов и соответствующие точки *1'*, *2'—4'* на линии $Q—H$. Смещение этих точек, относительно исходных вызывается влиянием роста n_1' в (16-16).

В заключение остановимся на некоторых особенностях подбора обратимых гидромашин. Как видно из характеристики на рис. 16-5, в зоне насосных режимов линии a_0 идут с малым уклоном и это указывает на то, что изменение n_1' резко сказывается на величине приведенной подачи Q_1'. Следовательно, при всех условиях необходимо обеспечить, чтобы n_1' были не ниже требуемых для насосного режима, например для данной характеристики 92—100 об/мин.

Учитывая, что

$$n_{1н}' = \frac{n_н D_1}{\sqrt{H_н}},$$

а в турбинном режиме

$$n_{1т}' = \frac{n_т D_1}{\sqrt{H_т}},$$

где $n_н$ и $n_т$ — частота вращения; $H_т$ и $H_н$ — напор в турбинном и насосном режимах, находим:

$$n_{1т}' = n_{1н}' \frac{n_т}{n_н} \sqrt{\frac{H_н}{H_т}}. \qquad (16\text{-}17)$$

При одинаковой частоте вращения $n_н = n_т$, если принять $H_н/H_т = 1{,}06$, для данной характеристики получим диапазон $n_{1т}'$, равный 95—103 об/мин. Как видно, он лежит значительно выше оптимума для турбинного режима, что приводит к снижению к. п. д. Это является одной из особенностей характеристик радиально-осевых обратимых гидромашин.

Обеспечить совпадение оптимумов по к. п. д. в насосных и турбинных режимах, как видно из (16-17), можно применением двигателей-генераторов с различной частотой вращения $n_т < n_н$. Такие двухскоростные двигатель-генераторы установлены на нескольких ГАЭС (например, на ГАЭС Ава-Спин в Швейцарии, $n_н = 500$ об/мин, $n_т = 375$ об/мин). Но поскольку они имеют большие

размеры, более высокую стоимость и худшие энергетические показатели, они применяются редко.

Обычно частота вращения в обоих режимах одинакова $n_н = n_т$, а оптимальные условия работы стремятся обеспечить разработкой соответствующей формы проточного тракта обратимой гидромашины.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

КОНСТРУКЦИИ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

17-1. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Характерным примером применения радиально-осевых обратимых гидромашин для относительно небольших напоров является ГАЭС Далешице (ЧССР), построенная в 1976 г. Гидромашина этой

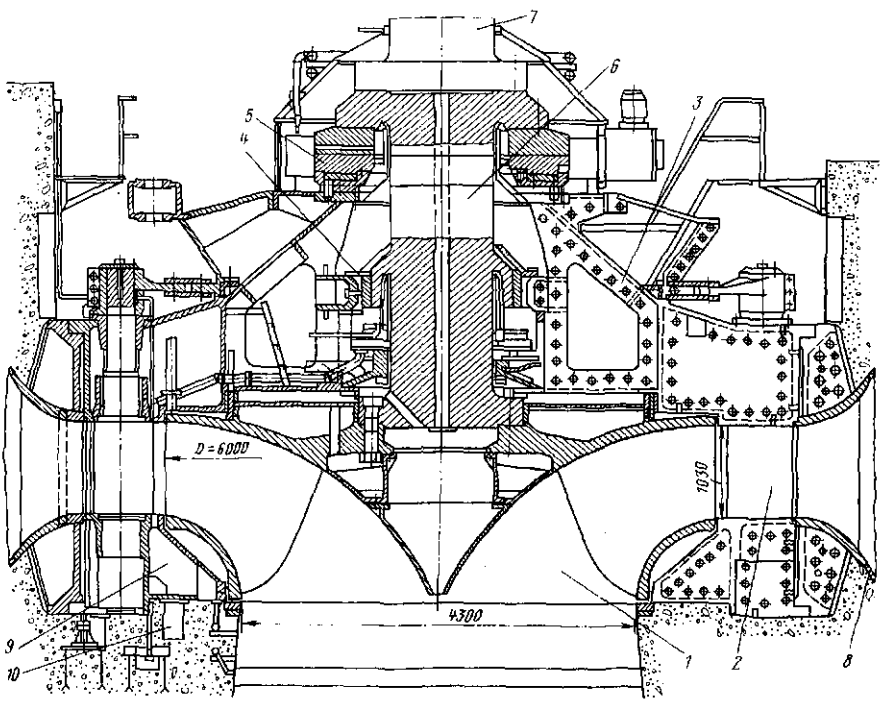


Рис. 17-1. Радиально-осевая обратимая гидромашина ГАЭС Далешице.

ГАЭС (рис. 17-1) имеет следующие параметры: напоры 93,0—67,4 м, частота вращения 136,3 об/мин, мощность в турбинном режиме 104 МВт и в насосном 115 МВт, подача 137,5 м³/с.

Как видно из рис. 17-1, общее конструктивное решение близко к радиально-осевым турбинам (см. рис. 2-26, 2-30). Рабочее колесо *1*

(нержавеющая сталь, содержащая 13% хрома, 4% никеля) имеет внешний диаметр $D_1 = 6{,}0$ м, внутренний $D_2 \approx 4{,}3$ м. Отношение $D_2/D_1 = 0{,}715$. Направляющий аппарат, состоящий из 20 лопаток *2*, имеет высоту 1,03 м ($\overline{b}_0 = 0{,}17$). Следует обратить внимание на мощ-

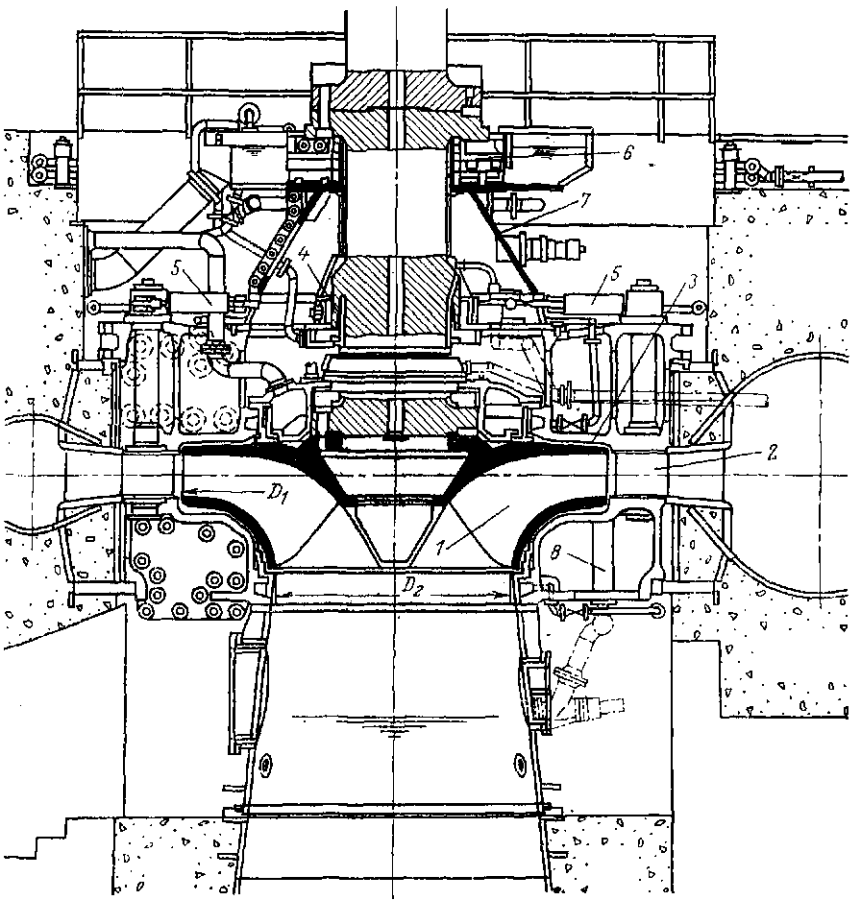


Рис. 17-2. Радиально-осевая обратимая гидромашина ГАЭС Родунд-II.

