

Д. Я. СОКОЛОВ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ
ДЛЯ МАЛЫХ ГЭС

Д. Я. СОКОЛОВ

Профессор, доктор технических наук

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ МАЛЫХ ГЭС

ОПЕЧАТКИ

Страница	Столбец	Строка	Напечатано	Должно быть
38	Правый	11 сверху	$= \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}}$	$= \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}}$
38	.	20 .	$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{\eta \cdot Q}}{H^{2/4}}$	$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{\eta \cdot Q}}{H^{2/4}}$
47	Левый	формула (35)	$D_1 = (0,000813 n_s^2 + 52,5) \frac{\sqrt{H}}{n} \text{ см.}$	$D_1 = (0,000313 n_s^2 + 52,5) \frac{\sqrt{H}}{n} \text{ м.}$
92	Правый	4 снизу	$\frac{Q_a}{Q_s} = \sqrt{\frac{H_a}{H_s}}$	$\frac{Q_a}{Q_s} = \sqrt{\frac{H_a}{H_s}}$

Д. Я. Соколов — Гидравлические турбины для малых ГЭС.



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1951 ЛЕНИНГРАД

В книге рассматриваются турбины для малых гидроэлектростанций, условия работы турбин и их конструктивные особенности. При этом рассмотрены перспективы усовершенствования малых турбин и вопросы выбора типа гидравлического двигателя. Соответственно рассматриваются вопросы установления основных режимов и основных параметров турбин при их работе в различных условиях работы ГЭС.

Приводятся примеры подбора турбины на основании новой номенклатуры малых турбин и универсальные характеристики номенклатурных турбин. Рассмотрены также вопросы регулирования турбин.

По деревянным пропеллерным турбинам, получившим известное распространение в мелком гидросиловом строительстве в связи с постановлением Совета Министров от 8/II 1945 г., приводятся более подробные данные. Эти сведения даются в объеме, достаточном для самостоятельного изготовления турбин этого типа на местах, причем описан опыт строительства ГЭС с деревянными турбинами и даны указания по обеспечению надлежащих условий работы двигателя и эксплуатации гидротурбинных установок в целом.

Редактор В. А. Орлов.

Техн. редактор С. Н. Бабочкин

Сдано в набор 20/VIII 1951 г.

Подписано к печати 16/XI 1951 г.

Бумага 84×108 $\frac{1}{16}$ —5 $\frac{1}{2}$ бумажным — 18,04 п. л. + 2 вкл.

Уч.-изд. л. 23

T-08953

Тираж 3 000 экз.

Зак. 1317

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с исполнением постановлений партии и правительства о развитии сельской электрификации, в послевоенные годы в нашей стране чрезвычайно широко развернулось строительство гидроэлектростанций небольшой мощности. При значительном усилении материальной вооруженности колхозного хозяйства, механизации и электрификации сельскохозяйственного производства и укрупнении колхозов возросла и мощность малых гидроэлектростанций. Наряду со многими тысячами ГЭС мощностью до 50—100 квт сооружаются уже сотни небольших ГЭС мощностью до 1 000—2 000 квт, обеспечивающие электрификацию всех основных производственных процессов колхозов и совхозов и одновременно электроснабжение небольших городов и поселков.

В связи с этим более подробное ознакомление широких масс строителей гидроэлектростанций различного типа с существующими типами турбин и их установками, а также с методикой их выбора в удобной для использования форме является настоятельно необходимым для повышения качества проектирования, монтажа и эксплуатации малых гидроэлектростанций. Большое значение имеет выявление влияния конструкций и формы отдельных элементов турбинной установки на эффективность работы турбины.

Необходимо также ознакомление широких кругов с новой нормальной номенклатурой малых турбин, разработанной Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидромашиностроения (ВИГМ) и Ленинградским металлургическим заводом (ЛМЗ) им. Сталина.

В настоящее время наша промышленность обеспечивает строительство малых ГЭС наиболее ходовыми типоразмерами турбин, но еще не все желательные типоразмеры номенклатурных турбин включены в серийное производство. Кроме того, в номенклатуру не включены такие типоразмеры турбин, которые могли бы обеспечить рациональное использование водной энергии малых рек и небольших перепадов на ирригационных системах при напорах до 1,0—2,0 м при небольшой стоимости гидрооборудования. Это особенно важно для малых ГЭС, различных гидромеханических установок и водяных мельниц. В связи с этим получили некоторое распространение упрощенные конструкции турбин, значительно уменьшающие

стоимость гидрооборудования и позволяющие изготавливать их местными средствами. Однако выполнение таких турбин на местах производится еще без достаточной технической помощи. Это тормозит, например, реконструкцию существующих колесных мельничных установок. В ряде случаев продолжается даже строительство малоэффективных водяных колес.

Поступившие во Всесоюзный научно-исследовательский институт гидротехники и мелиорации отзывы и многочисленные запросы относительно рациональных конструкций деревянных пропеллерных турбин и способов их производства от колхозов, лесопромывальной кооперации, управлений ирригационных систем, радиофикацияторов, водоснабженцев, рыбопромышленности Дальнего Востока и др. обусловили необходимость рассмотрения и помещения в данной работе основных сведений по этим турбинам для обеспечения возможности изготовления их на местах, часто значительно удаленных от центров промышленности. Это также целесообразно и потому, что последняя усовершенствованная конструкция деревянной турбины еще не была опубликована. Если в какой-либо мере деревянные турбины позволяют устранить встречающиеся временные затруднения с оборудованием небольших гидросиловых установок, то тем самым они будут способствовать более широкому использованию местных энергетических ресурсов, т. е. осуществлению одного из основных положений по электрификации сельского хозяйства, принятых в СССР. Настоящая работа печатается по представлению Министерства сельского хозяйства СССР (зам. министра Н. Г. Наумов), Всесоюзной ордена Ленина академии сельскохозяйственных наук им. Ленина (вице-президент В. П. Мосолов и академик А. Н. Костяков) и ВНИИГиМ (проф. В. А. Шаумян). При составлении настоящего труда были использованы материалы и работы ВИГМ, ВНИИГиМ, МЭИ им. Молотова и ЛМЗ им. Сталина.

Главы восьмая и десятая написаны автором совместно с канд. техн. наук Ю. Э. Казарновским.

В подготовке настоящей работы принимал участие ассистент кафедры использования водной энергии Московского гидромелиоративного института В. М. Потапов, которому автор выражает свою благодарность.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3	19. Графоаналитический метод определения временной неравномерности	112
Введение	5	а) Сброс нагрузки	112
<i>Глава первая. Типы современных гидравлических двигателей и условия их применения</i>	<i>7</i>	б) Наброс нагрузки	120
1. Реактивные турбины	9	20. Условия расчетов по регулированию турбин	123
2. Активные турбины	18	а) Величина сброса и наброса нагрузки	124
<i>Глава вторая. Выбор типа гидравлического двигателя</i>	<i>22</i>	б) Время регулирования турбины	125
3. Выбор числа агрегатов	22	в) Временная неравномерность	127
4. Число оборотов турбины	25	21. Обеспечение регулирования агрегата	128
5. Положение турбины над уровнем нижнего бьефа	28	<i>Глава восьмая. Деревянная пропеллерная турбина и ее применение</i>	<i>135</i>
<i>Глава третья. Установление основных размеров турбин</i>	<i>34</i>	22. Область применения деревянной турбины	135
6. Основные формулы подобия	35	23. Составные элементы гидротурбинной установки и их назначение	135
7. Формула коэффициента быстроходности	38	24. Конструкции элементов гидроустановки с деревянной пропеллерной турбиной	136
8. Определение размеров реактивных турбин	38	25. Проектирование гидростанций с деревянной пропеллерной турбиной	143
9. Установление к. п. д. турбины	47	а) Подводящий лоток	145
10. Пример подбора реактивной турбины	49	б) Турбинная камера	145
11. Определение размеров активных турбин	52	в) Рабочее колесо турбины	146
<i>Глава четвертая. Схемы турбинных установок</i>	<i>61</i>	г) Направляющий аппарат	150
12. Факторы, определяющие выбор положения вала турбины	61	д) Всасывающая труба	151
13. Схемы турбинных установок	64	е) Отводящий канал	152
<i>Глава пятая. Номенклатура малых турбин в СССР</i>	<i>70</i>	ж) Пример расчета гидротурбинной установки с четырехлопастным рабочим колесом	152
<i>Глава шестая. Испытание турбин</i>	<i>92</i>	26. Монтаж турбинной установки	155
14. Методика лабораторных испытаний турбин	94	<i>Глава девятая. Обеспечение необходимых условий работы гидротурбинной установки и ее эксплуатация</i>	<i>156</i>
15. Характеристики турбин	100	<i>Глава десятая. Опыт строительства гидростанций с деревянной пропеллерной турбиной</i>	<i>165</i>
16. Прямо-сдаточные испытания турбин	105	Литература	176
<i>Глава седьмая. Регулирование турбин</i>	<i>106</i>	Приложение I. Типоразмеры рабочих колес деревянной пропеллерной турбины (в конце книги)	
17. Задача регулирования турбин	106	Приложение II. Направляющий аппарат к деревянной пропеллерной турбине (в конце книги)	
18. Работа агрегата при переменной нагрузке	108		

ВВЕДЕНИЕ

Условия работы гидравлических двигателей и задача проектирования гидротурбинной установки. Гидравлические двигатели, применяемые при использовании водной энергии, могут находиться в весьма сложных условиях, определяемых как бытовыми факторами самих источников энергии, так и характером потребления энергии. Источники водной энергии обычно имеют сильно изменяющийся в течение каждого отдельного года и из года в год расход воды при значительных колебаниях уровня воды. Эти изменения влекут за собой изменение напора гидроэлектростанции.

Изменение расходов воды, используемых гидравлическими двигателями, обуславливается также и графиком нагрузки, величина которой изменяется в значительных пределах. Значительные изменения в течение суток расходов, используемых турбинами, сопровождаются колебаниями уровней верхнего и нижнего бьефов, что также имеет следствием изменения величин напоров гидроэлектростанции. Величину напора гидроэлектростанции является необходимым поддерживать в каждый данный момент возможно большим, так как уменьшение напора (например, за счет понижения уровня верхнего бьефа) имеет следствием уменьшение мощности турбин и гидроэлектростанции и количества вырабатываемой ими энергии.

Наибольшее уменьшение напора гидроэлектростанции (сокращенно—ГЭС) наблюдается при паводках, когда происходит значительный подъем уровня воды в нижнем бьефе, в то время как в верхнем бьефе изменения уровня воды обычно невелики и определяются пропускной способностью водосбросных сооружений, например водосливной плотины. Всякое уменьшение напора вызывает уменьшение мощности турбины. Для сохранения ее в этот период является необходимым соответствующее увеличение расхода воды, пропускаемого через турбину.

В низконапорных малых ГЭС нередки случаи полного затопления плотины в период паводка, причем в этот период напор ГЭС иногда уменьшается до нуля, и она прекращает свою работу.

Режим уровней верхнего и нижнего бьефов определяет также и соответствующее высотное размещение гидромеханического оборудования и генераторов, в связи с чем приходится иметь дело с различными схемами турбинных установок, отличающимися расположением вала турбины, конструкцией устройств, подводящих и отводящих воду, и системой передаточных механизмов.

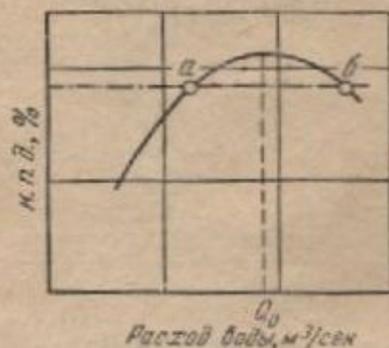
Эффективность работы гидравлического двигателя в значительной степени зависит от условий подвода воды к рабочему колесу турбины и отвода ее по выходе из рабочего колеса. При неизбежном выпуске воды из турбины с некоторой скоростью, большей нуля, всегда будет происходить потеря энергии, соответствующая величине скоростного напора при выходе $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$. В отводящих устройствах некоторых турбин эта величина может быть существенно уменьшена. Поэтому гидравлический двигатель в современном его представлении должен рассматриваться в совокупности с подводящими и отводящими устройствами, в значительной степени определяющими его эффективность.

Переменные условия работы турбины при переменном расходе Q и напоре H вызывают изменение ее к. п. д. В связи с этим необходимо устанавливать известные пределы допускаемых колебаний напоров и расходов воды через турбины. Учитывая же зависимость к. п. д. турбины от величин Q и H (фиг. 1), можно при правильном выборе расчетных значений расхода и напора в значительной степени повысить эффективность использования гидравлической энергии, если обеспечить работу турбины в зоне наибольших величин ее к. п. д., например на участке $a-b$ кривой ее к. п. д. на фиг. 1. Величина расчетного напора будет зависеть от характера его изменений в течение года и отдельных суток. Очевидно, что оптимальный режим турбины, при котором она работает с наибольшим к. п. д., должен соответствовать наиболее длительному периоду постоянства величины напора.

Выбор расчетных условий для турбины при переменном режиме ее работы представляет

весьма ответственную задачу, определяющую в дальнейшем эффективность использования водной энергии. Это требует ясного понимания методов использования характеристик современных гидравлических двигателей.

Переменные условия предъявляют определенные требования и в отношении необходимого количества агрегатов ГЭС, так как чем больше турбин будет установлено на данной ГЭС (при заданной ее мощности), тем меньше будут изменения расходов каждой отдельной



Фиг. 1. Рабочая расходная характеристика турбины.

турбины в процессе ее работы и тем ближе к оптимальному режиму, т. е. при более высоких к. п. д., она будет работать. Однако количество агрегатов ограничивается экономическими и эксплуатационными соображениями.

Необходимость периодического осмотра и ремонта турбин, а также возможные случаи аварий требуют наличия резервных агрегатов. Однако при наличии нескольких агрегатов в большинстве случаев можно обойтись и без резервных агрегатов, особенно в тех случаях, когда ГЭС работает в системе нескольких электростанций. При работе малой ГЭС в составе крупной энергетической системы является иногда возможной установка всего лишь одного агрегата.

Природные условия источников водной энергии весьма разнообразны как по величинам расходов воды, так и по величинам напоров. В равнинных условиях напоры воды, которые удается получить на малых реках, в основном ограничиваются 5—6 м, редко выходя за эти пределы, тогда как в горных условиях величины напоров нередко достигают 100—200 м, а во многих случаях 500—800 м и даже больше. Естественно, что во всех таких случаях должны применяться различные типы гидравлических двигателей. Выбор гидравлического двигателя, наилучшим образом соответ-

ствующего заданным условиям его работы, является весьма ответственной задачей.

Конструктивное оформление гидротурбинной установки, а также и организация производства турбин сильно зависят от мощности. Если при малых мощностях допускается устройство передачи к генератору, то при средних и крупных мощностях турбин обычно практикуется установка их на одном валу с генераторами.

Точно также и в отношении положения вала турбины: горизонтальный вал допускается лишь при малых и средних мощностях. В связи с этим является необходимостью сделать ориентировочное разделение турбин по градациям мощностей. Обычно принято считать:

Мелкие турбины	до 50 квт
Малые	от 50 до 500 квт
Средние	от 500 до 5 000 квт
Крупные	свыше 5 000 квт

Наконец, характер нагрузки и метод передачи энергии имеют важное значение при выборе конструкции регулирующих устройств турбины. В гидроэлектростанциях допускается весьма ограниченное колебание числа оборотов генераторов, а следовательно, и турбины вследствие необходимости сохранения напряжения и частоты тока в сети. При механическом приводе, когда мощность турбины передается непосредственно потребляющим машинам, что имеет место на небольших гидроэлектростанциях мощностью до 40—50 квт, допускаются более значительные колебания числа оборотов агрегатов.

Размещение гидромеханического оборудования тесно связано с проектированием здания гидроэлектростанции. Поэтому необходимо уметь определять как основные характеристики оборудования, так и все основные его размеры. Таким образом, задача проектирования и подбора гидромеханического оборудования гидроэлектростанции в указанных выше сложных условиях их работы является многогранной и ответственной. Она сводится к разрешению следующих основных вопросов:

1. Определение установленной мощности ГЭС и назначение числа агрегатов.
2. Выбор типа гидравлического двигателя для заданных условий его работы в связи с определенным числом оборотов двигателя и его высотного расположения.
3. Установление размеров основных элементов турбин.
4. Выбор схемы турбинной установки и определение основных размеров ее элементов.
5. Выбор схемы регулирования турбин.

ТИПЫ СОВРЕМЕННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСЛОВИЯ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Современные турбины разделяются на следующие два основных класса: 1) реактивные и 2) активные.

Реактивные турбины характеризуются прежде всего тем, что их рабочие колеса находятся полностью в сплошном потоке, движущемся через турбину, и, следовательно, энергия потока передается одновременно всем лопастям рабочего колеса. Поток при поступлении на лопасти рабочего колеса обладает избытком давления по сравнению с атмосферным давлением, т. е. не весь располагаемый напор (потенциальная энергия) превращается к моменту входа воды на лопасти в скоростную (кинетическую) энергию. Следовательно, полная энергия единицы веса воды будет определяться суммой энергии давления и скоростной энергии, т. е. величиной

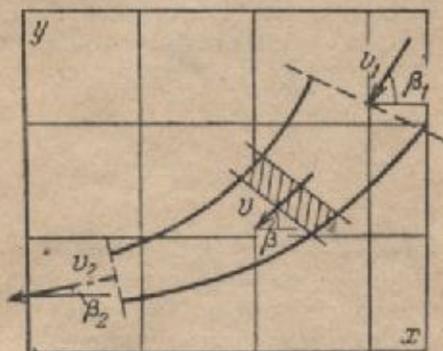
$$\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} \right).$$

При этом по мере продвижения воды внутри рабочего колеса между его лопастями избыточное давление $\frac{p}{\gamma}$ все время уменьшается и расходуется на создание дополнительной скоростной энергии, воздействующей на рабочие лопасти турбины.

Так как рабочие лопасти изогнуты, то при движении между ними поток изменяет также и направление движения. Таким образом, действие потока на лопасти будет складываться из реактивного давления, возникающего вследствие изменения скорости движения воды, и из давления потока, возникающего вследствие его отклонения (центробежная сила).

Реакция ускорения может быть определена на основании основного закона механики, согласно которому произведение массы на ускорение равняется действующей силе, вызывающей это ускорение. В данном случае на ускорение будет затрачиваться часть статического давления потока (потенциальная его энергия).

Если представить себе канал, образуемый между двумя смежными лопастями турбины с вертикальным валом, в виде криволинейного неподвижного сосуда (фиг. 2), в который вода поступает со скоростью v_1 , а выходит со скоростью v_2 , то реакция стенок сосуда R может быть определена через ее проекции X и Y на оси x и y . Однако нас будет интересовать только составляющая реакции по оси x , при-



Фиг. 2. Межлопастной канал.

водящая турбину во вращение. Вертикальная же составляющая Y будет восприниматься опорным подшипником.

Вырезая заштрихованный на чертеже элемент потока с массой dm и со средней скоростью v , направленной к горизонтали под углом β , и учитывая, что $dm = \frac{\gamma Q dt}{g}$, определим составляющую реакции элемента стенки сосуда dX по оси x :

$$\begin{aligned} -dX &= dm \frac{d(v \cos \beta)}{dt} = \frac{\gamma Q dt}{g} \frac{d(v \cos \beta)}{dt} = \\ &= \frac{\gamma Q}{g} d(v \cos \beta). \end{aligned}$$

Полное реактивное воздействие по длине всей стенки по направлению оси x получается интегрированием величины dX :

$$-X = \frac{\gamma Q}{g} (v_2 \cos \beta_2 - v_1 \cos \beta_1).$$

Таким образом, чем сильнее возрастает скорость выхода воды из турбины v_2 , тем больше будет реакция на лопасть. Кривизна лопасти в реактивных турбинах, характеризующаяся изменением угла β , обычно незначительна, и ее влияние на величину давления воды менее существенно.

Сила воздействия потока на лопасть по направлению оси x будет по своей абсолютной величине равна реакции лопасти, но направлена в обратную сторону. В полученном выражении учтена сила давления потока, возникающая не только вследствие изменения величины скорости, но и вследствие изменения ее направления, т. е. вследствие изменения величины угла β . Если бы величина скорости v_1 оставалась постоянной ($v_2 = v_1$) на всем пути, то имелось бы только активное воздействие потока на лопасть вследствие ее изгиба, равное X' :

$$X' = \frac{\gamma Q}{g} v_1 (\cos \beta_2 - \cos \beta_1).$$

Разность двух сил $X - X'$ и будет определять примерно величину реактивного действия потока на лопасть, возникающего вследствие изменения величины скорости:

$$X - X' = \frac{\gamma Q}{g} (v_2 - v_1) \cos \beta_2. \quad (1)$$

Таким образом, реактивное действие по направлению оси x будет зависеть от приращения скорости и от угла наклона выходной скорости β_2 относительно оси x : чем меньше угол β_2 , тем составляющая по оси x будет больше.

Если колесо турбины вращается, то под скоростями v_1 и v_2 следует подразумевать относительные скорости движения воды.

Активные турбины характеризуются тем, что поток одновременно воздействует только на часть их лопастей после истечения воды через специальные насадки (сопла). При этом весь напор, подведенный к выходному сечению сопла, превращается в кинетическую энергию, за вычетом относительно небольших

потерь при истечении из сопла. Эти турбины обычно называются свободнотруйными или просто струйными турбинами. Понятие о схеме турбины этого типа дает фиг. 25. Так как в этом случае поток в процессе его движения по рабочей лопасти не имеет избытка давления над атмосферным, то ускорения движения при этом не происходит, и реактивное действие в них отсутствует. Скорости входа струи на лопасти и выхода с нее почти одинаковы, т. е. $v_1 \approx v_2$. Струя производит давление на лопасти лишь вследствие изменения направления движения, которое здесь весьма значительно и достигает почти 180° . Кривизна рабочих лопастей весьма значительна.

Удобной и имеющей большое практическое значение характеристикой типа турбины является коэффициент ее быстроходности, обозначаемый обычно через n_s , который определяется числом оборотов турбины в минуту n , ее мощностью N (л. с. или квт) и рабочим напором H (м) и выражается в виде:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{л.с.}}}{H \sqrt{H}} = \frac{7\pi}{6H} \sqrt{\frac{N_{квт}}{VH}}. \quad (2)$$

Коэффициент быстроходности, как это можно видеть из формулы (2), есть число оборотов такой турбины, которая при напоре 1 м развивает мощность 1 л. с. Этой величиной пользуются для сравнения турбин различных конструкций. Очевидно, что чем выше коэффициент быстроходности турбины, тем она может развивать большее число оборотов при заданных величинах напора и расхода воды.

В свою очередь число оборотов турбины, которое необходимо иметь по условиям присоединения к ней генератора или другой машины, определяет вместе с расходом и напором воды требующуюся быстроходность турбины, а следовательно, и ее тип.

Коэффициент быстроходности реактивных турбин обычно является значительно более высоким, чем для активных турбин. Если коэффициент быстроходности активных турбин обычно не превышает 30 и лишь в специальной конструкции турбины достигает 150—160, то для реактивных турбин он может достигать 1 000—1 200.

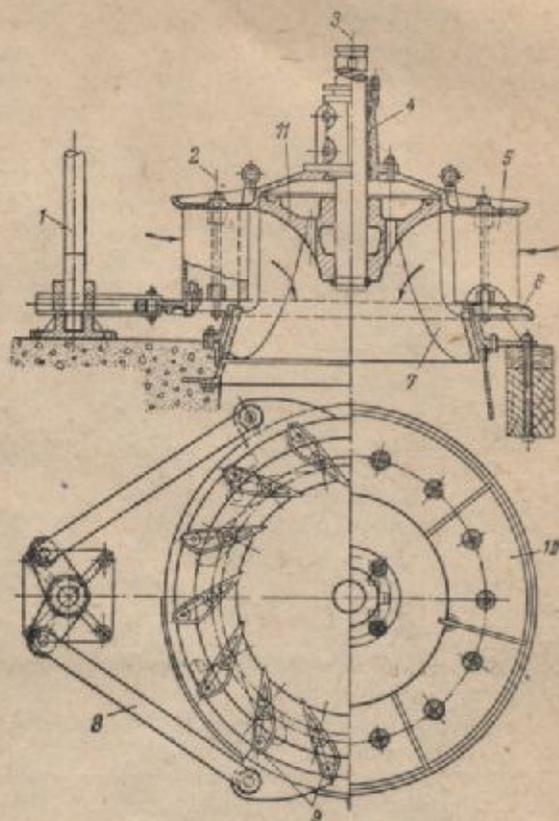
Отметим, что при определении величин n_s для многоколесных турбин и струйных турбин с несколькими подводными соплами в формулу (2) должны быть подставлены мощности, создаваемые одним рабочим колесом или одной струей, поступающей на лопасти через отдельное сопло.

1. РЕАКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

Радиально-осевые турбины (типа Френсис). Этот тип турбин является одним из наиболее распространенных типов реактивных турбин (фиг. 3, 4 и 5). Лопасти этой турбины имеют весьма сложную форму; примером может служить рабочее колесо, изображенное на фиг. 3. Поток поступает в рабочее колесо радиально по всему периметру, внутри рабочего колеса изменяет свое направление на 90° и выходит в направлении оси турбины (фиг. 4). Для правильного, так называемого безударного, поступления воды на рабочие лопасти в реактивных турбинах применяется специальный направляющий аппарат, опоясывающий рабочее колесо турбины (фиг. 4) так, что вода может поступать в рабочее колесо по всему периметру по каналам между лопастями. При этом для безударного поступления воды на рабочие лопасти необходимо потоку придать известное направление. Это и обеспечивается направляющим аппаратом турбины, общий вид которого представлен на фиг. 5. Направляющий аппарат турбины одновременно служит для регулирования расхода воды в турбине, когда требуется изменить ее мощность при изменении нагрузки на нее. С этой целью лопасти направляющего аппарата осуществляются поворотными. Для одновременного и одинакового поворота всех направляющих лопаток они

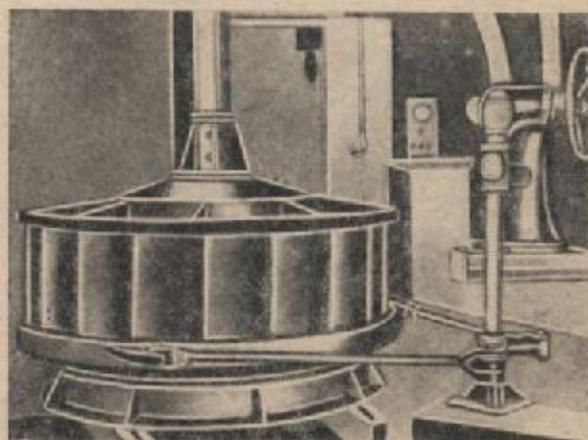


Фиг. 3. Рабочее колесо реактивной радиально-осевой турбины.



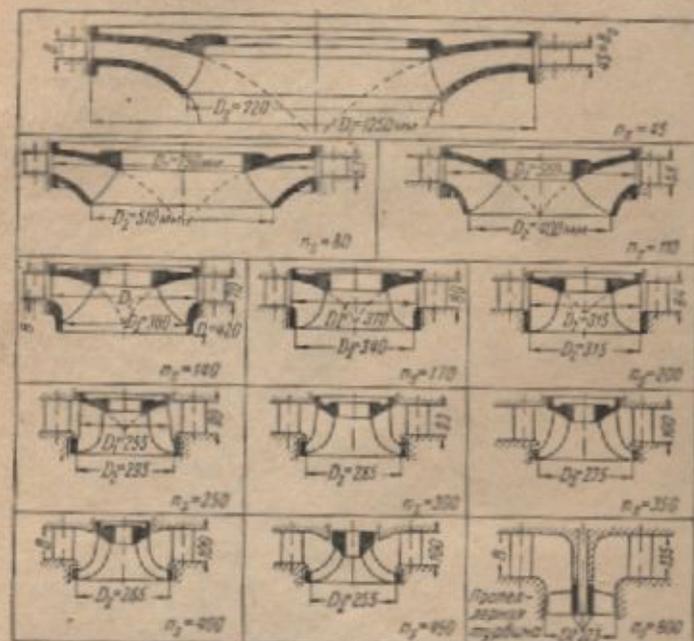
Фиг. 4. Радиально-осевая турбина на вертикальном валу.

1 — регулировочный вал; 2 — ось лопатки; 3 — вал турбины; 4 — направляющий подшипник; 5 — направляющий аппарат; 6 — поворотное регулировочное кольцо; 7 — лопасти рабочего колеса; 8 — тяга к регулировочному кольцу; 9 — лопасти направляющего аппарата; 10 — крышка турбины; 11 — рабочее колесо.



Фиг. 5. Общий вид направляющего аппарата с колонкой ручного регулирования.

имеют специальные поводки (тяги), которые шарнирно соединены с подвижным регулируемым кольцом (фиг. 4). Поворотом этого кольца и осуществляется поворот направляю-



Фиг. 6. Основные размеры рабочего колеса радиально-осевой турбины, развивающей под напором 1 м мощность 1 л. с., для различных коэффициентов быстроходности.

щих лопаток. Направляющий аппарат может полностью закрыть вход воды в рабочее колесо турбины при полном сбросе с нее нагрузки. На фиг. 4 показаны основные элементы конструкции турбины данного типа. Их коэффициент быстроходности изменяется в довольно больших пределах, приблизительно от 70 до 450—500, в зависимости от формы лопастей и соотношения входного D_1 и выходного D_2 диаметров рабочего колеса (фиг. 6).

Радиально-осевые турбины обычно подразделяются на:

тихоходные, имеющие быстроходность приблизительно в пределах от 70 до 125 и характеризующиеся тем, что входной диаметр в них больше выходного ($D_1 > D_2$) (фиг. 6);

нормальные, имеющие быстроходность в пределах от 125 до 200 и характеризующиеся примерно равенством диаметров D_1 и D_2 ;

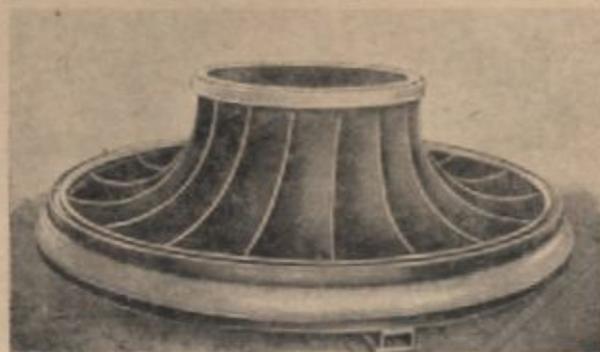
быстроходные, имеющие быстроходность в пределах от 200 до 350 и характеризующиеся тем, что у них $D_1 < D_2$;

сверхбыстроходные, имеющие быстроходность в пределах от 350 до 450—500 и иногда даже выше. В рабочих колесах турбин этого

типа входная кромка рабочих лопастей не параллельна оси турбины, как это имеет место у предыдущих градаций, — она несколько срезана (фиг. 6), а число рабочих лопастей уменьшено. В дальнейшем развитии была достигнута быстроходность турбины этого типа порядка 800 — были еще более резко срезаны входные кромки, так что рабочие лопасти стали располагаться в диагональном направлении, откуда эта конструкция турбины и получила название диагональной (фиг. 7). Следует, однако, отметить, что в современной практике турбиностроения для радиально-осевых турбин обычно не выходят за пределы $n_c = 400—500$.

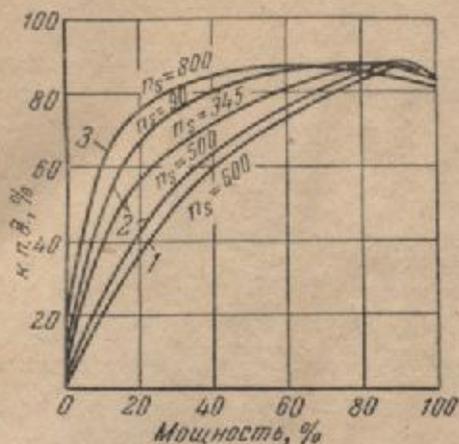
Так как с увеличением быстроходности входной диаметр рабочего колеса D_1 при одинаковых напорах и мощностях уменьшается (фиг. 6), то для обеспечения пропускания необходимого расхода воды через направляющий аппарат и рабочее колесо оказалось необходимым увеличить высоту направляющего аппарата и входа в рабочее колесо B . Для пропускания того же расхода через выходное отверстие рабочего колеса и всасывающую трубу значительного уменьшения диаметра D_2 во избежание излишних потерь нельзя допускать. Поэтому у быстроходных турбин и получается $D_2 > D_1$.

Радиально-осевые турбины применяются при весьма разнообразных напорах. При малых мощностях небольших ГЭС предельные напоры, при которых находят применение турбины этого типа, составляют несколько десятков метров. Этот напор может быть определен по формуле коэффициента быстроходности при заданных n и N и при минимальном допустимом значении $n_c \approx 70$. Применение более мощ-



Фиг. 7. Диагональная радиально-осевая турбина мощностью 590 л. с. при $H = 1,8$ м, $D_1 = 4500$ мм.

ных турбин этого типа в настоящее время имеет место при напорах, достигающих примерно 300—350 м. Решающим фактором в этих условиях является кавитация.



Фиг. 8. Рабочие характеристики $\eta = f(N)$ турбин разных систем и различных коэффициентов быстроходности.
1 — пропеллерная с неподвижными лопастями; 2 — радиально-осевая; 3 — пропеллерная с поворотными лопастями.

Дальнейшее развитие турбин данного типа привело к совершенно новому, качественно отличному типу турбин, а именно к осевым турбинам, рабочие лопасти которых имеют уже радиальное направление. Коэффициент быстроходности турбин этого типа удалось получать еще более высоким (см. схему справа внизу на фиг. 6).

Минимальный напор, при котором могут применяться радиально-осевые турбины, может быть также определен из формулы коэффициента быстроходности при заданных n и N и при максимальном допустимом значении $n_s \approx 600—800$.

В практических условиях возможности применения турбин различной быстроходности ограничиваются конструкциями и размерами включенных в номенклатуру турбин, изготавливаемых отечественными заводами.

Для качественной оценки турбины весьма важной является ее рабочая характеристика, представляющая собой зависимость ее коэффициента полезного действия η от нагрузки или развиваемой турбиной мощности N (фиг. 8). Чем более пологую форму имеет рабочая характеристика, тем выше качество турбины, так как в тем более широких пределах колебаний нагрузки турбина может быть использована при допуске уменьшения ее к. п. д.

С повышением коэффициента быстроходности турбин гидравлические потери в них возрастают, и их рабочая характеристика ухудшается. Для сравнения качества реактивных радиально-осевых турбин различной быстроходности на фиг. 8 приведены рабочие характеристики при $n_s = 90, 345$ и 500 . Если, допустим, при нагрузке 40% турбина с $n_s = 90$ будет работать при к. п. д., равном 0,81, то турбина с $n_s = 500$ будет иметь к. п. д. только 0,64, и чтобы нести ту же нагрузку, что и первая турбина, она должна потреблять воды в $\frac{Q_1}{Q_2} = 1,26$ раза, т. е. на 26% больше.

Для более быстроходных турбин это соотношение к. п. д. становится еще более резким.

Мощность наиболее крупных турбин радиально-осевого типа, находивших применение до настоящего времени, составляет около 150 000 квт, т. е. возможности их применения в гидростанциях малой мощности практически неограничены.

Пропеллерные турбины. Возможность получения нерабочего (без потерь) поворота жидкости в пространстве между направляющим аппаратом и входными ребрами лопастей ротора привела к созданию пропеллерных турбин (фиг. 9), рабочие колеса которых имеют сходство с пропеллером. Количество рабочих лопастей у этих турбин составляет всего лишь от 2 до 6. Коэффициент быстроходности пропеллерных турбин обычно находится в пределах от 300 до 800. Направляющий аппарат

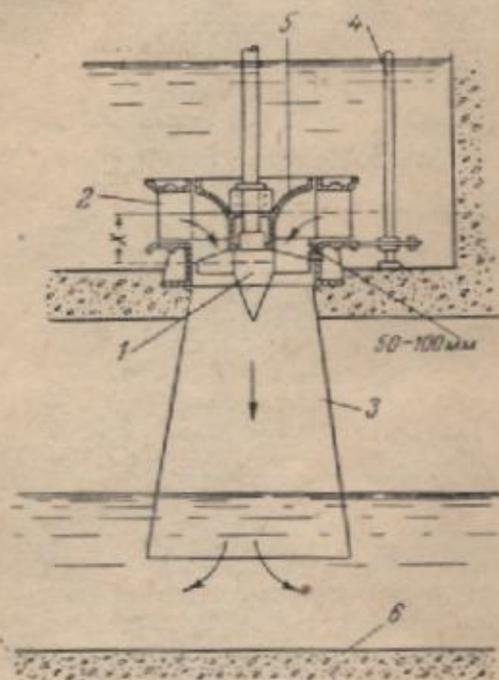


Фиг. 9. Рабочее колесо пропеллерной турбины с шестью лопастями.

турбины имеет ту же конструкцию, что и в радиально-осевых турбинах.

В пропеллерных турбинах поток через рабочее колесо движется в осевом направлении, а поступает из направляющего аппарата радиально в плоскости, нормальной к оси (фиг. 10).

Рабочее колесо пропеллерной турбины несколько опущено по отношению к направляю-



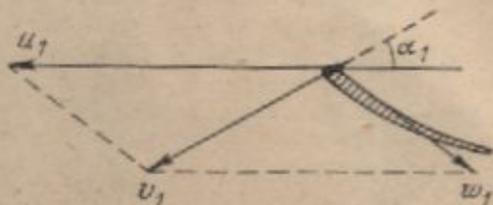
Фиг. 10. Открытая пропеллерная турбина на вертикальном валу.

1 — рабочее колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — всасывающая труба; 4 — регулировочный клапан; 5 — направляющая поверхность; 6 — дно отводной камеры.

щему аппарату, что обеспечивает поступление воды на рабочее колесо после поворота потока. Пропеллерные турбины применяются при сравнительно небольших напорах, поскольку они имеют высокую быстроходность. Напор ограничивается также и по условиям прочности. Лопасты неподвижно соединены со втулкой рабочего колеса. Такое соединение требует увеличения толщины лопастей у втулки, при больших напорах весьма значительного и сокращающего пропускную способность турбины. Это приводит, в свою очередь, к необходимости увеличения диаметра рабочего колеса. Абсолютная скорость v_1 поступления воды из направляющего аппарата на лопасти рабочего колеса направлена под некоторым углом $\alpha < 90^\circ$ к скорости движения лопасти u_1

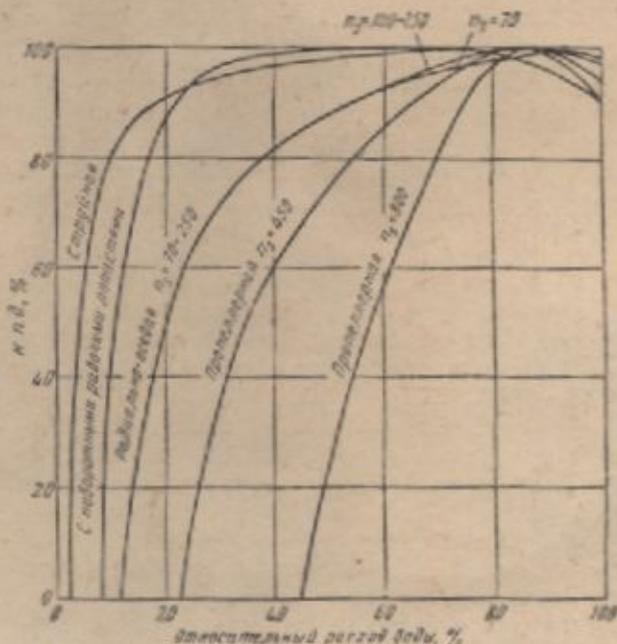
(фиг. 11). Вдоль лопасти при входе на нее вода движется с относительной скоростью w_1 . Коэффициент полезного действия пропеллерных турбин составляет около 0,85 для небольших турбин и достигает 0,92—0,94 при крупных турбинах.

Кривая зависимости к.п.д. пропеллерной турбины от расхода воды через нее показы-



Фиг. 11. Направление абсолютной входной скорости потока на лопасть пропеллерной турбины.

вает, что ее к.п.д. довольно быстро снижается с уменьшением расхода воды (фиг. 12). Обычно при расходе воды около 25—30% от расчетного расхода к.п.д. этих турбин приближается к нулю вследствие значительного воз-

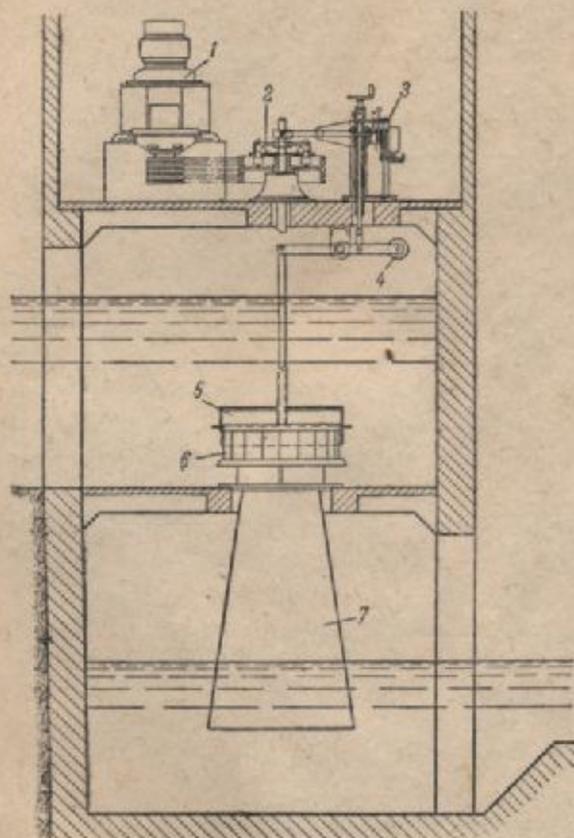


Фиг. 12. Рабочие расходные характеристики турбин разных систем.

растания гидравлических потерь в турбине и во всасывающей трубе. При коэффициенте быстроходности $\pi_g = 800$ расход при холостом ходе турбины достигает даже 45% от расчет-

ного расхода. Вследствие этого пропеллерные турбины применяются обычно при небольших пределах колебаний нагрузок, что иногда приводит к необходимости установки на ГЭС большого числа более мелких турбин с целью уменьшения пределов колебаний нагрузки на каждую турбину. Мощность этих турбин в одном колесе достигает в настоящее время 50 тыс. квт.

В целях упрощения и удешевления турбины для сельских ГЭС инж. И. В. Котеневым была разработана конструкция турбины с пропеллерным рабочим колесом при неподвижных лопатках направляющего аппарата, регулируемая цилиндрическим щитком, охватывающим этот аппарат снаружи (фиг. 13).

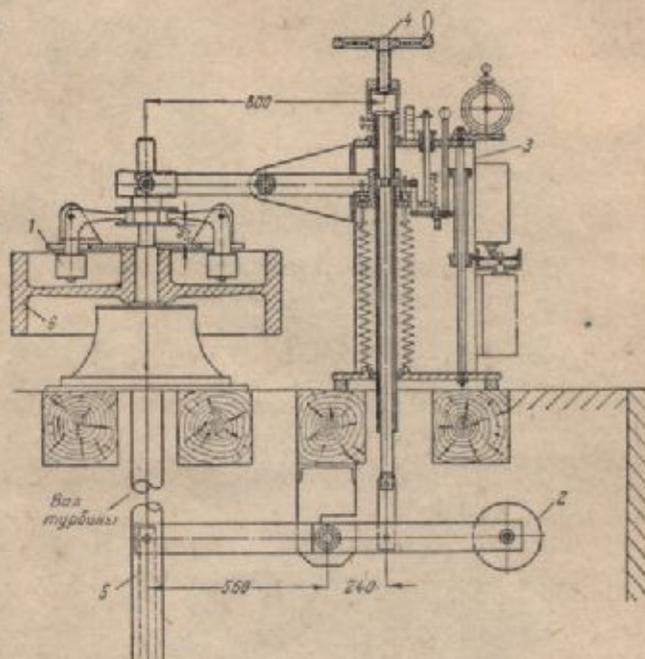


Фиг. 13. Схема установки пропеллерной турбины с автоматическим регулятором прямого действия и клино-ременной передачей к вертикальному генератору.

1 — генератор; 2 — маятник; 3 — автоматический регулятор; 4 — противовес; 5 — цилиндрический щит; 6 — направляющий аппарат; 7 — вращающаяся труба.

Применение цилиндрического щитка потребовало уменьшения наружного диаметра направляющего аппарата по сравнению с его

размером при поворотных лопатках. Это обеспечило необходимую гидравлическую схему потока, исключающую регулирование напором (дросселирование), весьма невыгодное в отношении использования энергии потока. Но способ регулирования расхода воды путем изме-



Фиг. 14. Схема регулятора прямого действия.

1 — маятник; 2 — противовес; 3 — автоматический регулятор прямого действия; 4 — штурвал ручного управления; 5 — тяга к цилиндрическому щиту; 6 — шкив ременной передачи.

нения высоты струи применим лишь при пропеллерных турбинах.

Так как регулирование цилиндрическим щитком в десятки раз уменьшило работу по сравнению с направляющим аппаратом с поворотными лопатками, то представилась возможность применить в этой турбине упрощенное автоматическое регулирование путем непосредственного воздействия центробежного регулятора на щиток, т. е. так называемый регулятор прямого действия без сервомотора (фиг. 14). Коэффициент полезного действия турбины при полном открытии щитка остается таким же, как и при поворотном направляющем аппарате. При 50% мощности к. п. д. турбины ниже на 2—4%, чем при аппарате с поворотными лопатками.

Но эти потери мощности компенсируются отсутствием потребности энергии на приведение в действие масляных насосов при обычных типах автоматических регуляторов.

Опытная проверка работы автоматического регулятора прямого действия системы И. В. Ко-

тенева на Баранцевской ГЭС под Москвой при турбине ПРК-70-В0-80 показала, что:

1) временная неравномерность β при сбросе 83—90% нагрузки и набросе 60% полной мощности турбины не превышала 0,20;

2) остаточная неравномерность хода агрегата составляла 6,4—4,7%;

3) аварийная защита — сбрасывание щитка при помощи электромагнита — действовала безотказно;

4) время полного закрытия щита составляло $T_{за} = 1,8$ сек.;

5) новое установившееся число оборотов достигалось через 6 сек.

Таким образом, с технической стороны данный регулятор вполне оправдывает свое назначение. В отношении же эксплуатации турбина, и особенно регулятор, значительно проще, причем стоимость регулятора в 5—10 раз ниже применяемых автоматических регуляторов непрямого действия с масляным сервомотором, что весьма важно для сельских ГЭС.

В настоящее время турбина с регулятором системы И. В. Котенева изготавливается Щелковским заводом.

Турбины с поворотными рабочими лопастями (типа Каплана). Недостатки пропеллерных турбин, отмеченные выше, привели к созданию аналогичных турбин, но с поворотными лопастями самого рабочего колеса (фиг. 15). Подобное усовершенствование позволило чрезвычайно улучшить рабочую характеристику турбины (фиг. 12). Это имеет место потому,

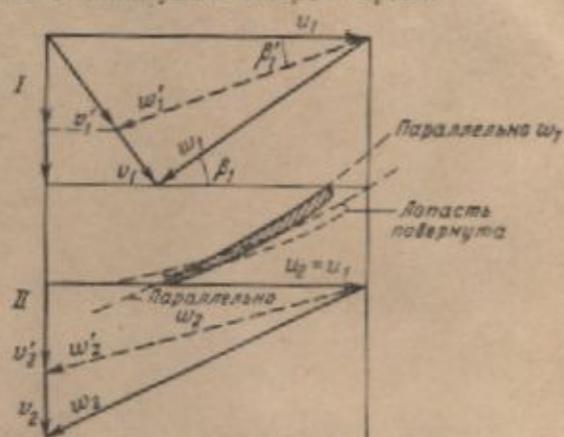


Фиг. 15. Рабочее колесо турбины с поворотными рабочими лопастями в нерабочем и рабочем положениях лопастей.

что возможность поворачивать лопасти рабочего колеса вокруг их продольных осей и ставить их при изменении расхода в наиболее благоприятное положение позволяет значительно улучшить гидравлический режим в рабочем колесе турбины и во всасывающей трубе при всех режимах ее работы.

Допустим, что поток поступает на лопасть с абсолютной скоростью v_1 (фиг. 16, схема I).

При движении по лопасти без отрыва от ее поверхности вода должна двигаться вместе с лопастью с окружной скоростью u_1 и в то же время перемещаться вдоль лопасти с относительной скоростью w_1 . Таким образом, абсолютная скорость входа может быть разложена на две составляющие: u_1 и w_1 . Если входная часть лопастей имеет угол наклона, равный углу наклона относительной скорости w_1 , то вход потока на лопатку будет безударным, и его движение в рабочем колесе будет проходить с минимумом потерь энергии.



Фиг. 16. Треугольники входных и выходных скоростей при изменении режима работы турбины с поворотными рабочими лопастями.

При уменьшении расхода воды, а следовательно, и соответствующем уменьшении скорости v_1 до v_1' и при сохранении u_1 постоянной (при $n = \text{const}$) относительная скорость w_1' будет наклонена к горизонту под меньшим углом, равным β_1' .

Некоторое изменение направления абсолютной скорости при этом принципиально не влияет на общую картину изменения условий протекания потока.

Для безударности входа воды на лопасть необходимо ее повернуть в сторону уменьшения угла β . Это и осуществляется в реактивных турбинах с поворотными рабочими лопастями. Аналогичные соотношения выявляются и при рассмотрении треугольника выходных скоростей (фиг. 16, схема II).

Таким образом, поворот лопастей рабочего колеса при изменившейся ее нагрузке и изменившемся расходе улучшает условия протекания потока через турбину и тем устраняет сильное понижение ее к. п. д., имеющее место в пропеллерных турбинах.

По существу, турбина с поворотными рабочими лопастями представляет собой как

бы совокупность многих пропеллерных турбин с различными углами наклона лопастей (фиг. 17), имеющих различные рабочие характеристики. Допустим, что пропеллерная турбина имеет рабочую характеристику 1 (фиг. 18) с оптимальным к. п. д. η_1 при нагрузке N_1 . При изменении нагрузки до N_2 к. п. д. этой пропеллерной турбины снизится до η_2 . Если же произвести поворот рабочих лопастей на определенный угол с целью уменьшения их наклона к направлению скорости лопасти u , то пропускная способность рабочего колеса понизится, и получится новая пропеллерная турбина с новой рабочей характеристикой 2, имеющей максимальное значение к. п. д. η'_2 при N_2 . При этом $\eta'_2 > \eta_2$. Таким образом, построив серию таких рабочих характеристик, будем иметь ряд точек максимальных значений к. п. д.

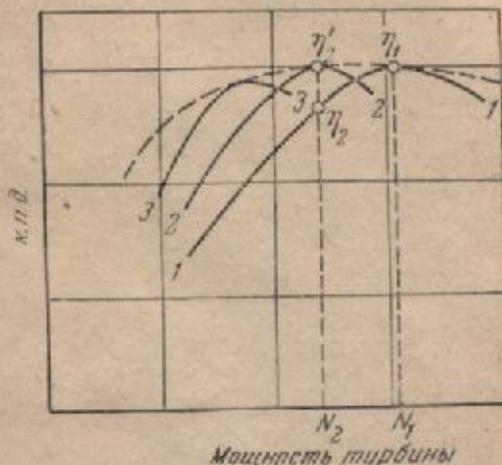
Соединяя их кривой, и получим рабочую характеристику турбины с поворотными рабочими лопастями, имея в виду, что угол наклона β может изменяться непрерывно с изменением нагрузки. Качественно эта новая рабочая характеристика весьма существенно отличается от характеристики простых пропеллерных турбин. Так, например, даже при нагрузке 25% турбина с поворотными лопастями имеет к. п. д. порядка 0,82—0,83 при $n_s = 800$ (фиг. 8), тогда как у пропеллерной турбины с неподвижными лопастями к. п. д. в этих условиях равен 0,45 (при $n_s = 600$). При поворотных рабочих лопастях турбина может работать достаточно производительнее даже при расходе воды 10—12% от нормального расчетного, тогда

как пропеллерная турбина уже при расходе 30—40% не дает мощности. (На фиг. 12 для сравнения с пропеллерными турбинами приведены значения к. п. д. данного типа турбины в зависимости от расхода воды через нее.) Это замечательное

Фиг. 17. Наклон лопасти вертикальной пропеллерной турбины к горизонту.