ную конструкцию крышки *3*, на которую опирается направляющий подшипник *4* с масляной смазкой и подпятник *5*. Короткий вал *6* диаметром 1130 мм жестко соединен с валом *7* электрического двигателя-генератора. Спиральная камера *8* стальная, диаметр входного сечения 5,4 м (максимальная скорость в насосном режиме 6,0 м/с). Под нижним ободом рабочего колеса имеется полость *9*, из которой вода может удаляться на слив через трубу *10*. Это необхо-

димо при работе агрегата в режиме синхронного компенсатора, когда направляющий аппарат закрыт, вода из полости рабочего колеса отжата сжатым воздухом и агрегат, включенный в сеть, вращается вхолостую. Протекающая через неплотности направляющего аппарата вода через отверстия попадает в полость *9* и из нее удаляется. В противном случае она попадала бы на лопасти вращающегося рабочего колеса, что вызывало бы увеличение потерь энергии.

Сравнивая данную обратимую гидромашину с радиально-осевой турбиной, рассчитанную на такой же напор (см., например, рис. 2-29), можно отметить различие в форме рабочего колеса (меньшие $\overline{b}_0$ и D_2/D_1). Здесь число лопастей обычно 6—8, а в турбине в 2 раза больше.

На рис. 17-2 показана обратимая гидромашина ГАЭС Родунд-II (фирма «Фойт», ФРГ) со следующими параметрами: напор 354 м, мощность в турбинном режиме 270 МВт и расход 85 м³/с, в насосном режиме мощность 256 МВт и подача 67 м³/с, частота вращения 375 об/мин. Рабочее колесо *1* имеет внешний диаметр $D_1 \approx 4{,}8$ м и внутренний $D_2 \approx 2{,}65$ м ($D_2/D_1 = 0{,}55$). Относительная высота направляющего аппарата *2* $\overline{b}_0 = 0{,}108$. На мощной крышке *3* укреплен направляющий подшипник *4* с масляной смазкой. Осевое гидравлическое усилие рабочего колеса уравновешено. Привод к направляющим лопаткам осуществлен индивидуальными цилиндрическими сервомоторами *5* для каждой лопатки, что дает ряд преимуществ. Подпятник *6* опирается на мощный стальной конус *7*, передающий нагрузку на крышку. Под нижним ободом рабочего колеса имеется просторная полость, из которой через сбросные трубы *8* удаляется вода, протекающая через неплотности направляющего аппарата при компенсаторном режиме. Стальная спиральная камера сопрягается с очень мощными поясами статора. Средняя скорость в горловине всасывающей трубы D_2 в турбинном режиме 15 м/с и в насосном 12 м/с.

В табл. 17-1 приведены данные по некоторым радиально-осевым обратимым гидромашинам. ГАЭС Нумаппара является одной из рекордных по напору, а ГАЭС Ладингтон и Бремм — по диаметру рабочего колеса и мощности.

При рассмотрении характеристик радиально-осевых обратимых гидромашин в § 16-4 было отмечено, что при сохранении частоты вращения трудно обеспечить работу в зоне оптимума к. п. д. по n_1' и в насосном и в турбинном режимах. Этот недостаток устраняется в предложенной Г. И. Кривченко и Н. Н. Аршеневским обратимой радиально-осевой гидромашине, рабочее колесо которой снабжено поворотными лопатками.

Как видно из рис. 17-3, главное отличие этой обратимой гидромашины от радиально-осевой обратимой гидромашины состоит в устройстве рабочего колеса, имеющего двойную систему лопастей:

Таблица 17-1

Основные данные по радиально-осевым обратимым гидромашинам

ГАЭС	Страна	Год	Диаметр рабочего колеса, м	Частота вращения n, об/мин
Загорская и Кайшядорская	СССР	Строятся	6,3	150
Нумаппара	Япония	1974	5,0	375
Ладингтон	США	1973	8,4	112,5
Бажина Башта (гидромашина фирмы «Ташиба», Япония)	СФРЮ	Строится	—	428,6
Бремм	ФРГ	Строится	9,4	125/150

Продолжение табл. 17-1

ГАЭС	Турбинный режим			Насосный режим			H_s, м
	$H_{макс}$, м	$H_{мин}$, м	N, МВт	$H_{макс}$, м	$H_{мин}$, м	Q, м³/с	
Загорская и Кайшядорская	108	93	206	112	97	170	—15
Нумаппара	500	422	230	528	428	50	—50
Ладингтон	108	87	343	114	93	314	—7,6
Бажина Башта (гидромашина фирмы «Ташиба», Япония)	600,3	497,5	294	621,3	531,7	36,7/50,8	—54 0
Бремм	232	167,3	700	247,3	187,8	341/220	—

жестко заделанные в верхний и нижний обод и поворотные лопатки. Лопасти *1*, внешний диаметр которых равен $D_{1т}$, подбираются в основном по условиям работы в турбинном режиме, и число их может составлять 12—16, как у обычных радиально-осевых турбин. Поворотные лопасти *2*, имеющие искривленную форму, в турбинном режиме устанавливаются таким образом (показано пунктиром), что они находятся в условиях «нерабочего» обтекания, т. е. с нулевыми углами атаки. Таким образом в турбинном режиме они выключаются из рабочего процесса.

В насосном режиме при реверсе рабочего колеса лопатки *2* поворачиваются (показано сплошной линией) и вместе с лопастями *1* составляют лопастную систему насосного колеса. Число лопаток *2*, как у центробежных насосов, может быть 6—8. Поворот лопаток *2* осуществляется сервомоторами *3* с механизмами привода к каж-

дой лопатке, причем должна обеспечиваться комбинаторная зависимость, определяющая оптимальный угол поворота лопаток *2* в зависимости от открытия направляющего аппарата a_0 и напора.

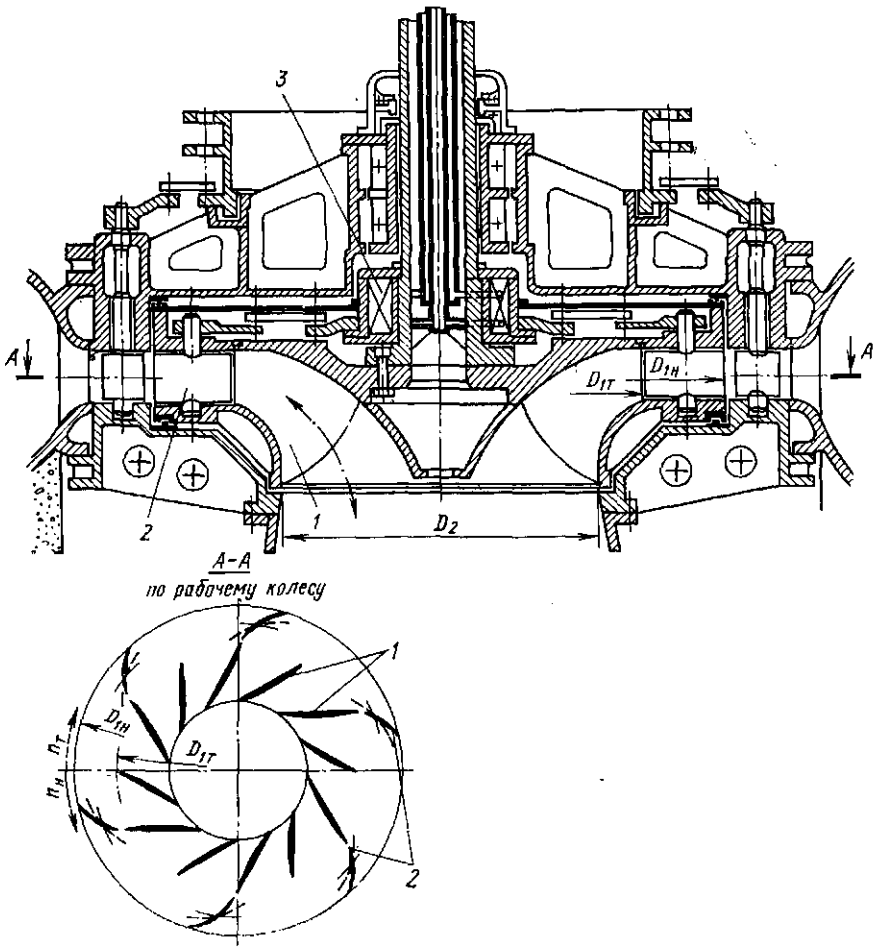


Рис. 17-3. Схема обратимой радиально-осевой поворотно-лопастной гидромашины (ОРОПЛ).

Проведенные модельные исследования показали, что в гидромашине (рис. 17-3) соответствующим подбором диаметров $D_{1т}$ и $D_{1н}$, а также формы проточной части можно обеспечить работу в оптимуме по к. п. д. и в турбинном, и в насосном режимах.