свойство турбины с поворотными лопастями сделало их весьма распространенными в крупном и среднем гидроэнергетическом строительстве. При сравнительной сложности конструкции эти турбины дороже простых пропеллерных и радиально-осевых турбин. Поэтому на небольших ГЭС турбины рассматриваемого типа до настоящего времени еще не нашли большого применения.

При сохранении направляющего аппарата с поворотными лопатками необходимо создать известную связь между поворотом лопаток направляющего аппарата и поворотом лопастей рабочего колеса (комбинаторную связь). Это требует применения довольно сложного регулирующего механизма. Управление поворотом рабочих лопастей производится через пустотелый вал турбины, через внутрен-



Фиг. 18. Принципиальная схема построения рабочей характеристики турбины с поворотными рабочими лопастями.

нюю полость которого пропускается второй вал, оканчивающийся во втулке рабочего колеса специальным механизмом для поворота лопастей (фиг. 19). Верхний конец этого вала выводится выше генератора и соединяется специальной связью с общим регулирующим устройством турбины (фиг. 20).

Число лопастей в турбине с поворотными рабочими лопастями обычно равно 3—4, редко — больше. Наибольшая быстроходность турбин данного типа составляет около 1200—1300, нижний предел их быстроходности считается 350—400. Как и пропеллерные, турбины данного типа применяются также при небольших напорах.

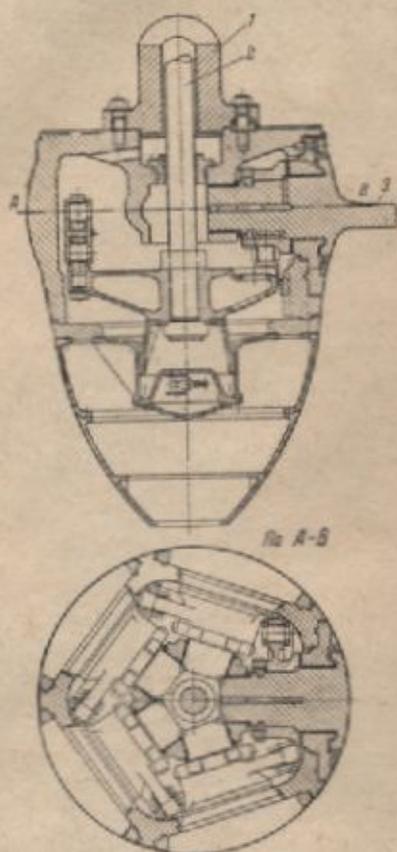
В малых и средних ГЭС можно считать предельный напор для этих турбин около 15—20 м. На практике встречаются гидроустановки с этими турбинами при напорах до 50 м; эти пределы относятся к большим мощностям турбин. Более точно предельные напоры, как и для всех других турбин, определяются в зависимости от их быстроходности и кавитационной характеристики.

Для уменьшения стоимости турбин с поворотными рабочими лопастями для малых ГЭС вносятся различные упрощения, вплоть до

применения лопастей, укрепляемых во втулке болтами; это существенно ухудшает, однако, возможности приспособления турбины к пере-

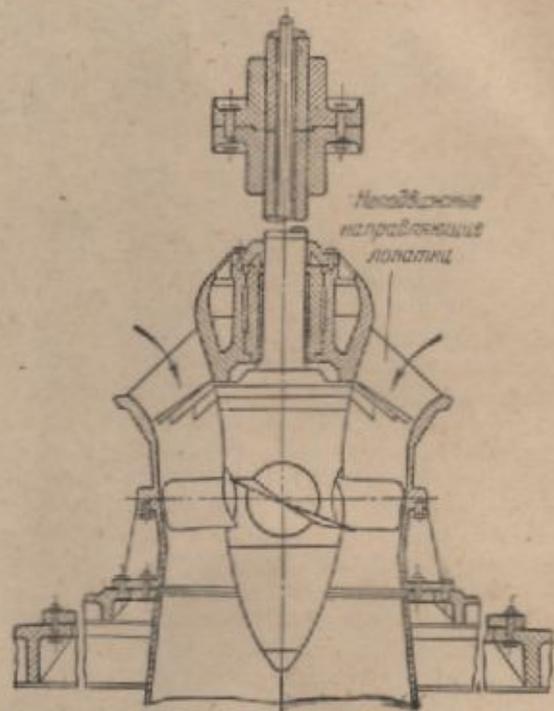
менным величинам нагрузок, так как изменение положения рабочих лопастей требует значительного времени и затраты значительного труда.

Турбина с поворотными рабочими лопастями и неподвижным направляющим аппаратом (типа Каплана — Томана). Существенное изменение в турбину с поворотными рабочими

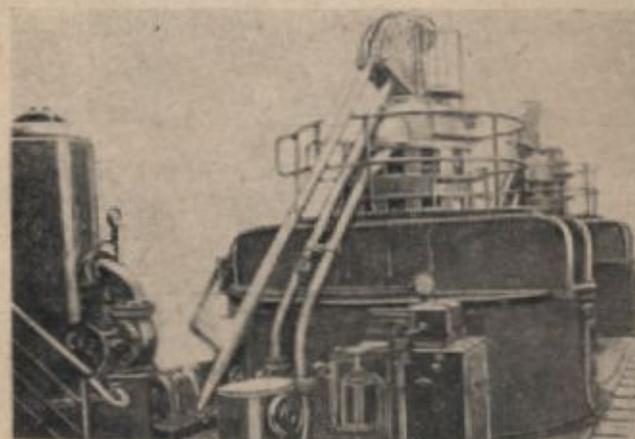


Фиг. 19. Механизм управления рабочими лопастями турбины.

1 — вал турбины; 2 — регулирующий вал;
3 — рабочая лопасть.



Фиг. 21. Схема турбины с поворотными рабочими лопастями и неподвижным коническим направляющим аппаратом.



Фиг. 20. Вид генератора с тягой (знак X) для управления поворотом лопастей турбины.

лопастями было внесено предложением упростить ее направляющий аппарат, как наиболее дорогую часть, осуществляя его с неподвижными направляющими лопатками. Регулирование расхода и мощности турбины осуществляется при этом поворотом лопастей рабочего колеса при одновременном повышении эффективности работы турбины в новом гидравлическом режиме. Для возможности полного закрытия турбины лопасти рабочего колеса должны иметь достаточные размеры для перекрытия всего кольцевого сечения при постановке их в нерабочее положение, т. е. при $\beta = 0$.

Рассматриваемый способ регулирования мощности является более обоснованным, чем регулирование посредством направляющего аппарата. Последний способ связан с неизбежной потерей некоторой части напора вследствие

вие дополнительных потерь, создающихся при частичном закрытии направляющего аппарата. Однако необходимость создания благоприятных условий для вступления потока на лопасти рабочего колеса вынуждают сохранять, в том или ином виде, направляющие устройства. Недостатком регулирования турбины лопастями рабочего колеса состоит в том, что оно требует значительных усилий и трудно автоматизируется.

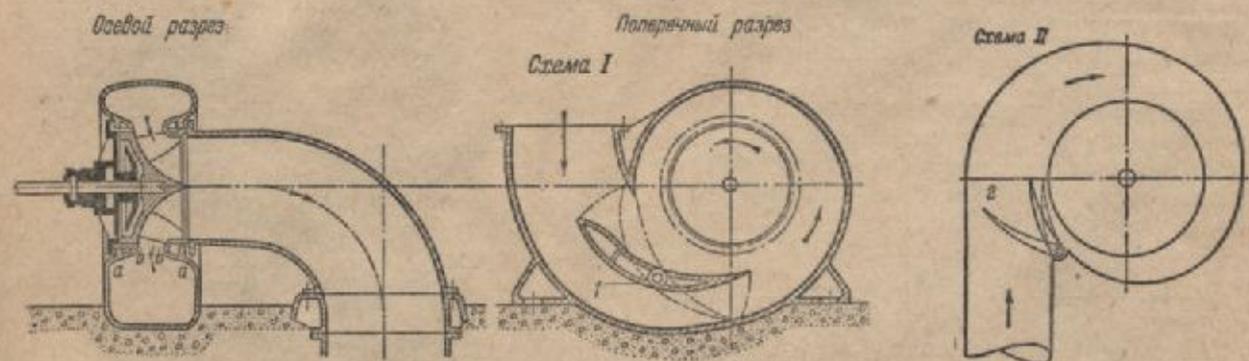
В связи с тем, что направляющие лопатки при этом осуществляются неподвижными, их можно выполнять наклонными (фиг. 21), что позволяет сократить размеры турбины и турбинной камеры. Кривая изменений к. п. д. турбины данного типа в зависимости от ее расхода и мощности показывает, что к. п. д. падает при уменьшении нагрузки турбины меньше, чем для радиально-осевых турбин.

Турбина с однолопаточным регулированием. В целях упрощения и удешевления реактивных турбин было предложено заменить обычный направляющий аппарат с большим числом направляющих лопаток подводящей камерой в виде спирали специальной формы с одной регулирующей лопаткой (типа Рейфенштейн) (фиг. 22). Поворот направляющей лопатки производится в пределах 30° . При этом лопатка существенно изменяет характеристику потока перед входом на рабочее колесо и тем изменяет расход и мощность турбины.

колесу, чем создается свободное пространство перед входом на колесо, обеспечивающее получение необходимых величин и направлений скоростей для безударного входа на лопасти рабочего колеса. Общий вид одной из конструкций турбины данного типа изображен на фиг. 23.

Наименьшие потери в спиральной камере получились при форме спирали, очерченной по логарифмической спирали. Примерно такое же очертание имеет и регулировочная лопатка. При этом расход турбины и ее к. п. д. оказываются наибольшими. Данная конструкция направляющего и регулирующего устройств может применяться при радиально-осевых и пропеллерных турбинах с неподвижными рабочими лопастями при горизонтальном и вертикальном расположении турбин. При применении данного способа регулирования в турбинах радиально-осевого типа постепенное увеличение скорости при подходе к рабочему колесу достигается посредством трапециевидальной вставки $a-b$ (фиг. 22); при пропеллерных турбинах для этой цели используется пространство над рабочим колесом, в котором происходит поворот потока из радиального в осевое направление. Схема применения данного типа турбины при вертикальном расположении ее вала изображена на фиг. 24.

Коэффициент быстроходности турбины с однолопаточным регулированием при рабо-

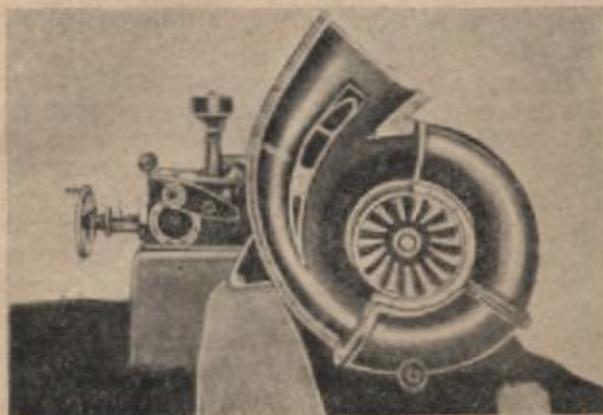


Фиг. 22. Схема турбины с однолопаточным регулированием с радиально-осевым рабочим колесом, 1 — регулирующая лопатка; 2 — вращающийся носик спирали.

На некотором протяжении поперечное сечение турбинной камеры является прямоугольным и имеет постоянную высоту. Это обеспечивает возможность установки направляющей лопатки, вращающейся на оси. Спиральная камера осуществляется таким образом, что она не примыкает непосредственно к рабочему

колесам радиально-осевого типа с неподвижными рабочими лопастями может изменяться в пределах от 50 до 450. При пропеллерных турбинах с регулированием этого типа быстроходность может изменяться в пределах от 60 до 1 000. При применении рабочих колес с поворотными лопастями представляется воз-

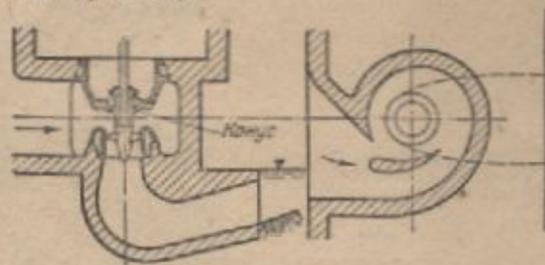
возможность регулирования расхода турбины производить лопастями рабочего колеса, как было рассмотрено выше. При этом система однолопаточного регулирования может быть



Фиг. 23. Общий вид турбины с однолопаточным регулированием.

использована лишь для закрытия турбины; регулирующая лопатка во время работы турбины остается открытой в неподвижном положении. Такой способ регулирования согласуется и с оптимальными условиями протекания потока через рабочее колесо: с уменьшением расхода воды угол наклона лопастей уменьшается для поддержания высокого к. п. д. К. п. д. реактивной турбины с однолопаточным регулированием по испытаниям на моделях и в натуре получался достаточно высоким, порядка 0,85, а в некоторых случаях он достигал даже 0,90.

Конструкция турбинной камеры в рассматриваемом случае является обычно металлической (при больших напорах), однако при малых напорах она может быть выполнена и из бетона (фиг. 24).



Фиг. 24. Схема турбины с однолопаточным регулированием и пропеллерным колесом.

Проф. В. С. Квятковским была предложена для турбин в спиральных камерах также однолопаточная схема регулирования, но она осу-

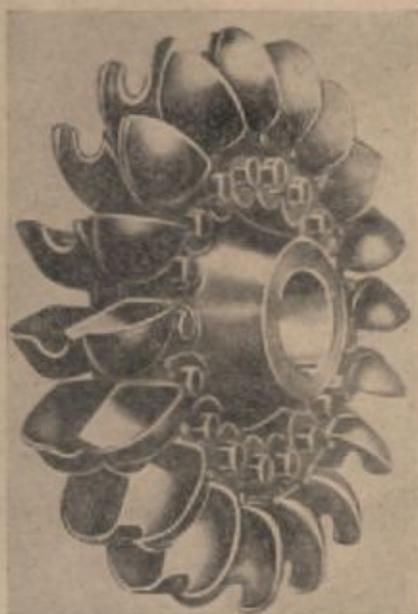
ществлена в виде вращающегося носика спирали (фиг. 22, схема II), так что при полном открытии турбины носик замыкает спираль. При данной схеме регулирования устраняются потери напора, неизбежные в системе Рейфенштейна.

Исследованные в ВИГМ турбины с регулированием по системе проф. В. С. Квятковского показали существенные их преимущества, особенно в пределах нагрузки от $0,92 N_{\text{натур}}$ и ниже (до малых нагрузок), когда к. п. д. ее был выше на 7—8%, чем при регулировании по системе Рейфенштейна.

Вес данной турбины оказался меньше на 60% по сравнению с весом при поворотном направляющем аппарате.

2. АКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

Струйная ковшевая турбина (типа Пельтон). Рабочее колесо этой турбины представляет собой диск с размещенными по его периметру лопатками — ковшами (фиг. 25). Форма ковшей характеризуется наличием острого ребра, выступающего в средней их части и рассекающего подводимую к лопатке струю воды на две части, так что она распределяется поровну между обоими половинками рабочей



Фиг. 25. Колесо струйно-ковшовой турбины.

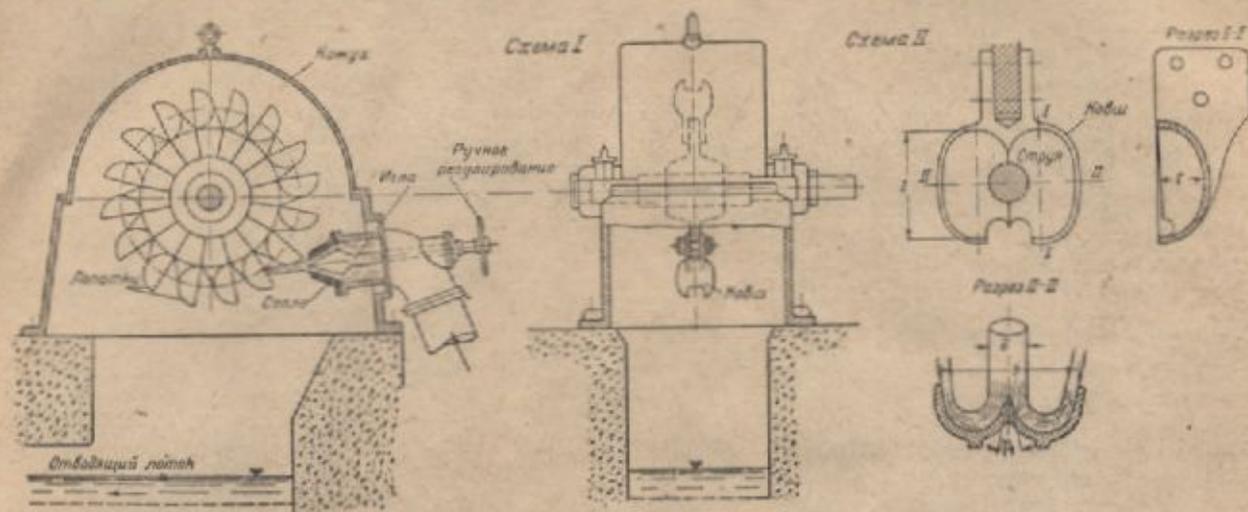
лопатки. При вращении колеса этой турбины под струю последовательно подводится каждая из лопаток. Чтобы струя попадала сразу на

рассекающее ребро, не задевая краев лопатки, в лопатке предусмотрен соответствующий вырез.

Вода на рабочие лопатки подводится в форме свободной струи, вытекающей через сопло со скоростью, соответствующей действующему напору над центром отверстия сопла ($v =$

минимальное значение напора H в зависимости от числа оборотов в виде: $H = \left(\frac{n}{30}\right)^2$. Это приводит к следующим величинам напора:

- а) при $n = 1000$ об/мин $H_{\min} = 100$ м;
- б) при $n = 500$ об/мин $H_{\min} = 39$ м.



Фиг. 26. Схема установки со струйно-ковшевой турбиной.

$= \psi \sqrt{2gH}$) (схема I, фиг. 26), причем течение воды по рабочей лопатке происходит при отсутствии избыточного давления над атмосферным. Сопло имеет внутри регулирующий иглу, служащую как для его полного закрытия, так и для регулирования расхода воды, скорости его вращения и мощности турбины. Форма лопатки рабочего колеса и движение струи относительно лопатки изображены на схеме II, фиг. 26.

Подвод воды к турбине осуществляется посредством напорного трубопровода. Напоры, при которых применяется струйно-ковшевая турбина, могут быть весьма большими. В малых ГЭС они достигают 150—200 м, а в более крупных существующих ГЭС — даже 1750 м. Минимальный напор для ковшевых турбин устанавливается в зависимости от расчетного расхода воды и принимаемого числа оборотов турбины по формуле коэффициента быстроходности:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}}$$

Если принять минимальный используемый расход равным $0,1 \text{ м}^3/\text{сек}$ и наибольший коэффициент быстроходности $n_s = 30$, получим для турбины с одним подводящим соплом

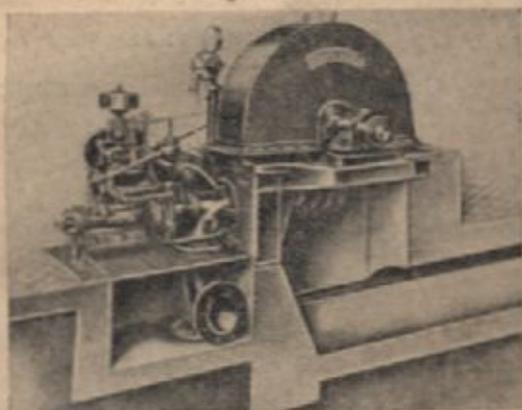
Если подводить воду к рабочему колесу через два сопла, в выражение коэффициента быстроходности будет входить мощность только одной струи, т. е. половина мощности турбины. При этом минимальный напор можно довести до следующих пределов:

- а) при $n = 1000$ об/мин $H_{\min} = 67$ м;
- б) при $n = 500$ об/мин $H_{\min} = 27$ м.

Быстроходность струйно-ковшевых турбин при одном сопле может колебаться в пределах от $n_s = 2$ до $n_s = 30$. Наиболее же рациональные пределы быстроходности по конструктивным соображениям и с точки зрения наибольшей эффективности турбины будут от $n_s = 12$ до $n_s = 24$. Однако естественные условия (весьма высокие напоры при малых расходах воды) могут приводить к применению турбин со значительно меньшими коэффициентами быстроходности, порядка $n_s = 2$ и даже ниже, при соответствующем значительном увеличении диаметра колеса.

Для повышения числа оборотов струйно-ковшевой турбины применяют турбины с двумя, тремя и даже четырьмя-пятью соплами, подводящими воду к одному колесу.

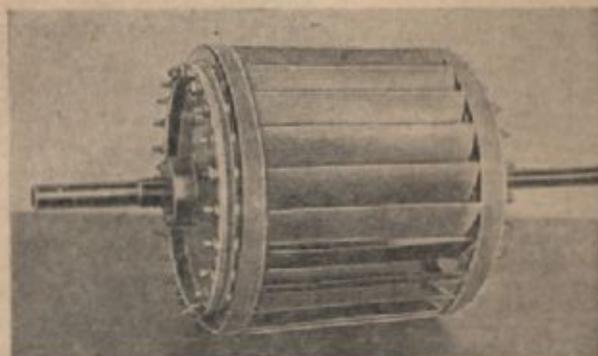
Установка вместо одного сопла, например, двух — с половинным расходом каждое — ана-



Фиг. 27. Общий вид турбинной установки со струйно-ковшевой турбиной.

логична в отношении коэффициента быстроходности разбивке общей мощности ГЭС на отдельные агрегаты.

Разделяя одну струю (сопло) на две — каждая с половинным расходом, — мы уменьшаем мощность, отнесенную к одному соплу, вдвое. Следовательно, коэффициент быстроход-



Фиг. 28. Рабочее колесо турбины Банки.

ности такой «удельной» (односопловой) турбины уменьшится в $\sqrt{2}$ раз. Это даст возможность повышать число оборотов во столько же раз (т. е. в $\sqrt{2}$) при сохранении прежней быстроходности предельной для данного типа турбины, как это следует из формулы

$$n_s = \frac{(n\sqrt{2}) \cdot \sqrt{\frac{N}{2}}}{H\sqrt{H}}$$

Если же рассматривать коэффициент быстроходности всей турбины в целом (многосопловой), то общий для нее n_s будет увеличиваться по сравнению с односопловой

(при одинаковых размерах сопел) пропорционально корню квадратному из числа поставленных сопел z . Так что, например, при четырех соплах общий коэффициент быстроходности турбины может быть доведен до $30\sqrt{z} = 30\sqrt{4} = 60$.

Установка нескольких сопел на одном рабочем колесе в отношении повышения общего

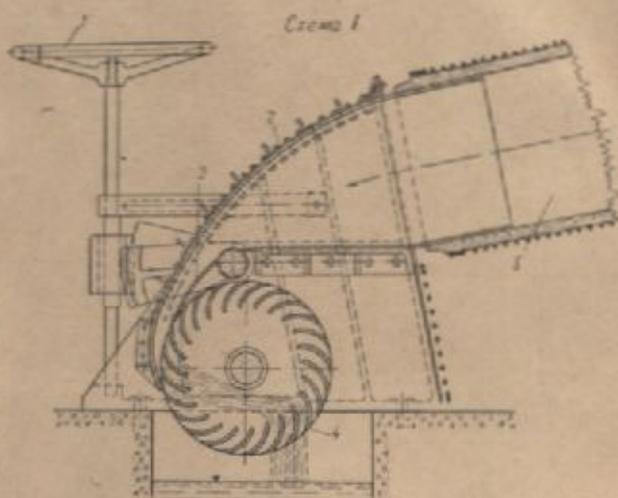
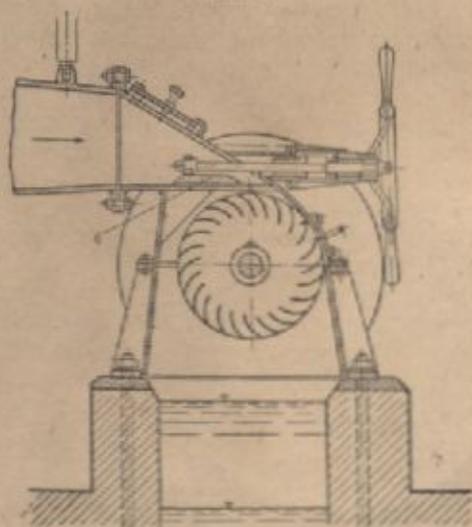


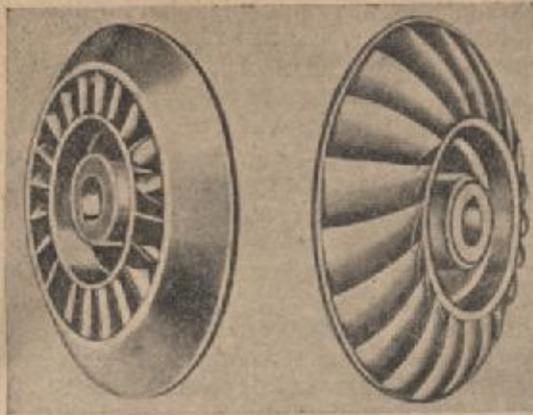
Схема II



Фиг. 29. Установка и схема действия турбины Банки. 1 — ручной привод для регулирования турбины; 2 — направляющий аппарат; 3 — клапан; 4 — рабочее колесо; 5 — деревянный корпус; 6 — шток.

коэффициента быстроходности турбины в целом равноценна установке столько же односопловых колес на одном валу.

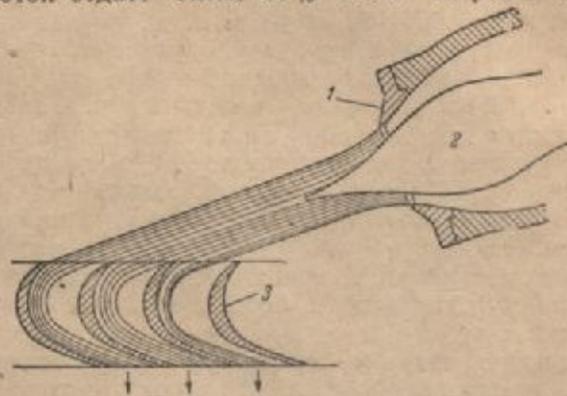
Однако все расчеты, связанные с конструированием турбины, следует производить с мощ-



Фиг. 30. Рабочее колесо турбины Тюрго. мощностью N_1 и коэффициентом быстроходности, отнесенными к односопловой и одноколесной турбине.

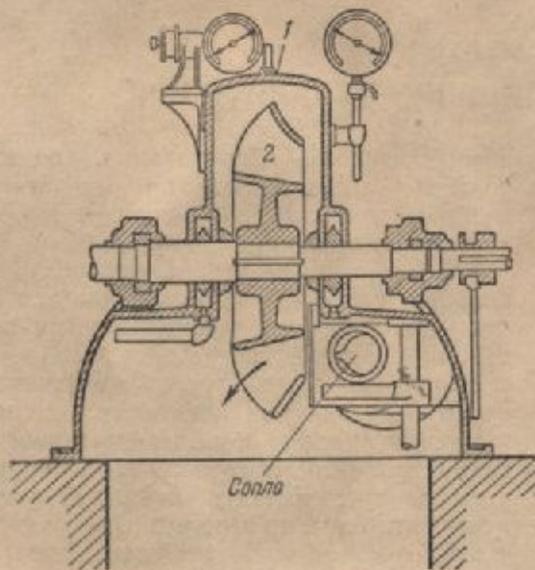
Общий вид струйно-ковшевой турбинной установки с автоматическим регулятором изображен на фиг. 27.

Вода входит в колесо сверху, попадает внутрь колеса и внизу при выходе из него вторично проходит по этим каналам, отдавая еще раз часть своей энергии (фиг. 29). При этом оказывается, что при первом пересечении колеса поток отдает около 83% своей энергии, при



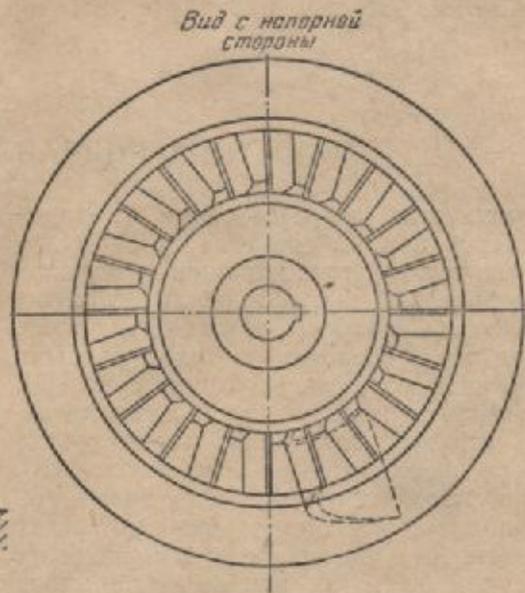
Фиг. 31. Подача воды на рабочее колесо турбины Тюрго.

1 — сопло; 2 — шпиль; 3 — рабочие лопасти турбины.



Фиг. 32. Схема установки турбины Тюрго.

1 — кожух; 2 — рабочее колесо.



Мощность осуществленных турбин этого типа в одном колесе достигает 75 тыс. кат.

Турбина Банки. Рабочее колесо турбины Банки (фиг. 28) напоминает верхне-наливное мельничное колесо, однако форма рабочих лопаток предусматривает движение потока внутрь колеса через межлопастные каналы.

вторичном — около 17%. Подача воды на колесо осуществляется через сопло, имеющее прямоугольное выходное отверстие. Сопло присоединяется к напорному трубопроводу. Регулирование расхода воды производится клапаном или щитовой задвижкой (см. схемы I и II, фиг. 29), устанавливаемыми в сопле.

Напоры, при которых целесообразно применение турбины Банки, колеблются в пределах 6—60 м. Рекомендуемые мощности этих турбин в настоящее время могут достигать 60—70 кат.

Быстроходность турбины изменяется в пределах $n_s = 50—120$, а ее к. п. д., по данным лабораторных исследований, составляет от 0,80 до 0,89. Рабочая характеристика турбины $\eta = f(N)$ и абсолютная величина к. п. д. зависят от числа лопастей. При 24 лопастях и 50% нагрузки к. п. д. снижается до 0,60, а при числе лопастей 48 к. п. д. снижается только до 0,70, что следует считать вполне удовлетворительным. Диаметр и число оборотов турбины могут быть выбраны в широких пределах и независимо от расхода воды, поскольку для его пропуска необходимо только подобрать соответствующую ширину колеса. Благодаря этому турбину данного типа можно строить с относительно малым диаметром и большим числом оборотов.

Турбина Тюрго. Турбина этого типа отличается от струйной ковшевой турбины формой рабочего колеса, которое напоминает рабочее

колесо реактивной турбины (фиг. 30). Форма рабочих лопаток у этих турбин значительно проще, чем у струйно-ковшевых турбин, и допускает их изготовление методом штамповки.

На фиг. 30 слева изображен вид колеса со стороны входа, справа — с выходной стороны. Подача воды на рабочее колесо производится сбоку и осуществляется также через сопло, ось которого наклонна к плоскости колеса (фиг. 31). Регулирование расхода воды производится иглой, перемещающейся в сопле, аналогично тому, как это имеет место у турбины струйно-ковшевого типа. Общая схема установки турбины данного типа изображена на фиг. 32.

Рассматриваемая конструкция турбины проще в изготовлении и, соответственно, дешевле струйно-ковшевой и может поэтому найти широкое применение в малых ГЭС на горных реках. Однако до настоящего времени турбина данного типа еще недостаточно изучена и это лишает возможности сделать окончательные выводы о ее достоинствах и недостатках.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ВЫБОР ТИПА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Быстроходность является одним из основных факторов при выборе типа турбины для конкретных условий гидростанции. В выражение коэффициента быстроходности [формула (2)], кроме величины напора, входят мощность турбины и число оборотов ее. Таким образом, при выбранной установленной мощности ГЭС необходимо установить мощность каждого отдельного агрегата или число агрегатов, на которое распределяется вся мощность ГЭС. Этот вопрос может быть разрешен только одновременно с выбором типа турбины, поскольку характеристика ее является одним из наиболее существенных факторов, влияющих на выбор числа агрегатов. При этом должны быть учтены конструктивные особенности турбины, генератора и механической передачи, входящих в состав агрегатов ГЭС.

3. ВЫБОР ЧИСЛА АГРЕГАТОВ

Выбор количества агрегатов ГЭС определяется следующими основными положениями:

1. Необходимо, как правило, стремиться к наименьшему числу агрегатов, поскольку при этом уменьшается суммарная стоимость

энергетического оборудования, сокращаются размеры здания гидростанции, упрощается электротехническое оборудование и облегчается эксплуатация оборудования.

2. Необходимо стремиться получить наибольшее число оборотов турбин для возможности жесткого соединения с ними стандартных конструкций генераторов.

Числа оборотов агрегатов ограничиваются при этом условиями кавитации, интенсивность которой возрастает с увеличением коэффициента быстроходности и величины напора. При этом следует иметь в виду, что увеличение мощности одного агрегата при уменьшении числа агрегатов вызывает уменьшение возможного числа оборотов турбины. В низконапорных ГЭС нередко число агрегатов определяется именно этим обстоятельством, не позволяющим получить необходимое число оборотов агрегатов при повышении мощности отдельного агрегата.

3. Колебание нагрузок отдельного агрегата вызывает снижение средней величины к. п. д. турбины во время его эксплуатации, для некоторых типов турбин являющееся весьма существенным. Сравнение рабочих характеристик

реактивных турбин разных типов показывает, например, что радиально-осевая тихоходная турбина при нагрузке, равной 10% от максимальной мощности, будет иметь к.п.д., равный 0,50; быстроходная радиально-осевая турбина тот же к.п.д. будет иметь при нагрузке 25%, а пропеллерная турбина с $n_s = 600$ — при нагрузке 30%. Турбина с поворотными рабочими лопастями обладает в этом отношении значительно лучшими свойствами и имеет к.п.д., равный 0,50, всего лишь при нагрузке около 6% от максимальной.

При заданном графике нагрузки ее изменения для каждого агрегата будут тем больше, чем меньше число агрегатов. Следовательно, для повышения использования мощности водотока, особенно в маловодные периоды, когда воды недостаточно, необходимо стремиться разбивать мощности ГЭС на большее число агрегатов. Предел увеличения числа агрегатов может быть установлен на основании технико-экономических сравнений возможных вариантов.

Не представляет особых затруднений построить рабочую характеристику всей гидростанции при заданном ее напоре и при разном числе агрегатов по имеющейся рабочей характеристике принятого типа турбины. На фиг. 33 слева приведены рабочие, так называемые мощностные характеристики турбин двух типов в виде функции $\eta = f(N)$. Рассмотрим, например, построение рабочей характеристики всей гидростанции при том же напоре для трех таких же агрегатов.

Производя построение и расчеты в относительных величинах, примем слева на фиг. 33 за единицу полную мощность турбины, а справа — полную мощность ГЭС. При трех агрегатах полная мощность одной турбины будет составлять $1/3$ полной мощности ГЭС. При полной нагрузке станции все три агрегата будут работать с одним и тем же к.п.д., разным величине к.п.д. отдельной турбины при полной ее мощности (для турбины Ф300, например, это составит 0,85). При уменьшении нагрузки ГЭС, например до $2/3$ от максимальной, но при работе по-прежнему трех агрегатов нагрузка на один агрегат будет составлять $0,66 : 3 = 0,22$ от мощности ГЭС и при равномерном распределении нагрузки между агрегатами коэффициент нагрузки отдельного агрегата составит $0,22 : 0,33 = 0,66$. Находим для турбины Ф300 по рабочей характеристике на фиг. 33, что при этой нагрузке $\eta' = 0,82$. После выключения одного агрегата оставшиеся два агрегата будут работать с полной нагрузкой при более высоком к.п.д., равном 0,85.

При дальнейшем уменьшении нагрузки станции, например до $1/3$ от мощности ГЭС, но при работе двух агрегатов нагрузка на каждый из них составит: $0,33 : 2 = 0,165$ от мощности ГЭС, а коэффициент нагрузки отдельного агрегата будет равен $0,165 : 0,33 = 0,50$. При такой нагрузке турбины ее к.п.д. η'' будет для Ф300 равен 0,75. После отключения еще одной турбины оставшаяся будет полностью нагружена и ее к.п.д. будет равен 0,85. При дальнейшем уменьшении нагрузки ГЭС (турбины, оставшейся в работе) ее к.п.д. будет изменяться по левой ветви кривой рабочей характеристики. При всех промежуточных нагрузках величины к.п.д. турбин устанавливаются аналогично предыдущему.

Этим способом на фиг. 33 справа построены рабочие характеристики турбин гидростанции в целом (без учета потерь в генераторах и в механических передачах) при одном, двух и трех агрегатах для двух типов турбин (Ф300 и ПРК-70) с вертикальным валом, установленных в открытых турбинных камерах. Предположим, что допустимое предельно низкое значение к.п.д. ГЭС составляет 0,50. Тогда возможное при этих условиях снижение нагрузки (в процентах от полной) будет составлять:

	При тур- бине Ф300	При тур- бине ПРК-70
а) при одном агрегате	до 20%	до 40%
б) двух агрегатах	10%	20%
в) трех	7%	13%

Наоборот, при уменьшении нагрузки ГЭС, например, до 0,25 от полной ее мощности, она будет работать с следующими величинами к.п.д.:

	При тур- бине Ф300	При тур- бине ПРК-70
а) при одном агрегате	$\eta = 0,57$	$\eta = 0,32$
б) двух агрегатах	$\eta = 0,75$	$\eta = 0,59$
в) трех	$\eta = 0,87$	$\eta = 0,75$

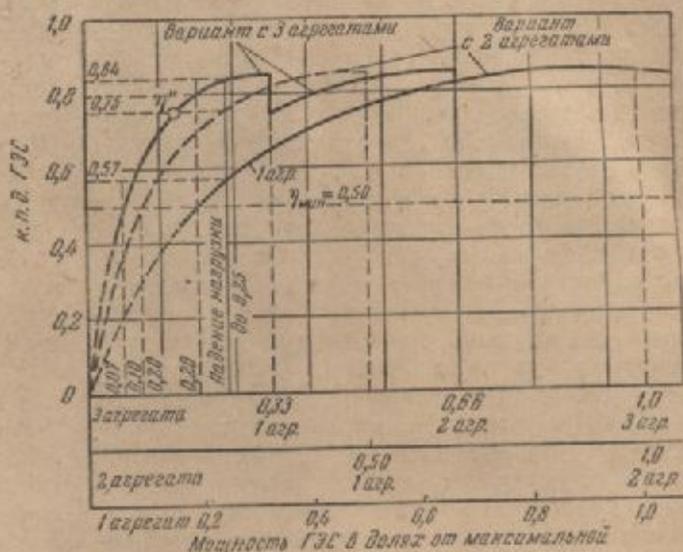
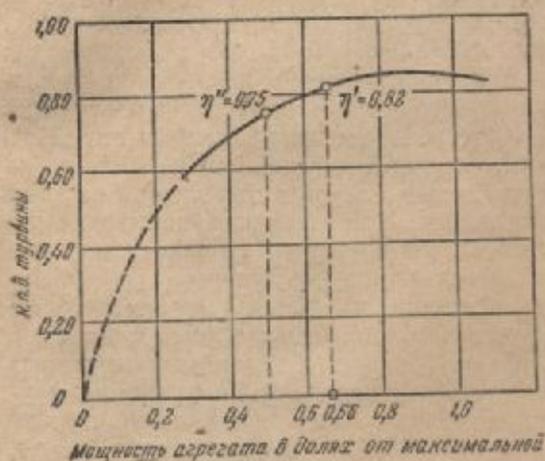
Пользуясь подобными рабочими характеристиками ГЭС при разных числах агрегатов, можно подсчитать, какое количество воды может быть сэкономлено при заданном графике нагрузки при переходе от одного к двум и трем агрегатам, а затем и дополнительное количество энергии, которое может быть получено в результате этого.

Очевидно, таким образом, что необходимое для поддержания величины к.п.д. ГЭС на определенном заданном уровне допустимое число агрегатов будет в значительной мере зависеть от типа турбины: меньшее число

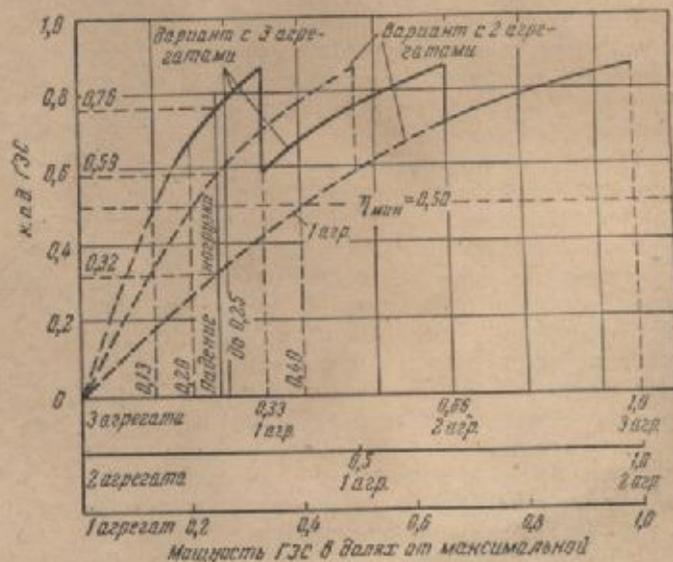
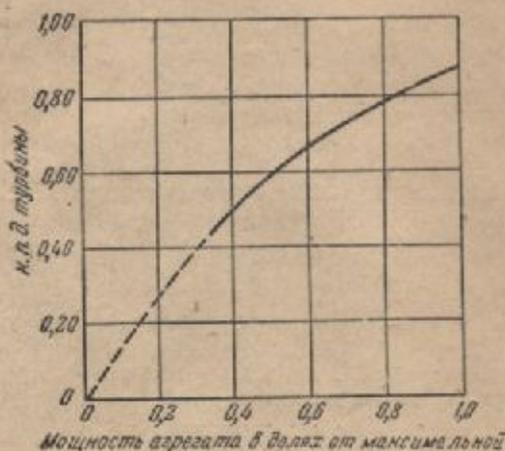
агрегатов может быть установлено при турбинах, имеющих более пологую рабочую характеристику, и наоборот. При построении рабочей характеристики ГЭС необходимо учиты-

ние к.п.д. турбин при уменьшении их диаметра несколько компенсируется увеличением к.п.д. генераторов вследствие увеличения числа оборотов агрегатов.

Турбина Ф300-В0



Турбина ПрК 70-В0



Фиг. 33. Рабочие характеристики ГЭС в зависимости от числа агрегатов.

вать, что при увеличении числа агрегатов диаметры турбин будут уменьшаться, и это приводит к некоторому уменьшению к.п.д. турбин [см. ниже формулу (41)]. Одновременно, однако, увеличивается число оборотов агрегатов, что приводит к некоторому повышению к.п.д. генераторов. Таким образом, уменьше-

В малых ГЭС в случаях необходимости и возможности применения механических передач от турбин к генераторам увеличение числа агрегатов может привести или к полному устранению передачи, или к их существенному упрощению (уменьшение передаточного числа, применение одиначной передачи

вместо двойной), что также следует учитывать при выборе числа агрегатов.

4. При относительно небольших напорах мощность отдельного агрегата ограничивается, особенно при более крупных агрегатах, предельно допусаемым коэффициентом быстроходности и наименьшим допустимым числом оборотов генератора.

5. Мощность ГЭС, условия ее работы и характер потребления энергии также имеют значение при выборе числа агрегатов. В малых ГЭС мощностью до 50—75 *квт* в практических условиях строительства ГЭС чаще всего ограничиваются установкой одного агрегата на суммарную мощность ГЭС; хотя в этих условиях при работе ГЭС в осенне-зимний период, когда расходы воды в реке падают иногда в 2—3 раза по сравнению с расчетными их величинами, к. п. д. турбины резко снижается. Для повышения эффективности использования водной энергии в таких случаях применяют суточное регулирование с прекращением работы ГЭС в ночное время. Является целесообразным в таких случаях применять турбины с более пологой рабочей характеристикой, например турбины с поворотными рабочими лопастями. Однако для столь малых мощностей турбины последнего типа не изготавливаются. При мощностях свыше 50—75 *квт*, до 300—500 *квт*, следует, как правило, ставить не меньше двух агрегатов, а при более мощных ГЭС — не менее 2—3 агрегатов, учитывая не только колебания нагрузок и расходов воды в реке, но и необходимость ревизии и ремонта оборудования без прекращения производства электроэнергии. При работе малой ГЭС в составе достаточно крупной энергетической системы (т. е. когда полная мощность системы превосходит мощность данной ГЭС в 5 и более раз) на ней может быть установлен всего лишь один агрегат, при недостатке воды работающий с перерывами.

Способ регулирования турбин также имеет значение при разбивке мощности ГЭС на агрегаты. При ручном регулировании не следует применять больше двух агрегатов, параллельно работающих на одну линию передачи. Автоматическое регулирование не ограничивает количества параллельно работающих агрегатов. Применение автоматического регулирования имеет весьма большое значение. Отказ от него может быть допущен лишь в порядке временной меры, причем должен предусматриваться перевод ГЭС на автоматическое регулирование в последующем.

6. Следует иметь также в виду, что с увеличением числа агрегатов и соответствующим

уменьшением их мощности иногда может быть увеличена высота всасывания. Это позволяет сократить и удешевить подводную часть здания ГЭС.

Необходимо отметить, что мощность каждого из агрегатов ГЭС обычно принимается одинаковой. Исключением могут быть случаи, когда в малых ГЭС отдельные турбины имеют специальное назначение (например, для обслуживания водяной мельницы с жерновами, просорушек и пр.).

7. Наконец, следует отметить, что иногда возникает вопрос об установке сверх нормального числа агрегатов на ГЭС одного резервного. Это определяется условиями работы ГЭС.— изолированно от других электростанций или в энергетической системе,— а также мощностью самой гидроэлектростанции. При этом следует иметь в виду, что при повышении числа агрегатов уменьшается мощность резервного агрегата.

4. ЧИСЛО ОБОРОТОВ ТУРБИНЫ

Число оборотов турбины определяется:

а) параметрами ГЭС — ее мощностью и напором при намеченном числе агрегатов;

б) предельно допустимым значением коэффициента быстроходности для подходящего в данных условиях типа турбины;

в) стандартным числом оборотов генератора соответствующей мощности при соединении его на одном валу с турбиной, к чему необходимо всегда стремиться. При применении генераторов переменного тока при f периодах в секунду имеет место следующая зависимость между f , числом оборотов n и числом пар полюсов p генератора:

$$\frac{np}{60} = f.$$

При принятом у нас стандартном числе периодов $f = 50$ пер/сек возможное число оборотов генераторов n будет определяться числом пар полюсов

$$n = \frac{3000}{p}. \quad (3)$$

В производстве приняты генераторы с числами полюсов и соответствующими им числами оборотов, данные в табл. 1.

Малые числа оборотов применяются лишь при больших мощностях агрегатов. В малых ГЭС приходится иметь дело не только с возможными стандартными числами оборотов, но и со стандартными конструкциями генераторов малых мощностей, которые выпускаются толь-

Таблица 1

Число пар полюсов	об/мин						
2	1 500	8	375	18	166,7	34	88,2
3	1 000	10	300	20	150	36	83,3
4	750	12*	250	24	125	40	75
5	600	14	214,3	28	107,1	44	68,2
6	500	16	187,5	30	100	48	62,5
7	428,6			32	93,7		

ко с весьма большими числами оборотов — преимущественно с 750—1 000 об/мин. Это приводит к необходимости при малых напорах применять передачи между турбинами и генераторами. В этих условиях необходимое или возможное число оборотов турбины n_m будет определяться выражением

$$n_m = \frac{n_z}{k}, \quad (4)$$

где k — общее передаточное число. При ременной передаче необходимо учитывать некоторое скольжение ремня по шкиву. При этом получим, что число оборотов турбины будет равно

$$n_m = \frac{n_z \alpha}{k}, \quad (5)$$

где α — поправочный коэффициент на скольжение ремня, равный при хорошо работающей передаче 1,02—1,03. При менее удовлетворительном уходе за передачей этот коэффициент повышается иногда до 1,05—1,10.

При применении турбин стандартной конструкции их число оборотов является функцией напора; при этом необходимо лишь установить передаточное число для передачи к генератору стандартной конструкции. При редко встречающихся случаях специальных заказов турбин и генераторов необходимо стремиться получить наибольшее возможное число оборотов турбины, согласуя его со стандартным числом оборотов генератора. При более крупных агрегатах и для более высоких напоров при специальном заказе турбины число оборотов ее определяется по числу оборотов генератора при, обычно, жестком соединении турбин и генераторов.

Следует иметь в виду, что наибольшие величины к. п. д. для генераторов мощностью порядка от 500 до 2 000 квт достигаются при 500—1 000 об/мин. При этих же числах оборотов стоимости генераторов являются наименьшими.

Увеличение стоимости генератора более существенно при уменьшении n , чем при его увеличении.

При значительных разгонных числах оборотов турбин наимыгоднейшее число оборотов генераторов снижается примерно до 300—600 об/мин. С увеличением числа оборотов уменьшается число пар полюсов и соответственно уменьшается диаметр генератора.

5. ПОЛОЖЕНИЕ ТУРБИНЫ НАД УРОВНЕМ НИЖНЕГО БЬЕФА

В реактивных турбинах скорость выхода воды из рабочего колеса достигает значительной величины, и она тем больше, чем выше коэффициент быстроходности турбины. Эта скорость обычно составляет от 3 до 6 м/сек для низконапорных ГЭС, достигая 8—12 м/сек и больше при более высоких напорах. Таким образом, поток, выходящий из рабочего колеса, обладает еще весьма большой кинетической энергией. Соответствующий скоростной напор ($v^2 : 2g$), выраженный в метрах, будет при скорости выхода воды $v = 3$ м/сек равняться 0,45 м; при $v = 6$ м/сек он составит уже 1,83 м, а при $v = 9$ м/сек — даже 4,13 м. При более быстроходных типах турбин скоростной напор достигает 30 и даже 50% от расчетного напора ГЭС. Потеря его являлась бы недопустимой, и поэтому естественно стремление использовать его в турбине, что достигается восстановлением кинетической энергии в потенциальную. С этой целью под рабочим колесом турбины устанавливается всасывающая труба, постепенно расширяющаяся сверху вниз (фиг. 34). При этом по длине трубы скорость значительно уменьшается, и кинетическая энергия выходящего из всасывающей трубы потока становится значительно меньше, чем при входе в нее. Так как кинетическая энергия при выходе из трубы является потерянной, то необходимо доводить эту скорость при выходе из трубы до возможных минимальных значений.

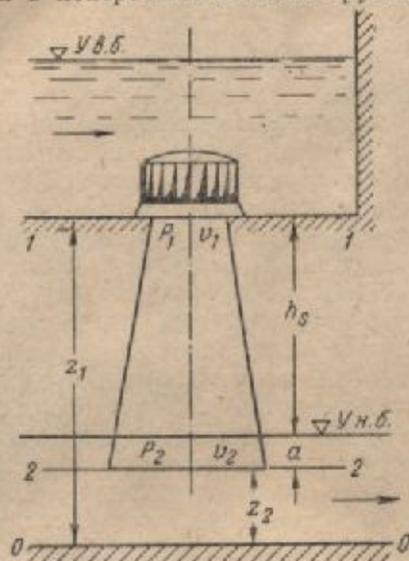
При расширяющейся форме всасывающей трубы непосредственно под рабочим колесом турбины образуется пониженное против атмосферного давление (вакуум).

Для выяснения роли всасывающих труб рассмотрим движение воды через водовод, изображенный на фиг. 35, имеющий переменные размеры поперечного сечения. В сжатом сечении водовода скорость возрастет от v_0 до v_1 , а затем вновь уменьшится до v_0 . Если поставить в сечениях 1, 2 и 3 пьезометры, то они покажут, что в сечении 2 давление значительно

меньше, чем в сечениях 1 и 3, причем давление в сечении 2 понижается примерно на величину, равную разности скоростных напоров в сечениях 2 и 3 (или 2 и 1):

$$\Delta H = \frac{a_1 v_1^2 - a_2 v_2^2}{2g},$$

если пренебречь потерями напора. Коэффициенты a_0 и a_1 учитывают неравномерность скорости в поперечном сечении трубы.



Фиг. 34. Схема размещения всасывающей трубы.