17-2. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Первые диагональные обратимые гидромашины были пущены в 1957 г. на ГАЭС Адам-Бек в Канаде (напоры 27—18 м, мощность 34 МВт, частота вращения 92,4 об/мин) и в настоящее время они находят довольно широкое применение на ГАЭС.

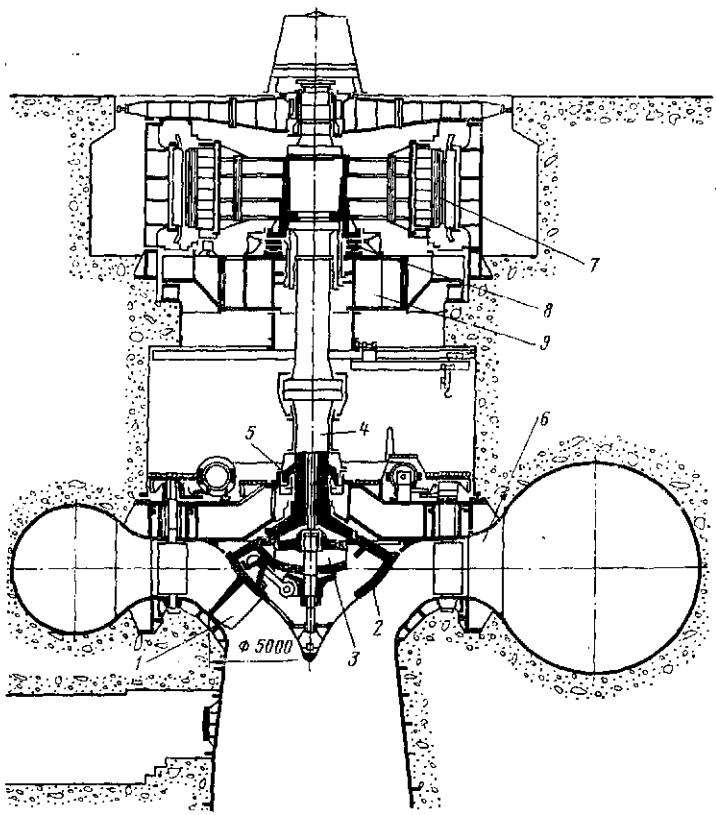


Рис. 17-4. Диагональная обратимая гидромашина ГАЭС Липтовска Мара.

В качестве примера на рис. 17-3 показан обратимый гидроагрегат с диагональной обратимой гидромашиной, изготовленной заводом «ЧКД-Бланско» (ЧССР) для ГАЭС Липтовска Мара (1975 г.). Параметры гидромашины следующие: напоры 48—30 м, частота вращения 136,5 об/мин, мощность в турбинном режиме 50,3 МВт, подача 107 м^3/с.

Рабочее колесо *1* диаметром 5,0 м имеет 8 поворотных лопастей, установленных под углом 45° к оси вращения. Внутри втулки *2*

находится сервомотор *3* диаметром 1,7 м, с помощью которого изменяется угол установки лопастей. Маслопроводы проходят внутри вала *4*. На крышке расположен направляющий подшипник *5* с масляной смазкой. Направляющий аппарат радиальный высотой 1,35 м ($\bar{b}_0 = 0{,}27$). Спиральная камера круглого сечения со сталь-

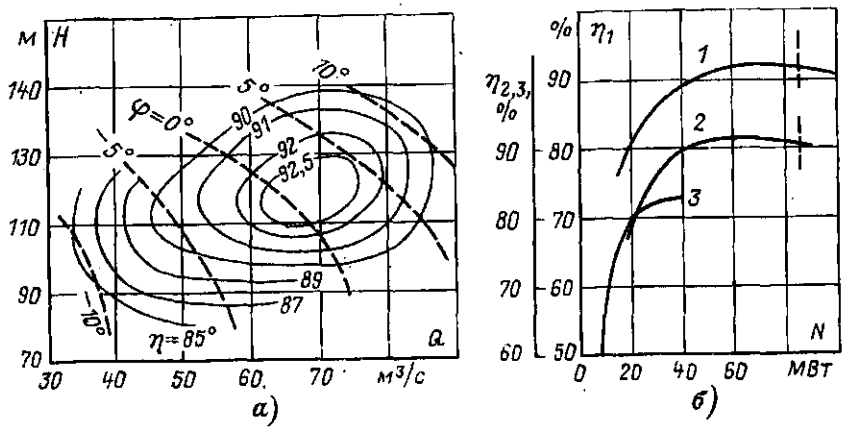


Рис. 17-5. Характеристики диагональной обратимой гидромашины ГАЭС Такане I.

ной оболочкой, приваренной к кольцу статора *6*. Высота всасывания $H_s = -9{,}2$ м. Сверху находится синхронный двигатель-генератор *7* с подпятником *8*, опирающимся на несущую крестовину *9*. При работе в турбинном и насосном режимах должны выдерживаться свои комбинаторные зависимости, определяющие оптимальное соот-

Таблица 17-2

Основные данные по диагональным обратимым гидромашинам

ГАЭС	Страна	Год	Частота вращения *n*, об/мин	Турбинный режим			Насосный режим		
				$H_{макс}$, м	$H_{мин}$, м	*N*, МВт	$H_{макс}$, м	$H_{мин}$, м	*Q*, м/с
Вальдеканас (гидромашины фирмы «Инглиш Электрик», Англия)	Испания	1964	150	74	49	82	72	51	96
Такане I	Япония	1969	277	136	—	87	138	—	60
Кагедейра	Япония	1969	240	90	—	48	94	—	24
Рифа	Австрия	1969	300	35	—	4,8	34	—	11,3

ношение между углом установки лопастей рабочего колеса и открытием лопаток направляющего аппарата.

Параметры некоторых диагональных обратимых гидромашин приведены в табл. 17-2. Характеристики гидромашины ГАЭС Такане I показаны на рис. 17-5, *а* — для насосного и на рис. 17-5, *б* — турбинного режимов (*1*—H = 136 м, *2* — H = 124 м и *3* — H = 79,7 м). Как видно, в обоих режимах максимальные к. п. д. довольно высоки и превышают 92%.

17-3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Одноступенчатые обратимые гидромашины, как было указано выше, достигают напора 500—600 м. При большем напоре приходится либо переходить на трехмашинную схему, либо идти на применение многоступенчатых обратимых гидромашин.

На рис. 17-6 показана в качестве примера двухступенчатая обратимая гидромашина, разработанная фирмой «Нэйрпик» (Франция) для ГАЭС Рудлин следующих параметров: напор 600 м, частота

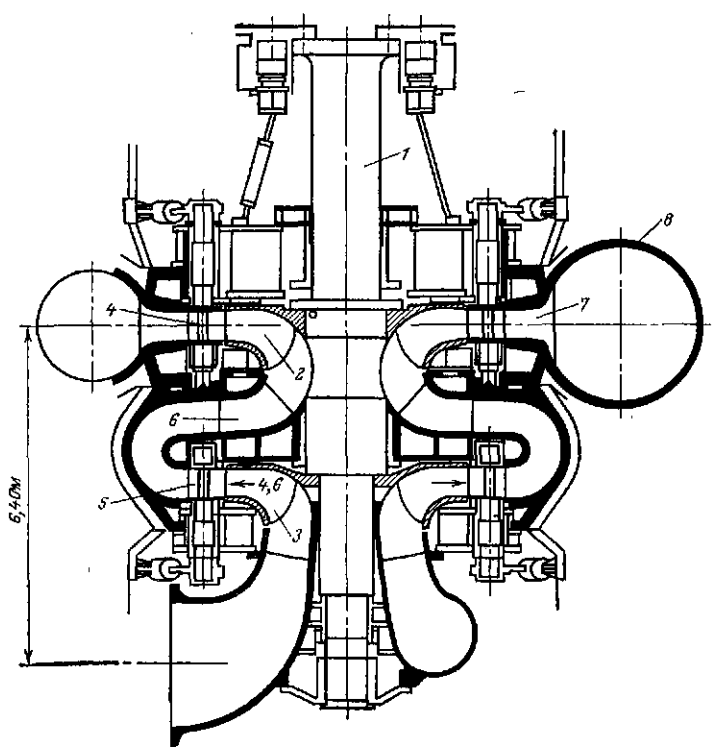


Рис. 17-6. Двухступенчатая обратимая гидромашина.