Всасывающая труба будет действовать аналогично расширяющейся части 2—3 рассмотренного на фиг. 35 примера. Величина давления в потоке под рабочим колесом турбины p_1 определится из уравнения Бернулли, написанного для двух сечений: 1—1 и 2—2. Если принять за плоскость сравнения 0—0 дно отводящего русла, то при обозначениях, указанных на фиг. 34, уравнение Бернулли напишется в таком виде:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w,$$

где h_w — потеря напора во всасывающей трубе.

Заменим здесь z_1 через сумму $z_1 = z_2 + a + h_s$, где h_s — высота всасывания. Имея в виду, что давление $\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + a$, где p_a — атмосферное давление, получим:

$$\frac{p_1}{\gamma} + (z_2 + a + h_s) + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \left(\frac{p_a}{\gamma} + a \right) + z_2 + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Отсюда получаем давление в верхнем сечении всасывающей трубы:

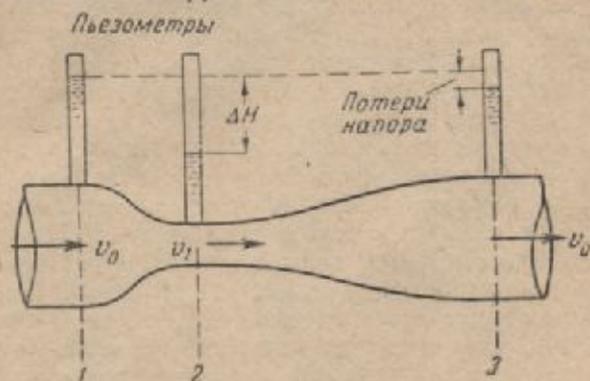
$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - h_s - \frac{a_1 v_1^2 - a_2 v_2^2}{2g} + h_w. \quad (6)$$

Следовательно, вакуум в том же сечении будет определяться выражением

$$H_{\text{вак}} = h_s + \frac{a_1 v_1^2 - a_2 v_2^2}{2g} - h_w. \quad (7)$$

В связи с необходимостью размещения всасывающей трубы так, чтобы избежать чрезмерного заглубления основания здания ГЭС, турбину желательно устанавливать на более высоких отметках — выше уровня нижнего бьефа. Такое положение турбины создаст благоприятные условия также для ревизии и ремонта турбины путем простого опорожнения турбинной камеры, без откачки воды из нее. При этом уменьшение глубины турбинной камеры или давления в камере удешевляет ее.

При цилиндрической всасывающей трубе наибольший вакуум в ней, как это следует из выражения (7), будет определяться в основном величиной h_s , а при расположении рабочего колеса турбины (с конической трубой) на уровне нижнего бьефа создаваемый ею вакуум будет определяться вторым членом выражения (7), т. е. восстановленной частью кинетической энергии, за вычетом потерь внутри всасывающей трубы. В связи с тем что вели-



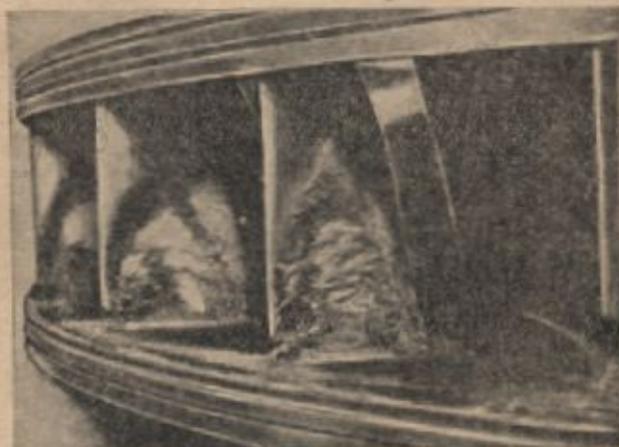
Фиг. 35. Схема трубчатого водомера.

чина вакуума не может быть больше атмосферного давления, равного 10,33 м вод. ст. для местности, расположенной на уровне моря, возможная наибольшая высота всасывания также ограничена.

Учитывая, что вакуум, создаваемый всасывающей трубой, представляет сумму двух основных членов выражения (7), высоту всасывания можно было бы, например, ограничить

следующими предельными значениями в зависимости от положения ГЭС над уровнем моря:

а) при положении ГЭС на уровне моря $h_2 \leq 7,0$ м; б) при положении ГЭС на высоте 5000 м над уровнем моря $h_2 \leq 4,0$ м. Однако практически указанные выше величины h_2 не могут быть достигнуты вследствие



Фиг. 36. Разрушение лопастей турбины и опорного кольца вследствие кавитации.

наличия так называемых явлений кавитации (опустевание) при движении воды внутри турбины.

При обтекании потоком криволинейных поверхностей лопастей рабочего колеса при известных условиях (например, при увеличении скоростей в результате увеличения напора или открытии турбины) наблюдаются срывы его у выпуклых (нижних) поверхностей, а также и в других местах турбины (например, у лопаток направляющего аппарата). Эти явления сопровождаются внезапным и значительным местным разрежением, в результате чего происходит вскипание воды с интенсивным выделением паров ее и пузырьков воздуха. При этом особенно быстро выделяется из воды кислород. При своем продвижении пузырьки, заполненные водяными парами, попадают в зону с повышенным давлением, где и происходит конденсация пара. Явления кавитации сопровождаются снижением к. п. д. турбины и расхода воды. Увеличение вакуума, создаваемого всасывающей трубой в ее верхнем сечении, сопровождается усилением явлений кавитации.

Наблюдения и опыты показывают¹, что при наличии кавитации имеет место постепенное,

¹ И. Меттер, Физическая природа кавитации, «Успехи физических наук», т. XXXV, вып. 1, 1948.

ивосда весьма быстрое, разъедание поверхности металла в зоне кавитационных явлений. При этом разрушение турбины возникало всякий раз, как только давление в указанных выше местах возможного отрыва потока снижалось до упругости пара воды при данной ее температуре. Разрушение металла наблюдается не там, где происходит разрежение и выделение пара, а в местах его конденсации. При замыкании пузырьков возникают весьма значительные давления (удары воды) с одновременным большим повышением температуры. Микрофотографии и рентгенограммы поврежденных металлов позволяют считать, что при наличии кавитации происходят структурные изменения в кристаллических зернах с их раздроблением, появлением растрескивания и сдвига, что характеризует пластические местные деформации. Для подобной деформации в металле напряжения должны были бы достигать $9\ 000$ кг/см².

Химические процессы на первой стадии развития кавитационных явлений играют второстепенную роль и лишь в дальнейшем они имеют более серьезное значение, особенно при воздействии на химически активные материалы. Одновременно на более поздних стадиях развития кавитационных явлений приобретает серьезное значение и усталость металла. Характерные разрушения лопастей турбины вследствие явлений кавитации представлены на фиг. 36.

Наблюдения на существующих гидростанциях показывают, что явления кавитации сильнее проявляются при высоких напорах, когда скорости течения воды более значительны, а избыток давления в потоке, проходящем через турбину, будет соответственно незначительным. Это и наблюдается в тихоходных радиально-осевых турбинах. В этих условиях отрыв струй от лопаток происходит чаще, и кавитационные явления становятся более интенсивными.

В связи с большими скоростями истечения струй через сопла струйных турбин в них также наблюдаются кавитационные явления. При этом коррозии подвержены направляющие сопла, регулирующие иглы сопел (особенно острие), а также входные ребра рабочих лопаток.

В реактивных турбинах при одинаковом напоре и расходе воды скорости воды увеличиваются с повышением коэффициента быстроходности турбины, поскольку при этом уменьшается диаметр рабочего колеса. Поставленная в одинаковые условия турбина более быстроходного типа будет, следовательно, сильнее

кавитировать, так как вакуум в верхнем сечении всасывающей трубы у нее будет больше за счет второго слагаемого в выражении (7) при одинаковой высоте всасывания h_s . В связи с этим для предотвращения кавитации необходимо ограничивать высоту всасывания, причем величина h_s должна быть тем меньше, чем выше коэффициент быстроходности турбины.

Быстроходные типы турбин применяются при сравнительно небольших напорах. В этих случаях при сравнительно больших длинах всасывающих труб и малой высоте всасывания, принимаемой иногда даже отрицательной по условиям кавитации, компоновка подводной части здания гидростанции может оказаться весьма затруднительной. Применение же более значительных высот всасывания, задаваемых конструктивными условиями и условиями производства работ, делает необходимым ограничивать быстроходность применяемых турбин.

Обычно высота всасывания по условиям эксплуатации турбин принимается положительной и ограничивается пределами от 0 до 3 м. Лишь в крупных ГЭС при низких напорах применяются отрицательные h_s до $-1,0$ и даже $-2,0$ м с целью обеспечить возможность применения более быстроходных типов турбин.

Анализ опыта гидроэнергостроительства показывает, что при принятых на существующих ГЭС величинах h_s могут быть установлены некоторые предельные величины коэффициентов быстроходности в зависимости от величины напора, при которых кавитации не наблюдается. Акад. И. В. Егизаров дает следующие формулы для предельно допустимых величин коэффициентов быстроходности:

а) при напорах ниже 10 м

$$n_s \leq \frac{2250}{\sqrt{H}}; \quad (8)$$

б) при напорах от 8—10 до 20—25 м

$$n_s \leq \frac{2500}{\sqrt{H}}; \quad (9)$$

в) при напорах от 25 до 300 м

$$n_s \leq \frac{5000}{\sqrt{H^3}}. \quad (10)$$

Проф. А. А. Морозов в 1930 г. предложил для радиально-осевых турбин в пределах напоров от 20 до 300 м следующую зависимость:

$$n_s \leq \frac{2200}{H^{0,57}}. \quad (11)$$

Проф. Н. М. Шапов на основании более поздних данных считает возможным пользоваться зависимостью

$$n_s \leq \frac{2420}{\sqrt{H}} - 80. \quad (12)$$

Сравнение результатов применения указанных выше зависимостей приведено в табл. 2.

Таблица 2

По формулам	Предельные n_s при напорах H , м							
	5	10	15	20	50	100	200	300
И. В. Егизарова	1003	790	645	560	266	158	94	69
А. А. Морозова	—	—	—	399	236	159	131	111
Н. М. Шапова	1002	685	545	462	263	162	92	60

Табл. 2 показывает, что формулы Егизарова и Шапова дают довольно близкие результаты. Лишь при средних напорах формула Шапова дает несколько меньшие значения n_s , что создает некоторую дополнительную гарантию против возможности кавитации. Эти рекомендации являются, однако, лишь ориентировочными, поскольку при этом отсутствуют указания о высотах всасывания. Кроме того, с развитием техники турбиностроения и улучшением антикавитационных свойств турбин пределы применимости турбин быстроходных типов, несомненно, будут расширяться. Эти изменения должны в практических условиях учитываться на основании детальных указаний турбинных заводов и исследовательских институтов.

Явлениями кавитации и определяются в настоящее время пределы напоров для реактивных турбин. Для радиально-осевых турбин по конструктивным условиям не считается целесообразным принимать n_s выше 60—70. При этом по формуле (10) и определится наибольший допустимый напор, порядка 300—350, указанный выше. Для турбин с поворотными рабочими лопастями в настоящее время предельной низшей величиной допустимой быстроходности n_s считается около 350. При этом по формуле (10) получается допустимый напор порядка 35 м. Фактически эти пределы уже превзойдены.

Окончательное установление допустимых быстроходностей турбин для конкретных условий может быть произведено лишь при одновременном установлении высоты всасывания. Давление у поверхности рабочих лопаток для предотвращения кавитации не должно быть

меньше нуля или, точнее, ниже давления паров воды при наибольшей возможной температуре воды. При обычных температурах воды давление водяных паров не превосходит 20—25 см. Поэтому нижний предел давления приблизительно может быть принят равным нулю, учитывая приближенность расчетов.

В выражение (7) входят величины скоростного напора, соответствующего выходной скорости из всасывающей трубы, и потери напора h_w . Таким образом, величина давления $\frac{p_1}{\gamma}$ в верхнем сечении трубы будет зависеть от принимаемых размеров и формы этой трубы, которые обычно устанавливаются турбинным заводом при проектировании гидростанции.

Допускаемая величина давления p_1 должна при этом удовлетворять соотношению

$$\frac{p_a}{\gamma} - h_s - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \geq \frac{p_1}{\gamma},$$

откуда получаем:

$$\frac{p_a}{\gamma} - h_s - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w - \frac{p_1}{\gamma} \geq 0. \quad (13)$$

Третий и четвертый члены этого выражения являются функциями скорости потока в турбине, определяемой величиной действующего напора, причем для их детального определения необходимых экспериментальных данных не имеется. Поэтому в практике проектирования их принято заменять суммирующей величиной σH . При этом, заменяя $\frac{p_a}{\gamma}$ высотой H'_a , получим условие отсутствия кавитации в следующем виде, если положить в пределе $\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} = 0$:

$$H'_a - h_s - \sigma H \geq 0, \quad (14)$$

где H'_a — атмосферное давление на данной высоте положения ГЭС над уровнем моря, а коэффициент σ , называемый коэффициентом кавитации, характеризует суммарное влияние формы всасывающей трубы, потерь в ней и формы рабочих лопастей турбины на интенсивность кавитационных явлений. Чем выше σ , тем, очевидно, меньшая высота всасывания h_s может быть допущена. В выражении вакуума, создаваемого трубой, скоростная энергия тем больше, чем выше быстроходность турбины. Этим и объясняется то, что при быстроходных типах турбин приходится принимать меньшие величины h_s (иногда даже отрица-

тельные). Величина σ определяется на специальной установке путем увеличения высоты всасывания при постоянном напоре и неизменном гидравлическом режиме турбины. Появление кавитации будет характеризоваться понижением к. п. д. турбины во время этого испытания. Однако можно установить начало кавитации и наблюдением за появлением пузырьков воздуха во всасывающей трубе под рабочим колесом через стеклянные стенки всасывающей трубы, а также по появлению характерного для кавитации шума в трубе.

Из выражения (14) фактическая величина σ определяется для конкретных условий гидростанции по величинам h_s и H :

$$\sigma \leq \frac{H'_a - h_s}{H}. \quad (15)$$

Так как для конкретной установки величина напора является вполне определенной, то для того чтобы это выражение удовлетворялось при таком значении σ , при котором не появляется кавитации, представляется возможным изменять только высоту всасывания; этот способ и может быть использован при проектировании гидростанции.

Предельные значения σ определяются заводскими лабораториями и исследовательскими институтами для всех типов изготавливаемых турбин. Для ориентировочных расчетов могут быть использованы также величины коэффициентов кавитации, определяемые по эмпирическим зависимостям, составленным на основании имеющихся опытных данных по эксплуатации существующих ГЭС. К этим зависимостям следует обращаться однако лишь в том случае, когда не имеется более подробных данных по σ для рассматриваемого типа турбины. Проф. Н. М. Шапов¹, используя большой опыт турбиностроения, предложил подобного рода зависимости.

Учитывая, что основным аргументом σ является коэффициент быстроходности, в предложенных им формулах σ определяется как функция величины n_s .

Формула Шапова для предварительного определения σ для всех реактивных турбин с быстроходностью от 70 до 800 и даже до 1000 имеет вид:

$$\sigma = \frac{(0,01n_s - 0,54)^2}{45} + 0,035. \quad (16)$$

При этом проф. Шапов связывает данные по σ с величинами n_s турбин при их полном

¹ Н. М. Шапов, Турбинное оборудование гидростанции, Госэнергоиздат, 1941.

Тип колеса	Тип установки модели	Всасывающая труба			Коэффициент быстроходности n_s		Коэффициент кавитации σ	Примечание
		тип	высота h	длина L	нормальный	предельный		
Ф300	Вертикальная, спиральная	Прямая коническая	—	—	291	309	0,35	Предельное n_s определено по точке на линии 5% запаса мощности турбины
Ф123 (а, б, с)	Вертикальная, открытая	Изогнутая	(2—2,23) D_1	(3,5÷4) D_1	(270÷280) D_1	286÷313	0,21÷0,25	
Ф123а	Вертикальная, спиральная	Изогнутая	2,54 D_1	3,28 D_1	262	279	0,19÷0,20	
Ф44	То же	"	2,54 D_1	3,28 D_1	263	288	0,21	
Ф110	"	Изогнутая, прямая коническая	2,23 D_1	4,0 D_1	248÷250	262÷266	0,16÷0,18	
Ф42	"	Изогнутая	2 D_1	3,7 D_1	230	250	0,15÷0,16	
Ф100	"	Прямая коническая	—	—	219	235	0,15	
Ф82	"	То же	—	—	197	209	0,10÷0,11	
Ф60	"	"	—	—	151	158	0,09	
Ф16 (13)	"	"	—	—	112	123	0,10	
Ф15	"	"	—	—	110	120	0,09	
Ф41	"	"	—	—	102	107	0,065	
Ф40	"	"	—	—	104	110	0,07	
Ф246	Вертикальная открытая	"	—	—	77	87	0,05÷0,06	
Ф128	То же	"	—	—	77,3	82,5	0,04÷0,05	
Ф239	"	"	—	—	63,5	67	0,03÷0,04	

открытия, т. е. при их предельной быстроходности $n_{s \text{ макс}}$.

Так как в формулу быстроходности входит мощность турбины, а она является переменной и зависит от нагрузки турбины, то, вообще говоря, n_s будет изменяться пропорционально \sqrt{N} , учитывая, что n должно оставаться постоянным. Изменение действующего напора также влияет на фактическую величину коэффициента быстроходности турбины. Поэтому различают: а) оптимальную быстроходность турбины, при которой она имеет максимальное значение к. п. д. при ее мощности, имеющей место при неполном (около 0,85) открытии направляющего аппарата и при расчетном напоре, и б) максимальную быстроходность, отвечающую максимальной мощности при полном открытии направляющего аппарата и несколько пониженном к. п. д. Это значение максимального коэффициента быстроходности приходится учитывать при определении σ , поскольку в турбине в это время развиваются наибольшие скорости потока.

Предложенная Н. М. Шаповым формула для $\sigma = f(n_s)$ по данным Ленинградского металлического завода им. Сталина (ЛМЗ) для его турбин Френсиса с n_s от 120 до 380 (также при полном открытии) имеет вид:

$$\sigma = \frac{(0,01n_s - 0,46)^2}{40} + 0,06. \quad (17)$$

Для разработанной номенклатуры малых турбин, выпускаемых нашими заводами, ниже приводится таблица значений σ , установленных ВИГМ (гл. 5).

Величины σ для радиально-осевых турбин, изготовляемых нашими заводами, приведены в табл. 3.

Величины σ для турбин с поворотными рабочими лопастями, изготовляемых нашими заводами, приведены в табл. 4.

Как видим из табл. 3 и 4, коэффициент кавитации данной турбины поставлен в зависимости от ее установки, т. е. от формы турбинной камеры и всасывающей трубы. В соответствии с этим и следует принимать при проектировании коэффициенты σ .

Тип рабочего колеса	Тип установки модели	Всасывающая труба			Коэффициент быстроходности n_s		Коэффициент кавитации σ
		тип	высота h	длина L			
					нормальный	предельный	
K70	Вертикальная открытая	Изогнутая	2,75 D_1	4,98 D_1	660	960	1,9—2,0
K90	То же	Прямая	—	—	522	715	0,89
K90	•••	коническая	•••	•••	•••	•••	•••
K91	Вертикальная открытая и вертикальная спиральная	Изогнутая	1,92 D_1	3,39 D_1	481	763	0,89
K232	Вертикальная открытая	•	1,92 D_1	3,37 D_1	400	700	0,80
K245	То же	•	1,92 D_1	3,37 D_1	400	700	0,75
K120	Вертикальная спиральная	•	1,92 D_1	3,39 D_1	382	620	0,63
K129	Вертикальная открытая	•	2,3 D_1	3,7 D_1	400	700	0,81
K201	Вертикальная спиральная	•	2,3 D_1	3,7 D_1	400	700	0,80
K224	Вертикальная открытая	•	2,3 D_1	3,7 D_1	376	650	0,73
K282	Вертикальная спиральная	•	2,3 D_1	3,7 D_1	385	600	0,70

Примечания. Предельная быстроходность определяется по максимальной мощности на универсальной характеристике при $H_{\text{мин}}$.

При подборе номенклатурной турбины необходимо использовать эти предельные значения σ , при которых получаются наименьшие высоты всасывания. Однако при этом приходится учитывать отмеченные выше ограничения в отношении высоты всасывания. Обычно ее стремятся иметь не меньше нуля, и лишь в крупных ГЭС допускают отрицательные h , в тех случаях, когда это дает существенное сокращение числа агрегатов, уменьшение их размеров и увеличение числа оборотов, приводящие к весьма значительному уменьшению стоимости здания.

Если проектом здания ГЭС задается желательная высота всасывания, то по формуле (14) определится и допустимое значение σ . Тогда по формулам Щапова (16, 17) при полученном значении σ определяется и та предельная быстроходность, при которой явления кавитации наблюдаться не будут. Если турбин требуемой быстроходности не имеется, то принимается турбина с ближайшим меньшим значением n_s . Для этой турбины σ будет меньше, и высоту всасывания можно брать несколько больше принятой вначале, если это является желательным. Если же высота всасывания сохраняется прежней, то турбина будет иметь известный запас давления во всасывающей трубе.

В практике большей частью приходится иметь дело с переменными условиями работы ГЭС как вследствие колебаний уровней воды в верхнем и нижнем бьефах, так и вследствие изменений нагрузки. При выбранной турбине величина σ для нее имеет вполне определенное предельное значение, но положение

турбины, устанавливаемое по формуле (14), при этом будет различное. Принимается наименее плохое положение, соответствующее наименьшему положению уровня нижнего бьефа, так что при всех режимах формула (14) будет удовлетворяться.

При подборе турбин с учетом явлений кавитации необходимо уточнить представление о высоте всасывания в различных схемах турбинных установок. Высоту всасывания принято измерять:

а) для вертикальных радиально-осевых турбин—до плоскости нижнего опорного кольца направляющего аппарата, что примерно отвечает низу рабочего колеса, где можно ожидать наибольшего вакуума;

б) для горизонтальных турбин того же типа—до наивысшей точки лопастей рабочего колеса;

в) для турбин с поворотными рабочими лопастями—до оси поворота лопастей рабочего колеса.

Для номенклатуры турбин ЛМЗ и ВИГМ высота всасывания принята условной, об этом сказано ниже в гл. 5.

Поскольку σ растет с быстроходностью, при быстроходных турбинах является необходимым уменьшать h_s или, наоборот, задавая некоторой, обычно положительной, величиной h_s , ограничивать быстроходность турбины и, соответственно, число ее оборотов. Это одновременно увеличивает размеры (диаметр) турбины и генератора, а также и размеры здания ГЭС. Последнее имеет особое значение при бетонном или каменном нижнем блоке здания станции. Следует на-

помнить, что одновременно с выбором типа турбины и подбором указанных параметров турбиной установки разрешается и вопрос о количестве агрегатов и мощности отдельной турбины, имеющий существенное экономическое значение. Таким образом, подбор турбины и установление высоты всасывания является по своему существу технико-экономической задачей.

В связи с изложенным можно наметить такой общий порядок подбора реактивной турбины:

1. По намеченным расчетным расходу и напору устанавливается суммарная мощность турбин ГЭС по формуле

$$N = 13,33QH\eta \text{ л.с.} = 9,81QH\eta \text{ квт,}$$

где η — к. п. д. турбины, предварительно принимаемый в пределах 0,82—0,87, или в среднем 0,85, и после установления типа и размеров турбины уточняемый.

2. Намечается число агрегатов z по указанным ранее соображениям. При этом возможно принятие нескольких вариантов с разным количеством агрегатов. Устанавливается мощность отдельной турбины $N_T = \frac{N}{z}$.

3. Устанавливается предельно допускаемая быстроходность n_s , исходя из условий кавитации при максимальном напоре ГЭС по формулам Егнazarова (8—10) или Шапова (12), и проверяется возможное число оборотов турбины при этой предельной быстроходности по формуле

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{T \text{ л.с.}}}}{H \sqrt{H}} = \frac{7n}{6H} \sqrt{\frac{N_{T \text{ квт}}}{H}}$$

Если полученное число оборотов окажется явно недостаточным, необходимо увеличить число агрегатов и повторить определение величины n_s .

4. Определяется при величине коэффициента кавитации σ для полученной ранее быстроходности турбины предельно допускаемая высота всасывания h_s по формуле

$$h_s = H'_a - \sigma H.$$

При этом, если имеется возможность применения нескольких турбин с разными коэффициентами кавитации, необходимо установить σ для каждого из типов турбин и дальнейший расчет вести для всех возможных вариантов.

При отсутствии непосредственных заводских данных о величинах σ его ориентировочно определяют по приведенным выше формулам Шапова.

Если h_s получилось положительным и достаточным по условиям компоновки здания станции, то установленная выше быстроходность может быть принята для проектирования. Если же величина h_s получится отрицательной, то следует решить вопрос о допустимости этого на основании экономических расчетов. В малых ГЭС не следует допускать отрицательных высот всасывания. Поэтому в этих случаях следует предварительно задаться минимальной высотой всасывания в пределах от 0 до 0,5 м, учитывая, что при дальнейшем уточнении n_s и n она несколько возрастет. При этой величине h_s определяется по формуле (14) предельное значение σ и по формулам Шапова по полученному σ устанавливается допустимая предельная быстроходность n_s .

5. По уточненному таким путем предельному значению n_s определяется число оборотов турбины. В случае соединения генератора на одном валу с турбиной подбирается стандартное число оборотов генератора по табл. 1 (ближайшее меньшее) и по нему вновь определяется окончательная быстроходность турбины.

В малых ГЭС, когда приходится ориентироваться на номенклатурные турбины, необходимо принимать имеющиеся в производстве турбины с соответствующими коэффициентами их быстроходности. При отсутствии номенклатурных турбин требующейся быстроходности следует принять турбину с ближайшим меньшим n_s , если ближайшее большее значение n_s приводит к отрицательным h_s . Для окончательно принятой быстроходности устанавливается новое предельное значение σ по формулам Шапова и высота всасывания по формуле (14). При этом она может получиться больше требующейся и принятой по условиям компоновки здания станции. В этом случае турбина будет находиться в более благоприятных кавитационных условиях.

При соединении генератора с турбиной через передачу необходимо учесть при установлении числа оборотов турбины и ее быстроходности n_s возможное в данных условиях передаточное устройство и передаточное число при стандартном числе оборотов генератора.

При окончательном выборе типа турбины по полученной быстроходности могут оказаться удовлетворяющими требованиям не-

сколько номенклатурных типов турбин. В этом случае следует сравнить рабочие характеристики турбин и их стоимости, а также устанавливаемое количество агрегатов. Следует при этом иметь в виду, что при большом числе агрегатов общая рабочая характеристика ГЭС может быть вполне удовлетворительной даже при плохой рабочей характеристике турбины, если максимальное значение к. п. д. ее достаточно высокое.

При одном агрегате, устанавливаемом на гидроэлектростанции, необходимо стремиться выбирать турбину с возможно более совершенной рабочей характеристикой, допускающей значительные колебания нагрузки при все еще достаточно высоком к. п. д.

Весь изложенный порядок по выбору типа турбины относится к реактивным турбинам. Выбор активной турбины струйно-ковшевого и других типов не связан с высотой всасывающей трубы. Поэтому в данном случае выбор турбины производится исключительно по требуемой быстроходности при намеченном числе агрегатов и их мощности. Однако может оказаться, что ковшевые турбины требуемой быстроходности не изготавливаются, или что вообще нельзя получить односопловое колесо с необходимой быстроходностью по конструктивным условиям. Это будет иметь место в тех случаях, когда необходимая величина $n_s > 25-30$. Если турбина Банки в данном случае также не подходит ни по быстроходности, ни по мощности и напору, то необходимо или увеличить число агрегатов, уменьшив их мощность, с тем чтобы получилось $n_s \leq 25$, или же, если нежелательно увеличивать число агрегатов, применить многосопловые колеса, или на одном

валу установить по два односопловых и даже двухсопловых колеса.

Таким путем быстроходность одного колеса струйно-ковшевой турбины, отнесенная к одному соплу, может быть уменьшена до необходимых пределов. Быстроходность может быть уменьшена также путем принятия меньшего числа оборотов турбины и генератора, поскольку в высоконапорных ГЭС обычно представляется возможность соединения их на одном валу.

При быстроходности в пределах от 30 до 70 и при относительно больших мощностях турбин не всегда удастся удовлетворить требованиям проекта. В таких случаях могут быть приняты различные решения: 1) идя по пути увеличения мощности отдельного агрегата, сокращая их число при заданной установленной мощности ГЭС, или увеличивая число оборотов, что при благоприятных условиях может дать возможность получения n_s больше 70 и соответственно дать возможность применения радиально-осевых турбин; 2) уменьшая мощность или число оборотов отдельного агрегата или применяя двухсопловые и двухколесные турбины, можно получить малые быстроходности, при которых возможно применение ковшевых турбин. Турбины Банки имеют ограниченную мощность (приблизительно до 80—100 л.с.) при величинах $n_{s, \text{мин}}$ порядка 50. В этих условиях данная конструкция турбин может быть использована.

Окончательный выбор типа турбины и схемы турбинной установки, помимо чисто экономических соображений, должен основываться на существующей номенклатуре нормальных типов турбин, уже изготавливаемых нашими заводами.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

УСТАНОВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТУРБИН

При проектировании зданий гидроэлектростанций необходимо знать основные размеры агрегата и в том числе турбинной установки, с тем чтобы можно было устанавливать размеры строительной части зданий. Если принимается нормальная конструкция турбины, то ее размеры известны заранее по данным турбинных заводов. Однако во многих случаях в процессе проектирования ГЭС рассматриваются многочисленные варианты ГЭС и ее оборудования. Прогресс техники использования гидроэнергии должен при этом учи-

тываться. В этих случаях, в том числе и при применении уже освоенных производством типов турбин, на предварительных стадиях проектирования до получения от заводов установочных чертежей является необходимым приближенное определение основных размеров турбинных установок. Их уточнение производится в дальнейшем при более детальном проектировании.

Для установления основных размеров турбин могут служить их универсальные характеристики и эмпирические зависимости

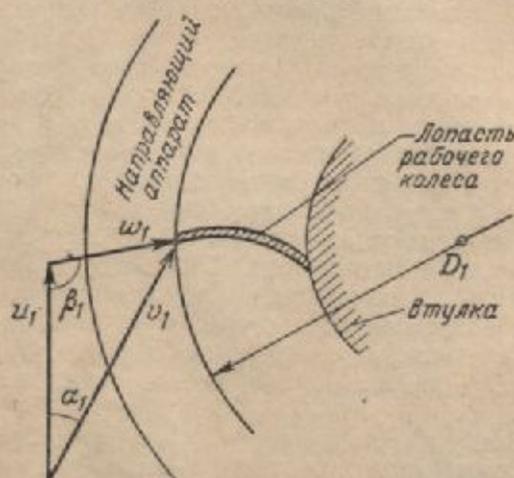
в виде графиков, таблиц или формул, основанные на систематизации опыта турбиностроения. Наиболее точно размеры турбин устанавливаются по универсальным характеристикам, относящимся к турбинам соответствующей быстроходности, изготовляемым заводами, от которых будут получены турбины для проектируемых ГЭС. Универсальные характеристики обычно приводятся к напору $H=1$ м и к расчетному диаметру рабочего колеса турбины, также равному 1 м ($D_1=1$ м). Эта турбина является как бы исходной моделью. Размеры же рабочего колеса для проектируемой ГЭС определяются путем пересчета на основании законов гидромеханического подобия.

6. ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ПОДОБИЯ

Предположим, что поток подходит к лопасти рабочего колеса с абсолютной скоростью v_1 , направленной под углом α_1 к окружной скорости колеса u_1 (фиг. 37). Если абсолютную скорость v_1 разложить на две составляющие — переносного (вместе с лопатками колеса) и относительного движения, — то получим так называемый треугольник (диаграмму) входных скоростей. Для обеспечения безударного входа потока на лопасти рабочего колеса необходимо, чтобы массы воды при входе на лопасть одновременно перемещались вместе с колесом с его окружной скоростью u_1 в точке входа и вдоль поверхности лопатки с относительной скоростью w_1 , направленной вдоль, т. е. по касательной к поверхности лопасти у ее входного ребра и составляющей с окружной скоростью колеса угол β_1 . Такое же состояние потока должно быть и на выходе из рабочего колеса.

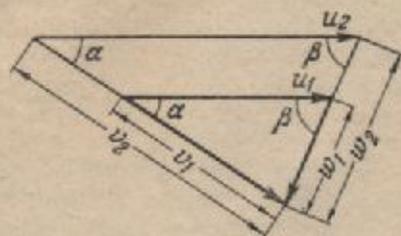
Очевидно, что такое соотношение скоростей будет сохраняться лишь при вполне определенных условиях работы колеса: напоре H , расходе воды Q и числе оборотов n . В этих условиях эффективность работы турбины будет наибольшая, поскольку гидравлические потери энергии будут определяться преимущественно трением воды о лопасти при отсутствии отжимов потока и вихревых зон. При изменении расхода воды, напора или скорости вращения колеса изменятся величина и направление скоростей входной диаграммы. При неизменном положении лопастей рабочего колеса это приведет к непараллельности скорости w_1 и поверхности лопасти при входе, к отжимам потока от поверхностей лопастей и к увеличению гидравлических потерь. К. п. д. турбины будет снижаться.

Таким образом, наибольший к. п. д. турбины может иметь место только при определенных углах α_1 и β_1 и, следовательно, лишь при определенном соотношении скоростей n_1 и w_1 . Всегда можно найти такое новое сочетание напора, расхода воды и скорости вра-



Фиг. 37. Треугольник входных скоростей на рабочее колесо турбины.

щения колеса (при любом открытии направляющего аппарата), при котором углы α_1 и β_1 и соотношение скоростей останутся неизменными, хотя величины скоростей при этом могут измениться (фиг. 38). Подобное изменение режима турбины называется изогональным. Изогональный режим потока может быть



Фиг. 38. Изогональный режим скоростей.

получен не только для турбины одного определенного диаметра D_1 , но и для ряда геометрически подобных турбин, входящих в состав так называемой серии турбин. Подобие турбин характеризуется равенством для них коэффициента быстроходности как при оптимальном, так и при других режимах работы.

Различным открытиям направляющего аппарата соответствуют и различные формы диаграмм скоростей. Изогональный режим

может быть получен для каждой данной серии турбин и для этих новых условий при тех же открытиях направляющего аппарата и сниженном к. п. д. Поскольку при изогональных режимах условия течения потока внутри турбины между собой подобны, можно в первом приближении считать неизменной величину к. п. д. геометрически подобных турбин различных размеров, работающих в изогональных режимах, если пренебрегать влиянием размеров каналов турбины и допустить, что механические потери энергии (например, на трение в подшипниках) пропорциональны мощности турбины и что, следовательно, механический к. п. д. остается для них также постоянным. При этих условиях могут быть получены формулы подобия, характеризующие взаимную связь основных параметров двух подобных турбин (N , H , Q , n и D_1), работающих в изогональных режимах.

В двух геометрически подобных турбинах соотношения соответствующих их размеров остаются неизменными. Поэтому достаточно найти, например, соотношение входных диаметров двух подобных турбин, чтобы по нему установить и все остальные размеры одной из них, если известны размеры другой. Следовательно, достаточно связать формулами подобия лишь один размер турбины; обычно это делается для входных диаметров рабочих колес D_1 . Формулы подобия могут быть получены на основании приведенных ниже соотношений.

Скорости течения воды через турбину определяются действующим напором H , причем абсолютная скорость потока может быть выражена в виде:

$$v_1 = k_v \sqrt{2gH},$$

где k_v — скоростной коэффициент, характеризующий условия, при которых происходит движение воды через турбину. Поскольку при заданном режиме работы турбины существует определенное соотношение скоростей v_1 , u_1 и w_1 , например: $u_1 = av_1$ и $w_1 = bv_1$, где a и b — постоянные величины для рассматриваемого режима работы турбины, представляется возможным скорости u_1 и w_1 выразить, аналогично скорости v_1 , через напор H .

При этом получаем:

$$u_1 = k_u \sqrt{2gH} \text{ и } w_1 = k_w \sqrt{2gH},$$

где k_u и k_w — скоростные коэффициенты для скоростей u и w .

В свою очередь окружная скорость u_1 для любой точки лопасти (a , следовательно, и движущейся вместе с ней воды) может быть выражена через число оборотов турбины и расстояние ее от оси вращения. Для точки на конце входного диаметра при этом имеем:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = k_u \sqrt{2gH}.$$

Напишем это выражение для двух подобных турбин разных размеров, работающих в изогональном режиме. Придадим индексы a и b параметрам двух сравниваемых между собой турбин. Тогда получим:

для турбины a

$$\frac{\pi D_{1a} \cdot n_a}{60} = k_u \cdot \sqrt{2gH_a};$$

для турбины b

$$\frac{\pi D_{1b} \cdot n_b}{60} = k_u \cdot \sqrt{2gH_b}.$$

Скоростные коэффициенты k_u для обеих турбин при условии равенства их к. п. д. будут одинаковыми. Разделив первое из этих уравнений на второе, получим первую формулу подобия:

$$\frac{n_a}{n_b} = \sqrt{\frac{H_a}{H_b}} \cdot \frac{D_{1b}}{D_{1a}}. \quad (18)$$

Составим, далее, выражение, определяющее величину расхода воды через турбину. Так как при выходе из направляющего аппарата поток поступает в рабочее колесо равномерно по всему периметру направляющего аппарата, то при входном диаметре рабочего колеса D_1 и при высоте направляющего аппарата B_1 величина цилиндрической поверхности, через которую проходит поток при входе в рабочее колесо, равна $\pi D_1 B_1$. Входная скорость v_1 будет составлять при этом с окружной скоростью u_1 угол α_1 (фиг. 39). Тогда радиальная составляющая абсолютной скорости v_1 будет равна $v_1 \cdot \sin \alpha_1$, и расход воды через турбину выразится формулой

$$Q = \pi D_1 \cdot B_1 \cdot v_1 \sin \alpha_1.$$

Поскольку высота B_1 (так же как и другие размеры турбины) может быть выражена через D_1 в виде $B_1 = f \cdot D_1$, а v_1 можно заменить его выражением через напор H , получим:

$$Q = \pi \cdot f \cdot D_1^2 k_v \sin \alpha_1 \sqrt{2gH}.$$

Для двух подобных турбин остаются неизменными величины f , k_v и α_1 .

Напишем выражения расходов воды для двух подобных турбин a и b :

$$Q_a = \pi f \cdot D_{1a}^2 k_v \sin \alpha_1 \sqrt{2gH_a};$$

$$Q_b = \pi \cdot f \cdot D_{1b}^2 k_v \sin \alpha_1 \sqrt{2gH_b}.$$

Находя отсюда соотношение этих расходов, получаем вторую формулу подобия турбин:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \sqrt{\frac{H_a}{H_b} \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2}}. \quad (19)$$

Переходя к определению соотношения мощностей, напишем выражения мощности турбин a и b , *квт*:

$$N_a = 9,81 Q_a \cdot H_a \cdot \eta_a;$$

$$N_b = 9,81 Q_b \cdot H_b \cdot \eta_b.$$

Так как согласно изложенному выше в первом приближении $\eta_a = \eta_b$, то отношение мощностей для сравниваемых турбин определится выражением

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{Q_a H_a}{Q_b H_b}.$$

Заменяя отношение расходов полученным выше выражением (19), получаем третье уравнение подобия турбин:

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{H_a \sqrt{H_a}}{H_b \sqrt{H_b}} \cdot \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2}. \quad (20)$$

Эти формулы действительны и для активных турбин и, в частности, для струйно-ковшевых. Они могут быть получены для последних на основании аналогичных рассуждений с тем лишь отличием, что вместо цилиндрической поверхности входа на рабочее колесо будет учитываться площадь выходного сечения направляющего сопла турбины.

При изменении одного лишь напора, т. е. при равенстве диаметров турбин D_{1a} и D_{1b} , приведенные выше формулы (18), (19) и (20) соответственно упрощаются.

Пусть, например, для турбины b известны величины N_b , Q_b , H_b и n_b . Тогда при новом напоре H_a эта же турбина будет давать n_a об/мин, определяемое формулой

$$n_a = n_b \sqrt{\frac{H_a}{H_b}}. \quad (18')$$

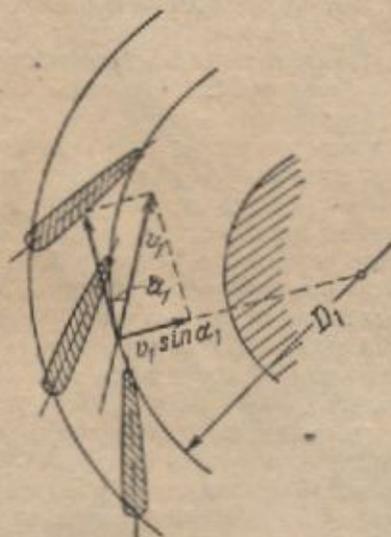
Расход турбины Q_a при новом напоре

$$Q_a = Q_b \sqrt{\frac{H_a}{H_b}}, \quad (19')$$

причем турбина будет развивать мощность N_a

$$N_a = N_b \frac{H_a \sqrt{H_a}}{H_b \sqrt{H_b}}. \quad (20')$$

Все расчетные параметры турбины определяются обычно для оптимального открытия направляющего аппарата (называемого нормальным), при котором турбина имеет максимальный к. п. д. С известным приближением все формулы подобия могут быть применены и при любом другом, но неизменном относи-



Фиг. 39. Скорости потока при выходе из направляющего аппарата.

тельном открытии направляющего аппарата. Такие пересчеты на практике могут оказаться часто необходимыми, например, для полного открытия направляющего аппарата при наибольшей мощности турбины.

При переходе от турбины малого диаметра к турбине со значительно большим диаметром, когда к. п. д. этих турбин уже нельзя считать одинаковыми, необходимо учитывать влияние изменения к. п. д. Для этого случая формулы подобия будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_a}{n_b} &= \sqrt{\frac{H_a}{H_b}} \cdot \frac{D_{1b}}{D_{1a}} \sqrt{\frac{\eta_a}{\eta_b}}; \\ \frac{Q_a}{Q_b} &= \sqrt{\frac{H_a}{H_b}} \cdot \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2} \sqrt{\frac{\eta_a}{\eta_b}}; \\ \frac{N_a}{N_b} &= \frac{H_a \sqrt{H_a}}{H_b \sqrt{H_b}} \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2} \left(\frac{\eta_a}{\eta_b}\right)^{1,5}. \end{aligned} \right\} \quad (20'')$$

7. ФОРМУЛА КОЭФФИЦИЕНТА БЫСТРОХОДНОСТИ

На основании приведенных формул подобия может быть получено выражение для коэффициента быстроходности через параметры турбины при определенном режиме ее работы.

Из формулы быстроходности

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt{H}}$$

следует, что быстроходность есть число оборотов такой турбины (диаметра D'_1), которая при напоре $H=1$ м развивает мощность $N=1$ л.с. Коэффициент быстроходности введен для возможности сравнения турбин, имеющих разные параметры.

Если привести разные по размерам турбины, работающие при различных условиях, к одинаковому напору и мощности и установить при этом их диаметры, то представится возможность судить о способности турбин развивать число оборотов (быстроходность) и об относительных их размерах при одинаковых мощностях (фиг. 6), имеющих весьма важное значение при установлении размеров здания станций.

Чтобы установить быстроходность турбины с заданными ее параметрами N , H , D_1 и n , необходимо найти число оборотов такой геометрически подобной ей турбины, которая при $H=1$ м развивает мощность $N=1$ л.с.

Поставим сначала данную турбину под напор $H=1$ м, не изменяя ее размеров ($D_1 = \text{const}$). Тогда по первой формуле подобия при $D_a = D_b$ находим приведенное число оборотов этой турбины:

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

Мощность турбины будет:

$$N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}}$$

Теперь изменим диаметр турбины так, чтобы она при $H=1$ м развивала мощность не N_1 , а $N'_1 = 1$ л.с. Определим этот новый диаметр D'_1 из третьей формулы подобия при $H = \text{const}$.

Получаем:

$$\frac{N_1}{N'_1} = \left(\frac{D_1}{D'_1}\right)^2 \quad \text{и} \quad D'_1 = \frac{D_1}{\sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}} \quad (21)$$

Число оборотов этой турбины n'_1 , являющееся ее быстроходностью, определится из первой формулы подобия при $H = \text{const}$:

$$\frac{n'_1}{n_1} = \frac{D_1}{D'_1}$$

Отсюда

$$n'_1 = n_s = n_1 \frac{D_1}{D'_1}$$

заменяя n_1 и D'_1 их выражениями через данные параметры турбины N , H и n , получим приведенную ранее без доказательства формулу быстроходности:

$$n'_1 = n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \frac{D_1}{D'_1} = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}$$

Таким образом, мы получили турбину диаметра D'_1 , развивающую n_s об/мин и дающую мощность 1 л.с. при $H=1$ м.

Если подставить в формулу n_s значение мощности в лошадиных силах

$$N = \frac{\gamma Q H \eta}{75},$$

то выражение для n_s в функции от расхода воды примет следующий вид:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{\gamma \cdot Q}}{H^{3/4}} \quad (22)$$

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Основным размером реактивных турбин является входной диаметр D_1 (фиг. 40), за который принимается наибольший диаметр окружности, проходящей через входные ребра лопаток рабочего колеса. Основным диаметром пропеллерных турбин определяется диаметр окружности, опоясывающей торцы лопастей. У турбин с поворотными рабочими лопастями диаметром колеса считается диаметр расточки камеры рабочего колеса при входе в нее.

Для радиально-осевых турбин имеет существенное значение и выходной диаметр рабочего колеса D_2 , определяемый по наибольшему диаметру выходной кромки (фиг. 40). Соотношение D_1 и D_2 для радиально-осевых турбин определяется их быстроходностью (фиг. 6), причем у тихоходных турбин $D_1 > D_2$, у нормальных турбин $D_1 = D_2$ и у быстроход-

ных и сверхбыстроходных турбин $D_1 < D_2$. Для пропеллерных турбин и турбин с поворотными рабочими лопастями $D_1 = D_2$.

При установлении размеров всасывающей трубы имеет значение также диаметр ее D_2 при выходе из рабочего колеса.

Для определения размеров турбинных камер в плане и по высоте необходимо знать наружный диаметр D_0 направляющего аппарата по входным ребрам направляющих лопаток при полном их открытии и его высоту B_1 (фиг. 40). Все указанные размеры, за исключением D_1 , определяются по соотношениям их с входным диаметром D_1 . Величина же D_1 является, таким образом, основной и требует ее установления на основании характеристик или по эмпирическим зависимостям.

При постоянном или мало изменяющемся напоре установление диаметра турбин удобно производить по главной универсальной характеристике, представляющей зависимость $\eta = f(Q, \pi)$ (фиг. 41). Обычно главные универсальные характеристики отнесены к напору $H = 1 \text{ м}$ и к диаметру турбины $D_1 = 1 \text{ м}$.

По избранной быстроходности турбины подбирается соответствующая универсальная характеристика, на которой линия требуемой быстроходности n_s проходит через зону наибольших значений к. п. д. или несколько правее ее. В случае отсутствия в производстве турбин с требуемой быстроходностью следует изменить число оборотов турбины таким образом, чтобы получить необходимую величину n_s .

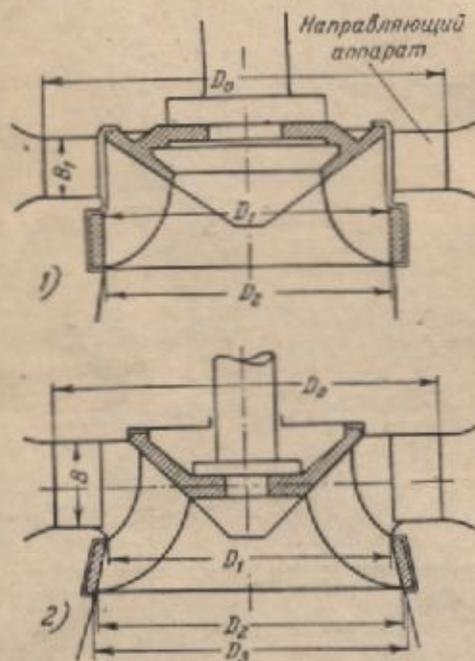
Турбины имеют обычно наименьший к. п. д. не при наибольшей их мощности, а при несколько меньшей, которая и соответствует, следовательно, оптимальному гидравлическому режиму их работы. Обычно радиально-осевые турбины имеют η_{\max} при открытии порядка 75—85% (от $\frac{2}{4}$ до $\frac{7}{8}$), пропеллерные турбины — при 90—95%, а турбины с поворотными рабочими лопастями — при 70—75%.

Рабочие характеристики радиально-осевой турбины в форме $\eta = f(N_1')$ (мощностная) и $\eta = f(Q_1')$ (расходная) при постоянных H и n_1' имеют вид, представленный на фиг. 42. Первая из них может быть получена из главной универсальной характеристики (фиг. 41) путем вычисления N_1' при известных η и Q_1' по формуле

$$N_1' = \gamma \frac{Q_1' \cdot 1}{75} \eta.$$

Расходная рабочая характеристика $\eta = f(Q_1')$ при заданном n_1' представляет разрез универсальной характеристики по линии $a-b$, параллельной оси абсцисс и проходящей через данное n_1' (фиг. 41).

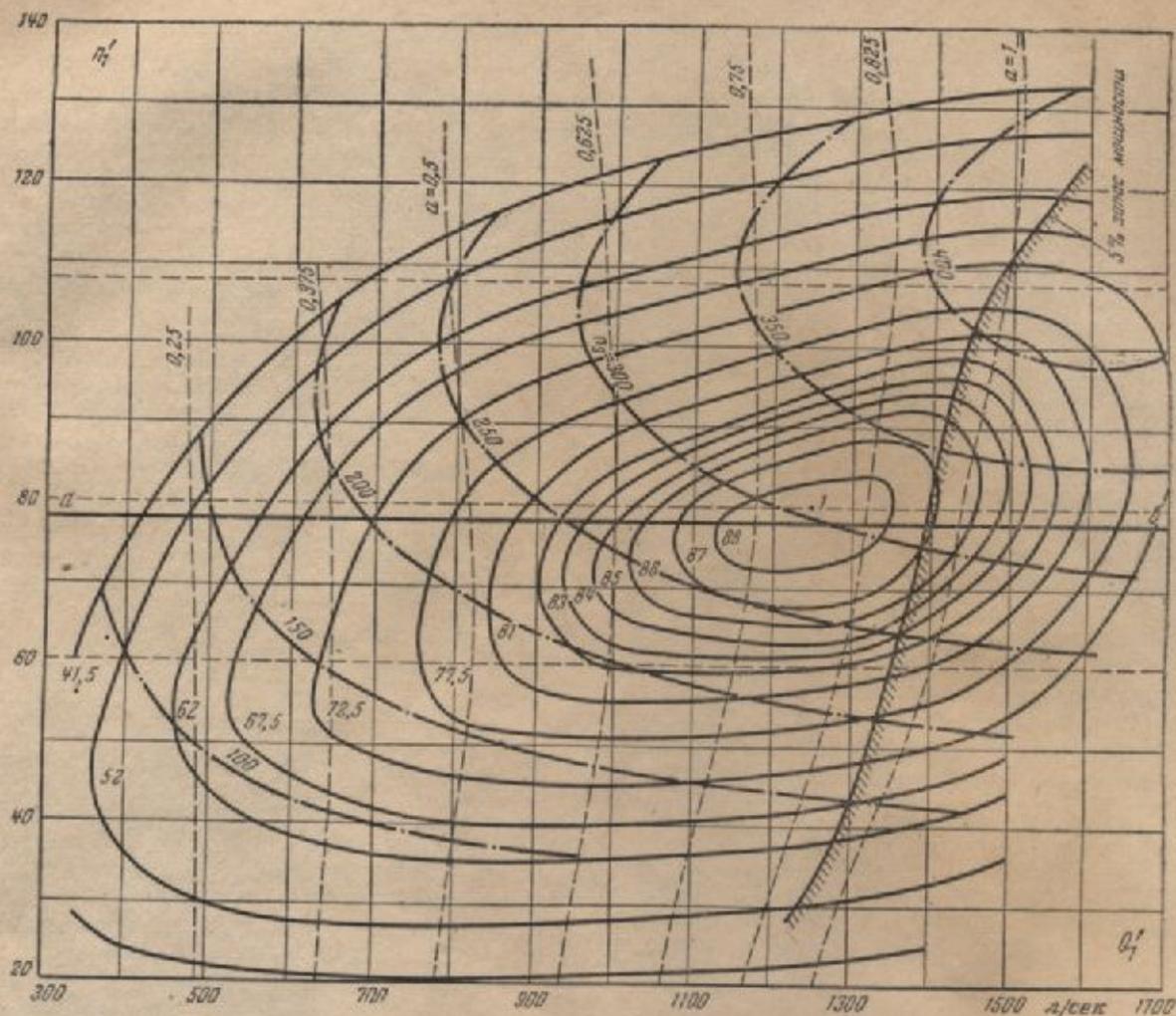
Как показывает фиг. 42, при непрерывно растущем расходе воды к. п. д. в правой части графика за пределами η_{\max} начинает падать столь сильно, что мощность турбины достигает своего предела (максимальная мощ-



Фиг. 40. Основные размеры радиально-осевой турбины.

1 — нормальная турбина; 2 — быстроходная турбина.

ность турбины) и при дальнейшем увеличении расхода Q_1' начинает уменьшаться вследствие резкого снижения к. п. д. турбины. В связи с этим при выборе турбины следует так подобрать ее диаметр, чтобы при заданном графике нагрузки (или расчетном гидрографе расходов воды) наиболее часто повторяющаяся нагрузка (или расходы воды) приходилась на зону с наиболее высокими значениями к. п. д. При этом следует предусматривать одновременно и необходимость иметь такую максимальную мощность турбины, чтобы она обеспечивала покрытие наибольших нагрузок. Чтобы быть уверенным в удовлетворении этого последнего требования, размеры турбины следует подбирать по наибольшей требуемой мощности ее с некоторым небольшим запасом. Обычно принимается запас мощности



Фиг. 41. Главная универсальная характеристика Ф300-ВО вида $\eta = f(Q, n)$. Всасывающая труба изогнутая. К. п. д. приведен к диаметру $D_1 = 500$ м.м.

турбины порядка 5%. Это значит, что диаметр турбины должен быть взят несколько больше, чем он получается при подборе по наибольшей предельной ее мощности на характеристике. Для облегчения пользования универсальными характеристиками в связи с указанным обстоятельством на них наносятся так называемые линии 5% запаса мощности, которые и обеспечивают необходимый запас в диаметре турбины.

Для построения линий 5% запаса мощности на универсальной характеристике для разных значений n_1' в области достаточно высоких к. п. д. (при которых турбина еще может быть использована) строится рабочая характеристика по точкам пересечения прямой n_1' (параллельной оси Q_1') с линиями рав-

ных значений η . На полученной рабочей характеристике (фиг. 42) от максимального значения $N_{1 \text{ макс}}'$ (17,1 л. с.) сбрасывается 5% и по полученной мощности $N_1' = 0,95 N_{1 \text{ макс}}'$ (16,25 л. с.) определяют Q_1' при соответствующем этой мощности к. п. д. из формулы

$$0,95 N_{1 \text{ макс}}' = 13,33 Q_1' \cdot 1 \cdot \eta.$$

Полученный расход Q_1' (1 400 л/сек) наносят на универсальную характеристику по соответствующей линии n_1' . Соединяя ряд таких точек для разных n_1' , получают линию 5% запаса.

Для турбин с поворотными рабочими лопастями построение таких линий не имеет смысла, так как в них изменяется положение

лопастей рабочего колеса (угол β), что позволяет увеличивать пропускную способность турбины весьма значительно. Поэтому ограничением здесь будет служить не предельная мощность, а предельно допустимое снижение к. п. д. и кавитационные условия. Для пропеллерных турбин линия 5% запаса мощности будет проходить примерно через максимум к. п. д.

Рассмотрим определение необходимого диаметра турбины по универсальной характеристике.

С этой целью через намеченное n_1 проводится линия $a-b$, параллельная оси Q_1 . Она должна пересекать универсальную характеристику в зоне наибольших или еще достаточно высоких значений к. п. д., отмеченной на фиг. 41 пунктирными линиями. Диаметр проектируемой турбины D_1 будет зависеть от величины принимаемого по универсальной характеристике расхода Q_1 и может быть определен, исходя из формулы подобия при заданных расчетных расходе турбины Q и напоре H :

$$\frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1} \frac{D_1^2}{D_1'^2}}$$

где

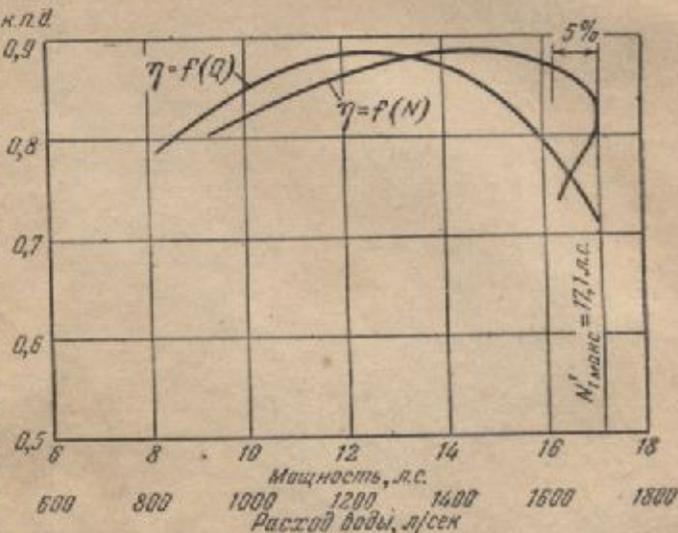
$$H_1 = 1 \text{ м} \text{ и } D_1' = 1 \text{ м.}$$

Отсюда находим:

$$Q = Q_1 \sqrt{H \cdot D_1'^2} \quad (23)$$

Так как Q — величина постоянная, то при $H = \text{const}$ и произведение $Q_1 D_1'^2$ должно оставаться постоянным при разных значениях Q_1 .

Следовательно, с увеличением принимаемого для определения D_1 приведенного расхода воды Q_1 диаметр турбины будет уменьшаться. Запас мощности турбины также будет уменьшаться, достигая 5%, когда точка на универсальной характеристике будет находиться на линии 5% запаса. Дальнейший сдвиг точки вправо приведет сначала к сведению до нуля запаса мощности при некотором $D_{1 \text{ мин}}$, а затем и к недостатку мощности вследствие резкого снижения к. п. д. турбины. Следовательно, существует некоторый диаметр турбины $D_{1 \text{ мин}}$, при котором она дает еще необходимую мощность, но без запаса. Следует также иметь в виду, что при мощностях, близких к предельным, значение коэффициента кавитации σ повышается, что обуславливает уменьшение высоты всасывания.



Фиг. 42. Рабочие характеристики — мощностная и расходная, полученные на основе универсальной (по фиг. 40).

Пример. При расходе воды $Q = 1 \text{ м}^3/\text{сек}$ и напоре $H = 1 \text{ м}$ произведем подбор диаметра турбины Ф300-В0 по универсальной характеристике при $n_1' = 78 \text{ об/мин}$ (фиг. 41) для разных значений Q_1 . Пользуясь формулой (23), находим:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q_1 \sqrt{H}}} = \sqrt{\frac{1}{Q_1}}$$

Таким образом, могут быть получены разные значения D_1 в зависимости от того, какую точку (Q_1) на характеристике принять в качестве исходной расчетной. Мощность турбины будет определяться по формуле

$$N = 13,33 Q (1 - \eta) = 13,33 Q_1 \sqrt{H} D_1'^2 \eta = 13,33 D_1'^2 Q_1 \eta \text{ л. с.}$$

Мощность подобранной турбины будет, однако, изменяться в зависимости от открытия ее направляющего аппарата или, следовательно, в зависимости от Q_1 . Можно построить рабочую характеристику турбины с данным диаметром D_1 , задаваясь различными Q_1 и беря для них по универсальной характеристике соответствующие значения η .

Ниже в табл. 5 приводятся подобные подсчеты для турбин разных диаметров, подобранных по разным точкам (Q_1) на характеристике при $n_1' = 78 \text{ об/мин}$.

Как можно видеть из таблицы, при точке $Q_1 = 1600 \text{ л/сек}$ турбина дает самую низкую мощность (10,5 л. с.) при самом малом D_1 и не имеет никакого запаса. Напротив, при точке $Q_1 = 1100 \text{ л/сек}$ получается слишком велик диаметр D_1 и запас мощности достигает 32,5%. Подбор диаметра на точке с $\eta_{\text{ макс}}$ ($Q_1 = 1240 \text{ л/сек}$) обеспечивает наибольшую номинальную мощность турбины (11,8 л. с.) и дает запас в 15% в соответствии с нормальным открытием турбины 0,85, отвечающим наивысшему значению к. п. д. Составление результатов подбора D_1 представлено на фиг. 43.

При таком подборе D_1 (по точке с η_{\max}) турбина будет работать преимущественно на левой части универсальной характеристики (по отношению к η_{\max}) со сниженным η , и лишь в исключительных случаях — при перегрузках, обычно не предусматриваемых графиком нагрузки, — она будет работать и на правой части харак-

теристика. При этом максимальная мощность турбины будет определяться принятым расчетным расходом воды Q . Следовательно, если в формулу подобия $Q = Q_1' \sqrt{H} D_1^3$ подставить расчетное значение Q , а величину Q_1' взять при принятом n_1' на линии 5% запаса мощности, то вычисленный отсюда диаметр турбины D_1 обеспечит указанный запас мощности.

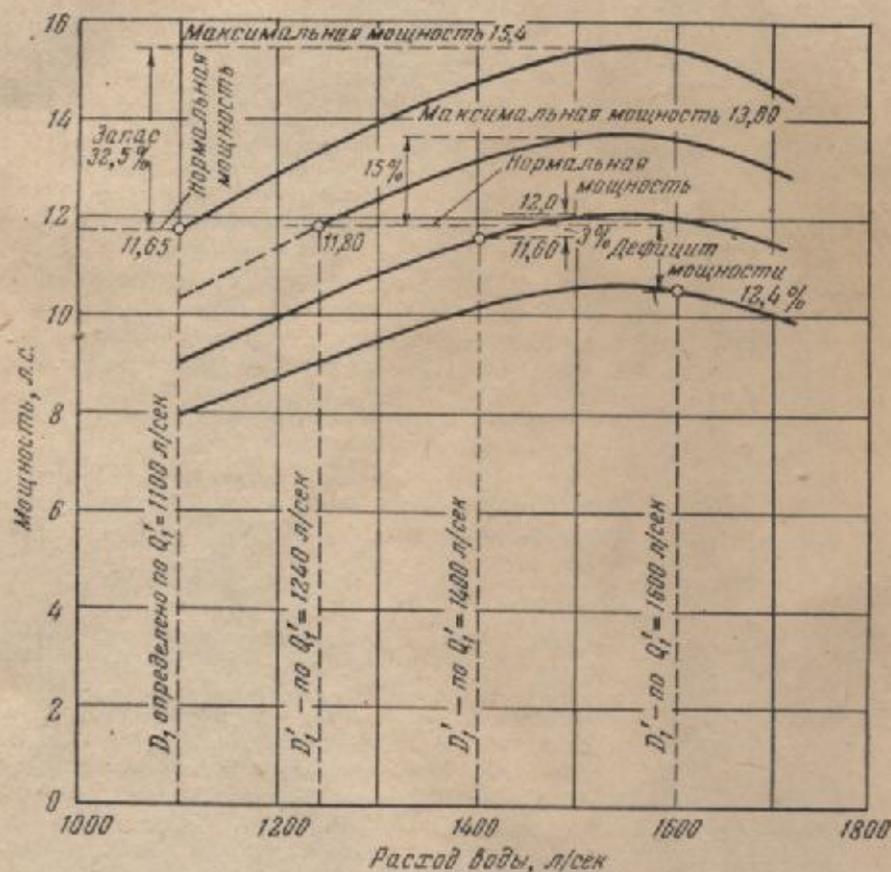
Однако диаметр турбины связан и с числом оборотов проектируемой турбины n формулой подобия:

$$n = n_1' \sqrt{H} \frac{1}{D_1}. \quad (24)$$

Поскольку принятая (по генератору) величина n является строго обязательной, то целесообразнее по последней формуле и определять предварительно D_1 по намеченному ориентировочно n_1' .

По полученному D_1 проверяется пропускная способность турбины Q по величине Q_1' , взятой на пересечении линий n_1' и 5% запаса. Если окажется, что пропускаемый турбиной расход будет значительно превышать расчетный, то необходимо несколько уменьшить D_1 . При уменьшении D_1 для выполнения формулы подобия [формула (24)] необходимо изменить n_1' так, чтобы n осталось постоянным, т. е. в данном случае n_1' тоже надо уменьшить, и тогда снова произвести проверку расхода воды. Если после увязки окажется, что линия требуемого нового значения n_1' пересекает универсальную характеристику в зоне сильно сниженных значений к. п. д., то от данного типа турбины следует отказаться.

В ответственных случаях следует при подборе турбины делать технико-экономическое сравнение нескольких вариантов гидромеханического оборудования, производя для них подсчет годовой выработки энергии при



Фиг. 43. Зависимости $N = f(Q_1')$ для турбины разных диаметров одной серии.

теристики. А так как средневзвешенная нагрузка турбины за год будет всегда значительно меньше расчетной ее мощности, то, значит, и средневзвешенная величина η будет занижена. Целесообразно поэтому так подобрать диаметр турбины D_1 , чтобы средневзвешенная нагрузка приходилась на область максимальных к. п. д., а предельная расчетная нагрузка не выходила за линию 5% запаса мощности.

Так как максимальная мощность, которую должна развивать турбина (по графику нагрузки или по гидрографу расходов), является более определенной величиной, то ею и целесообразнее воспользоваться для предварительного установления диаметра турбины. Макси-

Таблица 5

Расход, для определения $D_1 = Q_1 \cdot t_i / \eta_{\text{ср}}$	К. п. д.	$D_1, \text{м}$	Номинальная мощность турбины $N, \text{л. с.}$	Изменения мощности данной турбины с изменением Q_1 (открыток)			Максимальная мощность турбины $N_{\text{макс}}, \text{л. с.}$	Зона мощности поворочной турбины, %
				Q_1	η	N		
1 100	0,873	0,953	11,65	1 100	0,873	11,65	15,40	32,5
				1 300	0,883	13,93		
				1 400	0,870	14,75		
				1 500	0,845	15,4		
				1 600	0,792	15,4		
1 240	0,885	0,897	11,80	1 240	0,885	11,80	13,60	15
				1 400	0,870	13,10		
				1 500	0,845	13,60		
				1 600	0,792	13,60		
				1 700	0,710	13,0		
1 400	0,870	0,844	11,60	1 100	0,873	9,10	12,00	3
				1 400	0,870	11,60		
				1 500	0,845	12,0		
				1 600	0,792	12,0		
				1 700	0,710	11,5		
1 600	0,792	0,79	10,5	1 100	0,873	7,95	10,5	0
				1 400	0,870	10,1		
				1 500	0,845	10,5		
				1 600	0,792	10,5		
				1 700	0,710	10,0		

заданном гидрографе расходов и определяя средневзвешенное значение к. п. д. по формуле

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i t_i \eta_i}{\sum_{i=1}^n Q_i t_i}, \quad (25)$$

а также сопоставляя стоимости гидро- и электрооборудования и здания гидростанции, поскольку они зависят от размеров турбины. При этом сравнение производится не только для разных типов турбин или серий, но и для разных диаметров данного типа (серии).

При выборе типа турбин, их числа и размеров существенное значение имеет дефицит мощности в осенне-зимний период, когда недостаток воды может обусловить малую вынужденную нагрузку на агрегат и резкое снижение к. п. д. турбин. Увеличение количества агрегатов или применение турбин с поворотными рабочими лопастями в таких случаях, наряду с суточным регулированием, будет способствовать разрешению вопроса об эффективном использовании источника водной энергии.

При значительных колебаниях напора подбор турбины удобнее производить по уни-

версальной эксплуатационной характеристике, представляющей зависимость $\eta = f(N, H)$ или $\eta = f(Q, H)$ при постоянном числе оборотов (фиг. 44). Та или другая форма характеристики принимается в зависимости от того, производится ли подбор турбины по графику нагрузки или по гидрографу расходов воды. Метод перестройки главной универсальной характеристики $\eta = f(Q, n)$ в эксплуатационную изложен ниже.

Применение эксплуатационной характеристики при подборе турбин сводится к установлению на ней зоны работы турбины с нанесением отдельных точек режима и определением годовой выработки энергии (если расчет ведется по гидрографу расходов) или вычислением средневзвешенного к. п. д. (если расчет ведется по графику нагрузки). Предварительный же выбор типа турбины и установление ее диаметра производится по главной универсальной характеристике, как это указано выше, при расчетном напоре, устанавливаемом на основе принципа максимальной выработки энергии, т. е. с учетом:

- 1) продолжительности действия различных напоров;
- 2) асимметрии кривой к. п. д. в функции от напора (фиг. 45);

$$\eta = f(H);$$

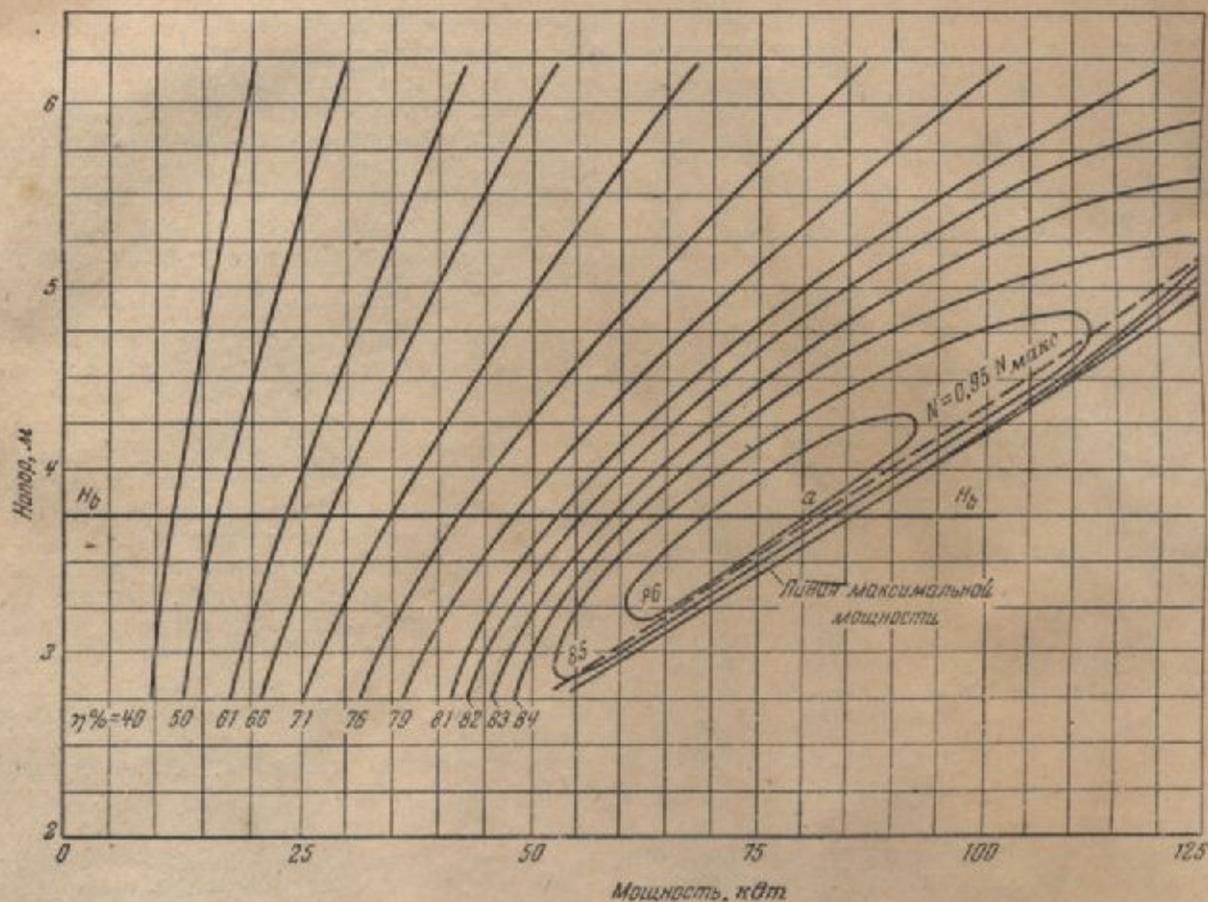
- 3) изменения расходов воды при разных напорах.

При этом следует приравливать работу турбины к наивысшим значениям к. п. д. в период наибольших расходов воды. В связи с этим проф. Шапов предлагает расчетный для подбора турбин напор определять по формуле

$$H_p = \frac{\sum Q_i H_i t_i}{\sum Q_i t_i}, \quad (26)$$

где Q_i, H_i — соответствующие по времени расходы и напоры при длительности их t_i . Окончательный выбор турбины связан с существующими стандартами их, и от расчетного напора приходится отступать, поэтому на расчетный напор следует смотреть, как на предварительную величину, позволяющую ориентироваться в выборе вариантов турбин.

Для подсчета выработки энергии универсальную эксплуатационную характеристику необходимо перестраивать каждый раз на принимаемые диаметр турбины и число оборотов, поскольку эти характеристики приводятся к $D_1 = 1 \text{ м}$ и к $n = \text{const}$. Удобно приводить к $n = 100 \text{ об/мин}$ для упрощения



Фиг. 44. Эксплуатационная характеристика турбины серии Ф300-В0 при $D_1 = 1$ м и $n = 150$ об/мин. К. п. д. на характеристике указаны для $D_1 = 500$ мм

пересчетов на новое n . Чтобы не производить этой трудоемкой работы, можно, воспользовавшись предложением проф. А. А. Морозова о масштабных коэффициентах, переписывать только масштабы N и H или Q и H .

Из формулы подобия (18)

$$\frac{n_a}{n_b} = \sqrt{\frac{H_a D_{1b}}{H_b D_{1a}}}$$

можем определить отношение напоров:

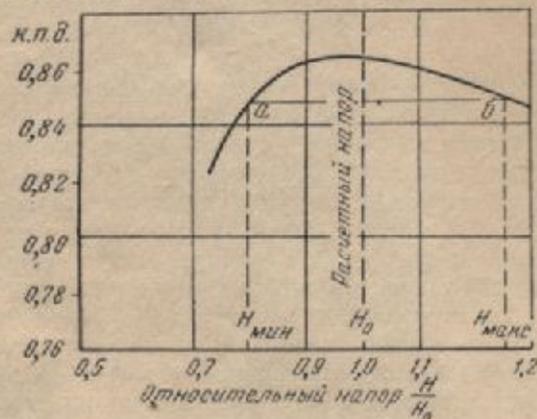
$$\frac{H_a}{H_b} = \left(\frac{n_a}{n_b}\right)^2 \left(\frac{D_{1a}}{D_{1b}}\right)^2 \quad (27)$$

Отношение мощностей двух подобных турбин (одной серии) дается формулой (20). Подставляя в нее отношение напоров по формуле (27), получим:

$$\frac{N_a}{N_b} = \left(\frac{n_a}{n_b}\right)^3 \left(\frac{D_{1a}}{D_{1b}}\right)^6 \quad (28)$$

Здесь отношения $\left(\frac{n_a}{n_b}\right)$ и $\left(\frac{D_{1a}}{D_{1b}}\right)$ постоянны, по-

скольку эксплуатационные характеристики строятся при $n = \text{const}$ для заданного диаметра



Фиг. 45. Зависимость к. п. д. турбины от относительной величины напора $\eta = f\left(\frac{H}{H_0}\right)$.

турбины. Обозначая эти отношения постоянными коэффициентами

$$\frac{n_a}{n_b} = \nu \text{ и } \frac{D_{1a}}{D_{1b}} = \delta, \quad (29)$$

получим:

$$\frac{H_a}{H_b} = \nu^{2\delta^2} \text{ и } \frac{N_a}{N_b} = \nu^{2\delta^5}. \quad (30)$$

Следовательно, и отношения напоров и мощностей двух подобных турбин будут постоянны. Если на оси координат в известном масштабе нанесены значения напоров и мощностей одной турбины (модели), допустим H_b и N_b , то для перехода к напорам и мощностям проектируемой турбины H_a и N_a необходимо их умножить на масштабные коэффициенты $\nu^{2\delta^2}$ — для напоров и $\nu^{2\delta^5}$ — для мощностей.

Если проектируемая турбина предварительно подобрана по главной универсальной характеристике, то для нее установлены n_a и D_{1a} , и тогда могут быть установлены по формуле (29) постоянные коэффициенты ν и δ и по формуле (30) масштабные коэффициенты. Остается пересчитать к. п. д. на новый диаметр турбины, как указано в конце параграфа, выписать их на изолиниях топограммы — и характеристика готова для использования ее при определении средневзвешенного к. п. д. Однако для выбора вариантов к. п. д. можно и не пересчитывать, так как занижение выработки энергии будет во всех вариантах одинаково. Пересчет к. п. д. следует произвести обязательно после подбора турбины и ее диаметра.

Используя масштабные коэффициенты, можно число оборотов и диаметр турбины определить и по эксплуатационной характеристике. Для этого на эксплуатационной характеристике необходимо нанести линию 5% запаса мощности или зависимость $N=f(H)$ при полном открытии направляющего аппарата, указывающую на предел мощности турбины. Принимая на характеристике напор H_b таким, чтобы линия, проходящая через него параллельно оси N_b , пересекала характеристику в области η_{max} , отсчитывают предельную мощность при этом напоре по точке пересечения линии напора с кривой 5% запаса мощности (фиг. 44, точка a). В том случае, когда линию 5% запаса мощности нанести невозможно (например, для каплановских турбин она не имеет смысла), следует ориентироваться по значениям к. п. д., ниже которых нежелательно спускаться, а также по допустимым коэффициентам кавитации σ .

Установив H_b и N_b , можем составить два уравнения:

$$\frac{H_a}{H_b} = \nu^{2\delta^2} \text{ и } \frac{N_a}{N_b} = \nu^{2\delta^5},$$

поскольку H_a и N_a — установленные для проектируемой турбины величины. Решая эти уравнения, определим значения постоянных коэффициентов ν и δ , а по ним найдем n_a и D_{1a} из уравнений

$$\frac{n_a}{n_b} = \nu \text{ и } \frac{D_{1a}}{D_{1b}} = \delta,$$

поскольку для эксплуатационной характеристики известны n_b (100 об/мин) и $D_{1b} = 1$ м. Если окажется, что n_a и D_{1a} не удовлетворяют нормальной номенклатуре, то необходимо принять ближайšie нормальные значения их и уточнить коэффициенты ν и δ . По уточненным ν и δ находятся новые значения H_b

и N_b ; по ним наносится точка a' на характеристику и отсчитывается к. п. д. По его значению, а также по положению линии нового напора можно судить о возможности принятия данного типа и размера турбины. Можно также и здесь взять для сравнения несколько вариантов чисел оборотов и, значит, диаметров.

Окончательный выбор типа турбины, ее размера и числа оборотов производится аналогично изложенному.

Определение диаметра турбины по эксплуатационной характеристике можно сделать и пользуясь обычной формулой подобия (20) при заданных N_a и H_a и выбранном значении H_b :

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{H_a \sqrt{H_a} D_{1a}^2}{H_b \sqrt{H_b} D_{1b}^2},$$

Отсюда

$$D_{1a} = D_{1b} \sqrt{\frac{N_a H_b \sqrt{H_b}}{N_b H_a \sqrt{H_a}}} = C \frac{1}{\sqrt{N_b}},$$

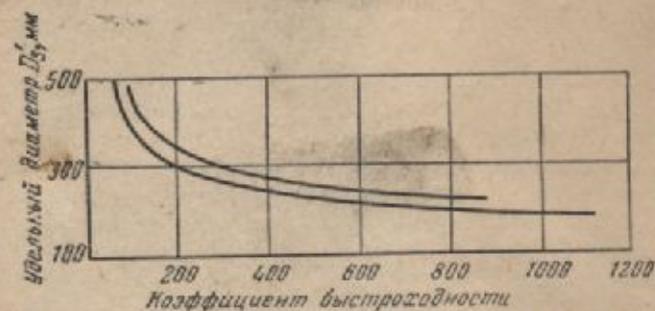
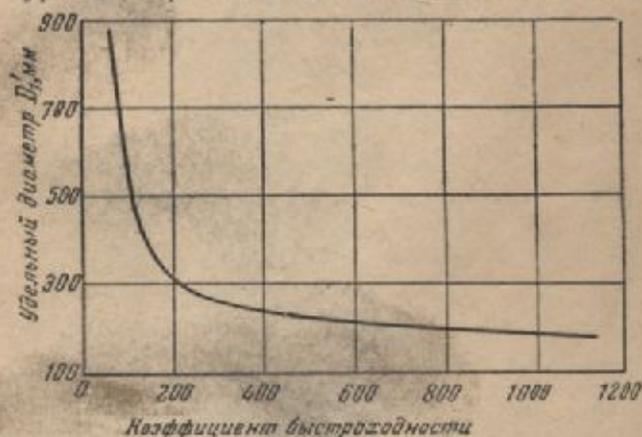
где

$$C = \sqrt{\frac{N_a H_b \sqrt{H_b}}{H_a \sqrt{H_a}}} = \text{const.}$$

Диаметр турбины, таким образом, будет уменьшаться с увеличением принимаемого значения N_b на эксплуатационной характеристике. Следовательно, беря точку a на линии максимальной мощности, мы получим наименьший диаметр турбины, не имеющей запаса мощности, поскольку максимальная ее мощность будет при полном открытии направляю-

шего аппарата. Сдвигая же точку *a* на линию 5% запаса мощности, мы увеличиваем диаметр турбины, и она будет давать необходимую нам мощность N_a при несколько прикрытом направляющем аппарате, обеспечивая возможность увеличения мощности сверх расчетной на 5%.

Пользуясь эксплуатационной характеристикой, можно устанавливать и расчетный напор турбины, принимая несколько значений его



Фиг. 46. Зависимость удельных диаметров D'_1 и D'_2 турбин от их быстроходности (Ф. Ф. Губин) при мощности в лошадиных силах.

в пределах колебаний. Для этого необходимо для каждого расчетного напора, а значит, и мощности, установить масштабные коэффициенты и произвести определение выработки энергии за год по расчетному гидрографу или средневзвешенного значения к. п. д. при расчете по графику нагрузки. В последнем случае можно также установить суммарное потребление воды при разных расчетных вариантах напоров и турбин. Однако этот метод весьма трудоемкий.

Определение остальных размеров турбин производится на основании их соотношений с диаметром турбины D_1 и установочных чертжей для различных схем турбинных агрегатов.

При эскизном проектировании размеры турбины могут быть установлены с известным приближением на основании имеющихся данных по осуществленным гидроустановкам. Проф. Шапов предлагает таблицу соотношений основных размеров турбин (табл. 6), устанавливаемых по скоростному коэффициенту окружной скорости для самой удаленной от оси точки выходной кромки лопастей: $u_2 = K_{u2} \sqrt{2gH}$ (на диаметре D_2).

Таблица 6

Тип турбины	n_s	K_{u2}	$\frac{D_1}{D_2}$	$\frac{B_1}{D_2}$	K_{p4}	$K_{p4} = \frac{v_4}{\sqrt{2gH}}$, %
Радиально-осевые (Френсиса): тихоходные	70	0,43	1,42	0,09	0,107	1,1
	100	0,50	1,32	0,15	0,152	2,3
	150	0,62	1,15	0,20	0,218	4,8
нормальные	200	0,75	0,99	0,24	0,260	6,8
	250	0,87	0,88	0,26	0,302	9,1
быстроходные	300	1,00	0,78	0,29	0,328	10,8
	300	1,00	0,78	0,29	0,328	10,8
Диагональные	400	1,26	0,64	0,35	0,368	13,5
	500	1,47	0,56	0,40	0,422	17,8
	400	1,33	1,0	0,40	0,330	10,9
Пропеллерные	600	1,66	1,0	0,45	0,476	22,7
	800	2,00	1,00	0,50	0,582	33,9

Так как

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

то

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot K_{u2} \sqrt{2gH}}{\pi n} = \frac{84,5 K_{u2} \sqrt{H}}{n} \quad (31)$$

Таким образом, при известных H и n можно по скоростному коэффициенту K_{u2} определить выходной диаметр турбины, а по соотношениям с ним, даваемым в табл. 6, — и входной диаметр рабочего колеса. Следует иметь в виду, что проф. Шапов принимает D_1 по входным кромкам на середине высоты направляющего аппарата. За основной диаметр турбины принят выходной D_2 , имеющий для быстроходных турбин Френсиса и диагональных более определенное значение. В табл. 6 величина K_{p4} представляет собой скоростной коэффициент при входе во всасывающую трубу. При вычислении K_{p4} к. п. д. был принят равным 0,825.

Проф. Ф. Ф. Губин в 1936 г. была произведена обработка значительного количества фактического материала по турбинам. Им установлены графические зависимости между быстроходностью и входным диаметром турбины

D_1 и диаметром начального сечения всасывающей трубы D_3 , приведенных к $N=1$ л. с. и $H=1$ м (фиг. 46). Входной диаметр для радиально-осевых турбин здесь также принят по входным кромкам лопастей на середине высоты направляющего аппарата. Из формулы приведения диаметров (21) можем по известным D_1 и D_3 найти фактические диаметры турбин при заданных N и H по формулам:

$$D_1 = D_1' \sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}; \quad (32)$$

$$D_3 = D_3' \sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}. \quad (33)$$

Инж. А. А. Бережной¹ в результате обработки данных по размерам турбин (D_1) разных типов предлагает следующие эмпирические зависимости:

а) Для радиально-осевых турбин зарубежных турбинных заводов

$$D_1 = (0,16n_s + 35,1) \frac{\sqrt{H_0}}{n} \text{ м}, \quad (34)$$

где n_s — быстроходность турбины при оптимальных условиях.

б) Для радиально-осевых турбин, изготавливаемых ЛМЗ,

$$D_1 = (0,000813n_s^2 + 52,5) \frac{\sqrt{H}}{n} \text{ см}. \quad (35)$$

Обе формулы применимы при быстроходностях в пределах 75—500.

в) Для турбин с поворотными рабочими лопастями при n_s в пределах 500—950

$$D_1 = \frac{7,1}{\sqrt{n_s + 100}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{H}}. \quad (36)$$

г) Для пропеллерных турбин

$$D_1 = \frac{4,2}{\sqrt{n_s + 160}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{H}}. \quad (37)$$

Рассмотренные выше данные о размерах турбин основываются на том или ином осреднении предшествовавшего опыта современного гидротурбиностроения. Поэтому получаемые по этим методам размеры турбин могут отличаться от фактически рекомендуемых разными заводами до 5—7%, а иногда и больше.

¹ А. А. Бережной, Силовые здания гидроэлектрических станций и их оборудование, 1948.

Для компоновки блока здания станции существенное значение имеют размеры направляющего аппарата: высота его в свету B_1 и наружный диаметр D_0 . Высота B_1 определяется по ее соотношениям с диаметром D_1 .

Диаметр D_0 ориентировочно может быть определен по формулам Н. М. Шапова:

а) для радиально-осевых турбин

$$D_0 = D_1 \left(1 + 0,03 \sqrt{\frac{n_s}{D_1}} \right); \quad (38)$$

б) для диагональных и пропеллерных турбин

$$D_0 = D_1 \left(1 + 0,02 \sqrt{\frac{n_s}{D_1}} \right). \quad (39)$$

Диаметры берутся в метрах.

Для пропеллерных турбин и турбин с поворотными рабочими лопастями при компоновке турбинного блока необходимо также знать расстояние от середины или оси поворота лопастей до середины высоты направляющего аппарата X (фиг. 10). По номенклатуре малых турбин СССР эта величина установлена равной

$$X = 0,41D_1.$$

9. УСТАНОВЛЕНИЕ к. п. д. ТУРБИНЫ

Размеры турбины в натуре обычно значительно больше размеров лабораторной модели турбины. Соответственно изменяются и потери на трение потока о стенки и на вихреобразование при движении воды внутри турбины по межлопастным пространствам. Последние потери при совершенных формах турбин, устойчивом оптимальном гидравлическом режиме и нормальном для турбины (т. е. оптимальном) числе оборотов должны оставаться неизменными при переходе от одного размера турбины к другому. При оптимальном режиме потери на вихреобразование относительно менее существенны по сравнению с потерями на трение. Наоборот, потери на трение весьма существенно зависят от размеров турбины, вследствие того что коэффициент шероховатости остается примерно постоянным для разных размеров турбин, а расчетные коэффициенты потерь зависят от гидравлического радиуса живого сечения потока. Путевые потери на трение определяются выражением

$$h_w = iL = \frac{v^3 L}{C^2 R},$$

где L — длина участка потока;
 R — гидравлический радиус.

Так как C зависит от R , то потеря в общем виде можно выразить в форме

$$h_w = k \frac{v^n L}{R^m},$$

где k — коэффициент, зависящий от шероховатости стенок. К. п. д. турбины выражается через относительные потери энергии.

Если действующий напор равен H , а потери — h_w , то гидравлический к. п. д. η

$$\eta = \frac{H - h_w}{H} = 1 - \frac{h_w}{H},$$

или

$$\frac{h_w}{H} = k \frac{v^n L}{HR^m} = 1 - \eta.$$

Беря отношение потерь напора для двух подобных турбин, имеющих разные размеры (D_1 и D_2) и работающих под разными напорами (H_1 и H_2) и, пренебрегая влиянием шероховатости, можем получить при опытных значениях показателей $m=1,25$ и $n=1,9$ выражение¹

$$\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = \sqrt[4]{\frac{D_1}{D_2}}^{20} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}.$$

Отсюда к. п. д. большей турбины η_2 выразится через к. п. д. меньшей (модели) η_1 в виде

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \sqrt[4]{\frac{D_1}{D_2}}^{20} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}. \quad (40)$$

Пренебрегая влиянием изменения напоров, отношение которых входит под корень 20-й степени, получим формулу Морозова:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \sqrt[4]{\frac{D_1}{D_2}}. \quad (41)$$

Практически, с достаточно удовлетворительной точностью можно принимать здесь η_1 и η_2 за полный к. п. д. турбин, т. е. учитывающий и механические потери.

При подобных сравнениях следует иметь в виду, что форма всасывающей трубы в проектируемой установке турбины должна быть одинаковой с примененной на модельной установке, причем, формы обеих труб должны

быть геометрически подобны. В противном случае пересчет к. п. д. по данной формуле может привести к существенным отклонениям как вследствие изменения к. п. д. всасывающей трубы η_s , определяемого по формуле (42) (где коэффициент Кориолиса α принят равным 1,0 ввиду его неопределенности и слабой изменчивости):

$$\eta_s = \frac{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_w}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}}, \quad (42)$$

так и за счет изменения потерь напора при выходе из трубы, определяемых выражением

$$\frac{\alpha v_2^2}{2g}. \quad (43)$$

Формулы (40) и (41) действительны для оптимального гидравлического режима турбины, т. е. для η_{\max} , поскольку основными потерями энергий считались потери на трение. При изменении же гидравлического режима работы турбины характер обтекания рабочих лопастей изменяется, и возникает сильное вихреобразование, обуславливающее падение к. п. д. турбины. В связи с этим нарушаются и те соотношения потерь, которые были определены в предположении отсутствия вихревых потерь. Поэтому формулу (41) правильнее написать в виде

$$\eta_{2 \max} = 1 - (1 - \eta_{1 \max}) \sqrt[4]{\frac{D_1}{D_2}}. \quad (44)$$

Однако на практике, когда производится выбор диаметра и числа оборотов турбин по универсальным характеристикам, приходится определять их к. п. д. при разнообразных режимах работы. При этом считают обычно, что отношение к. п. д. двух подобных турбин остается при всех режимах их работы постоянным и равным отношению максимальных их значений $\left(\frac{\eta_{2 \max}}{\eta_{1 \max}}\right)$.

На основании этих соображений и производится определение к. п. д. турбины для любого режима по соответствующему к. п. д. модели:

$$\eta_2 = \left(\frac{\eta_{2 \max}}{\eta_{1 \max}}\right) \eta_1. \quad (45)$$

¹ Подробнее см. проф. А. А. Морозов, Использование волной энергии, 1948.

10 ПРИМЕР ПОДБОРА РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

Исходные данные:

а) расчетный напор $H = 5$ м, б) расчетный (максимальный) расход воды $Q = 3$ м³/сек, в) турбина гидростанции расположена над уровнем моря на отметке 200 м.

Предварительно определяем мощность ГЭС $N_{ГЭС}$, задавшись к. п. д. турбины $\eta = 0,80$:

$$N_{ГЭС} = \frac{\gamma Q H \eta}{75} = \frac{1000 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 0,80}{75} = 160 \text{ л. с.}$$

Предположим, что установлено 2 агрегата. Тогда мощность каждой турбины $N_T = 80$ л. с. = 59 квт.

Предельно допустимая ориентировочная величина коэффициента быстроходности по условиям кавитации определяется по формуле (8):

$$n_s \leq \frac{2250}{\sqrt{N_T}} = \frac{2250}{\sqrt{80}} = 1005.$$

Возможное при этом предельное число оборотов при данной быстроходности:

$$n = \frac{n_s \sqrt{H}}{\sqrt{N_T}} = \frac{1005 \cdot \sqrt{5}}{\sqrt{80}} = 837 \text{ об/мин.}$$

На основании изложенного для данной турбины устанавливается следующая связь между n_s и n :

$$n_s = \frac{n \sqrt{80}}{5 \sqrt{5}} = 1,20 n.$$

В пределах определенной выше быстроходности из типов турбин, включенных в нормальную номенклатуру, рассматриваемым условиям могут удовлетворять турбины типа ПрК70 или ПрК245, нормальные быстроходности которых в зависимости от угла поворота рабочих лопастей φ находятся в пределах:

а) для ПрК70 $n_s = 600 - 700$;

б) для ПрК245 $n_s = 320 - 500$.

При расположении генератора на одном валу с турбиной принимаем для них стандартные числа оборотов. Задаем разными n , определяем n_s и выбираем тип турбины, наиболее соответствующий рассматриваемым условиям. Результаты подсчетов сводим в табл. 7.

Таблица 7

n , об/мин	428,6	500	600
n_s	514	600	720
Удовлетворяющий данному n_s тип турбины	ПрК245 $\varphi = 0^\circ$	ПрК90 ПрК70 при $\varphi = -5^\circ$	ПрК70 при $\varphi = +5^\circ$
Допускаемая высота всасывания, м	7,4	—	1,6

По величине напора и условиям соединения турбин с генераторами (для неподтопляемости их в паводок) необходимо принять турбины на вертикальном валу (В) в открытых камерах (О). Наиболее целесообразным для сокращения размеров агрегата в здании станции было бы принять $n = 600$.

Проверим возможность применения турбины ПрК70-ВО по условиям кавитации. Допустимый коэффициент кавитации σ составляет по данным табл. 12 около 1,6—1,7. По формуле Шапова он получается более низким:

$$\sigma = \frac{(0,01 n_s - 0,54)^2}{45} + 0,035 = 1,113.$$

Поскольку специальными исследованиями определен более высокий коэффициент кавитации для данного типа турбины, его и следует принять. Допустимая предельная высота всасывания h_s :

$$h_s = H_s - \frac{V}{900} - \sigma H = 10,33 - 0,22 - 1,7 \cdot 5 = 1,61 \text{ м.}$$

По приведенной ниже универсальной характеристике данной турбины (фиг. 74) при $\varphi = +5^\circ$ находим при η_{\max} примерно:

$$n_1' = 150 \text{ об/мин и } Q_1' = 1740 \text{ л/сек.}$$

По формуле подобия (18) находим:

$$D_1 = \frac{n_1' \sqrt{H}}{n} = \frac{150 \sqrt{5}}{600} = 0,56 \text{ м.}$$

Ближайший нормальный диаметр для данного типа турбины $D_1 = 590$ мм. Определим для этого диаметра к. п. д. турбины при нормальном расчетном режиме, т. е. при $Q = 1,5$ м³/сек и $H = 5$ м. Установим прежде всего приведенные значения n_1' и Q_1' :

$$n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} = \frac{600 \cdot 0,59}{\sqrt{5}} = 158 \text{ об/мин}$$

и

$$Q_1' = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2} = \frac{1500}{\sqrt{5} \cdot 0,59^2} = 1940 \text{ л/сек.}$$

По этим данным на универсальной характеристике находим для модели диаметром 800 мм $\eta_m = 0,825$.

Так как точка с координатами n_1' и Q_1' находится на универсальной характеристике правее зоны максимальных к. п. д., то при некотором снижении нагрузки турбина будет работать на более высоких к. п. д.

Определим значение к. п. д. выбранной турбины $D_1 = 590$ мм при полной ее мощности.

По формуле (41) определим к. п. д. подобранной турбины для оптимального ее режима, т. е. при η_{\max} , так как указанная формула применима лишь для этих условий. По универсальной характеристике $\eta_{m \max} =$

* Значения к. п. д., приводимые на характеристике, пересчитаны с диаметра модели 460 мм на диаметр $D_1 = 800$ мм. Величины же n_1' и Q_1' приведены к $D_1 = 1000$ мм, как обычно.

$\eta = 0,85$. Тогда максимальное значение к. п. д. необходимой для гидроэлектростанции турбины:

$$\eta_{н макс} = 1 - (1 - \eta_{н макс}) \sqrt[4]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}} \\ = 1 - (1 - 0,85) \sqrt[4]{\frac{0,80}{0,59}} = 0,84.$$

Отношение максимальных к. п. д. для модели $D_1 = 800$ мм и турбины с $D_1 = 590$ мм будет равно $\frac{\eta_{нм}}{\eta_{н}} = \frac{0,85}{0,84} = 1,013$. Можно ориентировочно принять, что в этом же отношении будут находиться и другие соответствующие значения величин к. п. д. сравниваемых турбин. При этом к. п. д. турбины ГЭС при максимальной ее мощности:

$$\eta_{н} = \frac{\eta_{нм}}{1,013} = \frac{0,825}{1,013} = 0,815.$$

Пересчитывая мощность турбины при $\eta = 0,815$ (вместо принятого предварительно 0,80), получим:

$$N_T = 80 \frac{0,815}{0,80} = 81,5 \text{ л. с.} = 60,0 \text{ квт.}$$

Окончательная величина коэффициента быстроходности турбины при полной ее мощности:

$$n_s = \frac{600 \sqrt{81,5}}{5 \sqrt{5}} = 728.$$

Основные размеры турбины гидроэлектростанции определяются из соотношений, даваемых табл. 12:

- $D_2 = D_1 = 590$ мм;
- диаметр втулки $d = 0,35 \cdot D_1 = 207$ мм;
- наружный диаметр направляющего аппарата определим по диаметру D_1 ориентировочно по формуле:

$$D_0 = D_1 \left(1 + 0,02 \sqrt{\frac{n_s}{D}} \right) = \\ = 0,59 \left(1 + 0,02 \sqrt{\frac{728}{0,59}} \right) = 1,005 \text{ м;}$$

г) высота направляющего аппарата

$$B_1 = 0,416 \cdot D_1 = 246 \text{ мм;}$$

д) расстояние от осей вращения лопастей рабочего колеса до середины высоты направляющего аппарата

$$x = 0,41 \cdot D_1 = 242 \text{ мм.}$$

По типовым чертежам турбинных установок определяются размеры турбинной камеры и другие элементы установки.

Рассмотрим другие возможные варианты турбин для рассматриваемых условий:

А. При $n = 500$ об/мин.

Турбина типа ПрК90 действующей номенклатурой предназначается для больших диаметров, начиная с $D_1 = 1800$ мм, поэтому она в рассматриваемом случае отпадает. Турбина ПрК70 при $\varphi = -5^\circ$ будет иметь следующие приведенные значения n'_1 и Q'_1 при полной ее мощности:

$$n'_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} = \frac{500 \cdot 0,59}{\sqrt{5}} = 132 \text{ об/мин}$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2} = \frac{1500}{\sqrt{5} \cdot 0,59^2} = 1940 \text{ л/сек.}$$

Определяемая этими координатами точка на универсальной характеристике (фиг. 76) выходит за пределы графика. Турбина данного типа поэтому является неприемлемой.

Б. При $n = 428,6$ об/мин.

Турбина типа ПрК245 имеет по номенклатуре наименьший диаметр $D_1 = 710$ мм. Определим для этого диаметра приведенные n'_1 и Q'_1 :

$$n'_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} = \frac{428,6 \cdot 0,71}{\sqrt{5}} = 137 \text{ об/мин}$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2} = \frac{1500}{\sqrt{5} \cdot 0,71^2} = 1335 \text{ л/сек.}$$

По универсальной характеристике при $\varphi = 0$ (фиг. 79) находим по полученным значениям n'_1 и Q'_1 к. п. д. турбины при полной ее мощности.

По графику определяем при $D_{1м} = 1000$ мм $\eta_{нм} = 0,865$. По положению точки на характеристике можно считать, что турбина при полной ее мощности работает в оптимальном режиме, т. е. с максимальным к. п. д.

К. п. д. турбины при $D_1 = 710$ мм при полной ее мощности:

$$\eta_{н} = 1 - (1 - 0,865) \sqrt[4]{\frac{1000}{710}} = 0,85,$$

а мощность турбины при $\eta = 0,85$:

$$N_T = 80 \frac{0,85}{0,80} = 85 \text{ л. с.} = 62,6 \text{ квт.}$$

Окончательная величина коэффициента быстроходности турбины при полной ее мощности:

$$n_s = \frac{428,6 \sqrt{85}}{5 \sqrt{5}} = 530.$$

Коэффициент кавитации нормальными для этого типа турбины рекомендуется в пределах $\sigma = 0,35 - 0,50$. По формуле Шапова при быстроходности $n_s = 530$ получаем:

$$\sigma = \frac{(5,30 - 0,54)^2}{45} + 0,035 = 0,54.$$

Допустимую высоту всасывания получим весьма значительной, даже если принять $\sigma = 0,54$:

$$h_c = 10,33 - 0,22 - 0,54 \cdot 5 = 7,4 \text{ м.}$$

Таким образом, в данном случае кавитационные условия не лимитируют высоту всасывания.

Основные размеры турбины определяются по соотношениям, приведенным в табл. 12:

- $D_2 = D_1 = 710$ мм;
- диаметр втулки $d = 0,40 D_1 = 284$ мм;
- наружный диаметр направляющего аппарата

$$D_0 = 0,71 \left(1 + 0,02 \sqrt{\frac{530}{0,71}} \right) \approx 1,10 \text{ м;}$$

Таблица 8

Тип турбины	Расчетный расход Q_1 , м ³ /сек	Расчетный напор H_1 , м	Число оборотов турбины n , об/мин	Приведенный расход воды Q_1' , л/сек	Приведенное число оборотов n_1' , об/мин	К. п. д. модели η_M	К. п. д. натуральной турбины η_N	Номинальная мощность турбины N_T , л. с.	Данные для рабочей характеристики при $n_1' = \text{const}$					Максимальная мощность N_{max} , л. с.	Запас мощности, % $\frac{N_{\text{max}} - N_T}{N_T} \cdot 100$
									Q_1' , л/сек	Q , м ³ /сек	η_M	η_N	N , л. с.		
ПрК70, $\varphi = +5^\circ$	1,5	5,0	600	1920	158	0,825	0,815	81,5	1565	1,214	0,76	0,75	60,7	82,5	1,2
									1660	1,288	0,82	0,81	69,5		
									1750	1,357	0,85	0,84	76,0		
									1845	1,430	0,85	0,84	80,0		
									1920	1,490	0,83	0,82	81,5		
									1965	1,525	0,82	0,81	82,5		
									2020	1,565	0,80	0,79	82,2		
ПрК245, $\varphi = 0^\circ$	1,5	5,0	428,6	1335	137	0,865	0,85	85	1190	1,343	0,82	0,805	72,2	89,0	4,7
									1250	1,410	0,86	0,845	79,2		
									1370	1,545	0,86	0,845	87,0		
									1415	1,600	0,85	0,835	89,0		
									1432	1,617	0,84	0,825	88,7		

г) высота направляющего аппарата

$$B_1 = 0,416 \cdot D_1 = 296 \text{ мм};$$

д) расстояние от осей вращения лопастей ротора до середины высоты направляющего аппарата

$$x = 0,41 \cdot D_1 = 291 \text{ мм}.$$

Таким образом, для заданных условий могли бы быть приняты два типа турбин. Однако турбина ПрК70-ВО-59 имеет несколько меньшие габаритные размеры и большее число оборотов, уменьшающее размеры генератора. Высота всасывания вообще удовлетворяет условиям конструирования подводной части здания ГЭС, но при этом для получения хорошего к. п. д. всасывающей трубы, если ее брать прямой конической, нужно заглублять подводную часть здания станции.