вращения 333 об/мин, мощность 600 МВт. На валу *1* насажены два рабочих колеса *2* и *3* диаметром 4,6 м. Имеются два ряда направляющих лопаток *4* и *5*. Между рабочими колесами *2* и *3* находятся выправляющие лопатки *6*, снимающие циркуляцию, которая создается на выходе из рабочего колеса первой ступени *3* в насосном режиме перед входом в рабочее колесо второй ступени *2*. Регулирующее кольцо направляющего аппарата *4* расположено сверху, а *5* — снизу. К статору *7* примыкает круглая спираль *8*, соединенная с напорным трубопроводом.

Если требуется большее число ступеней (3—5), то осуществить регулирующий направляющий аппарат представляет значительные трудности. В этом случае приходится отказываться от регулирования мощности и осуществлять пуск и остановку агрегата затвором. В 1976 г. на ГАЭС Сант Элен системы Ля Кош (Франция) были введены первые пятиступенчатые обратимые гидромашины с диаметром рабочего колеса около 2,0 м (фирмы «Нэйрпик», Франция и «Вэвэй», Швейцария) с параметрами: напоры 883—994 м; частота вращения 600 об/мин, мощность в насосном и турбинном режимах около 80 МВт.

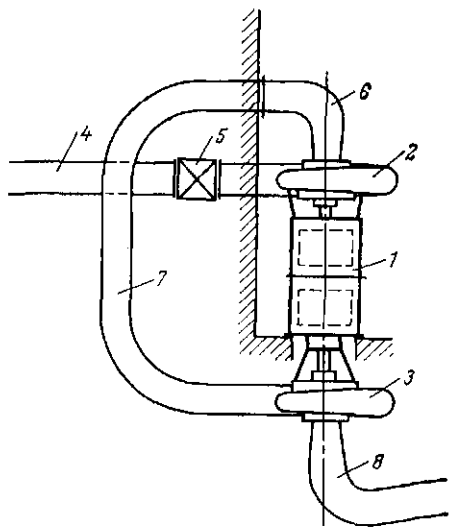


Рис. 17-7. Схема сдвоенного обратимого гидроагрегата.

Можно получить высоконапорный обратимый агрегат и путем последовательного соединения двух радиально-осевых обратимых гидромашин. Такая схема, предложенная Г. И. Кривченко, показана на рис. 17-7. Здесь *1* — электрический двигатель-генератор, *2* и *3* — обратимая гидромашина одного направления вращения, *4* — подводящий трубопровод, *5* — затвор, *6* и *7* — переводной трубопровод и *8* — отсасывающая труба. Если в такой схеме использовать, например, обратимую гидромашину типа ГАЭС Нумаппара (табл. 17-1), то полученный агрегат будет иметь мощность около 500 МВт с напором более 1000 м.

Следует иметь в виду, что применение двухступенчатых и многоступенчатых обратимых гидромашин позволяет не только обеспечить высокий напор, но и снизить требуемое заглубление по условиям устранения кавитации.

17-4. ДВУХКОЛЕСНЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Выше было отмечено, что создание обратимой гидромашины с одним рабочим колесом, работающим и как турбинное и как насосное, связано с большими трудностями и в части оптимальной формы проточного тракта, и в необходимости реверса, т. е. изменения направления вращения при переходе из турбинного режима в насосный и обратно. Эти трудности можно разрешить, если перейти

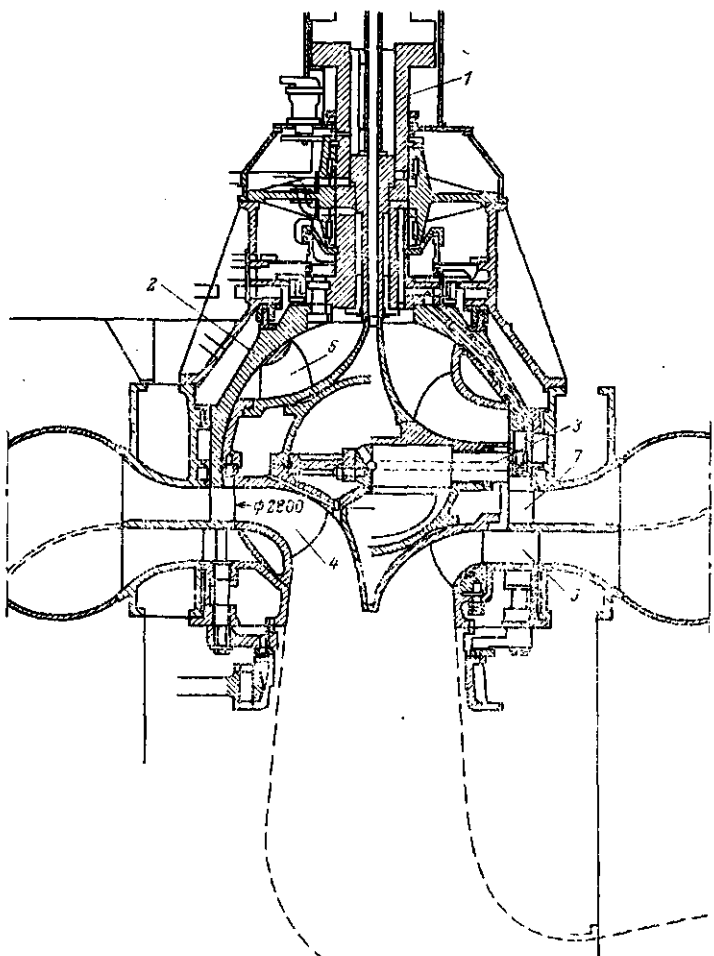


Рис. 17-8. Двухколесная обратимая гидромашина ГОНЕ.

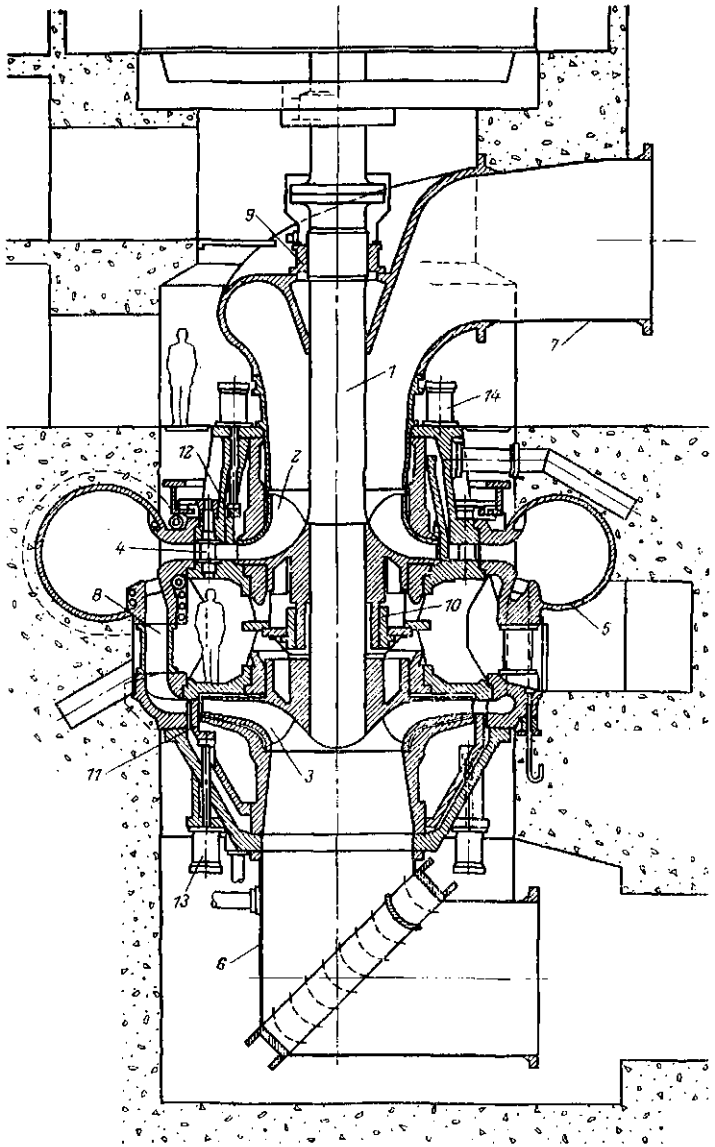


Рис. 17-9. Двухколесная обратимая гидромашина изожир для ГАЭС От-Шют.