Универсальная характеристика данной турбины получена при изогнутой всасывающей трубе; если же применить прямоосную всасывающую трубу, то к. п. д. турбины, ее пропускная способность и мощность изменятся соответственно принятой длине трубы. Рабочая характеристика этой турбины является благоприятной.

Турбина ПрК245-ВО-71—более дорогая, дает меньшее число оборотов и требует более дорогого генератора, но она допускает большую высоту всасывания и, следовательно, при применении прямой всасывающей трубы последняя может иметь большую длину, обеспечивающую большую пропускную способность и более высокий к. п. д. Однако рабочая характеристика этой турбины в данных условиях ее работы будет менее благоприятна, поскольку при снижении нагрузки сразу же имеет место падение к. п. д. Рассматриваемая турбина будет иметь больший запас мощности.

Для технико-экономического обоснования выбора типа турбины целесообразно построить рабочие характеристики для обеих турбин, а также установить запас мощности каждой из намеченных турбин. С этой

целью и составлена табл. 8, причем переменные значения Q_1' и η взяты с универсальных характеристик (фиг. 74 и 79) при соответствующих значениях n_1' для каждой из турбин.

В таблице расход и мощность для натурной турбины при переменном режиме определялись по формулам:

для ПрК70

$$Q = Q_1' \sqrt{H} D_1^2 = Q_1' \sqrt{5} \cdot 0,59^2 = 0,775 Q_1';$$

для ПрК245

$$Q = Q_1' \sqrt{5} \cdot 0,71^2 = 1,128 Q_1',$$

и для обеих типов турбин $N = 13,33 Q H \eta = 66,65 Q \eta$.

К. п. д. турбины η_N определялось по соотношению

$$\eta_N = \eta_M \frac{\eta_{M \text{ макс}}}{\eta_{M \text{ макс}}},$$

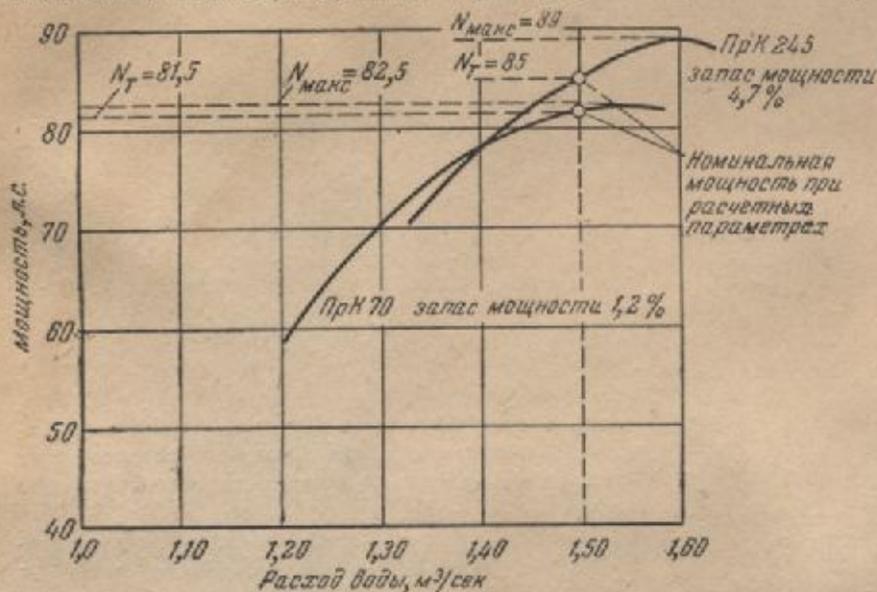
где η_M бралось с соответствующей универсальной характеристики при заданном Q_1' при $n_1' = 158$ об/мин для ПрК70 и $n_1' = 137$ об/мин для ПрК245. Полученная зависимость $N = f(Q)$, приведенная на фиг. 47, показывает, что турбина ПрК70 дает несколько меньшую мощность, максимальные к. п. д. 0,84 и запас мощности всего 1,2%. Рабочая характеристика ее более пологая, чем у турбины ПрК245. Эта последняя дает максимальный к. п. д. $\eta = 0,845$, незначительно отличающийся от к. п. д. первой турбины, но более крутую рабочую характеристику. Запас мощности получается более значительным—4,7%. Подробные технико-экономические подсчеты позволяют обосновать окончательный выбор типа турбины.

В том случае, когда при данном стандартном числе оборотов номенклатурные турбины будут давать низкий к. п. д. и относительно плохую рабочую

характеристику, необходимо переходить к оптимальному для них числу оборотов, определяемому из выражения

$$n = \frac{n_1 \sqrt{H}}{D_1}$$

где линия n_1 принимается проходящей через зону максимальных к. п. д. универсальной характеристики.



(Фиг. 47. Зависимости $N = f(Q)$ для двух подобранных турбин (PrK70 и PrK245).

Связь же с генератором следует осуществлять посредством передачи, если мощность агрегата не превышает 200 квт. При этом число оборотов генератора целесообразно принимать предельно высоким для малых мощностей ($n = 1000$ об/мин).

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ АКТИВНЫХ ТУРБИН

Струйно-ковшевая турбина. Основными элементами струйно-ковшевой турбины являются (фиг. 48):

1. Рабочее колесо, характеризуемое: а) диаметром рабочего колеса D , за который принимается диаметр окружности, касательной к оси струи, подводимой к лопаткам турбины; б) диаметром D_1 окружности, на которой расположены острия рассекающих струю кромок ковшей (фиг. 49); в) наружным диаметром колеса D_0 , определяющим его внешние габариты; г) числом ковшей, их размерами и формой.

2. Направляющие сопла турбины, характеризующиеся их числом, размерами и размещением по периметру колеса.

3. Регулирующие устройства — игла, отклонитель струи и механизмы управления ими.

Для определения размеров струйно-ковшевой турбины при известной мощности турбины N , действующем напоре H , расходе воды Q и принятом числе оборотов необходимо установить зависимость между быстроходностью и размерами турбины и исходить при этом из наиболее благоприятного соотношения скоростей потока и колеса. Для этого следует в формуле коэффициента быстроходности

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}}$$

мощность и число оборотов выразить через размеры рабочего колеса турбины и некоторые параметры ГЭС и агрегата.

Число оборотов определится через окружную скорость

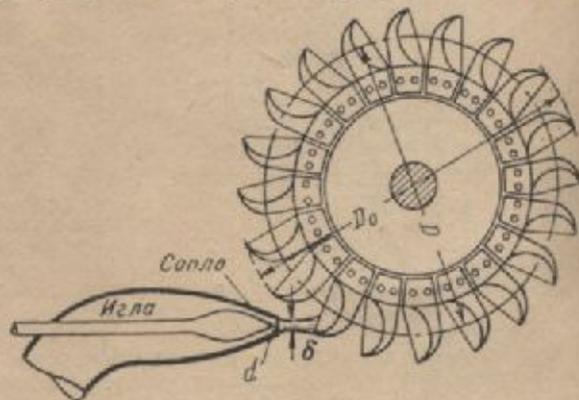
$$u = \frac{\pi D n}{60}$$

откуда

$$n = \frac{60u}{\pi D}$$

Окружная скорость рабочего колеса связана со скоростью истечения струи из сопла v .

Очевидно, что окружная скорость u не может равняться скорости струи v , так как тогда



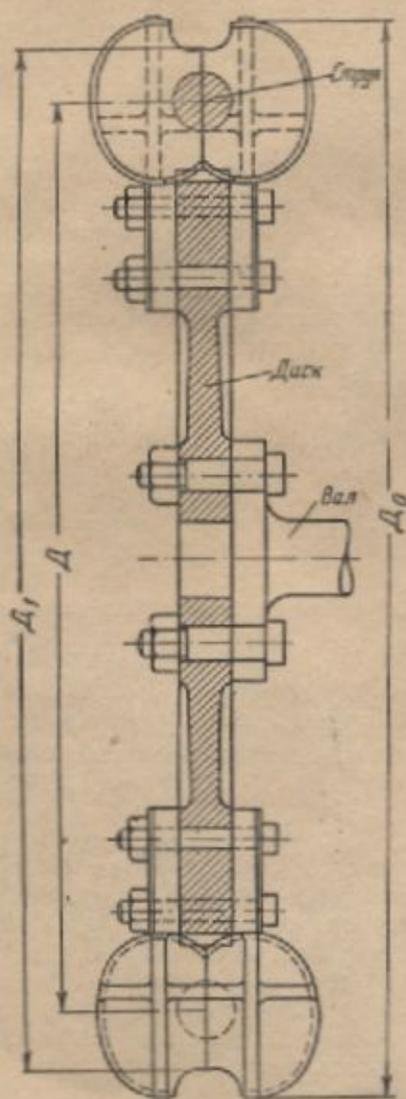
Фиг. 48. Схема струйно-ковшевой турбины с основными размерами.

струя не будет производить давления на лопатки, поскольку скорость струи относительно лопатки будет равна нулю. Поэтому u всегда

должно быть меньше v . Выразим скорость u в виде $u = tv$, где $t < 1$. Скорость струи v определится величиной действующего напора H в центре сопла:

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

где коэффициент скорости $\varphi \approx 0,97 + 0,98$.



Фиг. 49. Поперечный разрез рабочего колеса струйно-ковшевой турбины.

Таким образом, число оборотов окончательно определится следующим выражением:

$$n = \frac{60tv}{\pi D} = \frac{60t\varphi \sqrt{2gH}}{\pi D} = 82,5 \frac{\sqrt{H}}{D} t.$$

В формуле мощности $N = \gamma \frac{QH}{75} \eta$ выразим расход воды через скорость и диаметр струи δ :

$$Q = \frac{\pi \delta^2}{4} v = \frac{\pi \delta^2}{4} \varphi \sqrt{2gH}.$$

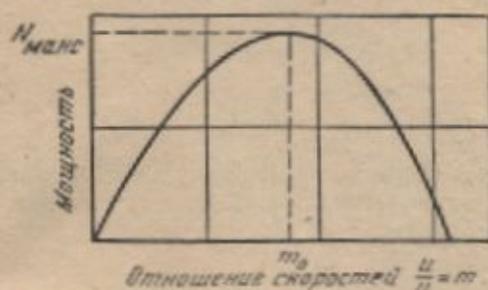
Тогда получим:

$$N = \frac{\gamma \pi^2 \varphi \sqrt{2gH} H \eta}{75 \cdot 4} = 45,5 H \sqrt{H} v^2 \eta.$$

Используя данные выражения N и n , получаем следующее выражение коэффициента быстроходности:

$$n_s = \frac{82,5 \sqrt{H} t}{D} \frac{\sqrt{45,5 H \sqrt{H} v^2 \eta}}{H \sqrt{H}} \approx 560 t \frac{\delta}{D} \sqrt{\eta}. \quad (46)$$

Соотношение $t = u/v$, очевидно, должно быть выбрано таким, чтобы мощность на рабочем колесе турбины получилась наибольшей. При $u = v$ и при $u = 0$ мощности турбины равны нулю. При промежуточных скоростях лопастей, т. е. при $0 < u < v$ мощность $N > 0$. Зависимость мощности от соотношения скоростей $t = u/v$ будет, очевидно, иметь вид, представленный на фиг. 50. При неко-



Фиг. 50. Зависимость мощности струйно-ковшевой турбины от отношения скоростей $t = \frac{u}{v}$.

тором t_0 мощность будет иметь максимальное значение.

Рассмотрим движение струи по неподвижной лопатке струйно-ковшеского типа (фиг. 51) при начальной скорости v_1 и выходной скорости $v_2 < v_1$. Пусть при этом $v_2 = kv_1$ (где $k < 1$). Давление потока на ковш P может быть определено, если написать уравнение проекции количества движения на ось x :

$$M(-v_2 \cos \alpha - v_1) = -P \cdot l,$$

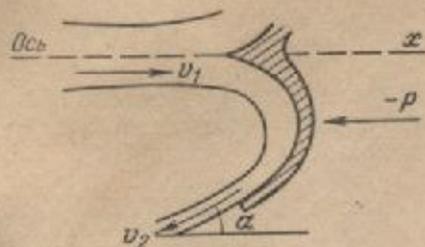
где M — масса воды, протекающей в 1 сек. Тогда

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (v_1 + v_2 \cos \alpha).$$

Подставляя $v_2 = kv_1$, получим окончательное выражение для P при неподвижном ковше:

$$P = \frac{\gamma Q}{g} v_1 (1 + k \cos \alpha).$$

Если ковш будет перемещаться по направлению v_1 со скоростью u , то давление на ковш P'



Фиг. 51. Схема протекания потока по ковшу струйно-ковшевой турбины.

будет определяться относительной скоростью $w = v_1 - u$, и тогда

$$P' = \frac{\gamma Q}{g} (v_1 - u) (1 + k \cos \alpha) = \\ = \frac{\gamma Q}{g} v_1 (1 - m) (1 + k \cos \alpha).$$

Мощность потока, передаваемая турбине, $N = P'u = P'mv_1$, откуда получаем:

$$N = \frac{\gamma Q}{g} v_1^2 (1 - m) m (1 + k \cos \alpha).$$

Беря первую производную от N по m и приравняв ее нулю, определим то значение m , при котором мощность турбины является максимальной:

$$\frac{dN}{dm} = \frac{\gamma Q}{g} (1 + k \cos \alpha) v_1^2 (1 - 2m) = 0.$$

Отсюда

$$m = 0,5.$$

Следовательно, окружная скорость колеса турбины должна быть вдвое меньше скорости струи для получения максимальной мощности. Практически, однако, при испытаниях турбин оптимальный коэффициент m получается в пределах 0,43 — 0,47, в среднем — 0,45.

Если принять значение $m = 0,45$ и к. п. д. турбины в среднем считать равным 0,85, то получим весьма простую зависимость n_s только от двух размеров турбины:

$$n_s \approx 240 \frac{\delta}{D}. \quad (47)$$

Эта зависимость действительна для рабочего колеса, работающего с одним соплом. Если

на одно и то же колесо воздействует несколько струй, вытекающих из нескольких сопел, то расход воды следует разделить на число сопел и определить мощность колеса, создаваемую одной струей. В этих условиях коэффициент быстроходности турбины с несколькими соплами будет подчиняться тому же соотношению (47). Точно так же следует поступать при подборе размеров колеса и в том случае, когда на одном валу насажено два или три рабочих колеса; при этом следует расчет производить по мощности, создаваемой одной струей.

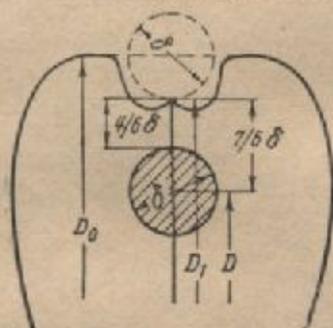
Опыт показывает, что отношение $\frac{\delta}{D}$ не следует брать больше $\frac{1}{8} + \frac{1}{10}$, так как при этом диаметр колеса получается чрезмерно малым и размещение лопаток на его ободке становится затруднительным, а к. п. д. турбины снижается. Однако могут быть отмечены случаи довольно успешного конструирования турбин данного типа при отношении $\frac{\delta}{D}$, доходящем до $\frac{1}{6}$. Оптимальные условия для конструирования рабочего колеса турбины получаются при $\frac{\delta}{D} \geq \frac{1}{16} + \frac{1}{20}$. При этом нет особых ограничений для уменьшения этого отношения. На практике встречаются турбины данного типа с коэффициентом быстроходности $n_s = 2$, при величине $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{120}$. Это приводит к весьма

значительным диаметрам колес при относительно незначительном уменьшении к. п. д.

Указанное выше наибольшее соотношение $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{8}$ определяет и верхний предел коэффициента быстроходности n_s односопловой и одноколесной струйно-ковшевой турбины, равный примерно 30. При необходимости повышения числа оборотов турбины приходится устанавливать по несколько сопел на одно рабочее колесо или насаживать на один вал по несколько колес с одним или несколькими соплами каждое. При этом число оборотов и коэффициент быстроходности турбины, при рассмотрении ее как одного целого, будут увеличиваться пропорционально \sqrt{kz} , где k — число колес на одном валу и z — число сопел на каждом колесе. Величина kz представляет общее количество сопел в рассматриваемой турбине при заданном ее расходе воды.

Следовательно, при двухколесной турбине при двух соплах на каждом колесе число оборотов повысится в два раза. Если условно

относительный коэффициент быстроходности к турбине в целом, то его наибольшая величина в этом случае, определенная по суммарной мощности турбины, может быть доведена до 60. С другой стороны, при разделении одной струи на две можно снизить диаметр рабочего колеса и увеличить его число оборотов при сохранении величины быстроходности, поскольку, как это следует из формулы $n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt{H}}$, мощность, отнесенная к одному соплу, уменьшится вдвое. Если N уменьшено вдвое, то



Фиг. 52. Нормальное и крайнее положения струи относительно ковша струйно-ковшевой турбины.

при том же n_s число оборотов может быть увеличено в 1,41 раза и во столько же раз уменьшится наименьший допускаемый диаметр колеса. Величина последнего определяется из выражения

$$n = \frac{\pi D n}{60},$$

откуда

$$D = \frac{60n}{\pi n_s}.$$

При $n_s \approx 0,45v$ имеем:

$$D = \frac{27v}{\pi n_s} = \frac{27v\sqrt{2gH}}{\pi n_s} = 37,2 \frac{\sqrt{H}}{n_s}. \quad (48)$$

Диаметр окружности острия входной кромки ковша D_1 (фиг. 49 и 52) определяется по следующей эмпирической зависимости:

$$D_1 = D + 2 \frac{7}{6} \delta = D + \frac{7}{3} \delta. \quad (49)$$

Диаметр колеса D_0 (до крайних кромок ковшей) определяется по следующей зависимости (фиг. 52):

$$D_0 = D_1 + \delta. \quad (50)$$

Число ковшей z определяется из условия, чтобы при переходе струи с одного ковша

на другой вода не могла пройти мимо следующего ковша. Однако, с другой стороны, струя при выходе из ковшей не должна ударять в тыльную сторону смежного ковша. Это в значительной мере зависит от размеров и формы ковшей, которые в практических условиях довольно разнообразны и зависят от диаметра струи. В связи с этим количество ковшей может в известных пределах колебаться.

Ленинградский металлический завод имени Сталина (ЛМЗ) приводит специальную таблицу (Атлас энергооборудования СССР) по подбору струйно-ковшевых турбин, в которой указывается и количество ковшей для разных их размеров. Приблизительно количество ковшей может быть установлено по формуле

$$z = (5,0 \div 5,7) \sqrt{\frac{D}{\delta}}. \quad (51)$$

Рекомендуемые ЛМЗ основные размеры струйно-ковшевых турбин и число ковшей у них приведено в табл. 9.

Таблица 9

Напор, м	$\frac{D}{\delta}$	Приведенное число оборотов n_1 , об/мин	Приведенный расход Q_1 , л/сек	Быстроходность n_s	Число ковшей z
100	6-8	35,5-37,5	94,5-53	38,8-27,6	14-18
200	7-9	36-38	60,2-42	33,7-24,9	16-19
300	8-11	36,5-38,5	53-28,2	29,9-20,6	17-20
400	9,5-12,5	37-39	37,7-21,7	25,5-18,35	18-21
500	11-14	37,5-39	28,2-17,3	22,4-16,5	19-23
750	16-19	38-40	13,2-9,35	15,5-12,45	24-28
1 000	23	39,5	6,38	10,65	27-31
1 500	42	40	1,93	5,92	39-46
1 800	60	40,5	0,94	4,2	44-60

Конструкция ковша должна обеспечить наибольшую эффективность передачи энергии струи рабочему колесу. В связи с этим ребро, рассекающее струю, должно иметь в начале угол раствора $2\beta_1$ в пределах $15-30^\circ$ (фиг. 53). Ребро должно быть отклонено в сторону вращения колеса на некоторый угол α (фиг. 26, схема II). Выходные кромки ковшей должны давать такое направление потоку, чтобы он не ударял в тыльную сторону смежных ковшей, т. е. относительная скорость потока w_2 должна составлять некоторый угол β_2 с плоскостью колеса (фиг. 53), с тем чтобы абсолютная скорость потока v_2 была направлена примерно нормально к этой плоскости. Угол β_2 связан с расстоянием между смежными ковшами и берется в пределах $4-7^\circ$.

Отсюда могут быть определены величина абсолютной выходной скорости и соответ-

ствующий ей потерянный напор (фиг. 53). Величина $v_2 = w_2 \sin \beta_2$. Но так как

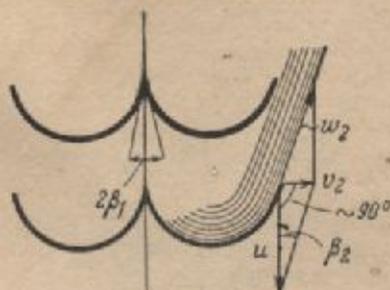
$$w_2 \approx w_1,$$

а

$$w_1 = 0,45v_1 = 0,45 \cdot 0,98\sqrt{2gH} = 0,44\sqrt{2gH},$$

то получим:

$$\begin{aligned} v_2 &= 0,44\sqrt{2gH} \sin \beta_2 = \\ &= (0,07 \div 0,12) 0,44\sqrt{2gH} = \\ &= (0,03 \div 0,053)\sqrt{2gH}. \end{aligned}$$



Фиг. 53. Треугольник выходных скоростей потока для ковша струйной турбины.

Отсюда напор, потерянный при выходе воды с лопатки:

$$\frac{v_2^2}{2g} = (0,0009 \div 0,0028)H,$$

или приблизительно от 0,1 до 0,3%. Например, при напоре $H = 300$ м выходная скорость:

$$v_2 = 2,3 \div 4,1 \text{ м/сек.}$$

а при напоре $H = 1000$ м $v_2 = 5,2 \div 7,5$ м/сек.

Ширина ковша b (фиг. 26) устанавливается по условиям движения струи в пределах ковша, требующим известной ширины для достижения большей величины к. п. д. турбины. Длина l определяется перемещением точки попадания струи на ковш в радиальном направлении при вращении турбины и условиями растекания струи по ковшу. Она, следовательно, зависит также от размещения ковшей по окружности колеса. Глубина ковша t определяется в зависимости от ширины b и типа принятой формы внутренней поверхности ковша.

Очевидно, что все три размера ковша при соблюдении указанных требований определяются в основном диаметром струи δ . Следует при этом отметить, что все размеры ковша относятся к ее внутренней поверхности. Практически установлены следующие изменяющиеся в известных пределах соотношения основных размеров ковша в зависимости от δ :

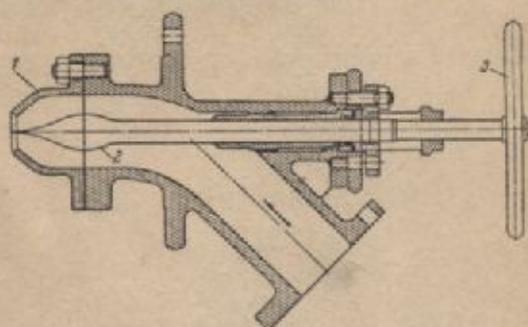
$$\left. \begin{aligned} b &= (2,80 \div 3,80)\delta, \\ l &= (2,40 \div 3,0)\delta, \\ t &= (1,00 \div 1,20)\delta. \end{aligned} \right\} (52)$$

При этом центр попадания струи на ковш в момент, когда ось струи нормальна к входному ребру, отстоит от крайней наружной точки ковшей на $\frac{1}{7}l$. По этим точкам (центрам струи) определяется обычно номинальный диаметр колеса турбины.

Вырез крайней внешней кромки ковшей для прохода струи (фиг. 52) имеет диаметр, равный $(1,1 \div 1,2)\delta$.

Сопло в современных струйных ковшевых турбинах имеет круглую форму сечения, хотя находили применение при некотором снижении к. п. д. также и прямоугольные формы сечения сопла, особенно при больших расходах воды при соответствующем изменении формы ковша.

Для получения гладкой поверхности струи сопло выполняется в виде конуса с углом конусности θ в пределах $60 - 80^\circ$ (и даже 90°) (фиг. 54). Такая форма сопла дает некоторое сжатие струи после выхода ее из сопла. Если



Фиг. 54. Сопло для струйно-ковшовой турбины. 1 — сопло; 2 — регулировочная игла; 3 — маховик ручного управления.

принять коэффициент сжатия струи ϵ по иногда применяемой для него формуле

$$\epsilon = 1 - 0,22 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}, \quad (53)$$

то при указанных выше величинах получим:

$$\epsilon = 0,815 \div 0,873.$$

Необходимый выходной диаметр сопла d определится из выражения

$$\epsilon \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \delta^2}{4},$$

откуда

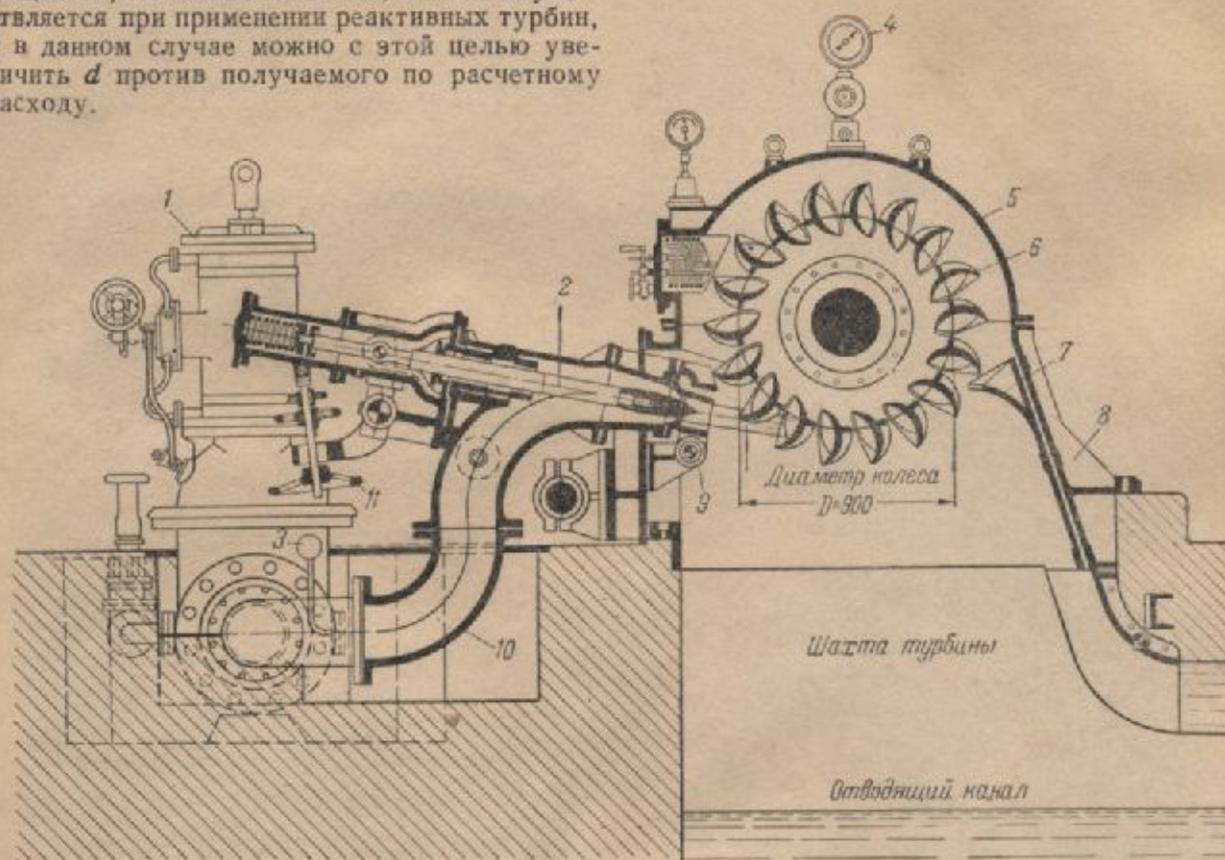
$$d = \frac{\delta}{\sqrt{c}} = (1,07 \div 1,10) \delta.$$

По номенклатуре этих турбин, разработанной ВИГМ в 1949 г., принимается $d \approx 1,2\delta$.

Учитывая необходимость некоторого запаса мощности, по аналогии с тем, как это осуществляется при применении реактивных турбин, и в данном случае можно с этой целью увеличить d против получаемого по расчетному расходу.

Поэтому при относительно больших мощностях турбины не рекомендуется брать d меньше 55 мм.

Во избежание нарушений формы струи патрубок перед соплом должен быть на возможно большем участке прямолинейным. При



Фиг. 56. Струйная ковшевая турбина с одним соплом на горизонтальном валу.

1—запорная задвижка с гидравлическим приводом; 2—сопло с иглой; 3—манометр; 4—тахометр; 5—кожух; 6—рабочее колесо; 7—отражатель воды; 8—штанга; 9—отключатель; 10—подводящий патрубок; 11—управление иглой от руки.

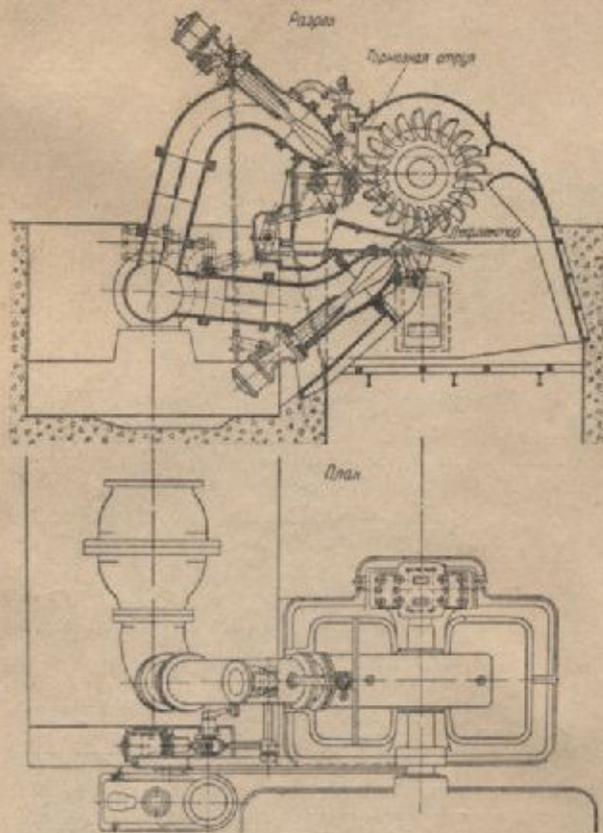
Патрубок, подводящий воду к соплу, имеет криволинейное очертание, обусловленное необходимостью установки регулирующей иглы (фиг. 54).

Искривление патрубков должно быть плавным для уменьшения потерь напора и вибрации иглы, а также для получения гладкой струи по выходе ее из сопла. С этой же целью скорость в патрубке не должна превышать $(0,12 \div 0,14) \sqrt{2gH}$. Отсюда определится и его диаметр. Наибольший диаметр осуществленного сопла ковшевых турбин достигает 300 мм. При диаметрах сопла меньше 55 мм наблюдается заметное понижение к. п. д. турбины.

Подводе воды к колесу нельзя допускать применения двух последовательных колен, особенно расположенных в разных плоскостях, поскольку тогда, как показывает опыт, возникает интенсивное вращение струи, вызывающее явления кавитации и быстрый износ сопла. Одновременно происходит неравномерный износ кромок ковшей. Изгибы оси подводящих патрубков следует осуществлять более плавными, а отвод их от основного трубопровода производить не под прямым углом, а под острым ($45-60^\circ$). Это существенно повысит к. п. д. агрегата, поскольку рассматриваемые подводящие устройства являются его составной частью. Конструктивное оформление уста-

новки с ковшевой односопловой турбиной представлено на фиг. 55.

В многосопловых турбинах сопла следует располагать по окружности колеса так, чтобы угол между ними составлял не менее 90° . При более близком расположении сопел ковши не успевают освободиться от воды на пути от одного сопла к другому. Таким образом, наибольшее возможное число сопел на одном колесе не должно превышать четырех. Большое число сопел на одном колесе осложняет



Фиг. 56. Струйная ковшевая турбина с двумя соплами и отклонителями (дефлекторами).

форму патрубков и связь регулирующих устройств. Это осложняется еще наличием отклонителей (фиг. 56), отводящих струю от лопаток при сбросе нагрузки. Применение отклонителей уменьшает гидравлический удар в трубопроводе при сбросе нагрузки, что особенно важно при автоматическом регулировании турбины. Управление отклонителями и регулировочными иглами сосредоточено в автоматическом регуляторе: при сбросе нагрузки сначала начинает работать отклонитель, отводящий струю частично или полностью в зависимости от величины сброшенной

нагрузки, а затем иглой закрывается сопло — более медленно во избежание большого гидравлического удара, при одновременном возвращении отклонителя в первоначальное нерабочее положение.

Пример подбора активной турбины

Дано: расчетный расход турбины $Q = 1,0 \text{ м}^3/\text{сек}$; расчетный напор $H = 100 \text{ м}$; принимаем к. п. д. турбины $\eta = 0,85$.

Мощность турбины при этих условиях

$$N = 13,33 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 0,85 = 1130 \text{ л. с.} \approx 832 \text{ квт.}$$

Рассмотрим варианты с одним и двумя соплами.

Быстроходность турбины с одним соплом

$$n_s = \frac{n\sqrt{1130}}{100\sqrt{100}} = 0,107 n.$$

Задаваясь стандартными числами оборотов (при генераторе на одном валу с турбиной), получим n_s , а по нему определим и отношение $\frac{\delta}{D}$ по формуле (47). При этом получаем:

$$\text{при } n = 150 \text{ об/мин } n_s = 16; \frac{\delta}{D} = \frac{1}{15};$$

$$\cdot n = 250 \text{ об/мин } n_s = 26,6; \frac{\delta}{D} = \frac{1}{9};$$

$$\cdot n = 300 \text{ об/мин } n_s = 32; \frac{\delta}{D} = \frac{1}{7,5}.$$

Учитывая приведенные выше соображения, примем $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{9}$ при $n = 250 \text{ об/мин}$.

Определим размеры колеса и его элементов

Скорость истечения воды из сопла $v = 0,97\sqrt{2g100} = 43 \text{ м/сек}$;

$$\delta = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1}{3,14 \cdot 43}} = 0,17 \text{ м.}$$

Диаметр сопла $d = 1,1 \delta = 18,7 \text{ см}$.
Диаметр колеса по формуле (48)

$$D = 37,2 \frac{\sqrt{H}}{n} = 37,2 \frac{\sqrt{100}}{250} = 1,49 \text{ м.}$$

Приведенное число оборотов n'_1 :

$$n'_1 = n \frac{D}{\sqrt{H}} = 250 \frac{1,49}{\sqrt{100}} = 37,2.$$

Следует иметь в виду, что оптимальное приведенное число оборотов n'_1 струйно-ковшевой турбины находится в пределах $37 \div 39 \text{ об/мин}$ и вообще мало меняется.

Диаметр окружности острья входного ребра

$$D_1 = D + 7/3 \delta = 1,49 + 7/3 \cdot 0,17 = 1,89 \text{ м.}$$

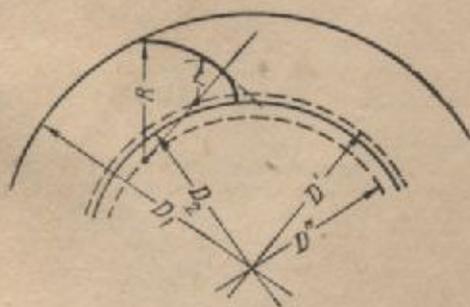
Наружный диаметр колеса

$$D_0 = D_1 + \delta = 1,89 + 0,17 = 2,06 \text{ м.}$$

Принципиально определение входного диаметра D_1 турбины Банки при знании оптимальной окружной скорости колеса по наружному очертанию — аналогично определению D струйно-ковшевой турбины: $u = \frac{\pi D_1 n}{60}$.

$$\text{Отсюда: } D_1 = \frac{60u}{\pi n}$$

Для активных турбин¹ данного типа $u \approx 0,50 v = 0,50 \sqrt{2gH}$, где H — действующий



Фиг. 58. Схема построения профиля лопатки турбины Банки.

напор в середине выходного отверстия сопла. Заменяя u , будем иметь:

$$D_1 = 42 \frac{V\bar{H}}{n} \quad (54)$$

Расход воды через сопло будет определяться его шириной и высотой δ , нормальной к потоку (фиг. 57,б):

$$Q = b\delta\varphi\sqrt{2gH}$$

Ширина сопла b обычно берется не более $0,8B$, а высота при оптимальном открытии сопла $\delta = 0,1D_1$; при максимальном открытии $\delta = 0,125D_1$. Подставляя значения

$$b = 0,8B \text{ и } \delta = 0,125D_1$$

при максимальном открытии сопла в выражение для Q , получим:

$$Q = 0,44\varphi BD_1\sqrt{H} \quad (55)$$

Эта формула показывает, что диаметр колеса D_1 можно уменьшать вне зависимости от расхода воды, поскольку пропускная спо-

¹ Поскольку здесь u берется по наружной кромке лопастей, а не по середине их, как следовало бы считать, коэффициент принят равным 0,50 вместо 0,45 для струйно-ковшевой турбины.

собность колеса определяется произведением BD_1 . Следовательно, предел уменьшения диаметра будет определяться допустимой шириной колеса B , которая может быть выбрана в довольно широких пределах ($0,50 \div 2,5$) D_1 . С другой стороны, D_1 связано с числом оборотов [формула (54)], которое лимитируется связью с генератором через ременную передачу при низком обычно положении турбины относительно уровня воды. Таким образом, путем увязки числа оборотов и конструктивной ширины колеса устанавливаются его размеры B и D_1 .

Внутренний диаметр колеса D_2 принимается обычно в пределах от 0,63 до 0,68 D_1 ; в среднем можно принимать около 0,65 D_1 . Мощность колеса через его размеры определяется следующим выражением:

$$N = \frac{\gamma Q H \eta}{75} = \frac{\gamma 0,44\varphi B D_1 \sqrt{H} H \eta}{75} = 5,87\varphi B D_1 H \sqrt{H} \eta \text{ л. с.} = 4,32\varphi B D_1 H \sqrt{H} \eta \text{ квт.} \quad (56)$$

Коэффициент полезного действия турбины этого типа составляет всего лишь 0,80—0,82. Число лопастей z в колесе весьма существенно влияет на к. п. д. турбины. По исследованиям инж. А. А. Черкасова к. п. д. этих турбин в зависимости от числа лопастей изменялся следующим образом: а) при $z=12$ величина $\eta=0,60$; б) при $z=20$ $\eta=0,81$; в) при $z=48$ $\eta=0,87$. При этом большее число лопастей давало более устойчивый к. п. д. при изменении нагрузки. Обычно число лопастей принимается равным 24.

Поперечное сечение лопастей осуществляется по дуге круга или по эвольвенте. Последняя форма по данным ВИГМ увеличивает к. п. д. турбины на 5—6%. При круглом очертании лопастей рекомендуется принимать радиус $\rho=0,163D_1$; ВИГМ рекомендует очертание лопастей производить по двум дугам радиусов R и r из центров, лежащих соответственно на окружностях с диаметрами D'' и D' (фиг. 58). При этом для диаметра турбины $D_1=1000$ мм рекомендуется принимать $D'=684$ мм, $D''=586$ мм, $R=236$ мм, $r=78$ мм при внутреннем диаметре колеса $D_2=632$ мм. Для других размеров рабочих колес указанные величины изменяются пропорционально величине D_1 . Таким путем устанавливаются и углы входа и выхода.

Сопло, подающее воду на колесо, вытянуто по ширине колеса, имеет прямоугольное сечение и ширину $0,8B$. Оно располагается обычно в верхней части колеса. Имеет весьма

Диаметр вала турбины, мм	40	50	60	70	80	90	100	110	125	$\frac{140}{160}$
Наибольшее допустимое расстояние между центрами подшипников, мм	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800	3 000	3 200	3 300	3 540	3 750

существенное значение очертание внешней направляющей стенки сопла. Исследования показали, что замена плоской стенки эвольвентной повышает при этом к. п. д. турбины на 12—13%.

Рекомендуемая ВИГМ форма очертания патрубка, выполненного из дерева, изображена на фиг. 57,б. Зазор между стенками сопла и лопастями колеса при этом не должен превышать 3—4 мм. Регулирование расхода воды может производиться клапаном

или щитком. Лучшие результаты получаются при клапане, имеющем достаточно большую длину.

При назначении ширины колеса и диаметра вала следует учитывать рекомендуемое наибольшее допустимое расстояние между центрами подшипников (табл. 10)¹.

¹ См. „Руководство по устройству и установке гидротурбины типа Банки на колхозной водяной мельнице“, НКЗ СССР 1940.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

СХЕМЫ ТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Конструктивное оформление турбинной установки зависит от условий работы, основными из которых являются напор, мощность агрегата, колебание уровней верхнего и нижнего бьефов. Схему турбинной установки в значительной степени определяет положение вала турбины (вертикальное или горизонтальное), выбор которого будет зависеть от ряда изложенных ниже соображений.

12. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЫБОР ПОЛОЖЕНИЯ ВАЛА ТУРБИНЫ

Рассмотрим факторы, характеризующие то или иное положение вала турбины.

1. При вертикальном положении вала площадь здания гидростанции в плане достигает наименьшей величины, особенно в том случае, когда генератор находится на одном валу с турбиной. Однако нижняя (подводная) часть здания (до пола генераторного помещения) и даже верхнее строение в данном случае получаются выше, чем при горизонтальном положении вала турбины, а в более крупных ГЭС приходится предусматривать даже дополнительный этаж для обслуживания гидромеханического оборудования.

2. Осевое давление потока на рабочее колесо суммируется при вертикальном положении вала с его весом, с весом вала и ротора генератора, так что при более крупных агрегатах

получается значительная суммарная вертикальная нагрузка, требующая, помимо устройства особой опорной пяты, усиления перекрытия или опорных конструкций под генератором.

3. Генераторы на вертикальном валу пока обходятся несколько дороже горизонтальных и малые вертикальные генераторы еще не находятся в массовом серийном производстве. Переход же к горизонтальному генератору требует устройства передачи, которая ограничивает мощность агрегата (полуперекрестная ременная — до 40 квт, коническая зубчатая с прямой ременной — до 200 квт), снижает общий его к. п. д. и требует увеличения площади здания станции.

Передача к вертикальному генератору проще и возможна при большой мощности агрегата. Находящиеся в производстве клино-ременные передачи позволяют сильно сократить площадь пола верхнего строения. Однако при вертикальном генераторе затруднительно размещение дополнительного маховика, так как он значительно увеличивает давление на пяту, удлиняет вал и вертикальные размеры здания.

4. Вертикальный вал турбины обеспечивает в реактивных турбинах удобные условия для сооружения или размещения спиральных турбинных камер без необходимости поворотов оси подводных трубопроводов. Всасывающая труба также в этом случае не имеет колена в верхней части, необходимого при горизон-

тальном положении вала турбины. Это повышает к. п. д. турбины.

5. Демонтаж вертикальной турбины требует предварительного снятия генератора. Лишь при крупных агрегатах возможно устройство боковых ходов к турбине с целью ее осмотра, ремонта и даже частичного демонтажа без разборки генератора.

6. Вертикальные реактивные турбины позволяют высоту всасывания доводить до минимальной величины и даже принимать ее отрицательной. Это дает возможность повышать быстроходность турбины, ограничиваемую явлениями кавитации, и соответственно увеличивать число оборотов, что приводит к уменьшению размеров турбины и генератора. Некоторое снижение к. п. д. с повышением быстроходности компенсируется устранением излишних потерь в турбинной камере и всасывающей трубе.

Вертикальные реактивные турбины в открытых турбинных камерах требуют меньшей глубины воды в камере, чем горизонтальные, поскольку высота турбины при горизонтальном расположении определяется ее диаметром, и турбина располагается на некотором расстоянии над полом камеры (фиг. 60 и 63).

Таким образом, вертикальная турбина может вписываться в меньшую величину напора и, следовательно, может применяться при меньших напорах с более удобным ее размещением по высоте по сравнению с горизонтальной турбиной. Вертикальные турбины дают также возможность удобного применения сифонных турбинных камер. В то же время вертикальный вал турбины позволяет поднимать пол генераторного помещения на необходимую высоту без применения передач. Таким образом, применение вертикальных турбин особенно целесообразно при значительных колебаниях уровня воды в верхнем и нижнем бьефах.

В средних и более крупных приплотинных ГЭС руслового типа обычно применяются турбины на вертикальном валу, как обеспечивающие более высокую эффективность работы ГЭС и меньшую удельную кубатуру здания станции. Лишь с появлением так называемых проточных турбин, размещаемых в теле водосливной плотины, горизонтальные турбины получают возможность более широкого применения также и в крупных русловых ГЭС.

7. Активные турбины, как правило, устанавливаются на горизонтальном валу, поскольку рабочие колеса их должны быть поставлены выше наивысшего уровня воды в реке. При этом отпадает необходимость применения вертикального вала для поднятия генератора на

незатопляемую отметку. Лишь при многосопловых турбинах, с целью обеспечить отвод воды от лопастей, применяют расположение рабочего колеса на вертикальном валу со спиральным подводом воды к соплам. В этом случае агрегат из-за спиральной камеры занимает много места.

Однако, вертикальное расположение вала при одно- и двухсопловой турбине дает более компактное в плане размещение оборудования и тем сокращает размеры здания станции.

В связи с этим в последнее время был осуществлен ряд гидроустановок со струйно-кошачьими турбинами на вертикальном валу с одним или двумя соплами.

8. При горизонтальном валу турбины агрегат вытягивается по ширине здания, увеличивая его площадь в плане. Кроме того, горизонтальная открытая турбина требует больших размеров турбинной камеры.

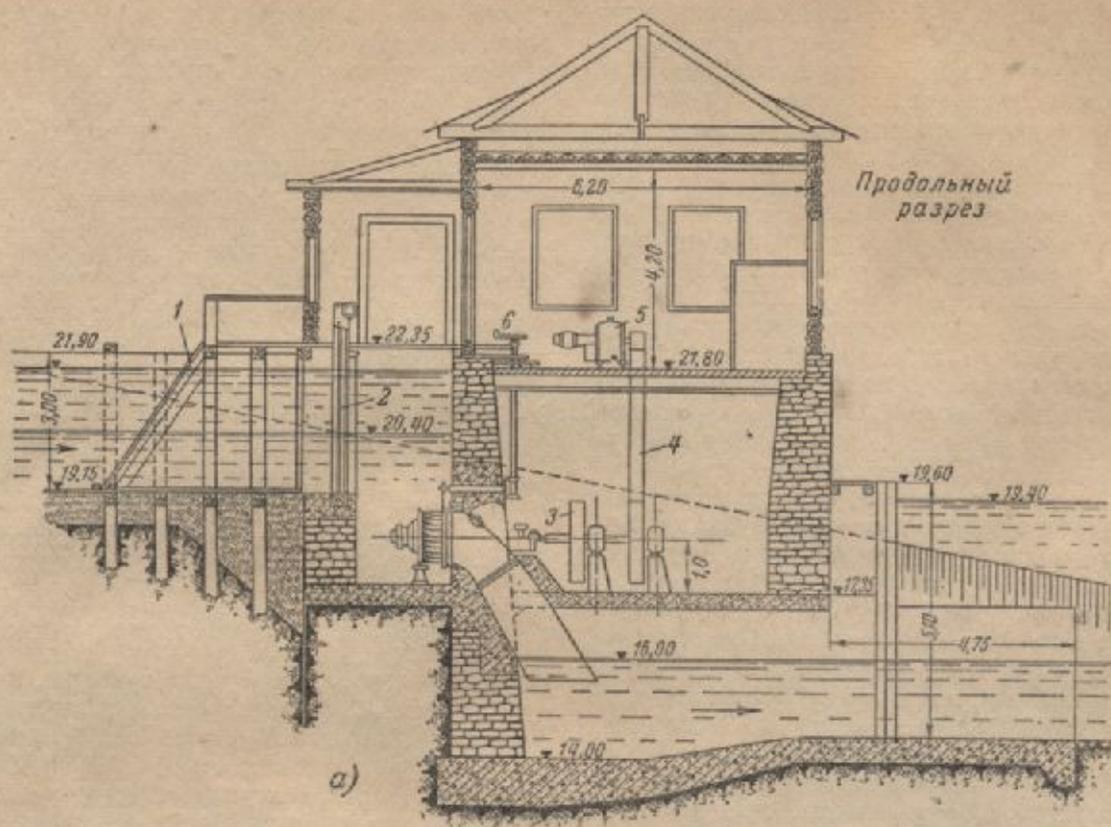
При широкой нижней части здания желательное сокращение его высоты возможно при небольшом колебании уровней воды в реке.

Применение горизонтальной турбины возможно, вообще говоря, и при значительных колебаниях уровня воды, но при условии устройства ременной передачи к генератору, который в этом случае может быть поднят на незатопляемую отметку. Однако применение ременных передач ограничивает мощность турбины величиной порядка 200 квт.

Условия демонтажа гидрооборудования в средних ГЭС при горизонтальном положении вала требуют меньшей высоты верхнего строения. В малых ГЭС это обстоятельство во многих случаях не имеет значения, так как обычная минимальная высота здания оказывается достаточной при любом положении вала турбины.

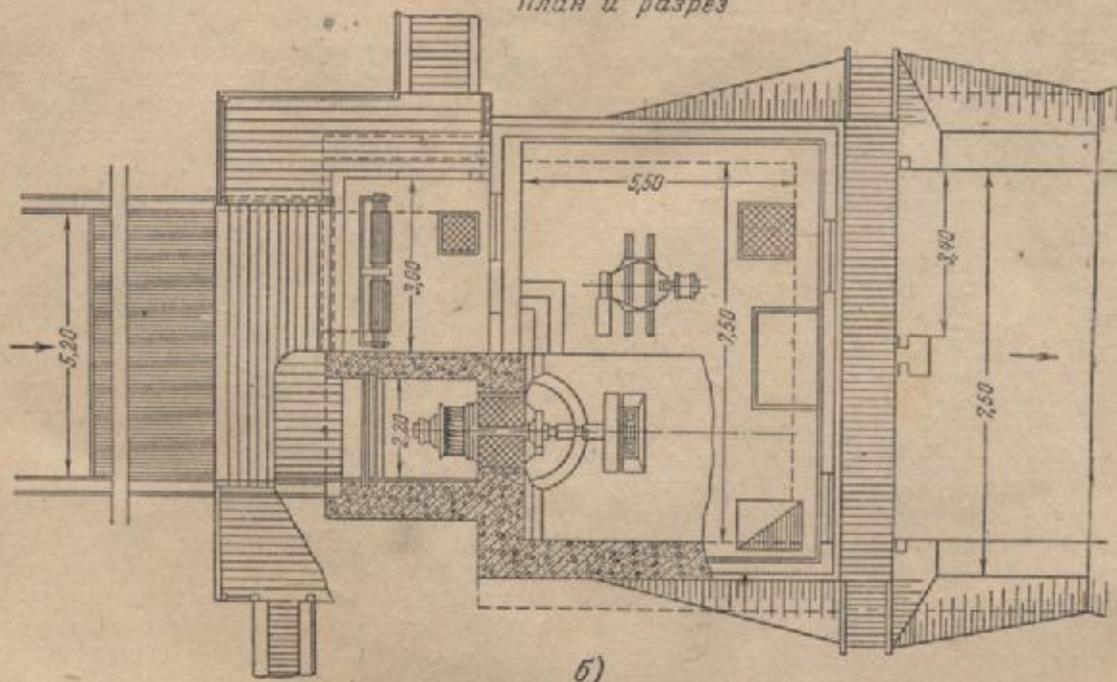
Высота всасывания горизонтальных турбин определяется положением их вала, а при больших диаметрах колес в зоне выше вала — у верхней границы колеса — вакуум может существенно увеличиться по сравнению с осевой зоной колеса. В этих условиях необходимо понизить расположение турбины в соответствии с диаметром рабочего колеса и его кавитационными характеристиками. Это, однако, не всегда возможно.

При наличии ременной передачи турбина может быть понижена до необходимых величин h_2 , а генератор поднят на незатопляемую отметку, и тогда схема установки с горизонтальным валом может быть при ограниченной мощности агрегата осуществлена и при значительных колебаниях уровня воды.



а)

План и разрез



б)

Фиг. 59. Здание станции с открытой горизонтальной турбиной.

1 — решетка; 2 — шит; 3 — маховик; 4 — ремень; 5 — генератор; 6 — колонка ручного регулирования.

Всасывающие трубы у горизонтальных турбин имеют колено в верхней части трубы вблизи выхода из рабочего колеса при больших скоростях внутри этой части трубы. Это увеличивает потери напора. Однако изгиб потока улучшает условия растекания его и позволяет осуществить значительно большее расширение трубы в поперечном к оси потока направлении. Это, однако, обычно не осуществляется в целях упрощения конструкции всасывающей трубы.

Коленчатая всасывающая труба у горизонтальных турбин имеет обычно несколько большую длину по сравнению с прямой конической трубой вертикальной турбины при одинаковой высоте всасывания и такой же величине заглубления трубы под нижний уровень. Это может обеспечить меньшую выходную скорость из трубы, а некоторый наклон трубы вниз по течению улучшает условия отвода воды, что ясно на примере малой гидроэлектростанции (фиг. 59).

Горизонтальная турбина требует большей глубины турбинной камеры, что ухудшает условия отвода воды от турбины. В связи с этим горизонтальные турбины целесообразно применять при большом напоре (не менее 3,0—3,5 м), чем вертикальные турбины. Вес всего агрегата при горизонтальном вале распределяется на значительной площади пола и не создает больших сосредоточенных нагрузок. Осевое гидравлическое давление не суммируется с весом агрегата, оно воспринимается специальным упорным подшипником. Вес горизонтальной турбины больше, чем вертикальной, примерно в 1,5 раза.

Применение двухколесных турбин в целях повышения мощности агрегата без изменения числа оборотов при горизонтальном вале не требует увеличения глубины открытой камеры и может быть сравнительно просто осуществлено как при открытой, так и при закрытой турбине (фиг. 62, 69). Осевое давление потока на оба колеса в этом случае взаимно уравновешивается.

Наличие в производстве стандартных горизонтальных генераторов делает их более дешевыми и доступными, а прямые ременные или клино-ременные передачи к ним от горизонтальной турбины проще; установка маховиков не встречает затруднений, а использование для этой цели шкивов сокращает длину вала агрегата. При закрытых горизонтальных турбинах с генераторами на одном валу верхнее строение получается шире, что увеличивает стоимость грузоподъемного крана и перекрытия здания. Открытые горизонтальные турбины

обычно устанавливаются за пределами верхнего строения здания (фиг. 59), что иногда практикуется и при закрытых турбинах.

Демонтаж оборудования и уход за ним проще при горизонтальных агрегатах.

В связи с изложенным горизонтальные реактивные турбины применяются при напорах не менее 3—3,5 м, при небольших мощностях — преимущественно до 200—300 квт и при небольших изменениях уровня воды в реке.

При сравнении вариантов с вертикальными и горизонтальными турбинами следует учитывать, что горизонтальные реактивные турбины при изогнутых формах всасывающих труб имеют величины к. п. д. на несколько процентов ниже вертикальных турбин. Особенно неудачны в этом смысле сдвоенные турбины (фиг. 62), которые по этой причине исключены из нормальной номенклатуры советского турбиностроения.

13. СХЕМЫ ТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Помимо положения вала турбины, на схему турбинной установки оказывает решающее влияние действующий напор, величина которого определяет характер турбинной камеры — безнапорная или открытая, напорная полузакрытая и напорная закрытая. Мощность агрегата также оказывает известное влияние на выбор схемы турбинной установки.

В практике гидроэнергетического строительства установились в настоящее время известные более или менее распространенные схемы турбинных установок. Их можно классифицировать следующим образом.

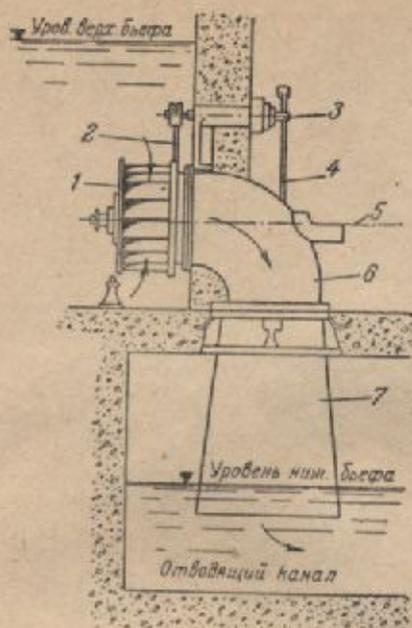
1. Установки с реактивными турбинами

В подобных установках находят применение следующие конструкции турбин:

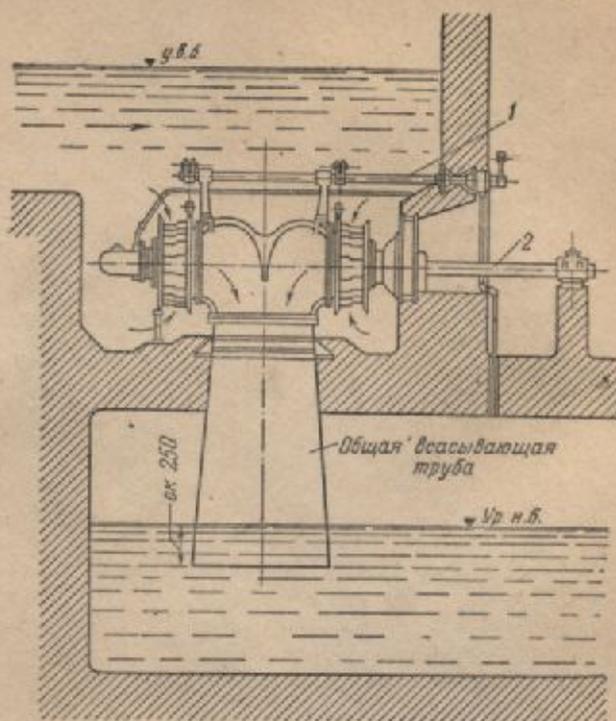
А. Открытые, когда турбинные камеры безнапорные. Применяются они при напорах до 6—8 м, а иногда и выше, при малых мощностях агрегата. Открытые турбины могут быть применены:

1. На горизонтальном валу.

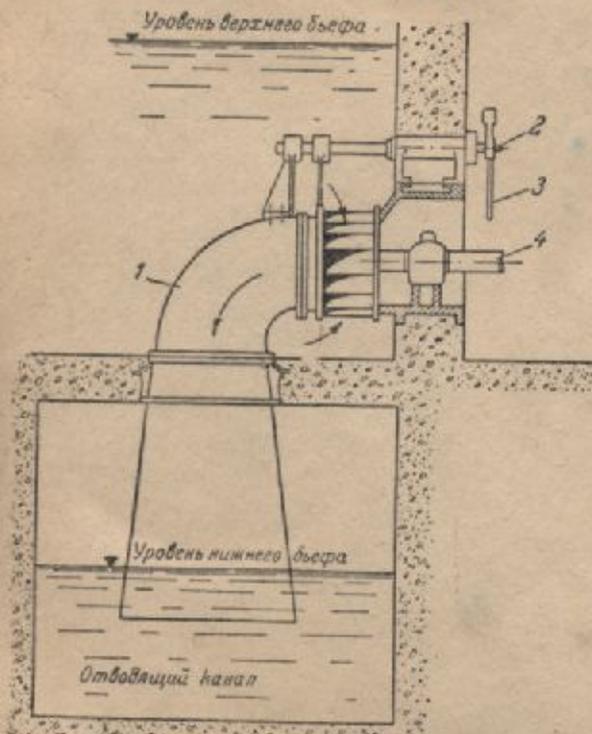
При этом они делаются преимущественно одноклесными с сухим (фиг. 60) или мокрым (фиг. 61) коленом всасывающей трубы. В настоящее время в виде исключения еще встречаются случаи применения двухколесных открытых турбин, чаще — с одной общей всасывающей трубой (фиг. 62). В этих схемах применяются обычно радиально-осевые турбины.



Фиг. 60. Открытая турбина на горизонтальном валу с сухим коленом всасывающей трубы.
 1 — турбина; 2 — тяга к поворотному кольцу; 3 — регулировочный вал; 4 — тяга к колонке ручного регулятора; 5 — выход вала турбины через колено; 6 — сухое колено; 7 — всасывающая труба.



Фиг. 62. Двухколесная открытая турбина на горизонтальном валу с общей всасывающей трубой.
 1 — регулировочный вал; 2 — вал турбины.



Фиг. 61. Открытая турбина на горизонтальном валу с мокрым коленом всасывающей трубы.
 1 — мокрое колено; 2 — регулировочный вал; 3 — тяга к колонке ручного регулятора; 4 — вал турбины.

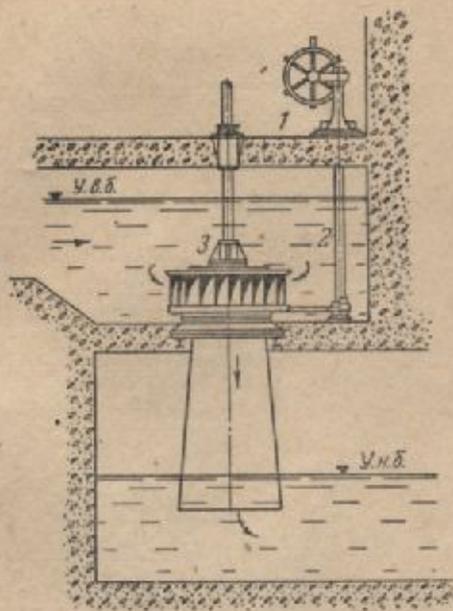
2. На вертикальном валу.

В настоящее время на вертикальном валу применяются исключительно одноколесные турбины (фиг. 63).

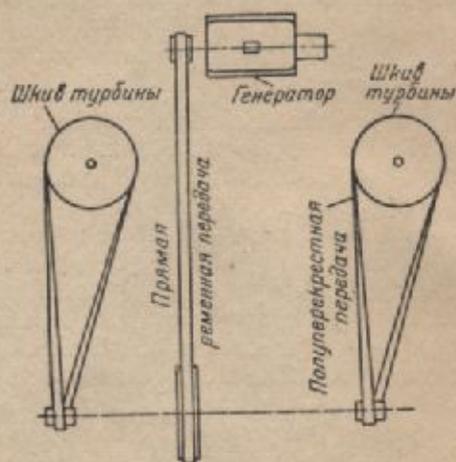
С целью сокращения количества генераторов в малых ГЭС при низких напорах применяются спаренные турбины, работающие на один общий генератор через трансмиссию (фиг. 64). Преимущество такой схемы заключается в том, что при падении нагрузки вдвое и больше можно отключить одну турбину и тогда вторая будет работать с большим коэффициентом нагрузки, а значит, и с более высоким к. п. д.

На фиг. 64 представлена схема с полуперекрестной ременной передачей на горизонтальную трансмиссию. При клино-ременной передаче можно чаще всего обходиться и без промежуточной трансмиссии (фиг. 65). Однако в последнем случае отключение одной из турбин несколько сложнее.

В схемах с вертикальным валом применяются радиально-осевые турбины, пропеллерные и турбины с поворотными рабочими лопастями. Последние применяются реже, поскольку для малых ГЭС они получаются пока чрезмерно дорогими. Находят применение упрощенные



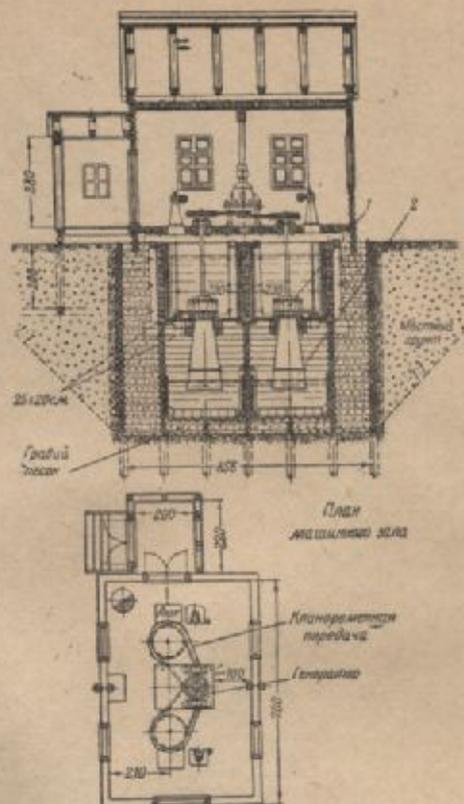
Фиг. 63. Открытая турбина на вертикальном валу.
1 — колонка ручного регулирования; 2 — регулировочный вал; 3 — направляющий подшипник.



Фиг. 64. Схемы спаренных турбин с двойной ременной передачей, работающих на один генератор.

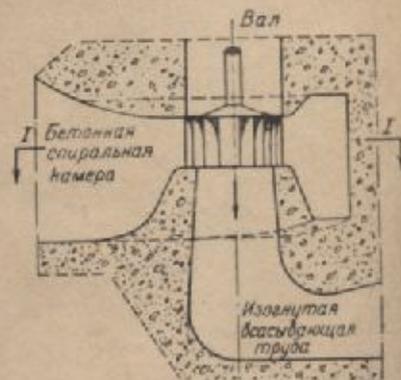
турбины с поворотными рабочими лопастями при ручном регулировании.

Б. Полузакрытые турбины, когда турбинные камеры осуществлены в бетоне в виде спирали (фиг. 66), не полностью охватывающей турбину. Часть расхода воды в направляющий аппарат поступает непосредственно из подводной галлерей или лотка (на дуге АВ), остальная часть подводится к направляющему аппарату через тыловую часть турбинной камеры, имеющей спиральную форму, обычно таврового се-

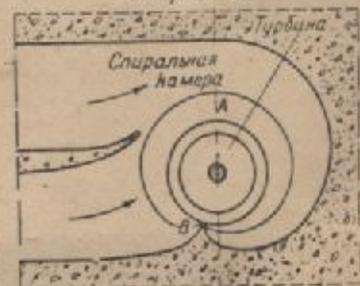


Фиг. 65. Здание станции с вертикальными спаренными турбинами при клино-ременных передачах.
1 — турбина ПрК 70-ВО-60; 2 — металлическая несущая труба.

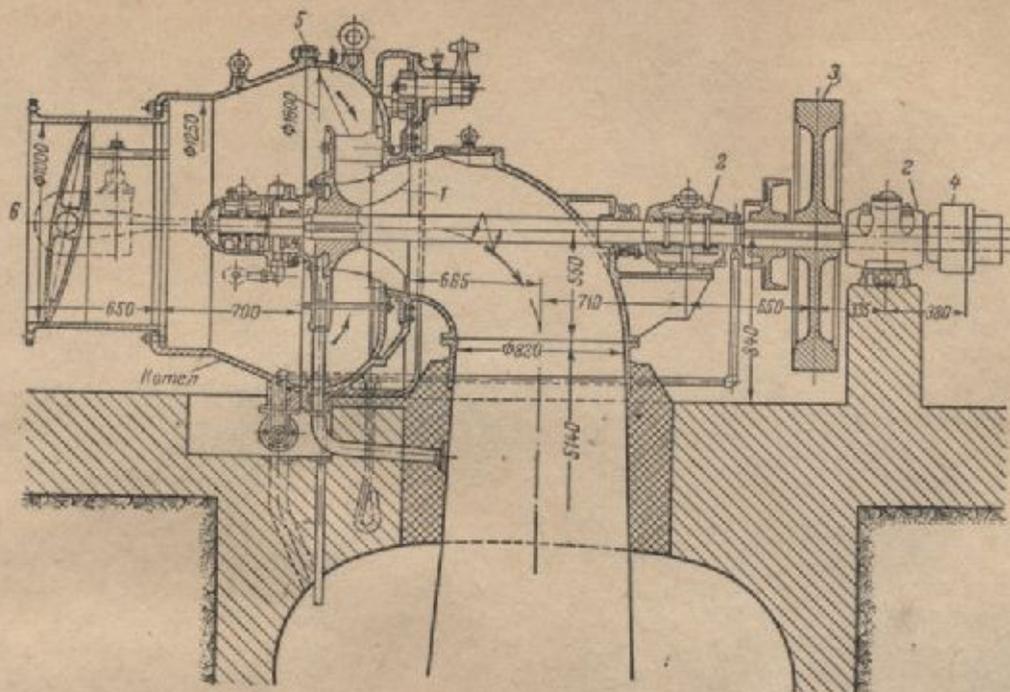
Вертикальный разрез



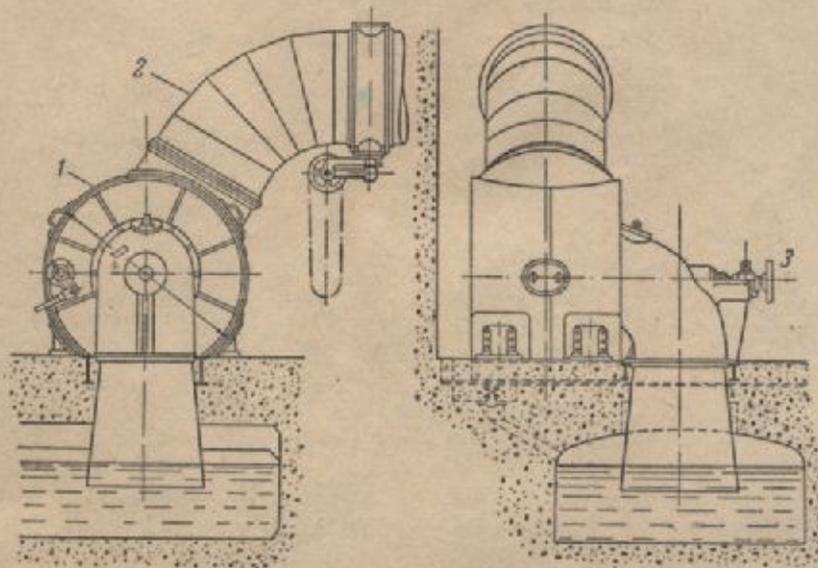
Разрез I-I



Фиг. 66. Полузакрытая турбина в бетонной спиральной камере (схема установки турбины).



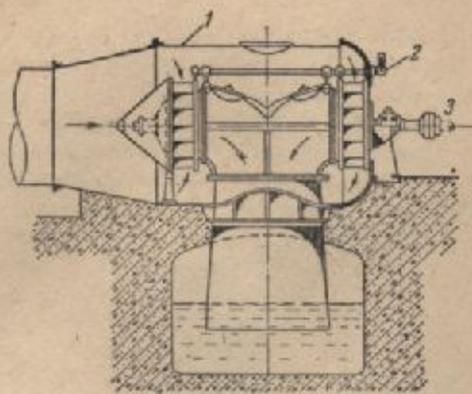
Фиг. 67. Одноколесная фронтальная котельная турбина на горизонтальном валу.
 $H=18,3$ м; $N=240$ квт; $Q=1,935$ м³/сек.; $n=600$ об/мин.
 1 — рабочее колесо; 2 — подшипник; 3 — шкив-маховик; 4 — муфта; 5 — направляющий аппарат; 6 — дроссельный затвор.



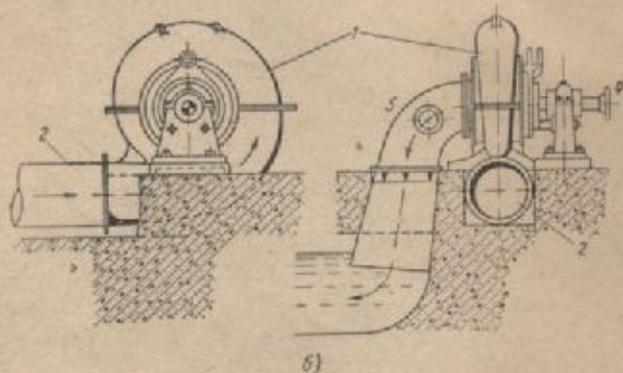
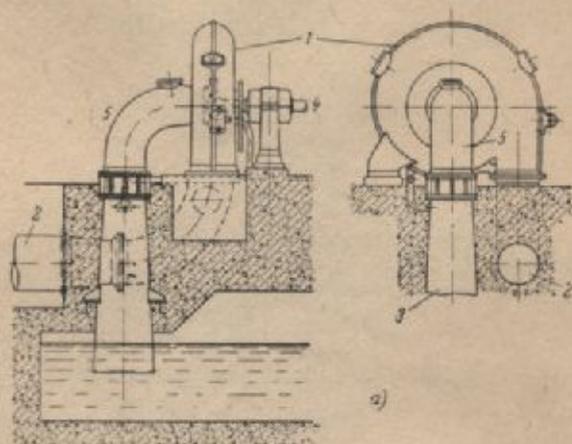
Фиг. 68. Одноколесная радиальная котельная турбина на горизонтальном валу.
 1 — кожух; 2 — трубопровод; 3 — ось турбины.

чения (фиг. 66), постепенно уменьшающегося к концу улитки (к точке *B*). Применяются подобные схемы турбинных установок в малых ГЭС при напорах от 6—8 до 10—12 м. С уве-

личением мощности ГЭС предел применения данной схемы расширяется и достигает даже 25—30 м. Полузакрытые турбины применяются только на вертикальном валу и только одноко-



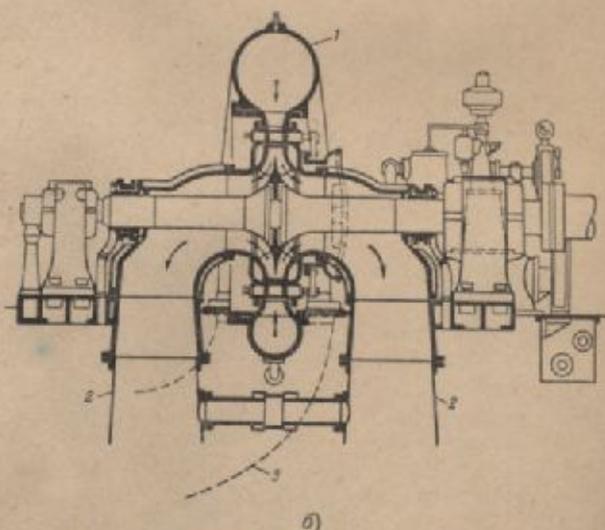
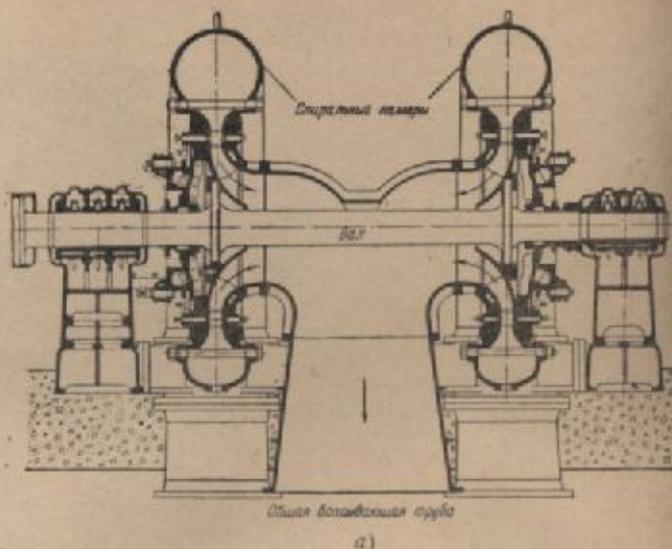
Фиг. 69. Двухколесная котельная турбина.
1 — котел; 2 — регулировочный вал; 3 — вал турбины.



Фиг. 70. Спиральная турбина на горизонтальном валу.
1 — спиральная камера; 2 — подводный трубопровод; 4 — вал турбины; 5 — всасывающая труба.

лесные, причем могут быть применены радиально-осевые турбины, пропеллерные и с поворотными рабочими лопастями.

В. Закрытые турбины, применяемые при более значительных напорах при подводе воды к зданию гидростанции напорным



Фиг. 71. Двухколесная спиральная турбина на горизонтальном валу.
а — с раздельными камерами; б — с общей камерой; 1 — спиральная камера; 2 — всасывающая труба; 3 — подводный трубопровод.

трубопроводом. Закрытые турбины применяются:

1. При горизонтальном расположении вала. В этом случае возможны следующие формы турбинных камер:

а) В виде котла (фиг. 67) и тогда они называются котельными. Они применяются при напорах от 10—12 до 35 м, обычно при малых и средних мощностях агрегатов.

Котельные турбины одноколесные с лобовым подводом воды называются обычно фронтальными (фиг. 67). Изображенная на фиг. 68

котельная одноколесная турбина с боковым подводом воды характеризуется значительными потерями напора и на наших заводах поэтому не изготавливается. При внецентренном подводе воды, когда ось подводящего трубопровода не пересекает ось турбины, или при внецентренном размещении турбины в котле эта схема дает преимущества по отношению к фронтальной турбине, обеспечивая круговое движение воды в котле, соответствующее направлению входных скоростей в направляющий аппарат. Здесь котел превращается в упрощенную спиральную камеру без особых затрат, что может несколько повысить к. п. д. турбины. Применение котельных турбин с боковым подводом не может быть рекомендовано. Котельные турбины применялись и двухколесные, преимущественно по схеме, представленной на фиг. 69, т. е. с одной общей всасывающей трубой. Однако по изложенным выше причинам эта конструкция также является устаревшей и ее применение не может быть рекомендовано.

В схемах с котельными камерами применяются обычно радиально-осевые турбины.

б) В виде металлической спиральной камеры (фиг. 70) и тогда они называются обычно спиральными турбинами. Спиральные турбины применяются при напорах от 15 примерно до 300—350 м при малых и больших мощностях.

Спиральные турбины изготавливаются преимущественно одноколесными (фиг. 70), но при относительно небольших напорах с целью сокращения количества агрегатов на крупных ГЭС применяются и двухколесные спиральные турбины с двумя самостоятельными спиральными камерами и с общей всасывающей трубой (фиг. 71,а) или с общей спиральной камерой и двумя самостоятельными всасывающими трубами (фиг. 71,б). Возможны и другие схемы двухколесных спиральных турбин — с раздельными камерами и общей или отдельными всасывающими трубами. Однако в практике гидросилового строительства двухколесные спиральные турбины не получили широкого распространения, а у нас они совсем не изготавливаются, хотя в ряде случаев они и могли бы оказаться более экономичными. В схемах со спиральными металлическими турбинными камерами применяются преимущественно радиально-осевые турбины.

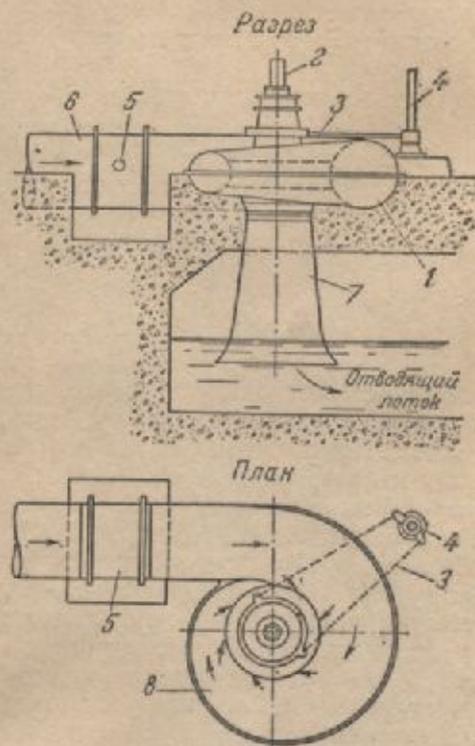
2. При вертикальном расположении вала.

В этом случае применяются лишь турбины со спиральными турбинными камерами с одним рабочим колесом (фиг. 72) при всех мощностях агрегатов. Пределы напоров, при которых применяются турбины этого типа, те же,

что и одноименные турбины на горизонтальном валу. Обычный тип турбин в этих схемах — радиально-осевые.

Следует отметить, что за последнее время получают известное применение схемы с так называемыми прямоточными турбинами, когда подвод воды осевой, а не радиальный.

При этом положение оси турбины может быть горизонтальное и наклонное. Регулирую-



Фиг. 72. Схема одноколесной спиральной турбины на вертикальном валу.

1 — спиральная вертикальная турбина; 2 — вал турбины; 3 — тяга к регулировочному кольцу направляющего аппарата; 4 — регулировочный вал; 5 — ватпор; 6 — трубопровод; 7 — всасывающая труба; 8 — спиральная камера.

щий аппарат может быть выполнен осевым с поворотными лопатками, расположенными непосредственно впереди рабочего колеса с неподвижными или поворотными рабочими лопастями.

II. Установки с активными турбинами

А. Струйные ковшевые турбины при малых мощностях агрегатов устанавливаются:

1) преимущественно на горизонтальном валу и тогда они могут быть:

а) одноколесными с одним (фиг. 55), двумя (фиг. 56) и даже тремя соплами каждое;

б) двухколесными с одним и двумя соплами на каждом колесе; схемы установок аналогичны указанным на фиг. 55 и 56;

2) реже — на вертикальном валу и всегда одноколесные. Количество сопел у вертикальных ковшевых турбин — от одного до четырех.

Вертикальные струйно-ковшевые турбины малой мощности у нас пока не изготавливаются, хотя они обладают рядом преимуществ по сравнению с горизонтальными.

Следует иметь в виду также несколько меньшую величину к. п. д. струйно-ковшевой турбины при вертикальном расположении вала.

Б. Турбины Банки устанавливаются только на горизонтальном валу (фиг. 29 и 57). При этом агрегаты могут быть:

- 1) одноколесные и
- 2) двухколесные.

Каждое колесо имеет не более одного сопла, хотя опыты (Санири)¹ и показали возможность установки двух сопел, но такая схема еще нигде не осуществлялась. Исследования показали также возможность установки турбины Банки и на вертикальном валу. Подвод воды к турбине Банки может быть как открытой деривацией (фиг. 57), так и напорным трубопроводом (фиг. 29).

¹ Инж. А. А. Черкасов, Исследование турбины Банки в лаборатории Санири, 1939.

ГЛАВА ПЯТАЯ

НОМЕНКЛАТУРА МАЛЫХ ТУРБИН В СССР

В связи с необходимостью планирования производства турбин при широком развитии строительства колхозных ГЭС в соответствии с реальными потребностями и необходимостью замены старых конструкций более совершенными и экономичными ВИГМ и ЛМЗ была разработана нормальная номенклатура реактивных турбин для СССР, которая в наибольшей степени должна удовлетворять естественным условиям возможных схем малых и средних ГЭС. Номенклатура охватывает как малые, так и крупные ГЭС. Ниже рассматривается часть номенклатуры, обеспечивающая малые и средние по мощности ГЭС.

Учитывая широкое применение реактивных турбин, в первую очередь была разработана номенклатура этих турбин. ВИГМ подготавливается также и номенклатура для малых ковшевых турбин. В основу номенклатуры были положены изученные ранее лучшие типы и серии рабочих колес турбин, которые подвергались подробным лабораторным испытаниям для уточнения их характеристик и коэффициентов кавитации в различных условиях работы. Таким образом, номенклатурные турбины имеют исчерпывающие характеристики, позволяющие устанавливать Q , n , h , и η при заданном диаметре рабочего колеса, а установочные чертежи этих турбин облегчают компоновку зданий гидростанций.

При разработке номенклатуры советского турбиностроения стремились к возможно меньшему числу размеров и конструкций для удешевления их серийного производства. При

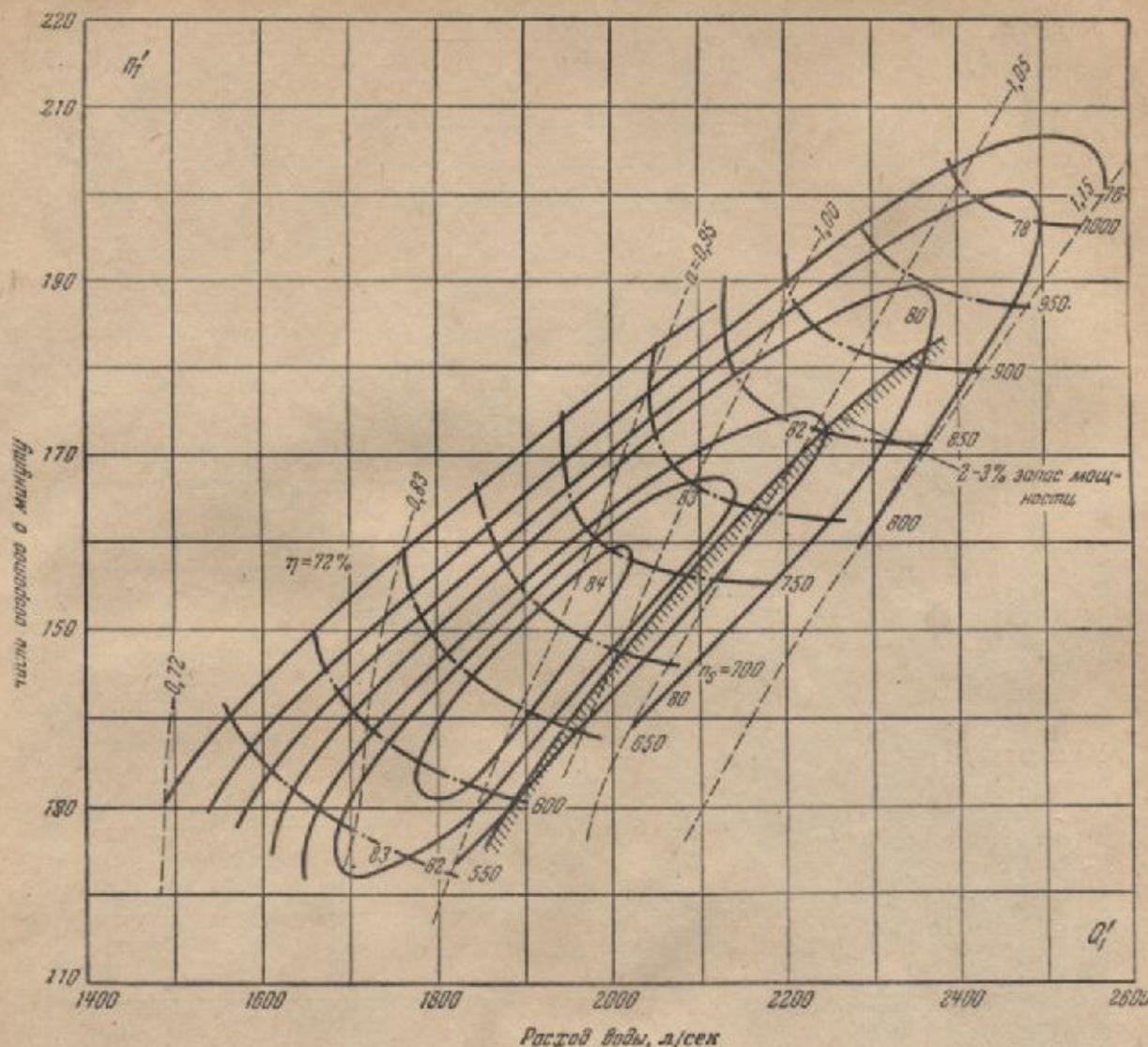
этом необходимо было обеспечить возможность подбора номенклатурной турбины для всех случаев практики. По номенклатуре в ряде случаев представляется возможность иметь даже несколько вариантов гидромеханического оборудования.

Отбор типов турбин для номенклатуры производился с учетом соблюдения следующих основных требований:

1. Наибольшие величины к. п. д. в оптимальном режиме работы.
2. По возможности малое снижение к. п. д. при отклонении условий работы турбины от ее оптимального режима (Q , N и n).
3. Умеренное разгонное число оборотов $n_{\frac{1}{2}}$.
4. Хорошие противокавитационные свойства, позволяющие принимать достаточную высоту всасывания.
5. Возможно большие удобства изготовления турбин, их небольшие вес и стоимость.

Созданная номенклатура координирует производство малых турбин и облегчает их проектирование. Одновременно номенклатура позволяет наметить очередность освоения типовых конструкций турбин и правильно распределить изготовление их по отдельным турбинным заводам с учетом технологии производства.

Максимальные быстроходности реактивных турбин, включенных в номенклатуру, находятся в пределах от 80 до 750, нормальная же быстроходность (соответствующая v_{\max}) не превышает 630, что, вообще говоря, не исчерпывает возможностей в этом отношении. Учитывая, что значительное большинство колхоз-



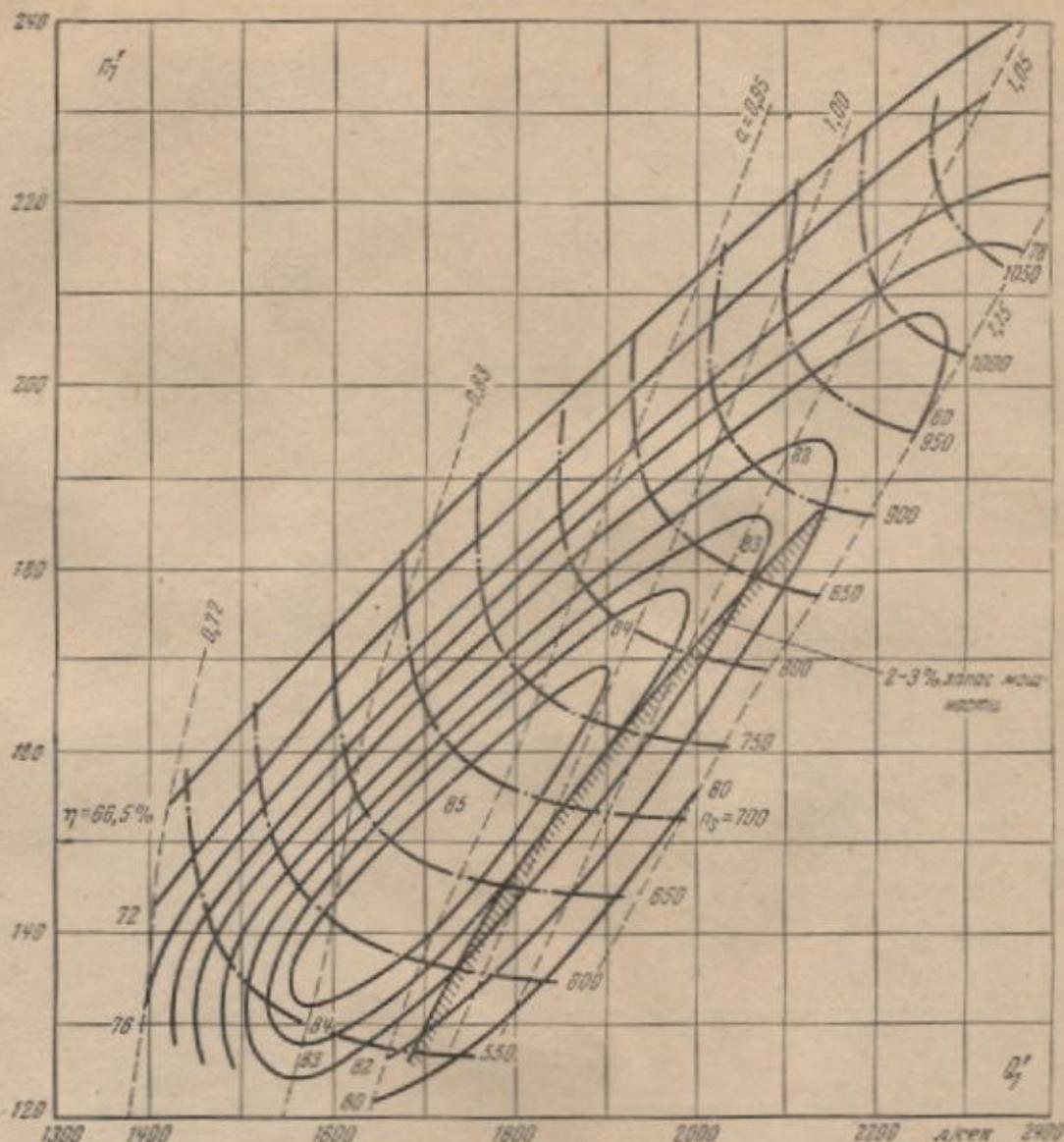
Фиг. 73. Универсальная характеристика турбины ПрК 70-ВО при $\varphi = +10^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. Коэффициент полезного действия приведен к $D_1 = 800$ м.м.

ных гидроэлектростанций будет иметь напоры, не превышающие 4 м, необходимо стремиться использовать предельно высокие быстроходности для сокращения передаточных устройств к генераторам и размеров самих турбин, а следовательно, и размеров зданий гидроэлектростанций.

Однако следует иметь также в виду, что с повышением n , падает к. п. д. и ухудшается рабочая характеристика турбин. Поэтому при высоких быстроходностях целесообразно применение турбин с поворотными рабочими лопастями, учитывая, что в малых ГЭС часто придется устанавливать всего лишь один агрегат при значительном колебании нагрузки на него.

Разработанная номенклатура реактивных турбин для малых мощностей основана на применении радиально-осевых и пропеллерных турбин с неподвижными лопастями. Турбины с поворотными рабочими лопастями предусмотрены только для крупных агрегатов. Надо полагать, что в дальнейшем они будут распространены и на малые мощности, возможно при облегченной конструкции регулирующих устройств.

Число серий турбин в номенклатуре равно 15. Под серией понимаются подобные турбины, имеющие одинаковую быстроходность и конструкцию рабочего колеса при одинаковом



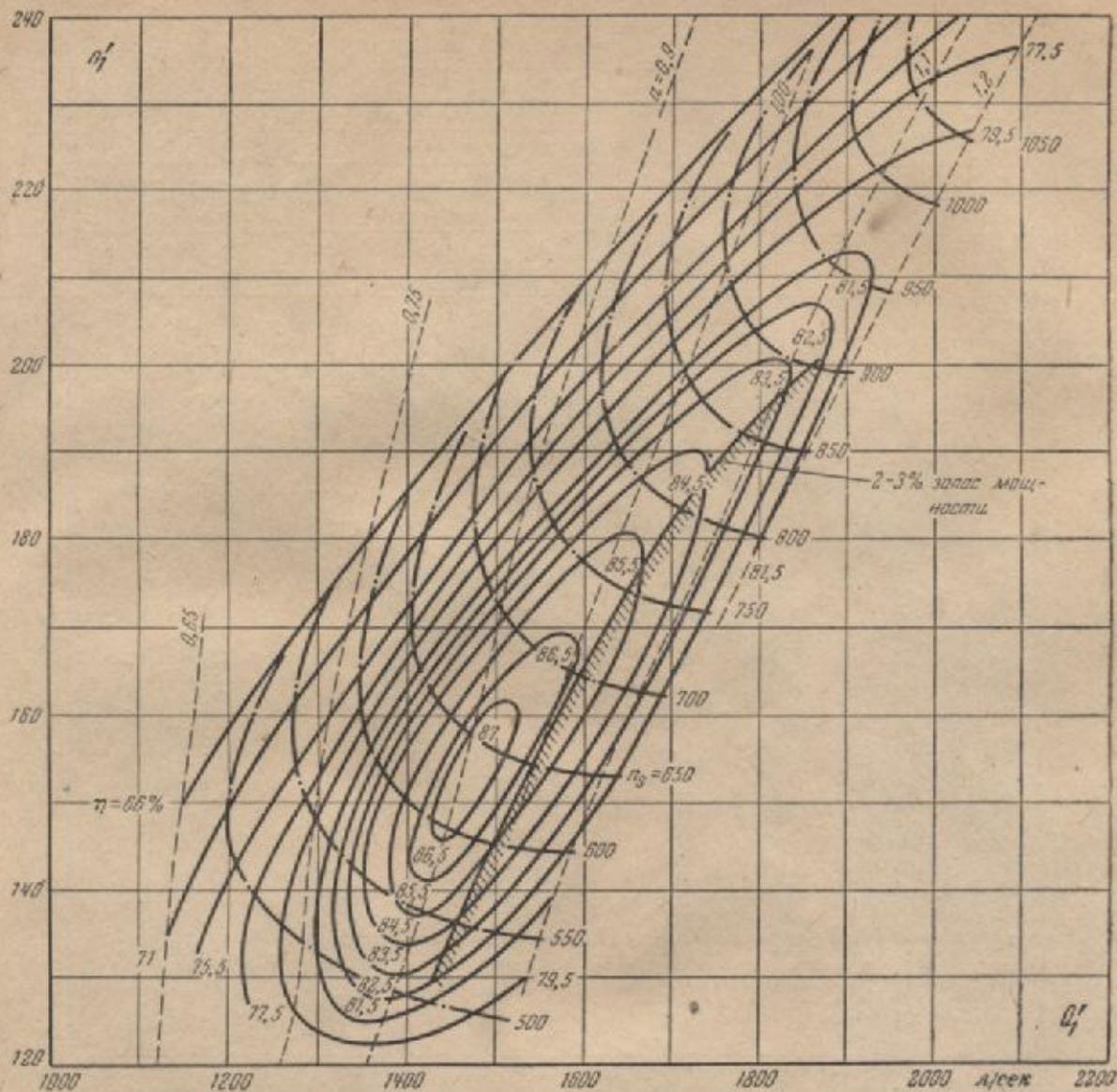
Фиг. 74. Универсальная характеристика турбины ПрК 70-ВО при $\varphi = +5^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 800$ мм.

положении вала турбины в одинаковых камерах. В разработанной номенклатуре принята следующая маркировка, состоящая из трех обозначений, характеризующих турбину:

1) типа рабочего колеса: радиально-осевые турбины — типа Френсис — Ф, пропеллерные — Пр, пропеллерные, полученные путем упрощения турбин с поворотными лопастями — типа Каплан — ПрК, турбины с поворотными лопастями — типа Каплан — К, струйно-ковшечные — типа Пельтон — П, Банки — Б; следующая за первым буквенным обозначением цифра показывает номер рабочего колеса;

2) конструктивного выполнения турбины, определяющего положение вала: вертикальный — В, горизонтальный — Г и типа камеры: открытой — О, бетонной спиральной — Б, металлической спиральной — М и котельной фронтальной — Ф; 3) диаметра рабочего колеса в сантиметрах.

Так, например, марка Пр К70-ВО-59 обозначает пропеллерную турбину с рабочим колесом типа К70, на вертикальном валу (В) при открытой турбинной камере (О) с диаметром рабочего колеса 59 см. Марка Ф300-ГО-59



Фиг. 75. Универсальная характеристика турбины ПрК 70-ВО при $\psi = 0$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 800$ мм.

обозначает радиально-осевую турбину с рабочим колесом типа Ф300 на горизонтальном валу в открытой камере с диаметром рабочего колеса 59 см.

Если в номенклатуру малых реактивных турбин включить турбины с диаметром до 160 см, рекомендуемые еще для открытых камер, то общее количество типоразмеров составит 65. Номенклатура малых турбин приведена в табл. 11.

Соотношение основных размеров номенклатурных турбин и рекомендуемые ВИГМ рас-

четные коэффициенты кавитации приводятся в табл. 12.

Рекомендуемые пределы применения номенклатурных турбин по напорам и мощностям, не являющиеся, однако, строго обязательными, приводятся в табл. 13.

Ориентировочные веса номенклатурных турбин приведены в табл. 14, где они даются в зависимости от напора.

Универсальные характеристики турбин, включенных в номенклатуру, представлены на фиг. 41 и 73—89. Эти характеристики построены

Таблица 11

Диаметр рабочего колеса D_1 , см	Система турбины									
	Пропеллерная (ПР)		Радиально-осевая (Френсис)							
	Тип рабочего колеса									
	ПрК70	ПрК245	Ф300	Ф123	Ф100	Ф82	Ф60	Ф13 или 15	Ф128	
	Быстроходность (предельная)									
750	550	305	300	230	200	150	130, 120	80		
Конструктивное исполнение										
30	—		(ГФ)	—	—	—	—	ГМ		
35	ВО		(ГО); ГФ ¹	—	—	—	—	(ГМ)		
42	—		ВО; ГО; ГФ	—	—	ГМ		ГМ		
46	ВО		—	—	—	—	—	—		
50	—		ВО; ГО; ГФ	—	—	ГМ		ГМ		
59	ВО		ВО; ГО; ГФ	—	—	(ГМ)		(ГМ)		
71	—	ВО	ВО; ГО; ГФ	—	—	ГМ		ГМ		
80	ВО	—	—	—	—	—	—	—		
84	—	ВО	ВО; ГО; ГФ	ВМ	ВМ	(ГМ)		(ГМ)		
100	ВО	ВО; ВБ	ГФ	ВМ	ВМ	ГМ, ВМ	ВМ	ГМ, ВМ	ВМ	
120	ВО	ВО; ВБ	—	ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	
140	(ВО)	ВО; ВБ	—	ВМ	(ВМ)	(ВМ)	(ВМ)	(ВМ)	(ВМ)	
160	ВО	ВО; ВБ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	

¹ Турбины типа ГФ выполняются как для низких, так и для высоких наворов для всех серий Ф300.

Примечание. Типоразмеры, указанные в скобках, также могут изготавливаться, но пока их не рекомендуется применять, учитывая известную очередность освоения производства турбин.

Таблица 12

Система турбины	Пропеллерная		Радиально-осевая (Френсис)							
	Пр К70	ПрК 245	Ф300	Ф123	Ф100	Ф82	Ф60	Ф13	Ф15	Ф128
Быстроходность n_s										
нормальная	630	490	300			190		110		
предельная	750	550	305	300	230	200	150	120		80
Допустимый коэффициент кавитации	1,7—1,6	0,5—0,35	0,35	0,22	0,15	0,11	0,091	0,10	0,09	0,04—0,05
Относительный диаметр выхода ($D_2 : D_1$)	1,0	1,0	1,09	1,08	1,09	1,02	1,0	0,71	0,71	0,573
Относительный диаметр втулки ($d : D_1$)	0,35	0,40	—	—	—	—	—	—	—	—
Относительная высота направляющего аппарата ($B_1 : D_1$)	0,416	0,416	0,40	0,35	0,30	0,20	0,20	0,105	0,105	0,083

Примечание. Для пропеллерных турбин даны пределы коэффициента кавитации в связи с возможным изменением положения лопастей ротора (угол φ может задаваться $+10$ до -10° от некоторого положения лопастей, принятого за основное, когда считается угол $\varphi = 0^\circ$).

Пределы применения номенклатурных турбин по напорам и мощностям, рекомендуемые ВИГМ

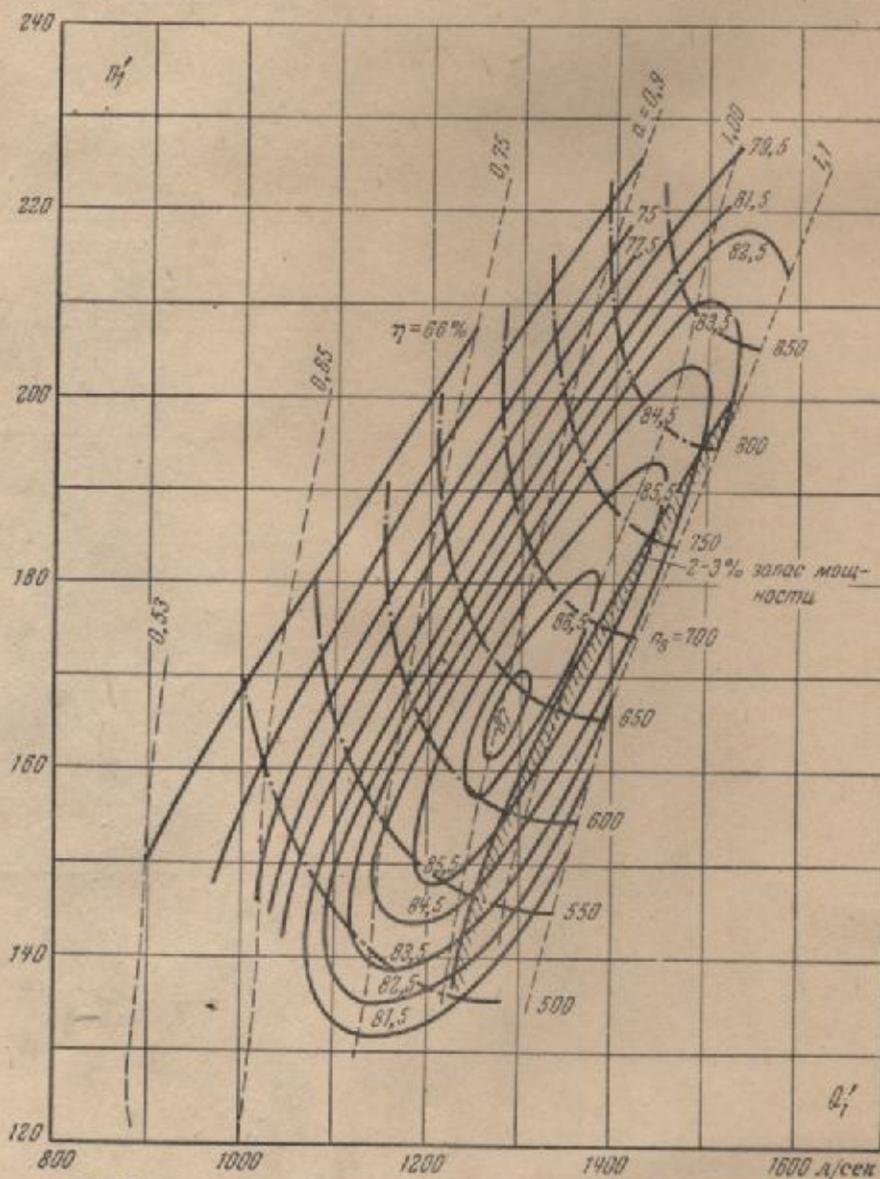
Серия турбин	Пределы применения по:	Диаметры турбин, см												
		30	35	42	46	50	59	71	80	84	100	120	140	160
ПКХ70-ВО	Напор, м Мощность, квт	—	3,5—5,0 10—20	—	2,25—5,0 10—35	—	1,6—5,0 10—58	—	1,5—5,0 10—105	—	1,5—6,0 18—250	1,5—6,0 28—320	—	1,5—6,0 35—500
ПКХ45-ВО	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	4,0—10,0 30—175	—	—	4,0—8,0 45—250	4,0—8,0 52—365	4,0—8,0 130—510	4,0—9,0 175—660
ПКХ45-ББ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,5—20 133—1 025	6,5—20 190—1 450	6,5—20 275—3 000	6,5—20 375—2 500
Ф300-ВО	Напор, м Мощность, квт	—	—	3,00—6,0 10—28	—	3,0—6,0 10—40	3,0—6,0 15—57	3,0—6,0 21—84	—	—	3,0—6,0 30—115	—	—	—
Ф300-ГО	Напор, м Мощность, квт	—	3,8—6,0 10—20	3,0—6,0 10—28	—	3,0—6,0 10—40	3,0—6,0 15—58	3,0—6,0 21—85	—	—	3,0—6,0 30—115	—	—	—
Ф300-ГФ	Напор, м Мощность, квт	4,7—25 10—123	4,5—25 10—168	4,5—25 13—248	—	4,5—25 10—350	4,5—25 41—500	4,5—25 57—720	—	—	4,5—25 86—1 000	—	—	—
Ф113-ББ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф153-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф100-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф82-ГМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	2,0—6,5 75—640	—	2,0—6,5 110—600	3,0—6,5 155—1 275	2,0—6,5 220—1 875	—	—	2,0—6,5 30—65	2,0—6,5 450—3 500	2,0—6,5 1 650—5 200	2,0—6,5 1 650—6 900
Ф62-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф60-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф13-ГМ	Напор, м Мощность, квт	16—40 15—73	16—40 18—180	16—85 25—450	—	16—85 37—630	55—85 330—900	55—85 470—1 300	—	—	55—85 700—1 875	—	—	—
Ф15-ГМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	70—110 170—760	70—110 385—1 070	70—110 550—1 525	—	—	70—110 730—2 200	—	—	—
Ф15-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ф125-ВМ	Напор, м Мощность, квт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. При установлении пределов применения числа оборотов турбин принимались равными возможным числам оборотов генераторов трехфазного тока, учитывая возможность непосредственного соединения турбин и генераторов.