на обратимую гидромашину с двумя раздельными рабочими колесами: насосным и турбинным. Строго говоря, это не обратимая гидромашина, а трехмашинная схема, однако она конструктивно решается в виде единой обратимой гидромашины.

Примером такой двухколесной обратимой гидромашины является конструкция ГОНЕ, предложенная инж. Госнеделем и проф. М. Нехлеба в ЧССР. Схема ее показана на рис. 17-8. К валу *1* прикреплена полусфера *2*, внутри которой на оси *3* насажены два рабочих колеса — насосное большого диаметра *4* и турбинное *5*. Направляющий аппарат здесь двухрядный: нижний ярус *6* с поворотными лопатками для турбинного колеса, верхний *7* с жесткими для насосного.

Основная идея этой конструкции состоит в том, что при работе в насосном режиме устанавливается соответствующее колесо (в данном случае $D = 2800$ мм) против спирали, а направляющие лопатки закрываются (левая половина). Для перехода в турбинный режим колеса на оси *3* поворачиваются на 180°. Теперь турбинное колесо стоит против направляющих лопаток, а насосное находится в полусфере (правая половина). Направление вращения в обоих режимах одинаково.

Конструкция ГОНЕ весьма сложна. С целью уменьшения гидравлических потерь требуется отжатие воды из пространства, между крышкой и полусферой.

Двухколесная обратимая гидромашина — изожир создана фирмой «Ателье-де-Шарми» (Швейцария). Опытный образец с напором 395 м, мощностью 10 МВт прошел эксплуатационные испытания на ГАЭС Робией в 1968 г. Это позволило разработать и предложить изожиры для различных ГАЭС.

На рис. 17-9 показан изожир для ГАЭС От-Шют, рассчитанный на следующие параметры: напоры 610—500 м, частота вращения 428 об/мин, мощность 300—250 МВт, подача 42,4—53,5 м³/с. Основными частями конструкции является вал *1* с рабочими колесами *2* — турбинным и *3* — насосным, направляющий аппарат с поворотными лопатками *4* и спиральная камера *5*. К насосному колесу *3* вода подводится по всасывающей трубе *6*, а от турбинного колеса отводится по отсасывающей трубе *7*. Вода от насосного колеса подается в спиральную камеру по каналам *8*. Вал *1* имеет два подшипника *9* и *10*. Оба колеса *2* и *3* насажены на вал жестко и вращаются вместе с ним, а для включения или выключения того или иного рабочего колеса служат цилиндрические затворы *11* и *12*, перемещаемые сервомоторами *13* и *14*. При работе в турбинном режиме затвор *11* закрыт, а *12* — открыт (вид слева), при работе в насосном режиме закрыт затвор *11* и открыт *12* (вид справа). Форма рабочих колес выбирается такой, что направление вращения при переходе из одного режима в другой не изменяется. Как видим, конструкция получается достаточно сложная.

Таблица соотношений между некоторыми единицами физических величин, подлежащими изъятию, и единицами СИ

Величина	Единица, подлежащая изъятию: наименование	Единица, подлежащая изъятию: обозначение	Единица СИ: наименование	Единица СИ: обозначение	Соотношение единиц	Выражения производной единицы СИ: через другие единицы СИ	Выражения производной единицы СИ: через основные единицы СИ
Основные единицы механических величин							
Длина			метр	м			
Масса			килограмм	кг			
Время			секунда	с			
Производные единицы							
Сила; вес; сила тяжести	килограмм-сила	кгс	ньютон	Н	1 кгс ≈ 9,8 Н ≈ 10 Н	—	$м \cdot кг \cdot с^{-2}$
	тонна-сила	тс			1 тс ≈ 9,8·10³ Н ≈ 10 кН		
	грамм-сила	гс			1 гс ≈ 9,8·10⁻³ Н ≈ 10 мН		
Давление, напряжение	килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/см²	паскаль	Па	1 кгс/см² ≈ 9,8·10⁴ Па ≈ ≈ 10⁵ Па ≈ 0,1 МПа	$Н/м^2$	$м^{-1} \cdot кг \cdot с^{-2}$
	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.			1 мм вод. ст. ≈ 9,8 Па ≈ 10 Па		
	метр водяного столба	м вод. ст.			1 м вод. ст. ≈ 1000 Па ≈ ≈ 1 кПа		
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.			1 мм рт. ст. ≈ 133,3 Па		
Момент силы	килограмм-сила-метр	кгс·м	ньютон-метр	Н·м	1 кгс·м ≈ 9,8 Н·м ≈ 10 Н·м	Н·м	$м^2 \cdot кг \cdot с^{-2}$
Работа, энергия	килограмм-сила-метр	кгс·м	джоуль	Дж	1 кгс·м ≈ 9,8 Дж ≈ 10 Дж	Н·м	$м^2 \cdot кг \cdot с^{-2}$
			киловатт-час	кВт·ч	1 кВт·ч ≈ 3,6·10⁶ Дж = = 3,6 МДж		
Количество теплоты	калория	кал	джоуль	Дж	1 кал ≈ 4,2 Дж	Н·м	$м^2 \cdot кг \cdot с^{-2}$
	килокалория	ккал			1 ккал ≈ 4,2 кДж		
Мощность, поток энергии	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/с	ватт	Вт	1 кгс·м/с ≈ 9,8 Вт ≈ 10 Вт	Дж/с	$м^2 \cdot кг \cdot с^{-3}$
	лошадиная сила	л.с.			1 л. с. ≈ 735,5 Вт ≈ 0,736 кВт		
	калория в секунду	кал/с			1 кал/с ≈ 4,2 Вт		
	килокалория в час	ккал/ч			1 ккал/ч ≈ 1,16 Вт		

1. **Абхази В. И.** Гидромеханизированная добыча песчано-гравийных материалов. М., «Энергия», 1972. 139 с.

2. **Аршеневский Н. Н.** Обратимые гидромашины для гидроаккумулирующих установок. М., «Энергия», 1977. 240 с.

3. **Бернштейн Л. Б.** Капсульные и шахтные гидроагрегаты. М., 1968. 215 с. (ВИНИТИ).

4. **Викторов Г. В.** Гидродинамическая теория решеток. М., «Высшая школа», 1968. 368 с.

5. **Владиславлев Л. А.** Надежность гидротурбин. М., «Энергия», 1970. 95 с.

6. **Владиславлев Л. А.** Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. М., «Энергия», 1972. 173 с.

7. **Вознесенский И. Н.** Жизнь, деятельность и избранные труды. Гидравлические машины. М., Машгиз, 1952, с. 136—238.

8. **Гидроэлектрические** станции. Под ред. Ф. Ф. Губина. М., «Энергия», 1972. 503 с.

9. **Гончаров А. Н.** Гидроэнергетическое оборудование гидроэлектростанций и его монтаж. М., «Энергия», 1974. 305 с.

10. **Губин М. Ф.** Отсасывающие трубы гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970. 270 с.

11. **Губин М. Ф., Горностаев Ю. Н., Любицкий К. А.** Применение эжекторов на гидроэлектростанциях. М., «Энергия», 1971. 86 с.

12. **Гутовский Е. В., Колтон А. Ю.** Теория и гидравлический расчет гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1974. 365 с.

13. **Использование** водной энергии. Под ред. Д. С. Щавелева. Л., «Энергия», 1976. 653 с.

14. **Каменев П. Н.** Гидроэлеваторы в строительстве. М., Стройиздат, 1970. 415 с.

15. **Карелин В. Я.** Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М., «Машиностроение», 1975. 336 с.

16. **Карелин В. Я.** Насосы и насосные станции для водоснабжения и орошения. М., Стройиздат, 1966. 236 с.

17. **Квятковский В. С.** Диагональные гидротурбины. М., «Машиностроение», 1971. 206 с.

18. **Ковалев Н. Н.** Проектирование гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1974. 277 с.

19. **Колтон А. Ю., Этинберг И. Э.** Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М.—Л., Машгиз, 1958. 358 с.

20. **Конструкции** и расчет гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1974. 408 с. Авт.: Грановский С. А., Малышев В. М. и др.

21. **Кривченко Г. И.** Автоматическое регулирование гидротурбин. М., «Энергия», 1964. 286 с.

22. **Кривченко Г. И.** Насосы и гидротурбины. М., «Энергия», 1970. 448 с.

23. **Кривченко Г. И., Аршеневский Н. Н., Квятковская Е. В., Клабуков В. М.** Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. М., «Энергия», 1975. 367 с.

24. **Лабораторный** курс гидравлики, насосов и гидропередач. Под ред. С. С. Руднева и Л. Г. Подвидза. М., «Машиностроение», 1974. 416 с.

25. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.—Л., «Машиностроение», 1966. 364 с.

25а. **Лопастные** насосы. Под ред. Л. П. Грянко и А. Н. Папира. Л., «Машиностроение», 1975. 430 с.

26. **Малюшенко В. В., Михайлов А. Н.** Насосное оборудование тепловых электростанций. М., «Энергия», 1975. 279 с.

27. **Мильченко С. Л.** Ремонт кавитационных разрушений гидротурбин. М., «Энергия», 1971. 104 с.

28. **Михайлов И. Е.** Турбинные камеры гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970. 272 с.

29. **Орахелашвили М. М.** Износостойкость реактивных гидротурбин. М., Госэнергоиздат, 1960. 112 с.
30. **Орго В. М.** Гидротурбины. Л., 1975. 318 с. (Изд-во ЛГУ).
31. **Периик А. Д.** Проблемы кавитации. Л., «Судостроение», 1966. 438 с.
32. **Полушкин К. П.** Монтаж гидроагрегатов. Л., «Энергия», 1977. 512 с.
33. **Проскура Г. Ф.** Гидродинамика турбомашин. Киев, Машгиз, 1954.
34. **Пылаев Н. И., Эдель Ю. У.** Кавитация в гидротурбинах. Л., «Машиностроение», 1974. 258 с.
35. **Раабе И.** Гидравлические машины и установки. Пер. с нем. М., «Энергия», 1974. 312 с.
36. **Рычагов В. В., Флоринский М. М.** Насосы и насосные станции. М., «Колос», 1975. 415 с.
37. **Свинарев Г. А., Меловцов А. А.** Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа. Киев, «Наукова думка», 1969. 195 с.
37а. **Слисский С. М.** Гидравлика зданий гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970. 423 с.
38. **Смирнов И. Н.** Гидравлические турбины и насосы. М., «Высшая школа», 1969. 400 с.
39. **Справочник** конструктора гидротурбин. Под ред. Н. Н. Ковалева. Л., «Машиностроение», 1971. 304 с.
40. **Стеклов М. Л.** Горизонтальные гидравлические турбины. Л., «Машиностроение», 1974. 214 с.
41. **Степанов А. И.** Центробежные и осевые насосы. Пер. с англ. М., Машгиз, 1960. 462 с.
42. **Стопский С. Б.** Электрические методы обнаружения кавитации в гидротурбинах. Л., «Энергия», 1974. 149 с.
43. **Тиме В. А.** Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1976. 268 с.
44. **Турбинное** оборудование гидроэлектростанций. Руководство для проектирования. Под ред. А. А. Морозова. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 519 с.
45. **Турк В. М., Минаев А. В., Карелин В. Я.** Насосы и насосные станции. М., Стройиздат, 1976. 304 с.
46. **Урванцов Л. А.** Эрозия и защита металлов. М., «Машиностроение», 1966. 233 с.
47. **Хохловкин Д. М.** Глубинные насосы для водопонижения и водоснабжения. М., «Недра», 1971. 264 с.
48. **Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., «Энергия», 1977.
49. **Чиняев И. А.** Лопастные насосы. Справочное пособие. Л., «Машиностроение», 1973. 183 с.
50. **Чистяков А. М.** Исследования гидротурбинных блоков ГЭС. Л., «Энергия», 1972. 191 с.
51. **Шерстюк А. Н.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., «Высшая школа», 1972. 338 с.
52. **Шкуидин Б. М.** Землесосные снаряды. М., «Энергия», 1973. 376 с.
53. **Шкундин Б. М.** Машины для гидромеханизации земляных работ. Справочное пособие. М., Стройиздат, 1974. 184 с.
54. **Щапов Н. М.** Турбинное оборудование гидростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961. 319 с.
55. **Эдель Ю. У.** Ковшовые гидротурбины. М.—Л., Машгиз, 1963. 210 с.
56. **Эпштейн Р. М., Митрофанов Б. Е., Рудинский М. Я.** Система регулирования гидроагрегатов. М., «Энергия», 1968. 189 с.
57. **Этинберг И. Э.** Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1965. 350 с.
58. **Юфин А. П.** Гидромеханизация. М., Стройиздат, 1974. 223 с.
59. **Ярошенко О. В.** Испытания насосов. М., «Машиностроение», 1976.

Автоколебания 262
Агрегат ГЭС см. Гидроагрегат
— прямоточный 38, 60, 141
Адгезия 260

Бернулли уравнение:
для насосов 180
для турбин 12, 14, 95
Быстроходность:
гидромашины обратимой 288
насоса 201, 235
турбины 79
— ковшовой 153

Вал турбины 56
Вид:
гидромашины обратимой 293
насоса 240
турбины см. Система турбины
Водовод напорный 6
Втулка рабочего колеса турбины 27, 35
— — — — диагональной 41
Выемные части турбины 170
Выправляющий аппарат насоса 189
Высота:
всасывания гидромашины обратимой 286
— — — допустимая 289
— насоса (геометрическая) 180, 207
— — вакуумметрическая 181, 269
— — допустимая 205, 208, 269
— — критическая 206, 209
направляющего аппарата 27
— — относительная 27
отсасывания турбины 95, 107
— — допустимая 107

Гидравлическая турбина см. Турбина
Гидроагрегат 6, 20, 23
— вертикальный 7, 21
— горизонтальный капсульный 8, 9, 38
— — прямоточный 40
Генератор:
зонтичный 23
подвесной 22
Гидромашина обратимая (насосотурбина) 10
— двухколесная ГОНЕ 310
— — изожир 310
— двухступенчатая 306
— диагональная 304
— многоступенчатая 306
— осевая 293
— радиально-осевая 293, 299
— — — с поворотными лопатками 301
— сдвоенная 307
— схема двухмашинная 286
— — трехмашинная 286
— — четырехмашинная 286

Давление жидкости:
абсолютное 14
вакуум 15, 102
избыточное 14
Дефлектор струи:
отклонитель 51
отсекатель 52
Диаметр:
направляющего аппарата 27
— — относительный 27
патрубка насоса (размер насоса) 240
турбины 6, 27, 147
— диагональной 43
— номинальный 138
Дросселирование 253

Зависимость комбинаторная 29, 121

Закладные части турбины 168
Закон:
момента количества движения 62, 70
постоянства момента скорости 63
убывания скорости в спирали 90
Законы (формулы) подобия режимов 76, 201, 297
Запуск насоса 248
Золотник регулятора турбины 161
Зуб спирали 83

Каверны 104
Кавитационный запас насоса 207, 209, 234
— — — допустимый 207, 209, 234
— износ (эрозия) насоса 257
— — турбины 105, 175
— коэффициент см. Коэффициент кавитации
— срыв насоса 205
— — турбины 109, 119
— стенд 118
Кавитация:
в гидромашинах 102, 106
в насосах 205, 258
зональная 106
местная 106
отрывная 106
профильная 106
пузырьковая 106
суперкавитация 106
щелевая 106
Кавитирующий поток 104
Камера:
смешения в насосе 190, 280
турбины 20, 30, 41, 43, 82
— бетонная 83, 86
— двухподводная спиральная 86
— кожуховая 83
— металлическая (стальная) 20, 83, 91
— открытая 83
— прямоугольная 83
— спиральная 83, 300
Канал кольцевой в насосе 190
Кармана формула 126
Клапан насоса:
всасывающий 185
нагнетательный 185
напорный 185
приемный 249
Класс турбин 20
Классификация насосов 191
Кожух ковшовой турбины 54
Колонка управления регулятора турбины 161
Колонны статора турбины 24, 43, 49
Кольцо регулирующее 45
Колено отсасывающей трубы 100
Комбинаторная зависимость 29, 121
— точка 121
Компоновка турбины 138
Кононд 98
Кориолиса коэффициент см. Коэффициент кинетической энергии
Корпус насоса 185, 217, 251
Коэффициент:
быстроходности гидромашины обратимой 288, 290, 293
— насоса 201, 235
— турбины 79, 235
восстановления см. К. п. д. отсасывающей трубы
готовности турбины 174
кавитации гидромашины обратимой 289
— — — расчетный 290
— насоса 210
— — расчетный 240