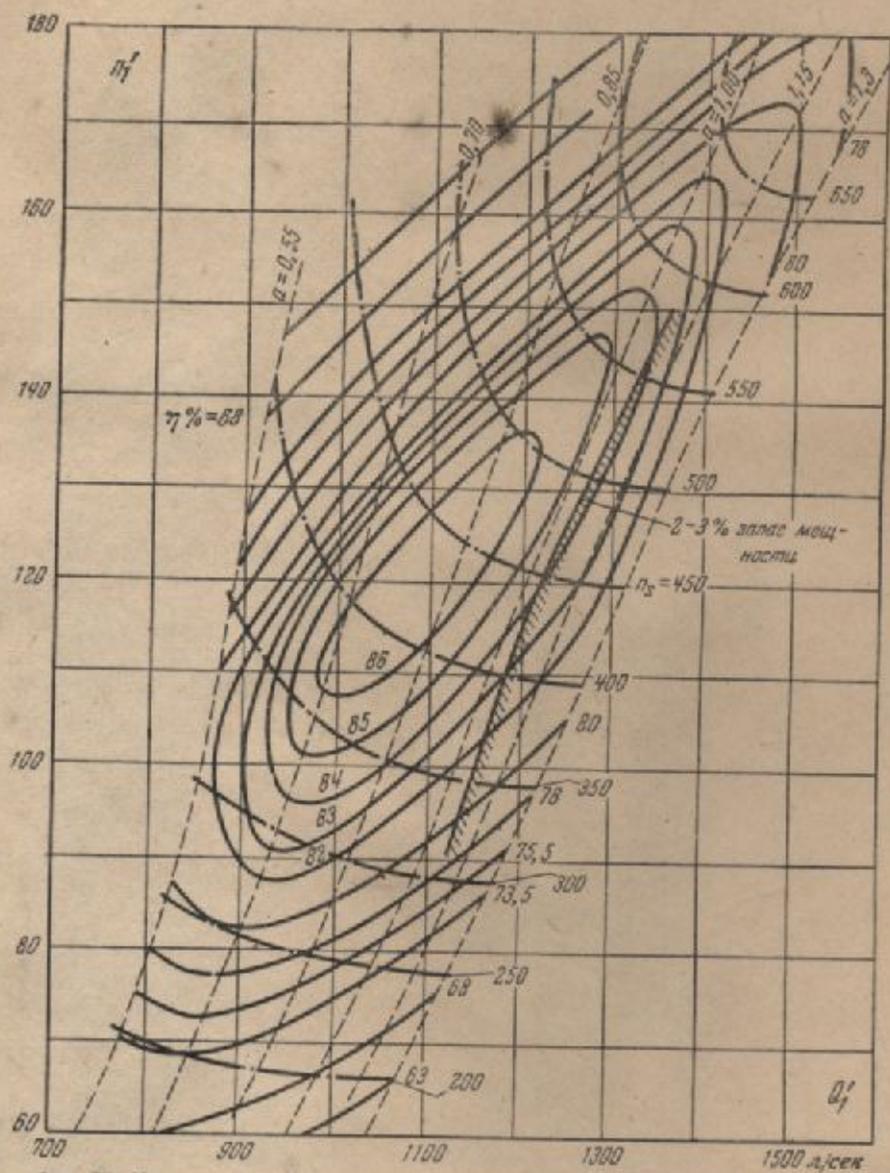
Веса комплект турбин, т

Таблица 14

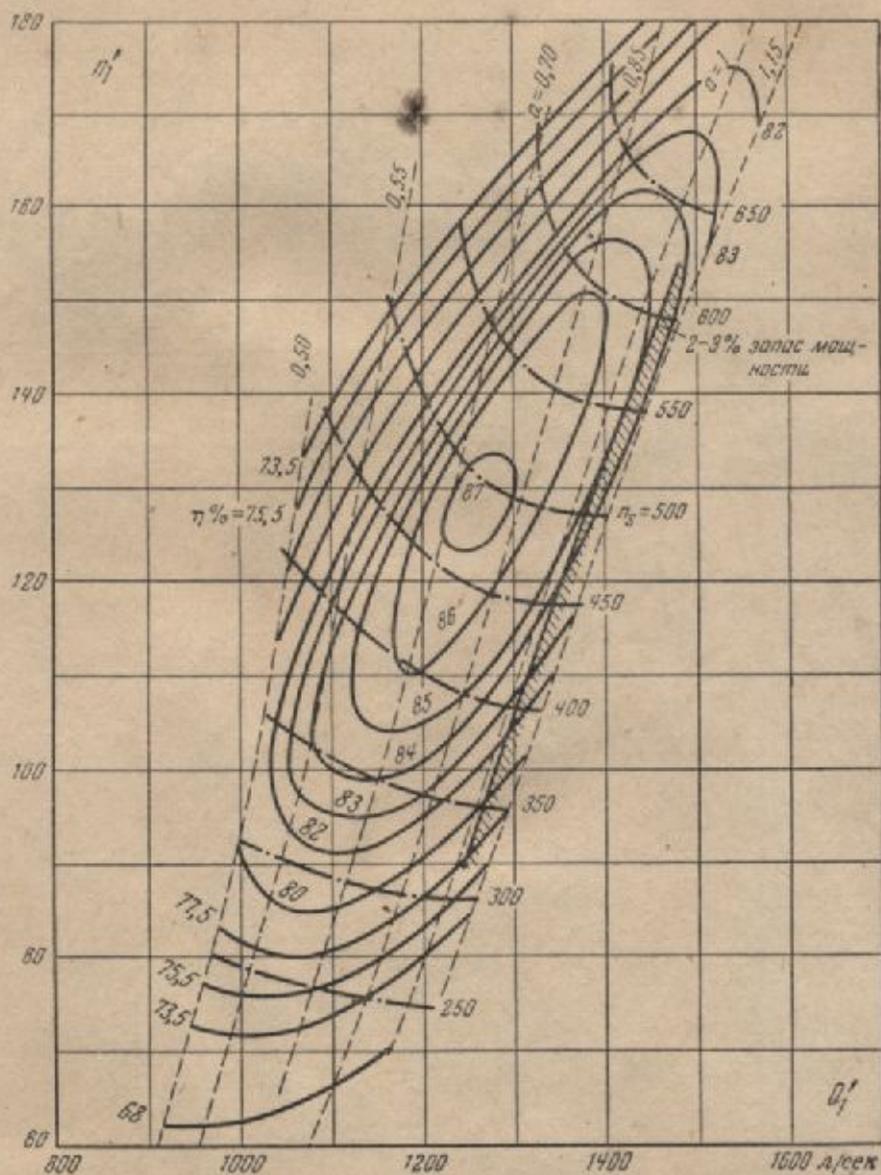
Диаметр турбины, см	Типо-конструкция									
	ПрК70-ВО		Ф300-ВО		Ф300-ГО		Ф300-ГФ		Ф82-ГМ	Ф15-ГМ
	для напоров Н, м									
	1,5	5,0	3,0	6,0	3,0	6,0	6	15		
30	—	0,55	—	—	—	—	—	—	—	2,30
35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,20
42	—	—	1,0	1,35	1,20	1,55	1,80	2,20	—	4,50
46	0,75	0,90	—	—	—	—	2,50	3,0	5,0	—
50	—	—	1,40	1,90	1,70	2,20	3,60	4,25	7,5	6,4
59	1,20	1,45	1,90	2,50	2,25	2,85	5,0	6,0	11,0	9,3
71	—	—	2,30	3,20	2,85	3,75	7,20	8,40	15,0	12,5
80	2,20	2,50	—	—	—	—	—	—	—	—
84	—	—	3,10	4,30	3,75	5,00	10,2	12,0	22,0	18,0
100	3,20	3,70	—	—	—	—	14,0	16,5	—	25,0
120	4,50	5,20	—	—	—	—	—	—	—	—



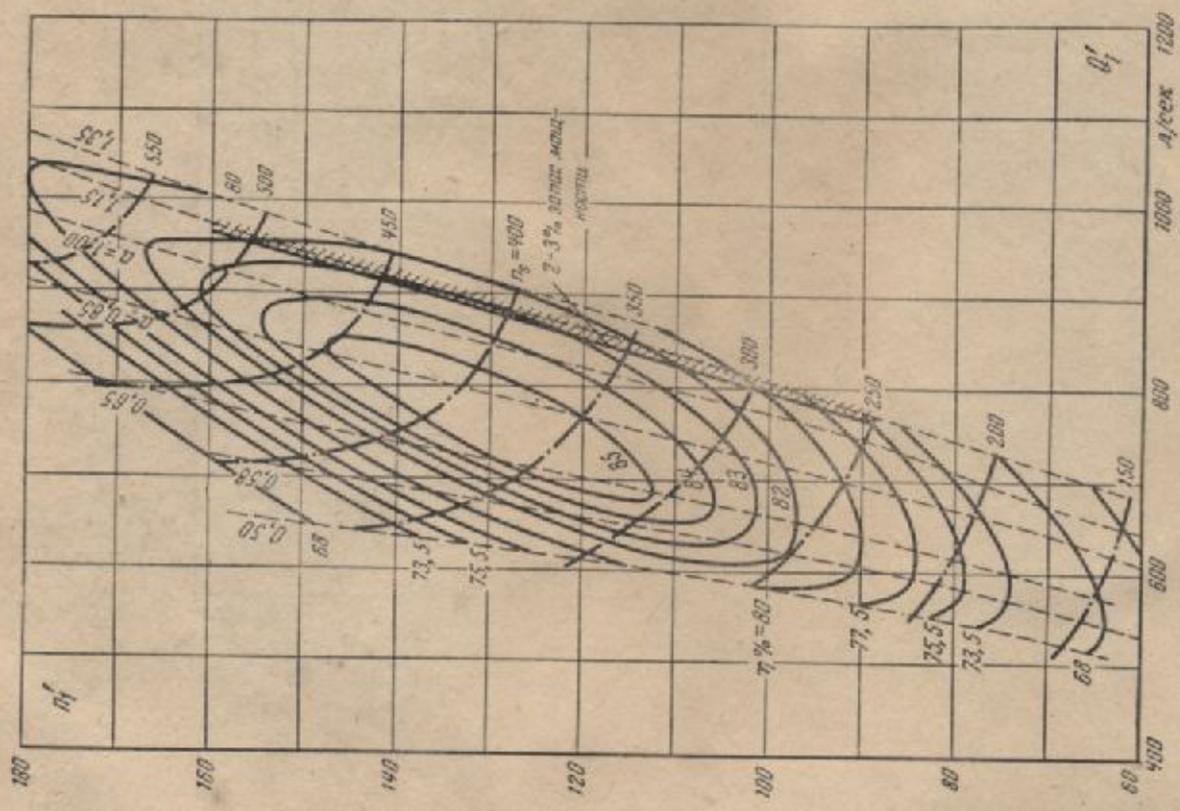
Фиг. 76. Универсальная характеристика турбины ПрК 70-ВО при $\varphi = -5^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. л. приведен к $D_1 = 800$ мм.



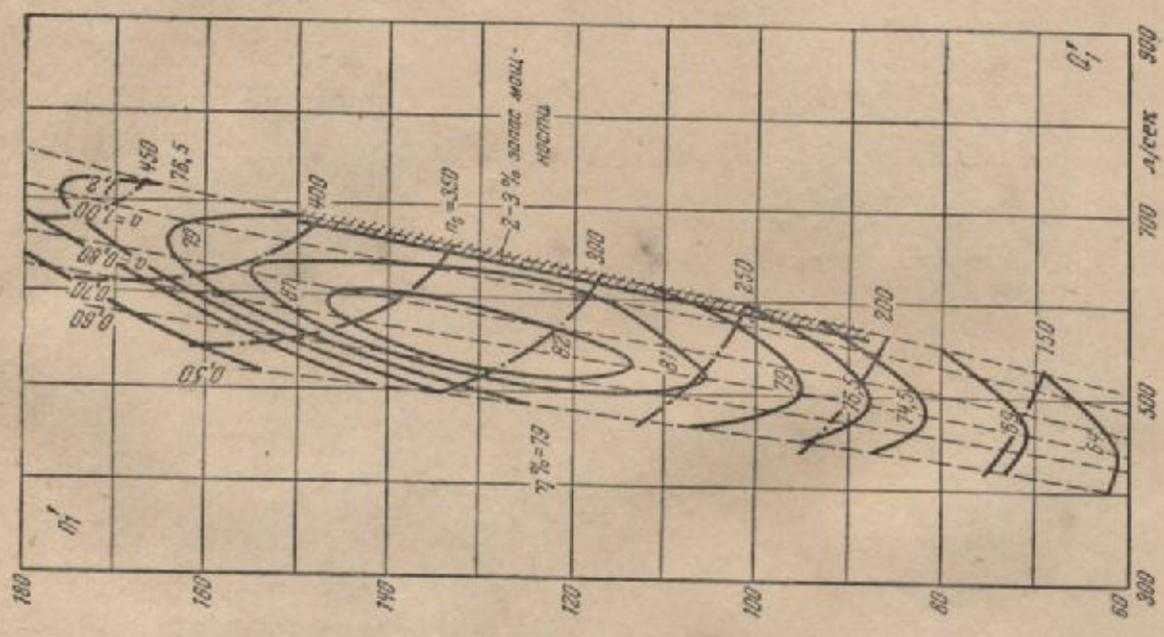
Фиг. 78. Универсальная характеристика турбины ПрК 245-В0 при $\varphi = +5^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 1000$ мм.



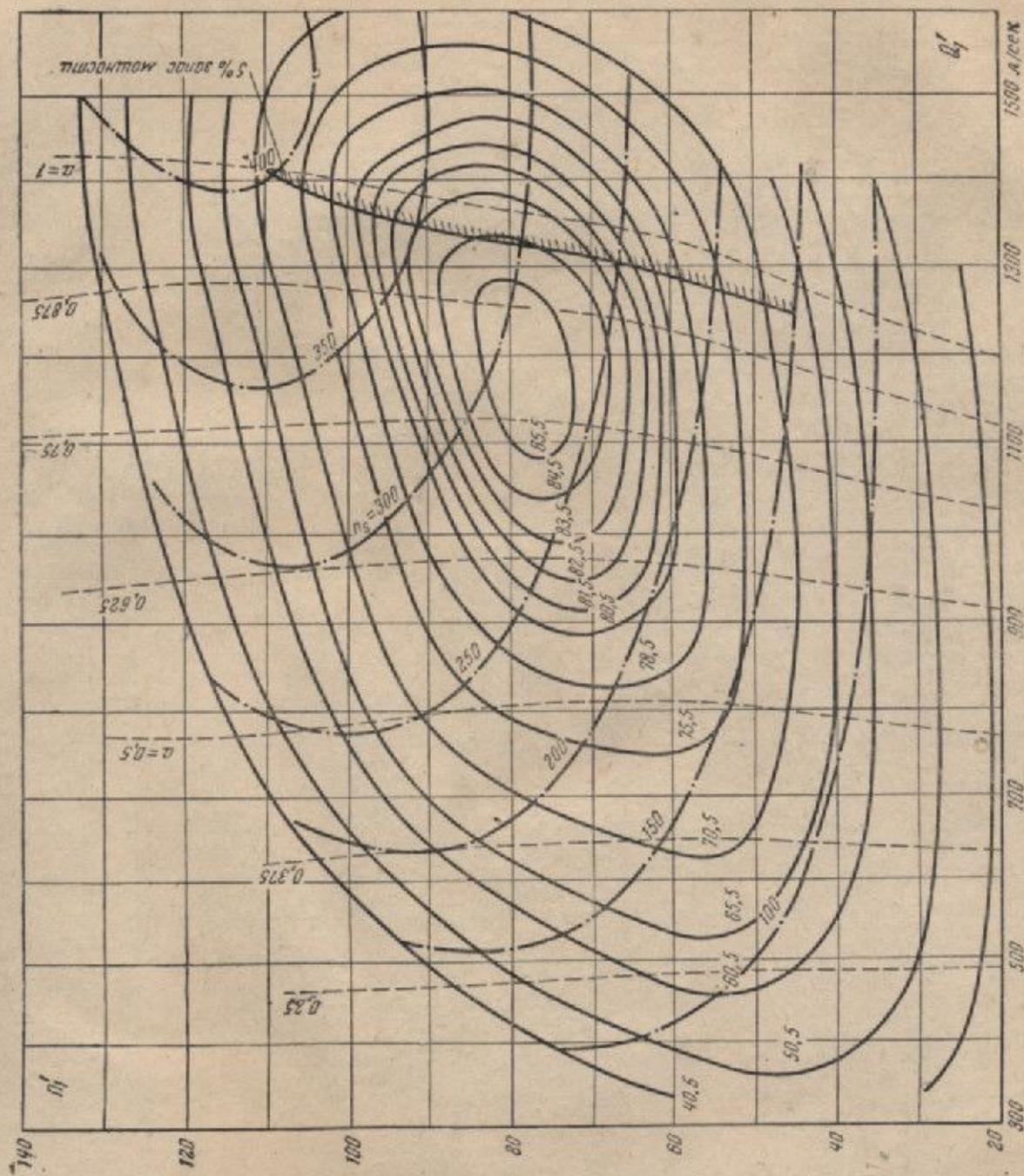
Фиг. 79. Универсальная характеристика турбины ПрК 245-ВО при $\varphi = 0^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 1000$ мм.



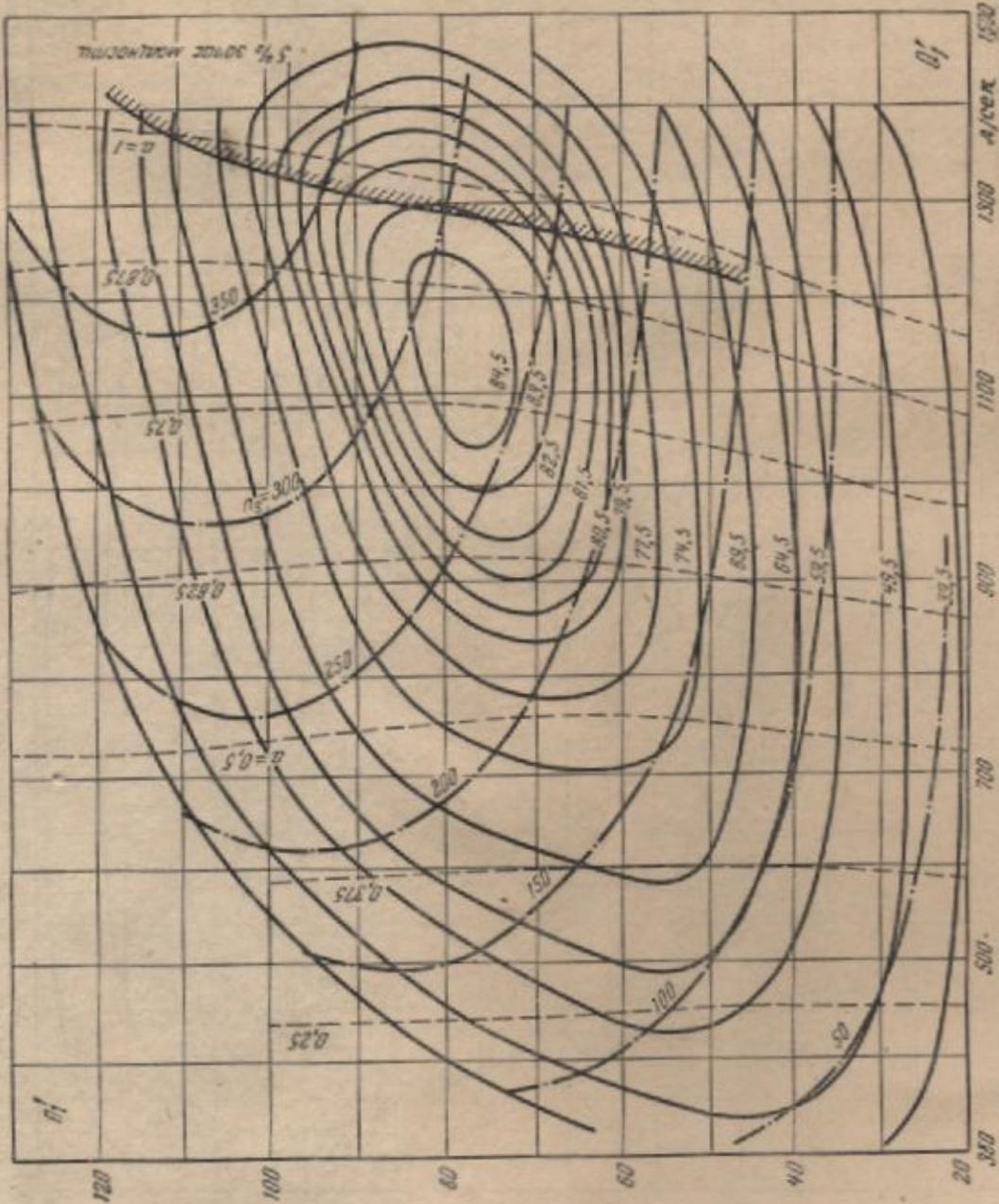
Фиг. 80. Универсальная характеристика турбины ПрК 245-ВО при $\psi = 5^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 1000$ мм.



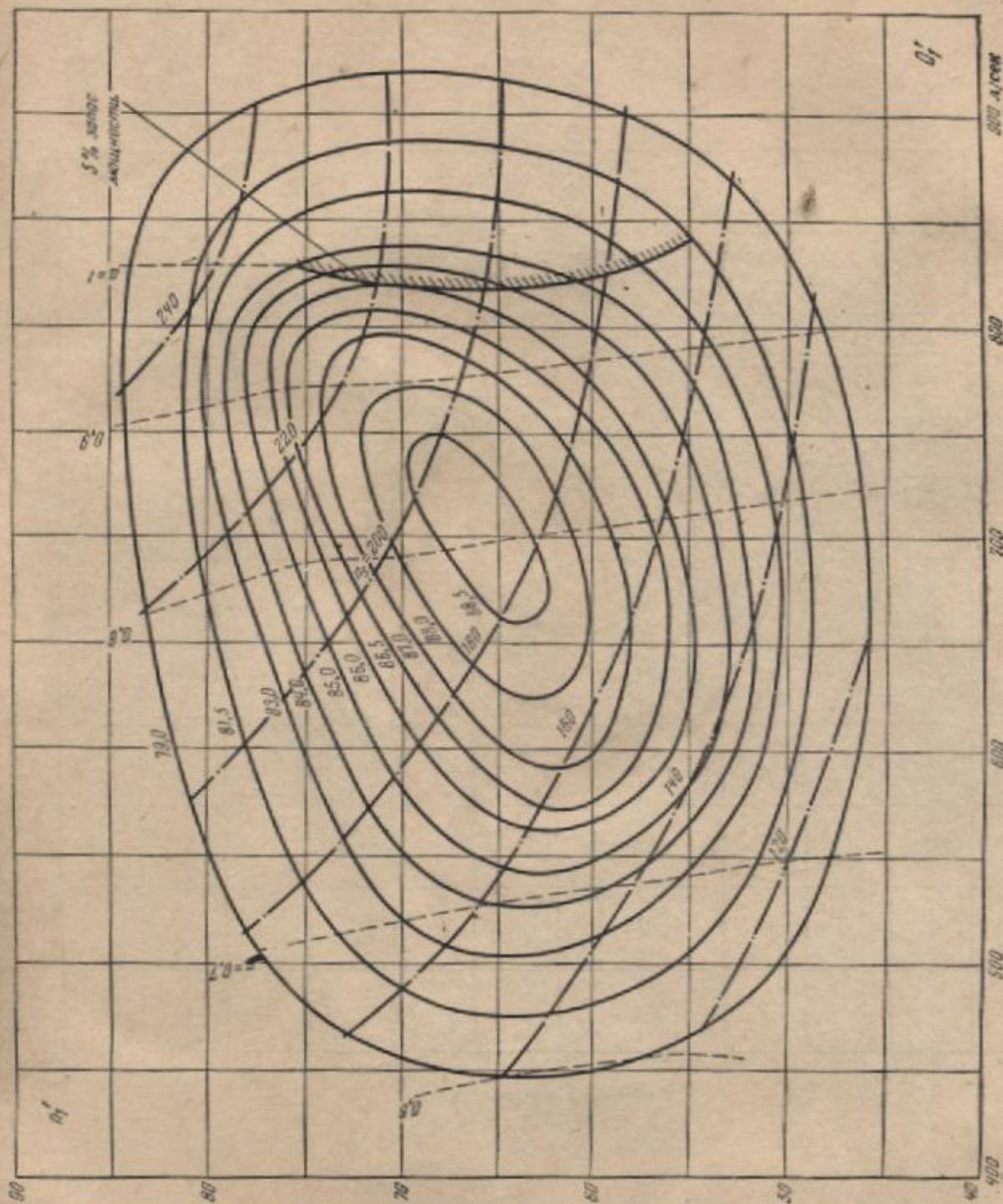
Фиг. 81. Универсальная характеристика турбины ПрК 245-ВО при $\psi = 10^\circ$ при изогнутой всасывающей трубе. К. п. д. приведен к $D_1 = 1000$ мм.

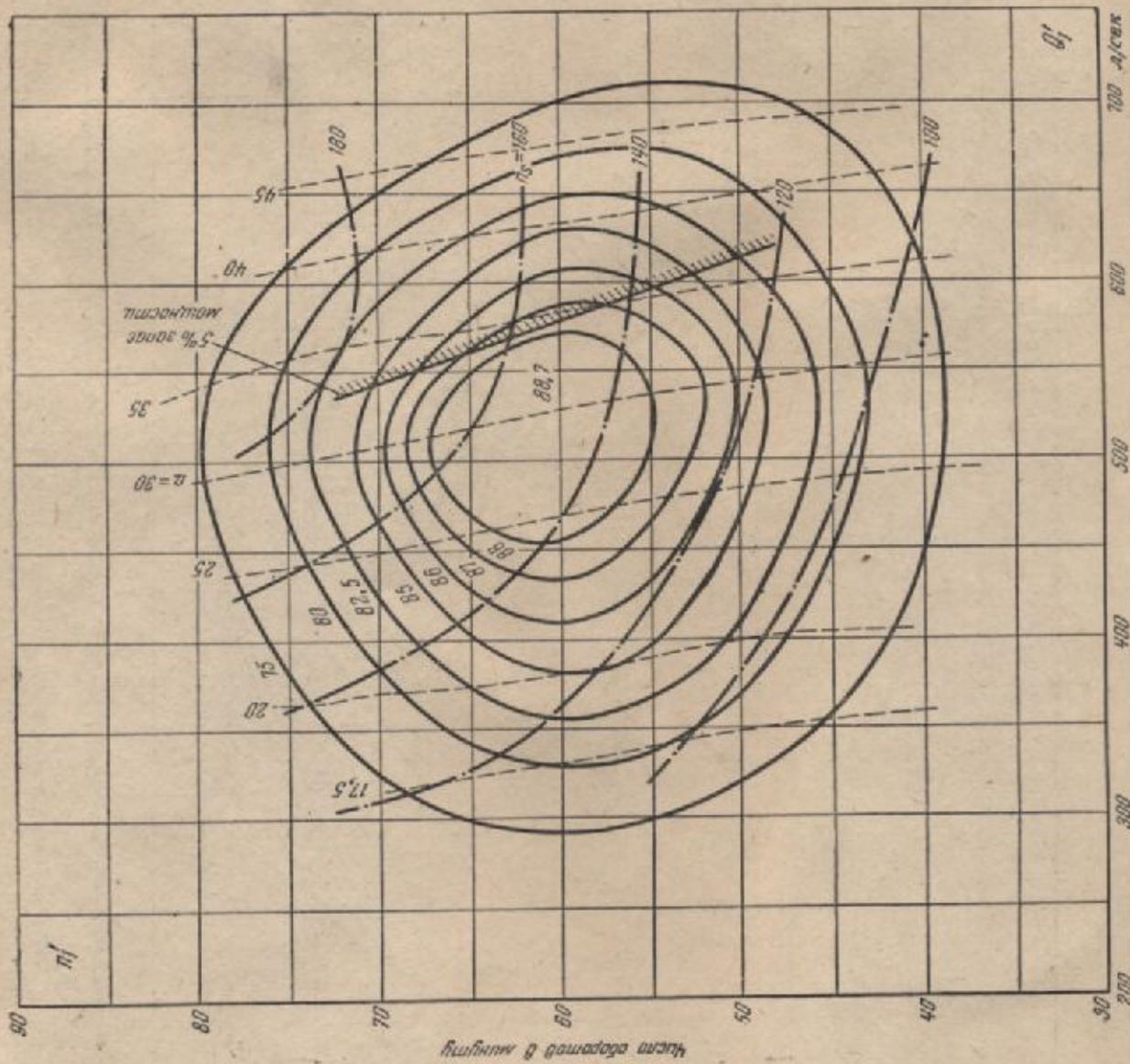


Фиг. 82. Универсальная характеристика турбины Ф 300-ГО при изогнутой всасывающей трубе.
К. п. д. приведен к $D_1 = 500$ мм.

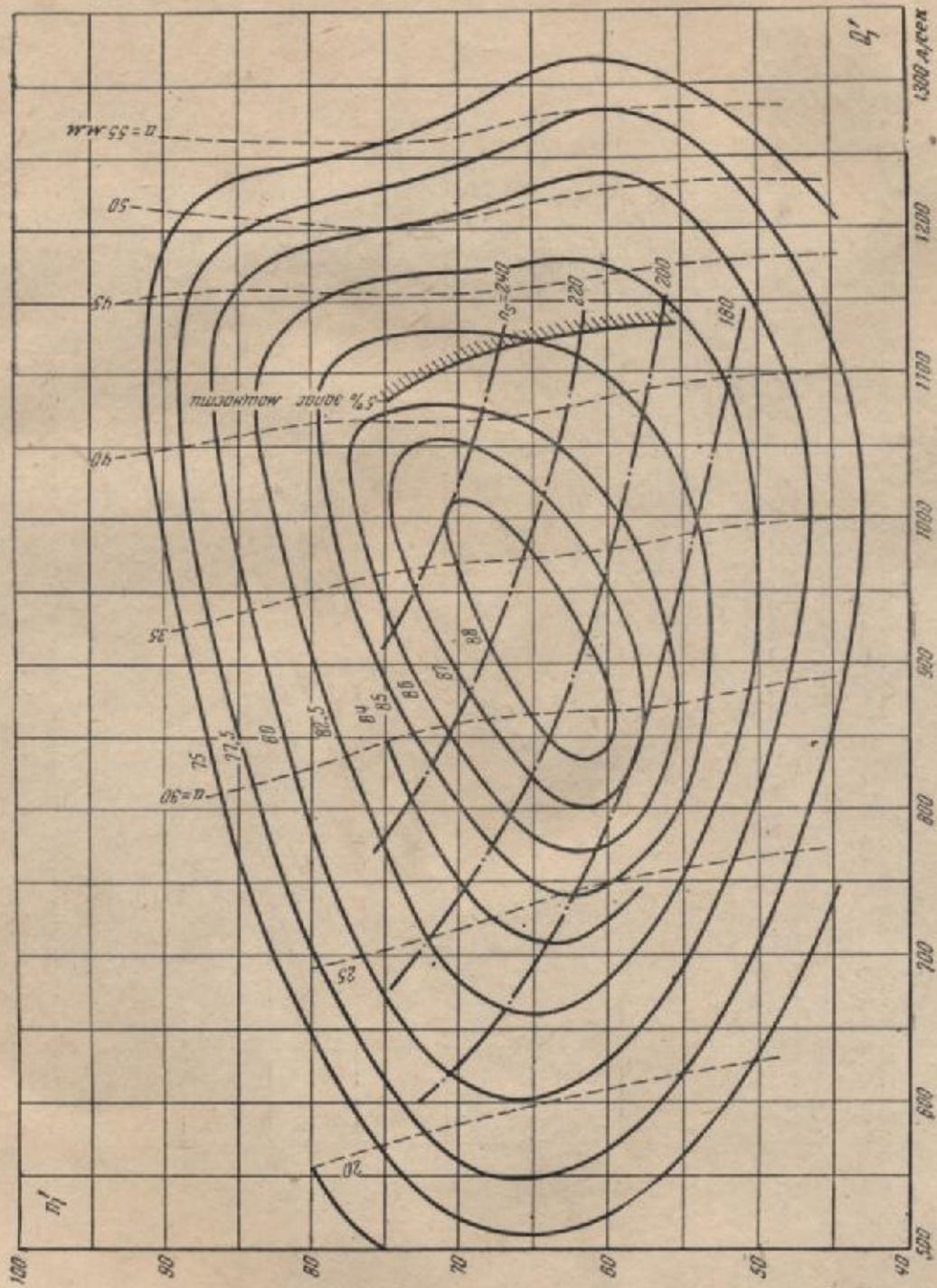


Фиг. 83. Универсальная характеристика турбины Ф 300-ГФ при изогнутой всасывающей трубе.
К. п. д. приведен к $D_1 = 500$ мм.

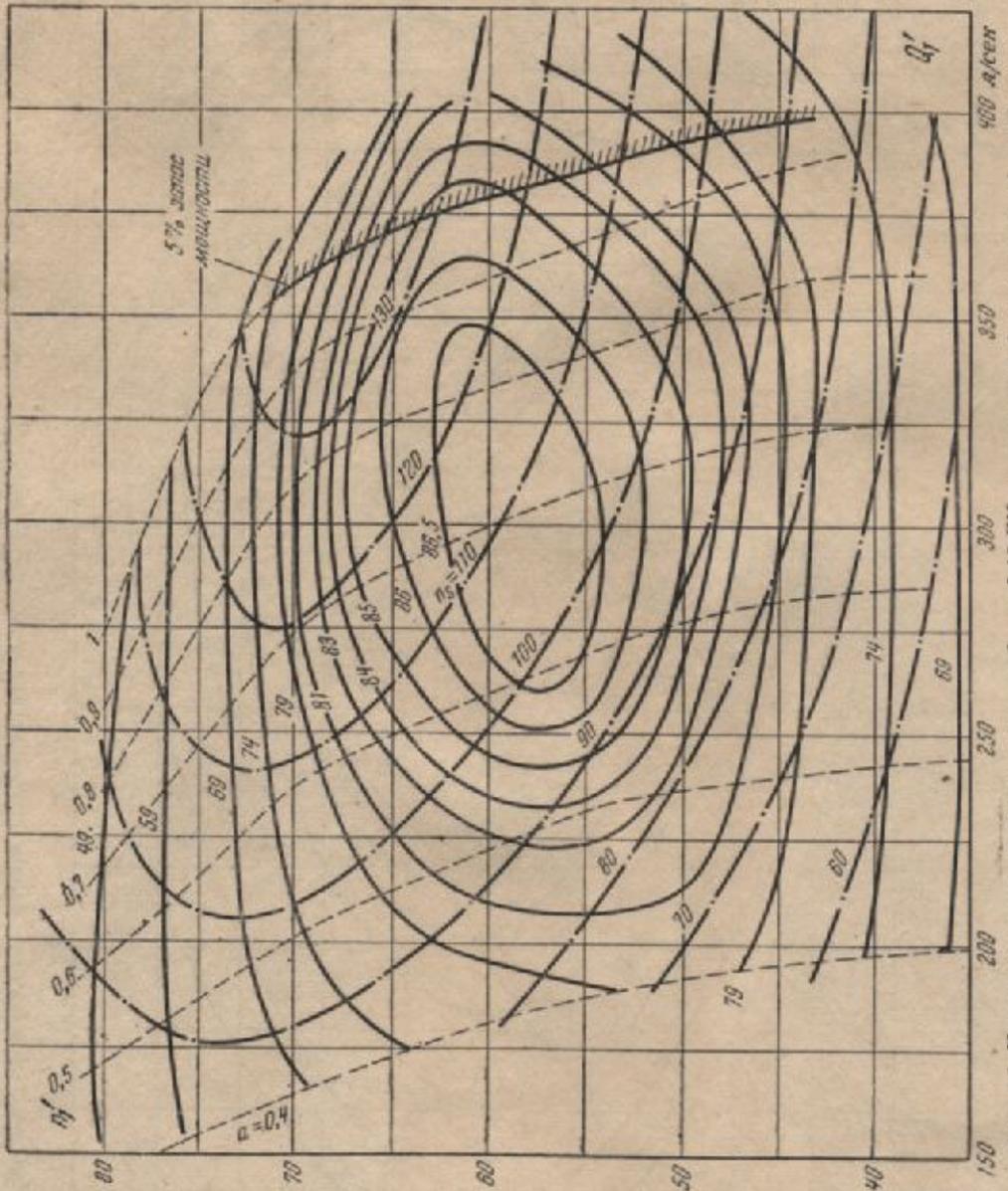




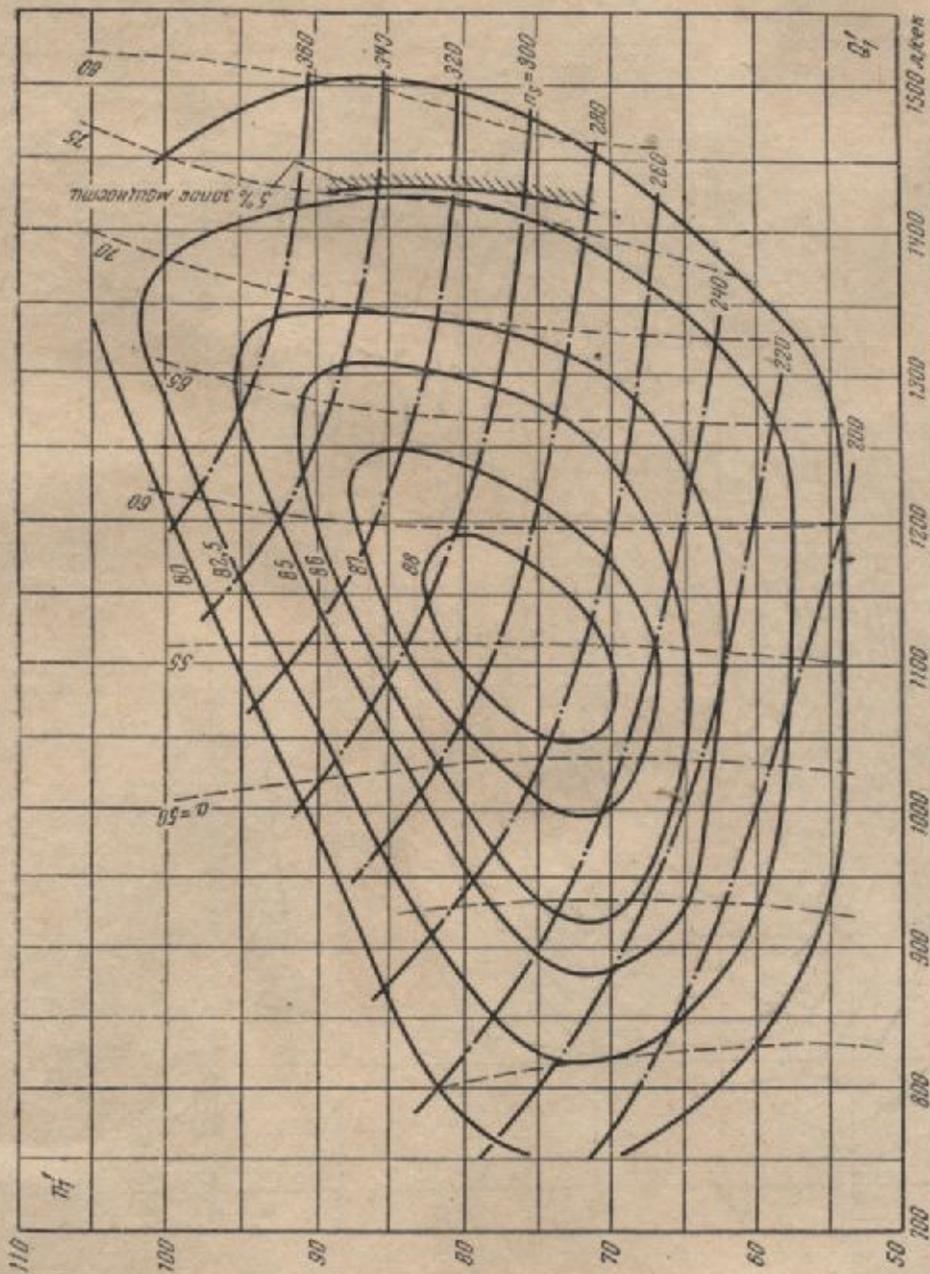
Фиг. 85. Универсальная характеристика турбины Ф 60-ВМ при прямой конической всасывающей трубе, К. п. д. приведен к $D_1 = 460$ мм.



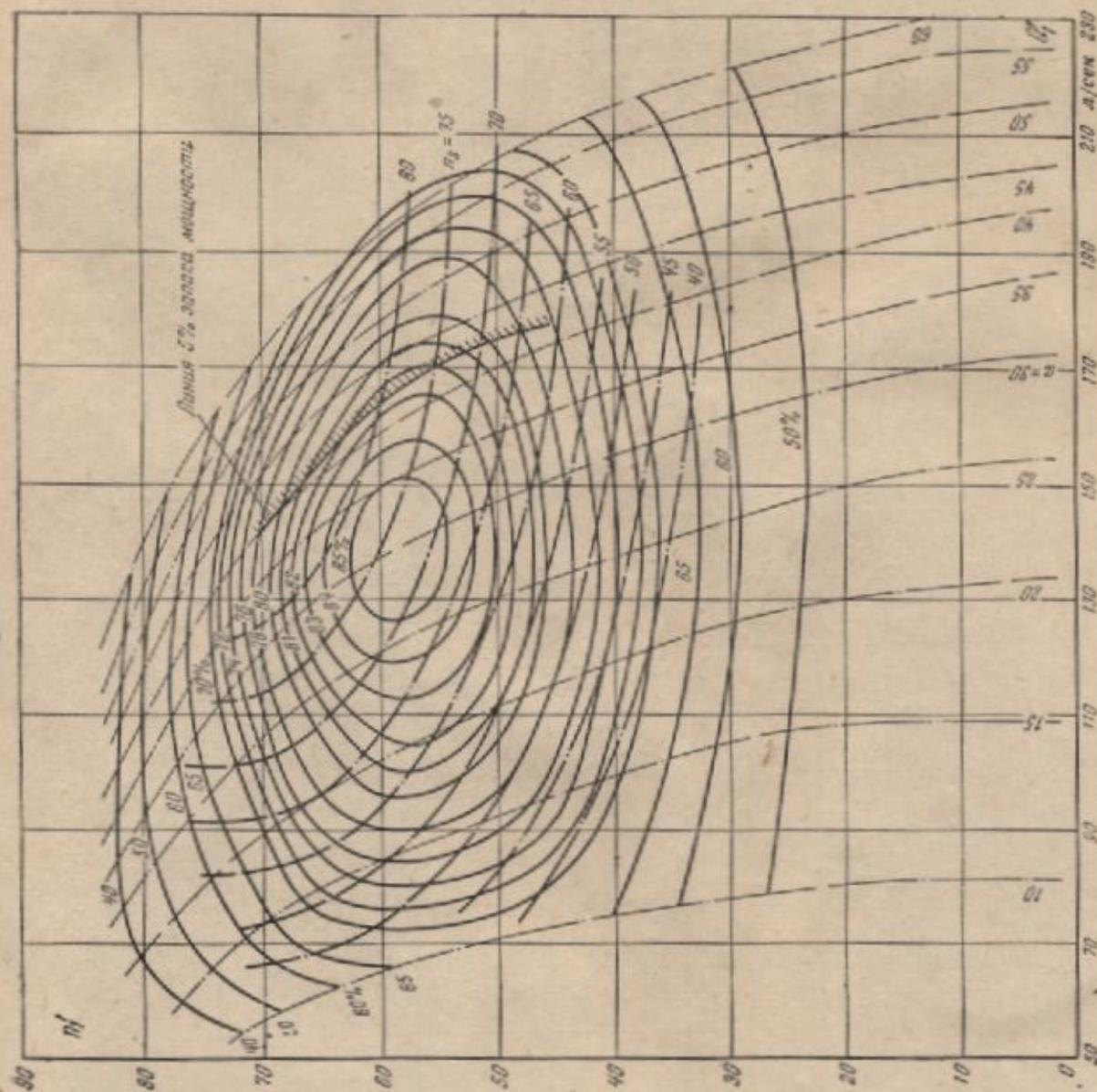
Фиг. 86. Универсальная характеристика турбины Ф 100-ВМ при прямой конической всасывающей трубе.
К. п. д. приведен к $D_1 = 460$ мм.



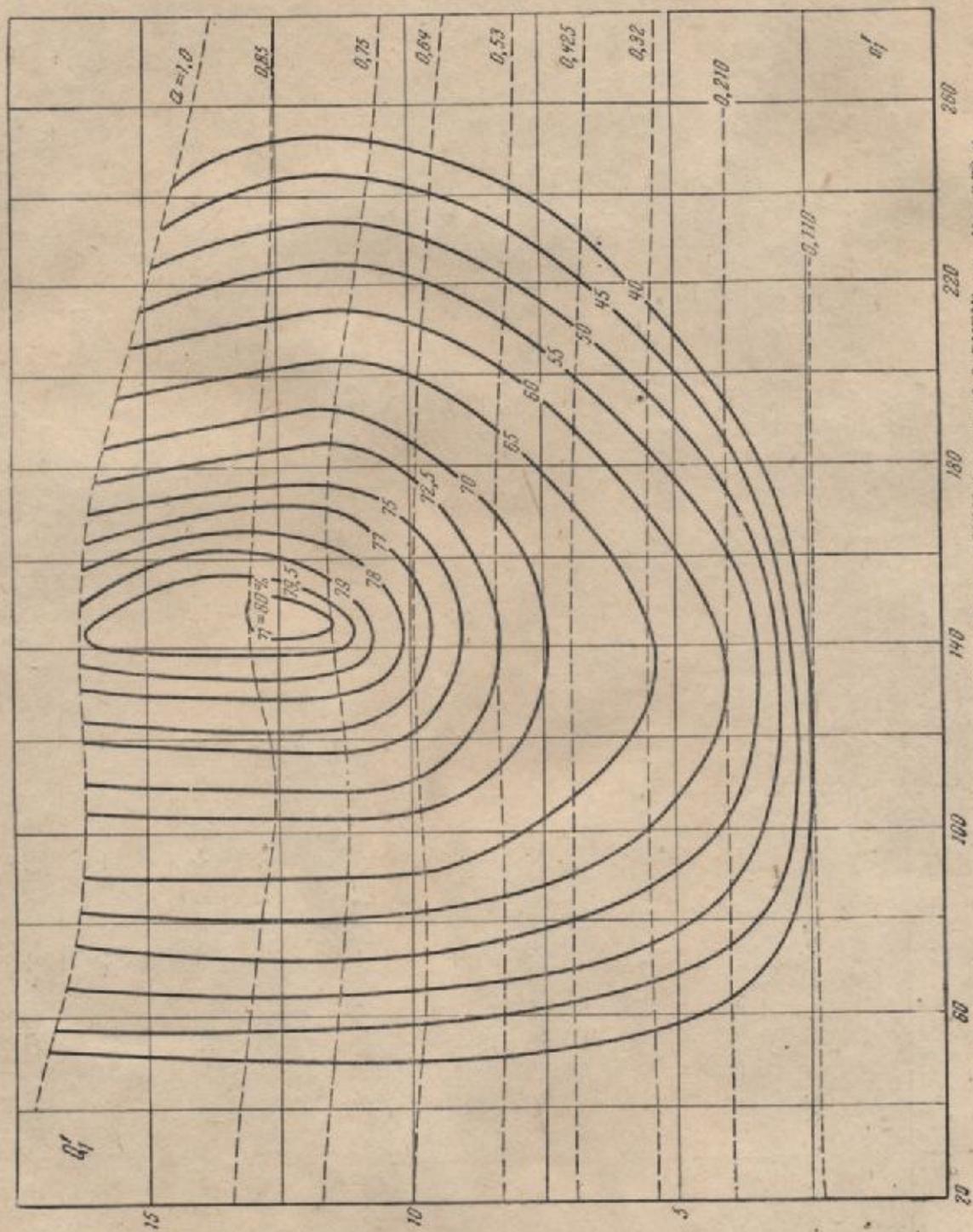
Фиг. 87. Универсальная характеристика турбины Ф 13.ГМ при изогнутой всасывающей трубе.
К. п. д. приведен к $D_1 = 420$ мм.



Фиг. 88. Универсальная характеристика турбины Ф 123-В0 при изогнутой всасывающей трубе.
К. п. д. приведен к $D_1 = 460$ мм.



Фиг. 80. Универсальная характеристика турбины Ф 128-110 при прямой конической всасывающей трубе.
К. п. л. приведен к $D_1 = 800$ мм.



Фиг. 90. Универсальная характеристика турбины Банки ВИГМ (колесо № 5 ВИГМ) для $D=0.28$ м.