кавитации турбины 107, 142, 145
— — критический 109
кинетической энергии 13
напора гидромашины обратимой 289
разгона гидромашины обратимой 297
— турбины 133
скорости струи в турбине 50
стеснения лопастями насоса 193
трубопровода насоса 237
установки турбинной 109
К. п. д.:
гидромашины обратимой 287
насоса 184
— гидравлический 197
— струйного 282
насосов, соединенных параллельно 247
— — последовательно 247
отсасывающей трубы 97, 101
турбины 18
— модели 117
Критерий устойчивости насоса 261
Крышка турбины 37, 45, 47
Кулачок комбинатора 163

Лопасть:
гидромашины обратимой 302
насоса 188, 218
турбины диагональной 41
— ковшовой 50
— поворотно-лопастной 27
— радиально-осевой 46
Лопатка:
гидромашины обратимой жесткая 308
— — поворотная 302, 308
насоса 190
турбины (профиль) 26, 43, 46, 49

Марка:
насоса 241
турбины 138
Маркировка:
насоса 240
турбины 138
Масловоздушный аккумулятор 160
Маслонапорная установка 160
Масса турбины 145
— — удельная 146
Механизм поворота лопастей турбины 34
— привода лопаток турбины 32, 45
Момент количества движения:
в насосе 196
в турбине 62
Мощность:
гидромашины обратимой 294
— — приведенная 295
гидроэлектростанции 156
насоса 211
потока 13
турбины 18
Мультипликатор капсульного агрегата 39

Надежность турбины:
долговечность 173
коэффициент готовности 173
неисправность 173
отказ 173
работоспособность 173
Напор:
гидромашины обратимой 288, 293
ГЭС 155
— максимальный 155
— массовый 12
— минимальный 155
— нетто 17
— перепад восстановления 17
— расчетный 156
— статический 15
насоса 179, 183
— геометрический 179
— статический 179
— теоретический 197
турбины 15, 129
— холостого хода 129, 138
Направляющий аппарат:
гидромашины обратимой 300, 305
турбины 21, 43
— конический (диагональный) 27, 38
— осевой 27
— радиальный 27
Насос:
вакуум-насос 250
вертикальный 186, 213, 221, 276
винтовой 186
вихревой 190
водокольцевой 251
возвратно-поступательный 191
воздухоподъемник см. Эрлифт
вращательный 191
гидроаккумулирующих станций 275—277
гидроэлеватор 283
глубинный 270
горизонтальный 220, 277
грунтовой 263
двустороннего входа 186, 213, 216
двухступенчатый 276
диагональный 186, 213, 220
диафрагменный 186
динамический 186
консольный 186, 214
лопастный 188
многоступенчатый 222
моноблочный 216
общего применения 213
объемный 184, 191
осевой 186, 194, 218
песковый 265
питательный 186
плунжерный 185, 191
пневматический 191
поворотно-лопастный 219
поршневой 185, 191
пятиступенчатый 277
роторный 222
скважинный 270, 272
секционный 222
с осевым разъемом 222
специальный 263
с погружным электродвигателем 272
с полуспиральным отводом 219
с трансмиссионным валом 270
струйный 191, 252, 280, 283
трехступенчатый 270
центробежный 188, 191, 192
шестеренный 191
шиберный 191
эжектор см. Струйный насос
эрлифт 284
Насосная установка 6, 180
Насосотурбина см. Гидромашина обратимая
Номенклатура:
насосов 238, 242—244
турбин 138—140
Нормальный ряд диаметров турбин 139

Область использования (по напору):
гидромашины обратимой 294
насоса 231
турбины 19
Обод рабочего колеса турбины 46
Обточка рабочего колеса насоса 239
Отвод насоса:
с направляющим аппаратом 228
спиральный 228

Отводящий аппарат насоса 223
Открытие турбины 26, 123, 159
— — холостого хода 129, 133
Отсасывающая труба турбины 20, 31, 94:
диффузор 31, 95, 100
изогнутая 99
колено 100
прямоосная 98
угол конусности 99

Параллелограмм скоростей потока:
в насосе 193
в турбине 63, 73
Параметры приведенные:
гидромашины обратимой 295
турбины 141—145
Патрубок насоса:
входной (всасывающий) 179, 188, 215
выходной (напорный) 179, 188, 214
Подача насоса 185, 193, 237
Подбор:
гидромашины обратимой 287
насоса 230, 237
турбины 138
Подпятник 22
Подшипник направляющий 22, 57
— — с водяной смазкой 58
— — с масляной смазкой 58
Помпаж 262
Поршень насоса 185
Потери энергии:
в гидромашине обратимой 290
в насосе 181
в отсасывающей трубе 96
в турбине 123
— — гидравлические 16, 123, 125
— — — вихревые 123
— — — трения 123
— — — циркуляционные 124
— — механические 124
— — — дисковые 124
— — объемные 124
Поток:
в насосе 192
в турбине 60, 63
Профиль см. Лопатка турбины
Пульпа 263
Пульсация 104

Рабочее колесо:
гидромашины обратимой 299
насоса 225
— с предвключенным шнеком 229
турбины 27
— диагональной 42
— ковшовой 60
— поворотно-лопастной 38
— радиально-осевой 46
Разгон турбины 133
Разгрузочные отверстия:
в насосе 228
в турбине 44
Расход:
гидромашины обратимой 288
— — приведенный 289
насоса см. Подача насоса
турбины 18, 65
— приведенный 77, 142
— суммарный 156
Регулирование:
насоса 252
— дросселированием 253
— перепуском 255
— углом установки лопастей 255
— частотой вращения 254
турбины 160
— ковшовой 165
турбины поворотно-лопастной 163
— показатель (относительный прирост) 156
Регулятор турбины 161, 163
— — — гидромеханический 162
— — — электрогидравлический 162
Режим работы:
гидромашины обратимой 286
— — безударный вход 287
— — заряда 286
— — насосный 286, 293
— — — обратный 293
— — — прямой 293
— — оптимальный 286, 296
— — противотока 296
— — разряда 286
— — тормозной 293
— — турбинный 286, 293
— — — обратный 293
— — — прямой 293
насоса 198
— автоколебания 262
— безударный вход 198
— изогональный 199
— неустойчивый 261
— подобия 199
— помпаж 262
— противотока 246
— устойчивый 262
— циркуляция 199
турбины 67
— безударный вход 67, 73
— изогональный 74
— нормальный выход 68, 73
— оптимальный 69
— подобия 74
— циркуляция 60, 70, 81
Режимный график нагрузки ГЭС 155
Рейнольдса число 126
Решетка лопаток направляющего аппарата турбины:
густота 60
шаг 60

Сальник насоса:
вакуумный 228
обычный 228
с водяным замком 215, 228
Сервомотор:
гидромашины обратимой 302
направляющего аппарата турбины 33
— — — торовый 34
— — — цилиндрический 33, 39
рабочего колеса турбины 25
— — — диагональной 41
— — — поворотно-лопастной 35
— — — радиально-осевой 46
Сила подъемная (Жуковского теорема) 81
Система (вид) турбины 138
Скорость потока:
в гидромашине обратимой 288
в насосе 192
— — окружная 193
— — относительная 193
— — переносная 193
— — угловая 196
в турбине 12
в турбинной камере 90
в направляющем аппарате 93
Соединение насосов:
параллельное 245
последовательное 247
Сопло:
насоса 190, 280
турбины ковшовой 50

Спиральная камера турбины см. Камера турбины
Статор турбины 21, 24, 25, 43
— — колонны 24, 43, 49
Стенды для испытаний:
насоса 232
турбины 116, 118

Тадреп 168
Тип:
насоса 199
турбины 74, 138
Типоразмер насоса см. Номенклатура насоса
Треугольник скоростей потока:
в гидромашине обратимой 287
в насосе 193
в турбине 63
Труба:
всасывающая 219, 301
отсасывающая 20, 308
переводная 224
Трубопровод:
всасывающий (подводящий) 179, 256, 307
напорный 6, 9, 179
переводной 307
Турбина:
активная 20
вертикальная 141
горизонтальная 38, 60, 141
диагональная (Дериаза, Квятковского) 41, 60, 141
капсульная см. Агрегат прямоточный 38, 60, 141
ковшовая (Пельтона) 20, 50
крупная 139
мелкая 139
осевая 20, 38, 43, 141
поворотно-лопастная (Каплана) 24, 31, 59, 141
пропеллерная 30, 141
радиально-осевая (Френсиса) 20, 43, 59, 144
реактивная 20
средняя 139
Фуркейрона 59
Турбинная камера см. Камера турбины
— установка 6

Угол конусности отсасывающей трубы 99
— охвата спирали 83
— установки лопасти турбины 28
Уплотнения:
подшипника 58
рабочего колеса насоса 227
— — — кольцевые 228
— — — лабиринтные 228
— — — щелевые 228
— — турбины радиально-осевой 46, 49
Уравнение:
Бернулли см. Бернулли уравнение количества движения 281
Эйлера (для гидромашины обратимой) 287
— (для насоса) 197, 200, 287
— (для турбины) 71, 287
Установка:
маслонапорная 160
насосная 179
турбинная 6

Формулы подобия режимов (законы подобия):
гидромашин обратимых 297
насосов 201
турбин 76

Характеристика:
гидромашины обратимой 191
— круговая 292
— моментная 297
— напорная 297
— расходная 297
— универсальная 291
— эксплуатационная 297
насоса 211, 230
— кавитационная 234
— модельная 232
— мощностная 212
— напорная 211
— расходная 234
— теоретическая 211
— экспериментальная 237
сети (насосная установка) 182, 237
трубопровода 237
турбины 112
— балансовая 125
— линейная мощностная 115, 128
— — напорная 115, 128
— — оборотная 115, 128
— модельная 114, 123
— напорно-мощностная 112
— напорно-расходная 113
— оборотно-расходная 113
— относительная мощностная 136
— — напорная 136
— — расходная 136
— пропеллерная частная 120
— разгонная 132
— суммарная линейная 156
— — эксплуатационная 156
— универсальная 112
— — главная 113, 120, 152
— — эксплуатационная 112, 130
Холостой выпуск 166

Цапфа лопатки турбины 32, 45
Цилиндр насоса 185
Циркуляция скорости:
в насосе 204
в турбине 81

Частота вращения:
гидромашины обратимой 288
— — приведенная 288, 297
— — разгонная 297
насоса 193
турбины 21, 65
— приведенная 77, 142—145
— разгонная 129, 132
— синхронная 148

Шаг решетки 60
Шестерни насоса 186
Штрабы 168

Эжектор см. Насос струйный
Эйлера уравнение см. Уравнение Эйлера
Энергетический стенд 116
— эффект отсасывающей трубы 96
Энергия жидкости удельная:
для расчета насоса 180
— — турбины 12
— потока 97
Эрозия абразивная 175, 257
— кавитационная см. Кавитационный износ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 5
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ 12
Глава первая. Основные параметры турбин 12
1-1. Энергия жидкости 12
1-2. Напор и мощность турбины 15
Глава вторая. Конструкции турбин 19
2-1. Виды турбин и области их использования 19
2-2. Гидроагрегат и здание ГЭС 20
2-3. Осевые поворотно-лопастные турбины 24
2-4. Горизонтальные осевые турбины 38
2-5. Диагональные поворотно-лопастные турбины 41
2-6. Радиально-осевые турбины 43
2-7. Ковшовые турбины 50
2-8. Валы и подшипники 56
2-9. Развитие конструкций турбины 59
Глава третья. Основы теории рабочего процесса турбин 60
3-1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных турбин 60
3-2. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных турбин . . . 63
3-3. Режим работы турбины 67
3-4. Основное энергетическое уравнение турбины 69
3-5. Особенность рабочего процесса ковшовых турбин 72
3-6. Турбины одного типа и законы подобия режимов их работы . . 74
3-7. Приведенные параметры турбин 77
3-8. Коэффициент быстроходности 79
3-9. Реальная форма движения жидкости в рабочем колесе турбины 80
Глава четвертая. Подводящие и отводящие элементы турбин 82
4-1. Турбинные камеры 82
4-2. Отсасывающие трубы 94
Глава пятая. Кавитация и допустимая высота отсасывания турбин 102
5-1. Явление кавитации 102
5-2. Коэффициент кавитации и допустимая высота отсасывания . . 107
Глава шестая. Характеристики турбин 111
6-1. Виды характеристик 111
6-2. Определение характеристик турбин по модельным испытаниям 116
6-3. Построение характеристик поворотно-лопастных турбин . . . 119
6-4. Пересчет параметров с модели на условия натуры 123
6-5. Построение линейных характеристик по главной универсальной характеристике 128

6-6. Построение универсальных эксплуатационных характеристик 130
6-7. Разгонные характеристики турбин 132
6-8. Осевые нагрузки рабочего колеса турбины 134
6-9. Сравнение турбин различного вида по их характеристикам . . 136

Глава седьмая. **Подбор турбин при проектировании гидроэлектростанции** 138

7-1. Номенклатура реактивных турбин 138
7-2. Подбор реактивных турбин по приведенным параметрам . . . 147
7-3. Особенности подбора ковшовых турбин 151
7-4. Режимный график работы гидроэлектростанции 155
7-5. Суммарные характеристики параллельно работающих турбин гидроэлектростанции 156

Глава восьмая. **Автоматизация, монтаж и эксплуатация турбин** 159

8-1. Системы автоматического регулирования турбин 159
8-2. Монтаж турбин 167
8-3. Эксплуатация турбин 173

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. **НАСОСЫ** 179

Глава девятая. **Основные параметры насосных установок и виды насосов** 179

9-1. Напоры насосной установки 179
9-2. Мощность насоса 183
9-3. Виды насосов 184

Глава десятая. **Рабочий процесс лопастных насосов** 192

10-1. Кинематика потока в лопастных насосах 192
10-2. Основное энергетическое уравнение лопастных насосов . . . 195
10-3. Режим работы насоса и условия подобия режимов 198
10-4. Коэффициент быстроходности насосов 201
10-5. Действительный характер течения в рабочем колесе 204
10-6. Кавитация в насосах и допустимая высота всасывания . . . 205
10-7. Теоретические характеристики лопастных насосов 211

Глава одиннадцатая. **Конструкции лопастных насосов** . . . 213

11-1. Виды лопастных насосов 213
11-2. Консольные насосы 214
11-3. Насосы двустороннего входа 216
11-4. Осевые насосы 218
11-5. Диагональные насосы 220
11-6. Вертикальные центробежные насосы 221
11-7. Многоступенчатые насосы 222
11-8. Некоторые элементы конструкции лопастных насосов . . . 225

Глава двенадцатая. **Характеристики лопастных насосов** . . 230

12-1. Виды характеристик насосов 230
12-2. Экспериментальное определение характеристик насосов . . 232
12-3. Зависимость формы характеристики насоса от его быстроходности 234
12-4. Пересчет характеристик насосов при изменении частоты вращения 235

Глава тринадцатая. **Подбор насосов** 237

13-1. Характеристика сети и фактическая подача насоса 237
13-2. Номенклатура лопастных насосов 238
13-3. Параллельное соединение насосов на общий трубопровод . . 245
13-4. Последовательное соединение насосов на общий трубопровод 247

Глава четырнадцатая. **Эксплуатация лопастных насосов** . . 248

14-1. Запуск лопастных насосов 248
14-2. Регулирование подачи лопастных насосов 252
14-3. Установка лопастных насосов 256
14-4. Кавитационный и абразивный износ насосов 257
14-5. Неустойчивая работа насосов 260

Глава пятнадцатая. **Специальные насосы** 263

15-1. Грунтовые насосы 263
15-2. Глубинные насосы 270
15-3. Насосы гидроаккумулирующих электростанций 275
15-4. Струйные насосы 280
15-5. Эрлифт 284

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ. **ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ** 286

Глава шестнадцатая. **Характеристики обратимых гидромашин** 286

16-1. Назначение обратимых гидромашин и условия их использования 286
16-2. Принцип обратимости гидромашин и основные показатели насосного режима 286
16-3. Круговая характеристика лопастной гидромашины 292
16-4. Виды обратимых гидромашин и их универсальные характеристики 293

Глава семнадцатая. **Конструкции обратимых гидромашин** . . 299

17-1. Радиально-осевые обратимые гидромашины 299
17-2. Диагональные обратимые гидромашины 304
17-3. Многоступенчатые обратимые гидромашины 306
17-4. Двухколесные обратимые гидромашины 308
Приложение 311
Список литературы 312

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков и технических специалистов