Серийные турбины для малых гидроэлектростанций

Тип турбины	Тип рабочего колеса	Диаметр рабочего колеса, мм	Пределы применимости турбины			Число оборотов в минуту, об/мин	Привод генератора от турбины	Вес турбины, кг	Завод-изготовитель
			Напор H, м	Расход, м ³ /сек	Мощность, квт				
ВО-59	Ф20	594	1,5÷6,0	0,49÷0,98	6,7÷46	166÷333	Клино-ременная передача на вертикальный генератор	0,5	1) Московский завод Госсельэлектро 2) Завод им. Коллошенко, г. Челябинск 3) Уральский завод гидромашиностроения 4) Мастерские Сельэлектро, г. Челябинск 5) Завод Министрства электростанций, г. Алма-Ата 6) Завод им. Фрунзе, г. Фрунзе
ВО-60	Ф300	600	2,5÷5	0,55÷0,8	12÷40	250÷300	Полуперекрестный ремень на горизонтальный генератор	0,9	Уральский завод гидромашиностроения (Сысерть Свердловской обл.)
ВТ-2½	Ф300	600	2÷6,0	0,72÷1,25	12÷63,5	223÷302	Клино-ременная передача на вертикальный генератор	1,2	Бобруйский завод Министрства машиностроения и приборостроения БССР, г. Бобруйск
ВО-80	Ф123	800	2÷4,5	1,27÷1,83	20÷55	165÷183	Редуктор (зубчатая коническая пара в масляной ванне) и ременная передача на горизонтальный генератор	2,2	ЛМЗ имени Сталина г. Ленинград
ВТ-3½	Ф300	820	2÷5,2	1,35÷2,2	23÷104	150÷235	Клино-ременная передача на вертикальный генератор	2,3	Щелковский завод
ВО-84	Ф20	840	3÷6	1,27÷1,8	30,2÷85,5	185÷262	Редуктор (зубчатая коническая пара в масляной ванне) и ременная передача на горизонтальный генератор	0,9	Завод имени Молотова (Мотовилиха Пермской обл.)
ВТ-4	Ф300	920	1,5÷5	1,76÷3,2	19,5÷152	116÷230	Зубчатая коническая передача и ременный привод	3,0	Бобруйский завод Министрства местной промышленности
ВО-128	Ф300	1280	3÷7	4,0÷7,0	75÷360	150÷214	Поставляется с клино-ременной передачей на вертикальный генератор или с зубчатой конической передачей и ременным приводом	5,2	Уральский завод гидромашиностроения

I. Вертикальные радиально-осевые турбины для установки в открытой камере

II. Горизонтальные радиально-осевые турбины для установки в открытой камере

ГО-60	Ф300	600	3,5÷10	0,9÷1,8	26÷120	300÷128	Ременный привод	3,2	Уральский завод гидро-машиностроения
ГТ-21/2	Ф300	600	3,5÷5	0,9÷1,17	26÷59	245÷320	Ременный привод	2,0	Щелковский завод
ГО-80	Ф140	800	4÷10	1,6÷2,8	65÷240	250÷375	Ременный привод	6,0	Уральский завод гидро-машиностроения
ДГО-80*	Ф140	800	3÷10	2,3÷5,5	50÷150	214÷375	Ременный привод или эла-стичная муфта	12,5	То же
ГТ-31/2	Ф300	820	4÷5	1,8÷2,2	61÷152	191÷235	Ременный привод	4,0	Бобруйский завод Мини-стерства машиностроения и приборостроения, БССР

III. Горизонтальные радиально-осевые турбины в котельном кожухе с фронтальным подводом воды

ФТ-11/2	Ф300	360	6÷15	0,4÷0,63	19,5÷77	527÷535	Ременный, клино-ременный привод или непосредственное соединение с генератором	2,2	Ереванский механиче-ский завод
(ФТ-2)	Ф300	480	6÷15	0,71÷1,12	35÷138	395÷525	Ременный, клино-ременный привод или непосредственное соединение с генератором	3,9	Изготовлялась Ереван-ским механическим заводом; снята с производства
ГФ-42	Ф300	420	5÷25	0,5÷1,13	20,5÷229	413÷923	Непосредственное соедине-ние с генератором	5,5	Рижский турбомехани-ческий завод
ГФ-60	Ф300	600	10÷30	1,25÷2,8	90÷540	500÷750	Непосредственное соедине-ние с генератором	9,0	Уральский завод гидро-машиностроения
ГФ-80	Ф140	800	10÷30	2,1÷4,7	170÷1050	375÷500	Непосредственное соедине-ние с генератором	9,0	Уральский завод гидро-машиностроения
ГФ-84	Ф300	840	6÷25	2,29÷4,67	114,5÷973	229÷467	Ременный, клино-ременный привод или непосредственное соединение с генератором	—	Рижский турбомехани-ческий завод

IV. Горизонтальные радиально-осевые турбины в спиральной камере

(СТ-21/4) ГМ-42	Ф13 Ф1	450 420	20÷60	0,33÷0,57	55÷390	575÷990	Для непосредственного со-единения с генератором	5,0	Рижский турбомеханиче-ский завод
--------------------	-----------	------------	-------	-----------	--------	---------	---	-----	----------------------------------

V. Вертикальные пропеллерные турбины для установки в открытой камере

ВО-60	ПрК70	600	1,5÷5	0,76÷1,4	9,2÷56,6	326÷630	Клино-ременный привод	—	1) Щелковский завод 2) Завод имени Коллю-щенко, г. Челябинск
ВО-80	ПрК70	800	1,5÷5	1,35÷2,5	16,3÷100	250÷428	То же	—	1) Средазхиммаш, г. Цир-чинк 2) Щелковский завод
ВО-120	ПрК70	1200	2,0÷5,0	2,8÷6,5	42,5÷267	180÷285		5,1	Уральский завод гидро-машиностроения

* Изготавливается по специальному заказу.

для напора $H = 1$ м и $D_1 = 1$ м. Значения же к. п. д. на характеристиках пересчитаны с лабораторной модели на некоторые средние величины используемых в практике диаметров турбин, указанных на характеристиках. Это дает возможность принимать без пересчета величины к. п. д. при всех диаметрах малых турбин данного типа или серии, учитывая незначительность их изменения в пределах принятых для них диаметров колес¹. На универсальных характеристиках нанесены, кроме линий равных значений к. п. д., также линии равных значений коэффициента быстроходности n_s и открытия турбины a . Для турбин ПрК70 и ПрК245 даются характеристики при разных положениях лопастей рабочего колеса, определяемых углом φ , изменяющимся от $+10^\circ$ до -10° через 5° , что дает четыре дополнительных серии турбин.

При установлении конструктивной высоты всасывания H_s для радиально-осевых турбин необходимо вносить поправки, определяемые принятыми условными значениями высоты всасывания для них:

а) При вертикальном вале высоту всасывания условно принято считать от середины высоты направляющего аппарата, тогда как предельное значение коэффициента кавитации σ дается для низа рабочего колеса, что примерно отвечает низу направляющего аппарата. Поэтому при определении условной (конструктивной) высоты всасывания H_s сле-

¹ Пересчет был выполнен МЭИ по формуле $\eta_m = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[6]{\frac{D_{1m}}{D_{1n}}}$, что дает несколько преуменьшенные значения к. п. д. натуральных турбин по сравнению с формулой (41).

дует прибавлять $\frac{B}{2}$ к теоретической h_s , и тогда она будет определяться по формуле

$$H_s = 10,33 - \sigma H - \frac{\nabla}{900} + \frac{B}{2} \text{ м.} \quad (14')$$

Здесь член $\frac{\nabla}{900}$ учитывает высоту положения ГЭС над уровнем моря; ∇ — высота положения ГЭС в метрах. Атмосферное давление здесь принято постоянным (10,33 м) — на уровне моря.

б) При горизонтальном вале конструктивную H_s принято считать до оси турбины, а коэффициент σ определен для наиболее высоко расположенных частей рабочего колеса, т. е. находящихся на высоте $\frac{D_1}{2}$ над валом. В связи с этим для предотвращения коррозии в этих частях необходимо h_s уменьшать на $\frac{D_1}{2}$, и тогда условная конструктивная высота всасывания H_s будет определяться по формуле

$$H_s = 10,33 - \sigma H - \frac{\nabla}{900} - \frac{D_1}{2}. \quad (14'')$$

В настоящее время изготавливаются как номенклатурные турбины, так и не вошедшие в номенклатуру, которые, очевидно, в дальнейшем подлежат замене номенклатурными.

Изготавливаемые ныне малые турбины с указанием их основных параметров приведены в табл. 15.

При заказе турбин следует иметь в виду, что обычно они изготавливаются правого вращения, т. е. по часовой стрелке, если смотреть на турбину вдоль ее оси с напорной стороны. Для получения турбины левого вращения следует сделать специальную заявку и получить согласие на это.

ГЛАВА ШЕСТАЯ ИСПЫТАНИЕ ТУРБИН

В введении отмечалось разнообразие условий, в которых приходится работать турбинам. Однако основными факторами изменчивости условий работы турбин являются переменный расход воды через турбину, обусловливаемый как гидрологическим режимом реки, так и переменным по времени потреблением энергии (графиком нагрузки), а также изменения уровней воды в верхнем и нижнем бьефах гидроустановки. Эти обстоятельства определяют и изменение развиваемой турбиной мощности

при необходимости сохранения постоянного числа оборотов.

Если бы изменение расхода воды, используемого турбиной, и действующего напора совершалось в соответствии с формулой подобия

$$\frac{Q_a}{Q_n} = \sqrt[3]{\frac{H_a}{H_n}},$$

то турбина при всех напорах работала бы в условиях оптимального режима. Но обычно изменения Q и H при работе турбин на ГЭС

не следуют этому закону. Часто с уменьшением напора для сохранения необходимой мощности турбины приходится увеличивать расход турбины. При обычной эксплуатации, даже при почти постоянном в течение суток напоре, расход через турбину изменяется по условиям потребления энергии. Таким образом, турбина вынуждена работать в условиях переменных гидравлических режимов. В связи с этим будет изменяться ее к. п. д., причем характер его изменения зависит от типа турбины и ее быстроходности.

При проектировании ГЭС необходимо иметь возможность определять развиваемую гидростанцией мощность в условиях ее работы при переменных расходах и напорах. Это весьма важно для определения числа агрегатов на ГЭС и для подсчета возможной выработки энергии. При решении вопроса о степени сработки водохранилища (предельное понижение напора) также необходимо иметь возможность определять мощность турбин при разных гидравлических режимах их работы. С этой целью турбины изучаются в лабораторных условиях при необходимых пределах изменения основных параметров мощности — Q и H . В результате этих испытаний получают характеристики турбин в виде графиков, определяющих качество работы турбин в переменных условиях. Это позволяет при проектировании ГЭС подбирать типы турбин, наиболее отвечающие условиям будущей работы ГЭС.

Поскольку характеристики можно строить в соответствии с законами подобия для целой серии турбин, имеющих одинаковую нормальную быстроходность, производство турбин облегчается. Достаточно испытать одну модель турбины с заданным коэффициентом быстроходности n_s , чтобы иметь возможность изготовлять ряд турбин данной серии других размеров. Все размеры получаются при этом простым пересчетом по формулам подобия.

Испытание турбин в лаборатории на моделях необходимо производить и с целью разработки высококачественных рабочих колес существующих типов. С течением времени создается набор наиболее совершенных конструкций типовых турбин, прошедших испытания в лаборатории и в натуре.

Эффективность работы турбины (т. е. величина ее к. п. д.) зависит не только от конструкции ее рабочего колеса. Как мы видели выше, весьма существенную роль играют формы всасывающих труб и турбинных камер. Поэтому гарантированные величины к. п. д. турбин и их изменения в зависимости от усло-

вий работы (Q и H) изменяются с изменениями форм всасывающих труб и турбинных камер. С целью разработки форм турбинных камер и всасывающих труб, наиболее отвечающих различным типам и быстроходностям турбин, также производится испытание турбин с применением тех или иных конструкций труб и камер. Сравнительные величины получаемых при этом к. п. д. являются результирующим показателем качества испытываемых форм всасывающих труб и турбинных камер.

Необходимо также отметить, что требования строительства гидростанций так быстро растут, что существующие типы и серии турбин не всегда удовлетворяют новым требованиям. Поэтому в научно-исследовательских учреждениях непрерывно ведется работа по созданию новых типов турбин. В частности, в настоящее время в малом гидроэнергостроительстве уже возникла потребность в более быстроходных турбинах, позволяющих увеличить числа оборотов агрегатов при малых напорах русловых ГЭС на равнинных реках.

Для ГЭС является весьма существенным создание более дешевых турбин с весьма устойчивым к. п. д. при изменении нагрузки, поскольку на малых ГЭС очень часто устанавливается всего лишь один агрегат, воспринимающий на себя все колебания нагрузки. Во всех таких случаях проводится детальные испытания турбин в лаборатории. Однако, помимо лабораторных испытаний турбин, приходится производить и следующие испытания турбин в натуре:

а) Связанные с приемкой турбин в эксплуатацию и предназначенные для установления соответствия качества турбин условиям договора и гарантированным величинам к. п. д.

б) При проверке работы турбин в процессе их эксплуатации для установления степени изношенности турбин и падения их к. п. д. в связи с этим. Если окажется, что к. п. д. снизился весьма значительно, то может оказаться целесообразной замена турбин или отдельных их элементов (например, рабочих колес) новыми, учитывая при этом и достижения техники турбиностроения к этому времени. Нормально имеющее место ежегодное снижение к. п. д. составляет обычно не больше 0,1%.

в) При неполадках на ГЭС с целью выявления причин. В этом случае производится преимущественно механические испытания (см. ниже).

Лабораторные испытания имеют конечной целью получить полную характеристику турби-

ны в пределах ее мощности от нуля до максимума. Испытания турбин гидростанций («натурные испытания») преследуют, как конечную цель, проверку гарантий, что обычно сводится к определению только максимальных величин к. п. д. турбин при различных нагрузках их и развиваемых при этом чисел оборотов. Снятие полной характеристики турбины в натуре весьма сложно, прежде всего вследствие трудности и длительности измерений расходов воды. Кроме того, изменение напора в необходимых пределах при натуральных испытаниях почти невозможно, так как он колеблется обычно в небольших пределах. Значительные же изменения напора, если они и происходят, то в течение весьма большого периода времени. При испытании турбин гидроэлектростанций является также невозможным изменение числа оборотов агрегатов. На малых ГЭС при небольших расходах воды организация подобного рода испытания турбин является более легко осуществимой при предварительной установке приборов для быстрого измерения расходов воды. При испытаниях же в лаборатории может быть достигнута большая точность измерений при значительно меньших затратах средств.

Лабораторные испытания турбин оказались возможными вследствие существования закона подобия, позволяющего производить пересчеты характеристик турбин в соответствии с изменением их размеров и величин напоров при соблюдении геометрического подобия сравниваемых турбин и, в частности, неизменности величин их коэффициента быстроходности n_s . Таким образом, n_s является числом, определяющим условия моделирования турбин.

14. МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТУРБИН

Лабораторные испытания турбин производятся обычно при постоянном напоре. В лаборатории возможно проведение испытаний турбины и при разных напорах, но это сопряжено с изменением условий подвода и отчасти отвода воды при открытых турбинах и довольно сложно при закрытых высоконапорных турбинах. Поэтому испытания турбин при переменных напорах могут производиться со специальными целями, для получения же характеристики турбин обычно нет необходимости это делать.

Значительно проще различные гидравлические режимы турбины можно создать путем

изменения числа ее оборотов. Из приведенной выше формулы подобия

$$\frac{n_a}{n_s} = \sqrt{\frac{H_a}{H_s}}$$

(при $D_a = D_s$, поскольку рассматривается одна и та же модель) следует, что если напор сохраняется постоянным и равным H_a , то гидромеханическое подобие возможно только при $n_s = n_a$ (гидравлический режим I). Если изменить число оборотов, то подобие нарушится и получим новый гидравлический режим II. Пусть новое число оборотов будет n_s . Очевидно также, что второй режим можно получить и при числе оборотов n_a , но при каком-то новом напоре H . Величина этого напора H определится из условия равенства приведенных к одинаковым величинам напора (обычно к напору 1 м) чисел оборотов. Следовательно, если величины

$$n_1 = \frac{n_a}{\sqrt{H_a}} \text{ и } n_2 = \frac{n_a}{\sqrt{H}}$$

равны между собой, т. е. приведенные числа оборотов $n_1 = n_2$, то сравниваемые режимы работы турбины окажутся одинаковыми при соблюдении соотношения

$$\frac{n_s}{\sqrt{H_a}} = \frac{n_s}{\sqrt{H}}$$

Отсюда находим величину напора H :

$$H = \left(\frac{n_a}{n_s}\right)^2 H_a$$

Таким образом, при заданных для исследуемой турбины величинах H_a и n_a путем изменения ее числа оборотов n_s могут быть получены данные о работе турбины в условиях ее испытания при самых различных напорах. В этом смысле изменение числа оборотов турбины с точки зрения создания нового режима работы турбины по существу аналогично изменению напора. А так как изменение числа оборотов значительно проще, то и принято производить испытания турбин при $H = \text{const}$. При этом изменять число оборотов турбины можно путем изменения на-

грузки при сохранении постоянным открытия направляющего аппарата a .

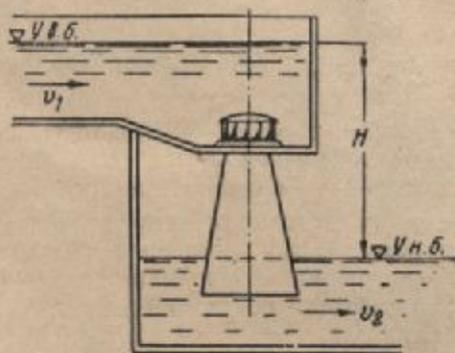
Чтобы изучить работу турбины при всех возможных изменениях ее мощности и оборотов, необходимо проводить испытания при разных открытиях a — от максимального a_{\max} до некоторого минимального открытия a_{\min} , при котором турбина может вращаться только входостую, не производя никакой полезной работы. При каждом открытии направляющего аппарата число оборотов следует изменять от нуля до максимального возможного при данном открытии — n_x , развиваемого турбиной при полном сбросе нагрузки; n_x представляет собой разгонное или угонное число оборотов.

Для турбин с поворотными рабочими лопастями, помимо испытаний турбины при разных открытиях направляющего аппарата, необходимо их проводить и для разных углов наклона лопастей рабочего колеса. Положение рабочих лопастей при работе этих турбин изменяется в зависимости от величины нагрузки.

При испытаниях при каждом открытии и каждом новом числе оборотов определяются полная мощность потока N_n (т. е. проходящий через турбину расход воды Q и действующий в это время напор H) и мощность на валу турбины N_T . Тогда к. п. д. турбины η при данном режиме определится отношением

$$\eta = \frac{N_T}{N_n}$$

При определении действующего напора следует учитывать условия подвода и отвода воды от турбины. Напор H следует определять по уравнению Бернулли как разность



Фиг. 91. Схема турбинной установки.

удельных энергий потока при входе в турбинную камеру и по выходе из всасывающей трубы. При открытой же камере и прямой конической всасывающей трубе напор можно определять как разность уровней при входе в турбинную камеру и в нижнем бьефе у выхода из всасывающей трубы, полагая, что скорости подхода и отвода воды примерно одинаковы (фиг. 91).

В процессе испытаний при постоянном напоре его величина будет тем не менее всегда несколько колебаться при изменении расхода воды. При этом нет необходимости, как это следует из предыдущего, добиваться абсолютного постоянства напора — это довольно трудно осуществляется даже в лабораторных условиях. Для приведения же всех наблюдений к одинаковому напору, например к среднему напору за время наблюдений H_{cp} , используются законы подобия, поскольку они применимы для любого режима. Допустим, что при некотором напоре H измерены расход воды Q и мощность турбины N_T при числе оборотов n . Тогда при соблюдении подобия гидравлических режимов работы турбины при H_{cp} эти же величины определяются выражениями:

$$Q_{cp} = Q \sqrt{\frac{H_{cp}}{H}}; \quad n_{cp} = n \sqrt{\frac{H_{cp}}{H}};$$

$$N_{cp} = N \frac{H_{cp} \sqrt{H_{cp}}}{H \sqrt{H}}$$

Для построения полной характеристики турбины обычно все наблюдения приводятся не к среднему напору, а к $H=1$ м.

Тогда все указанные величины, приведенные к $H=1$ м, т. е. величины Q_1 , n_1 и N_1 , будут равны:

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}; \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}; \quad N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}}$$

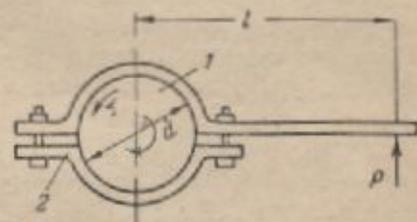
Испытания моделей турбин различными заводами и научными учреждениями производятся при неодинаковых диаметрах рабочих колес D_1 . Принято поэтому для обеспечения сравнимости получаемых данных и удобства пользования характеристиками наблюдаемые величины приводить по формулам подобия к диаметру рабочего колеса $D_1=1,0$ м. Тогда

величины Q , π и N , приведенные к $H=1$ м и $D_1=1$ м, обозначаемые через Q'_1 , π'_1 и N'_1 будут определяться выражениями:

$$\left. \begin{aligned} Q'_1 &= \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2}; & \pi'_1 &= \frac{\pi D_1}{\sqrt{H}}; \\ N'_1 &= \frac{N}{H \sqrt{H} D_1^2} \end{aligned} \right\} \quad (57)$$

где D_1 — диаметр испытываемой модельной турбины.

Мощность турбины, определяемая как мощность, передаваемая валом турбины, может определяться следующими способами: а) электрическим, путем нагрузки присоединенного к турбине генератора и б) механи-



Фиг. 92. Схема торможения турбины посредством колодок при ее испытании.
1 — шкив; 2 — тормоз.

ческим, путем нагрузки турбины торможением ее посредством специального тормозного устройства. Первый способ обычно применяется при натурных испытаниях турбин, когда затруднительно или совсем невозможно применение тормозного устройства (например, вследствие большой мощности турбины, невозможности осуществления или сложности приспособления тормозных устройств к турбине). Электрический способ является обычно менее точным. В лабораторных условиях к электрическому способу прибегать нет необходимости.

При механическом способе определения мощности турбины на шкив, закрепленный на валу ее, надеваются тормозящая вращение турбины лента или тормозные кольца, колодки, давление которых на поверхность шкива может быть изменено. При наличии этого давления на ободу шкива возникает сила трения, направленная в сторону обратную вращению шкива. При равномерном вращении турбины с n об/мин момент, создаваемый

силой трения, уравнивает крутящий момент M_T на валу турбины, создаваемый ее рабочим колесом. При диаметре шкива d можем, следовательно, написать:

$$M_T = \frac{Td}{2}$$

Мощность турбины определится выражением

$$N_T = T \cdot u \text{ кг-м/сек},$$

где u — окружная скорость на внешней поверхности шкива;

$$u = \frac{\pi d n}{60}$$

Силу трения T определить непосредственно с необходимой точностью невозможно. Но ее можно заменить, например, другой силой P , действующей на конце рычага тормозного устройства (фиг. 92) и уравнивающей его. При этом $\frac{Td}{2} = P \cdot l$, откуда получаем:

$$T = \frac{2Pl}{d}$$

где l — плечо рычага, выбираемое по усмотрению испытателя в зависимости от имеющихся измерительных приборов. Определяя мощность, развиваемую турбиной, получаем:

$$N_T = T \cdot u = \frac{2Pl}{d} \cdot \frac{\pi d n}{60} = \frac{Pln}{9,55} \text{ кг-м/сек}. \quad (58)$$

Для мощности в киловаттах или лошадиных силах получим выражение:

$$\begin{aligned} N_T &= \frac{Pln}{9,55 \cdot 75} = \frac{Pln}{716,2} \text{ л. с.} = \\ &= \frac{0,736Pln}{716,2} \text{ кВт} = \frac{Pln}{973,1} \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (59)$$

В качестве тормоза может быть применена также тормозная лента (фиг. 93), один конец которой присоединен к динамометру, укрепленному на жесткой неподвижной опоре, а к другому концу подвешена чашка для гирь. Тогда уравнивающая сила P будет равняться разности показаний динамометра P_1 и веса гирь P_2 :

$$P = P_1 - P_2$$

При вращении по часовой стрелке $P_1 > P_2$. Плечо силы P в этом случае будет равно $\frac{d + \delta}{2}$, где δ — толщина ремня.

Тогда

$$N_T = \frac{P(d + \delta)n}{1432,4} \text{ л. с.} \quad (60)$$

Число оборотов турбины можно изменять путем усиления нажатия тормозного устройства на шкив. Очевидно, при увеличении трения на тормозном шкиве число оборотов будет падать, а сила P — возрастать.

Полученные наблюдениями данные позволяют устанавливать каждый раз и быстроходность турбины:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_T}}{H \sqrt{H}}$$

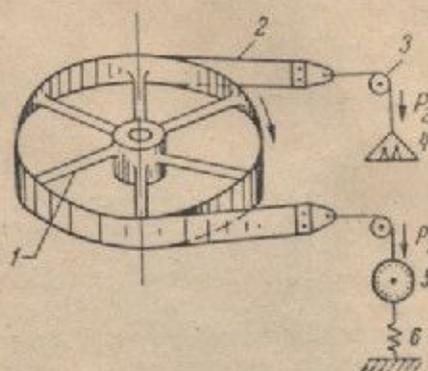
где N_T — мощность на валу турбины.

Испытания производятся следующим образом.

1. Устанавливается некоторое открытие направляющего аппарата a_1 , причем можно начинать испытания с минимального открытия и постепенно доводить его до полного в последующих опытах. Тормоз снят, и турбина испытывается на холостом ходу. Пускается такой расход воды, при котором в турбинной камере устанавливается необходимый уровень, достаточный для заполнения турбинной камеры и безопасный в отношении перелива через стенки ее. После создания установившегося режима, т. е. при неизменном положении уровней воды перед турбинной камерой и в отводящем лотке и при сохранении постоянного числа оборотов, производятся отсчеты по рейкам или пьезометрам уровней верхнего и нижнего бьефов. Эти отсчеты определяют напор и уровни воды на измерительном водосливе (для определения расхода воды). Затем определяется число оборотов турбины при данном открытии, т. е. разгонное число оборотов n_x . Число оборотов измеряется счетчиком оборотов или тахометром. Мощность турбины при разгонном числе оборотов n , следовательно, ее к. п. д. равны нулю.

2. То же открытие турбины a_1 сохраняется. Надевается тормозное устройство и производится частичное торможение турбины. Так как расход воды через турбину при этом изменится, то для сохранения приблизительно прежних

уровней воды в турбинной камере и в отводящем лотке необходимо расход воды соответственно изменить, не стремясь получить при этом точное совпадение уровней с первоначальными. У быстроходных реактивных турбин расход падает с уменьшением числа оборотов,



Фиг. 93. Схема торможения турбины посредством ремня.

1 — шкив турбины; 2 — ремень; 3 — блок;
4 — чашка с грузом; 5 — динамометр;
6 — пружина.

у тихоходных — растет. У активных турбин расход воды не зависит от их числа оборотов. После установления нового режима работы турбины производится вторичный отсчет уровней воды, числа оборотов и показаний динамометров. Постепенно, изменяя нажатие тормозного устройства, производят те же отсчеты при разных числах оборотов при $a_1 = \text{const}$ вплоть до полной остановки турбины.

3. Снимается тормоз, изменяется открытие направляющего аппарата до a_2 и повторяются те же операции, что и при открытии a_1 , начиная с разгонного числа оборотов турбины n_x до полного ее затормаживания ($n = 0$). Эти испытания повторяются при разных открытиях, вплоть до полного открытия направляющего аппарата.

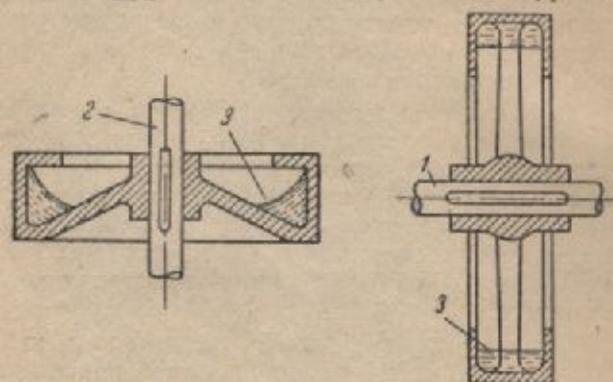
Результаты испытаний заносятся в таблицу, возможная форма которой приведена в табл. 15а.

Определение в таблице величин N_n , N_T и η может производиться при имевших при испытаниях место значениях H и Q . Для построения же характеристик используются приведенные значения n_1 , Q и N_1 . К. п. д. при приведении к $H = 1$ м остается практически неизменным. При приведении основных показателей турбины n , Q и N к $D_1 = 1$ м обычно к. п. д. не пересчитывают на этот диаметр. Это следует иметь в виду при поль-

Открытие в	Число оборотов турбин, об/мин	Напор, м	Расход водм, л/сек	Мощность потока N_n , л. с.	Разность показаний динамометров, кг	Мощность на валу турбины N_T , л. с.	Коэффициент полезного действия турбины η	Приведенные величины при напоре $H=1,0$ м			
								$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$	$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	$N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}}$	η_x
a_1	n_x	H_x									
	n_1	H_1									
	n_2	H_2									
a_2	n_x	H_x									

зовании характеристиками во время подбора турбин, и при пересчете к. п. д. для натуральных размеров колеса следует исходить из действительного диаметра рабочего колеса модели турбины.

Определение разгонного числа оборотов n_x имеет значение не только для построения характеристик; оно важно также и для расчетов прочности генераторов и маховиков в условиях работы агрегата при разгонных числах оборотов. Отношение разгонного числа оборотов n_x к нормальному числу оборотов n_0 при η_{max} выше для быстроходных турбин.



Фиг. 94. Шкивы для испытаний турбины при вертикальном и горизонтальном валах.

1 — горизонтальный вал; 2 — вертикальный вал; 3 — поверхность водм при вращении шкива.

Для последних при $n_x = 800$ отношение $\frac{n_x}{n_0}$ достигает величины порядка 2,6, тогда как для тихоходной радиально-осевой турбины оно составляет около 1,6—1,8.

При испытаниях турбины следует соблюдать известные положения, обеспечивающие как точ-

ность производимых наблюдений, так и безопасность проведения испытаний. Прежде всего следует гарантировать шкив от перегрева. С этой целью может применяться естественное воздушное или водяное охлаждение. При этом рекомендуется принимать такую ширину обода шкива b и его диаметр d , чтобы соблюдалось следующее условие при воздушном охлаждении:

$$bd \geq \frac{N}{67}; \quad (61)$$

здесь b и d в метрах и N — максимальная мощность турбины, л. с.;

при водяном охлаждении:

$$bd \geq \frac{N}{353}. \quad (62)$$

Однако практически удается проводить испытания даже при существенно меньших ширинах тормозных шкивов. Проф. Пинегин при водяном охлаждении считает возможным уменьшение размеров шкива до

$$bd \geq \frac{N}{450}. \quad (63)$$

Торможением удавалось испытывать турбины мощностью до 50 квт, или 70 л. с., при воздушном охлаждении и до 220 квт, или 300 л. с., при водяном.

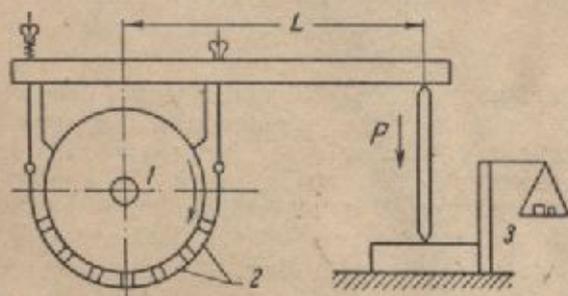
Конструкция тормозных шкивов, применяемых при водяном охлаждении, для горизонтального вала, изображена на фиг. 94 справа и для вертикального вала — на фиг. 94 слева. Обод шкива должен быть плоским, без бортов, поскольку они могут изменить плечо силы трения при боковом соприкосновении с тормозной

лентой. Для плавности регулирования числа оборотов и его устойчивости поверхность шкива под тормозной лентой необходимо смазывать небольшим количеством масла.

При торможении колодками с рычагом необходимо этот тормоз при горизонтальном положении вала уравновесить так, чтобы он не создал дополнительного давления на динамометр, или же определить это дополнительное давление заранее и в дальнейшем вычитать его из показаний динамометра. При вертикальном положении вала колодковый тормоз необходимо подвесить на тонких нитях, не искажающих показаний динамометров. Сила P , прикладываемая к концу рычага, должна быть нормальна к нему и находиться в плоскости, перпендикулярной к валу турбины.

При ременном или веревочном тормозе и вертикальном положении вала динамометры удобнее подвешивать в вертикальном положении. При этом необходимо к ремню или веревке присоединять гибкие тросы и перекидывать их через небольшие блоки (фиг. 93). Необходимо добиваться минимального сопротивления трения в этих блоках. Если блок установлен только на одном конце ленты, то силу трения в нем, определяемую предварительно, необходимо прибавлять к показаниям соответствующего динамометра. При пользовании динамометрами их следует предварительно выверить или установить поправку к показаниям.

При колодковом тормозе с рычагом вместо динамометра можно применять весы (фиг. 95). При ленточном тормозе вместо второго динамометра



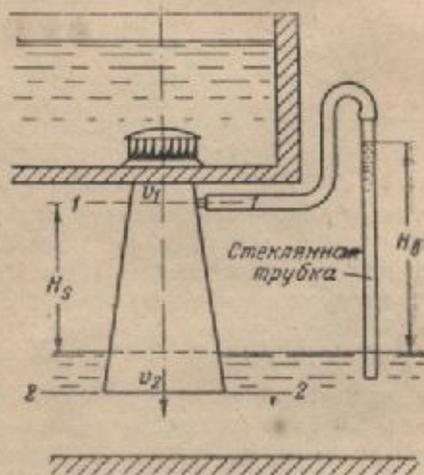
Фиг. 95. Схема торможения турбины при передаче усилия на весы.
1 — шкив; 2 — тормозные колодки; 3 — весы.

метра (загружающего) можно подвешивать чашку для гирь (фиг. 93). Торможение в этом случае производится только добавлением груза в чашку.

Для амортизации толчков, передаваемых динамометру при вибрациях шкива, следует прикреплять динамометр к опоре посредством пружины (фиг. 94), достаточно прочной и в то же

время эластичной. В противном случае стрелка динамометра будет совершать значительные колебательные движения, и точность отсчетов понизится. Для безопасности при испытаниях следует предусматривать ограничители перемещений рычага, а при ленточном тормозе — ограничители на случай возможного обрыва динамометров.

Рычаг и ремень должны быть рассчитаны на прочность при максимальной действующей си-



Фиг. 96. Установка трубки для определения вакуума во всасывающей трубе.

ле P , которую можно определить по номинальной мощности турбины по формуле (58), ориентируясь увеличив ее затем в 2—3 раза.

Для определения числа оборотов турбины применяется счетчик оборотов, показывающий суммарное число оборотов за определенное время, или тахометр, показывающий мгновенное число оборотов. Приборы, особенно тахометр, должны быть тщательно выверены. При отсутствии этих приборов число оборотов можно подсчитать непосредственно по звуку путем планки, приставленной к валу, имеющему небольшой выступ (например, шпонку). Отсчет ударов возможен, однако, при числе оборотов не более 400—500.

При испытаниях реактивных турбин следует убедиться в исправности всасывающей трубы и в эффективности ее работы. Для проверки наличия вакуума и плотности всасывающей трубы в стенке ее, непосредственно под турбиной (фиг. 96), делается отверстие диаметром $d = 10$ мм, в которое ввертывается короткая трубка. Последняя резиновой трубкой соединяется с вертикальной стеклянной манометрической трубкой достаточной длины, свободный конец которой опускается в воду под уровень

нижнего бьефа. Высота подъема воды в трубке H_0 и покажет величину вакуума.

Высота подъема воды в манометрической трубке определится выражением

$$H_0 = H_s + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_w,$$

где v_1 и v_2 — скорости во всасывающей трубке в сечениях 1 и 2;

H_s — высота положения мерного сечения 1—1 над уровнем нижнего бьефа;

h_w — потери напора в трубе.

Величина потерь h_w и определится из этого уравнения при подстановке наблюдаемого значения H_0 при известной высоте H_s и при скоростях v_1 , v_2 , определенных по расходу воды в соответствующих сечениях трубы. Эффективно работающая труба должна обеспечивать восстановление кинетической энергии $\left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right)$ с минимумом потерь. Конические прямые всасывающие трубы обычно имеют потери до 20% от восстанавливаемой кинетической энергии, т. е. к. п. д. этих труб η_c будет равен приблизительно 0,80. Его величина выражается формулой

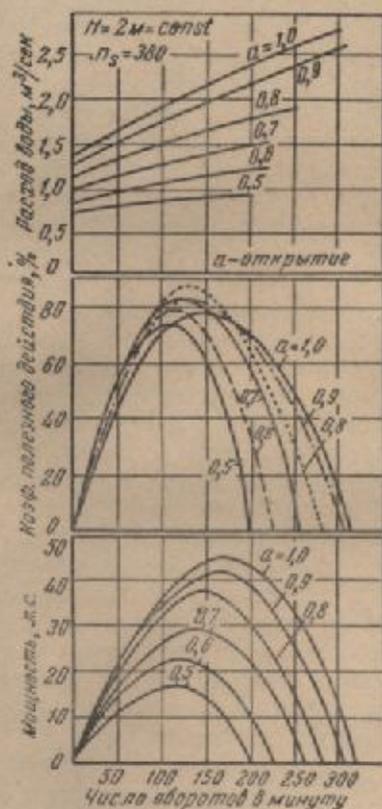
$$\eta_c = \frac{\left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right) - h_w}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}} = 1 - \frac{2gh_w}{v_1^2 - v_2^2}. \quad (43)$$

Необходимо произвести также испытания всасывающей трубы для проверки исправности ее при остановленной турбине (при закрытом направляющем аппарате). Тогда высота подъема воды в трубке должна быть равна $H_0 = H_s$, и уровень в трубке не должен понижаться с течением времени. Понижение уровня воды в трубке будет указывать на наличие неплотностей в трубе или в присоединении ее к турбине.

15. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

На основании данных испытаний строятся обратные характеристики как первичные. Они представляют зависимости: $Q = f(n, a)$, $N = f(n, a)$ и $\eta = f(n, a)$ и имеют вид, представленный на фиг. 97. Как видим, мощность N и к. п. д. η равны нулю в двух случаях: 1) при $n = 0$, когда нет никакого вращения, но происходит течение воды через турбину,

не создающее энергии на валу ее; энергия воды расходуется исключительно на гидравлические сопротивления; 2) при $n = n_x$, когда под действием потока турбина, не бу-



Фиг. 97. Обратные характеристики радиально-осевой турбины с $n_s = 380$.

лучи нагружена, развивает число оборотов до возможного для нее предела, растрчивая энергию потока на возросшие гидравлические и механические сопротивления.

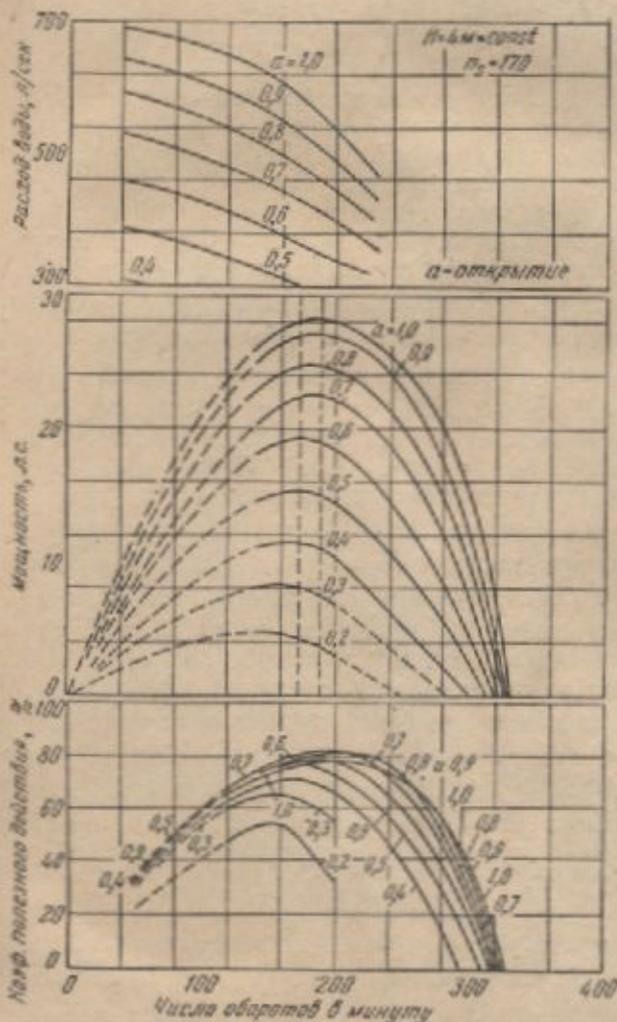
Максимум N и η достигается при некотором среднем числе оборотов. При этом N_{\max} не совпадает с η_{\max} (фиг. 97 и 98). За нормальное для данной турбины число оборотов принимается то, которое соответствует η_{\max} . Общий характер кривых N и η одинаков для разных открытий a . Разгонное число оборотов n_x уменьшается с уменьшением открытия, поскольку падает расход воды и, значит, энергия потока.

Расход воды в зависимости от числа оборотов изменяется различно для турбин разной быстроходности. У тихоходных турбин он, вследствие влияния центробежных сил, падает с увеличением n (фиг. 98), поскольку

направление лопастей рабочего колеса у них близко к радиальному (фиг. 6). У быстроходных радиально-осевых и пропеллерных турбин расход воды с увеличением n растет, поскольку в данном случае центробежные силы не препятствуют движению воды по каналам рабочего колеса и сопротивление движению воды при вращающемся рабочем колесе уменьшается; механическое же сопротивление вращению относительно невелико.

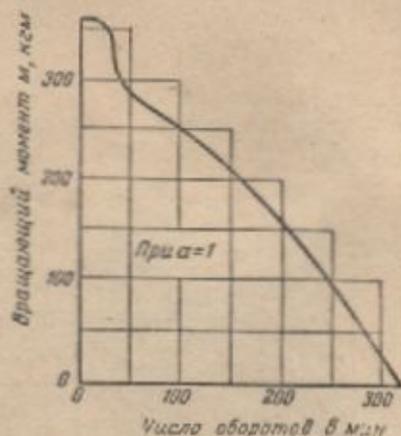
Кривая вращающего момента потока $M = \frac{973,1N}{n} \text{ кгм} = \frac{716,2N}{n} \text{ л. с.}$ (фиг. 99) показы-

с соответствующим расходом энергии. А это значит, что поток испытывает большое сопротивление протеканию его через невращающееся рабочее колесо. Это и обуслови-



Фиг. 98. Оборотные характеристики радиально-осевой турбины с $n_s = 170$.

вает, что наибольшего значения он достигает при n , стремящемся к нулю. Следовательно, если турбина в это время не вращается, то сильную закрутку должен получить поток



Фиг. 99. Зависимость вращающего момента потока от числа оборотов турбины.

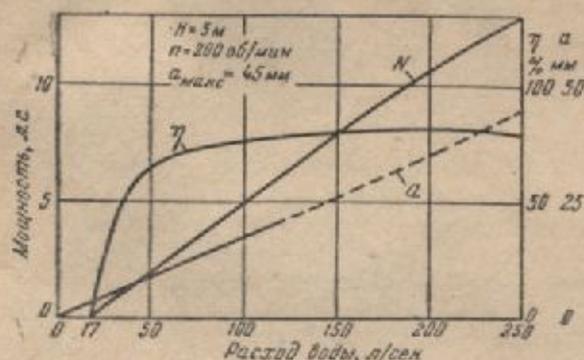
вает при быстроходных турбинах падение расхода воды при уменьшении n .

Оборотные характеристики наглядно представляют зависимости основных параметров турбины от n , но они не дают ясного представления об эффективности турбины в реальных условиях ее работы, т. е. при постоянном числе оборотов. Эффективность турбины в реальных условиях ее работы при неизменном n может быть ясно выражена рабочей характеристикой, представляющей зависимость $\eta = f(Q)$ и тогда она называется расходной или зависимостью $\eta = f(N)$ и тогда она называется мощностью. Можно получить также и непосредственную связь N и Q в виде зависимости $N = f(Q)$. Представляет известный интерес и зависимость $Q = f(\alpha)$, где α — открытие направляющего аппарата турбины, определяемое в относительных величинах от полного, или в миллиметрах, для одного просвета между лопатками, измеряемого у конца одной лопатки. Эта зависимость характеризует работу направляющего аппарата, регулирующего мощность турбины. Такие характеристики не представят затруднений построить на основании оборотных. Для этого следует провести на этих последних вертикальную линию через n_0 , отвечающее η_{\max} , и сделать отсчеты в точках пересечения ее с кривыми Q , N и η при разных открытиях, сводя их в табл. 16.

Таблица 16

Открытие a	Расход воды Q , л/сек	Мощность N	К. п. д. η
a_1	—	—	—
a_2	—	—	—
a_3	—	—	—

По полученным данным и строятся рабочие характеристики (фиг. 100).



Фиг. 100. Рабочая расходная характеристика $\eta = f(Q)$ при $n = \text{const}$ и зависимости $N = f(Q)$ и $a = f(Q)$.

Наибольшее практическое значение имеют характеристики $\eta = f(N)$; они определяют способность турбин использовать мощность потока с той или иной эффективностью η как при оптимальных условиях работы турбин, так и (что особенно важно) при неполной их нагрузке (фиг. 8).

Если взять отношение площади рабочей характеристики ω под кривой $\eta = f(N)$ к площади прямоугольника Ω с ординатой¹ равной η_{max} , т. е. $\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)$, то получим коэффициент полноты характеристики: чем он выше, тем высококачественнее турбина. Величина этого коэффициента имеет весьма важное значение при выборе числа агрегатов на ГЭС. Очевидно, при турбинах с низким коэффициентом полноты рабочей характеристики (предельно минимальное его значение — около 0,5) нельзя допускать больших колебаний нагрузки отдельных агрегатов.

Рабочие характеристики при всех их удобствах и простоте не отражают, однако, работы турбины при переменном напоре, что почти всегда имеет место в действительности. Они не дают возможности также судить о ра-

боте турбины при другом числе оборотов, которое по условиям проектируемой ГЭС является наиболее удобным (например, стандартные числа оборотов генераторов). Обратная характеристика также не дает непосредственного представления о работе турбины при переменном напоре. Хотя она и дает возможность судить о работе турбины при разных числах оборотов, но неудобна при пользовании. В связи с этим в практике турбиностроения разработаны новые типы характеристик:

1. Главная универсальная (или просто универсальная), представляющая зависимость $\eta = f(Q, n)$ или $\eta = f(N, n)$ при постоянном напоре H (фиг. 41).

2. Универсальная эксплуатационная (или просто эксплуатационная) (фиг. 44), дающая связь вида $\eta = f(N, H)$ или $\eta = f(Q, H)$. Обе эти характеристики строятся обычно для приведенного диаметра $D_1 = 1$ м, поэтому все данные табл. 15а должны быть пересчитаны по формулам подобия (18) — (20). Главная универсальная характеристика получается из оборотной, если на верхнем графике $Q_1' = f(n_1')$ (фиг. 97) выписать у каждой опытной точки значения η и n_1' и провести, как горизонтали на местности, линии равных значений этих величин (фиг. 73-90). Подобного же вида характеристика получится, если то же проделать на среднем графике оборотной характеристики $N_1' = f(n_1')$ (фиг. 98). Для подбора турбин по имеющимся расходам воды можно воспользоваться расходной универсальной характеристикой (фиг. 41). С этой целью заводы и исследовательские организации для своих серий турбин и дают характеристики вида $\eta = f(Q_1', n_1')$. На такую универсальную характеристику наносятся также линии постоянных открытий a , но они не имеют существенного значения при подборе турбин.

Если разрезать универсальную расходную характеристику (фиг. 41) горизонтальной линией, проходящей через η_{max} , и произвести отсчеты значений η и Q_1' в точках пересечения ее с линиями равных значений к. п. д., то по этим данным можно также построить рабочую расходную характеристику $\eta = f(Q_1')$.

Для построения рабочей мощностной характеристики по этим же данным необходимо

¹ Предложение канд. техн. наук Ю. Э. Казариновского.

сначала определить значения N_1' по формуле

$$N_1' = \frac{\gamma Q_1' \cdot 1}{75} \eta.$$

При подборе турбины, работающей в условиях переменного напора, значительно удобнее универсальная эксплуатационная характеристика $\eta = f(N, H)$, которая весьма удобна также и для эксплуатации ГЭС, позволяя судить об эффективности использования мощности потока турбинами при переменном напоре H и изменяющейся нагрузке N . Практическое применение этой характеристики рассмотрено выше. Непосредственно по данным обратной характеристики ее получить нельзя, поскольку обратная характеристика построена для постоянной величины напора. Необходимо провести дополнительные подсчеты.

Поскольку обычно заводами даются универсальные характеристики $\eta = f(Q, n)$, то можно, пользуясь ими, и произвести необходимые пересчеты для эксплуатационной характеристики. Это делается на основании излагаемых ниже соображений. Для произвольной взятой точки A на универсальной характеристике имеем приведенный расход воды Q_1' , приведенное число оборотов n_1' , напор $H_1' = 1$ м и диаметр турбины $D_1' = 1$ м. Для получения данных для эксплуатационной характеристики при условном постоянном числе оборотов $n = 100$ и том же диаметре $D_1' = 1$ м необходимо найти такой напор H , при котором будет сохранен тот же гидравлический режим, т. е. режим, определяемый точкой A .

Для подобной турбины, работающей в этом же режиме, можно применить формулы подобия (18) — (20):

$$\frac{n}{n_1'} = \sqrt{\frac{H D_1'}{H_1' D_1'}}.$$

При $D_1 = D_1' = 1,0$ м и $H_1' = 1,0$ м имеем:

$$\frac{n}{n_1'} = \sqrt{H}.$$

Отсюда новый напор, необходимый для получения некоторого другого числа оборотов турбины n (в данном случае принимаемого равным 100 об/мин) в том же режиме

$$H = \left(\frac{n}{n_1'}\right)^2 = \left(\frac{100}{n_1'}\right)^2. \quad (64)$$

При этом изменится и расход воды. Из формулы подобия (19) имеем:

$$\frac{Q}{Q_1'} = \sqrt{\frac{H}{H_1'}} \frac{D_1^2}{D_1'^2} \text{ и при } D_1 = D_1' = 1,0 \text{ м}$$

$$\text{и } H_1' = 1,0 \text{ м}$$

$$Q = Q_1' \sqrt{H}, \quad (65)$$

где Q — новый расход воды, который будет соответствовать новому напору.

Для эксплуатационной характеристики необходимо также определить мощность турбины

$$N = \frac{\gamma Q H}{102} \eta \text{ квт} = \frac{\gamma Q H \eta}{75} \text{ л. с.},$$

где η берется по универсальной характеристике в точке A .

Подставляя значение Q из формулы (65), найдем выражение для N через данные универсальной характеристики:

$$N = \frac{\gamma Q_1' H \sqrt{H} \eta}{102} \text{ квт} = \frac{\gamma Q_1' H \sqrt{H} \eta}{75} \text{ л. с.} \quad (66)$$

Коэффициент быстроходности турбины, очевидно, должен остаться неизменным, так как он характеризует режим ее работы. Действительно, для точки A на универсальной характеристике имеем:

$$n_s = \frac{n_1' \sqrt{N_1'}}{H_1' \sqrt{H_1'}} = n_1' \sqrt{N_1'}.$$

Для этой же точки при новом режиме работы турбины (на эксплуатационной характеристике) получим:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}} = \frac{n_1' \sqrt{H} \sqrt{N_1'} \sqrt{H} \sqrt{H}}{H \sqrt{H}} = n_1' \sqrt{N_1'}.$$

К. п. д. турбины при этом не меняется, поскольку остаются постоянными ее размеры.

При пересчете универсальной характеристики на эксплуатационную для натурной турбины с диаметром D_1 , вышеприведенные формулы будут иметь вид:

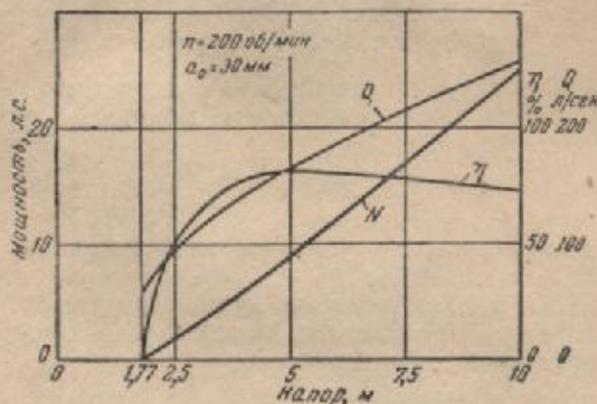
$$H = \left(\frac{n}{n_1'} D_1\right)^2; \quad (67)$$

$$Q = Q_1' \sqrt{H} D_1^2; \quad (68)$$

$$N = \frac{\gamma Q_1' H \sqrt{H} \cdot D_1^2}{75} \eta_n \quad (69)$$

В этих выражениях к. п. д. η_n должен быть пересчитан по формулам (41) и (45) для нового диаметра D_1 . Число оборотов n следует при этом брать уже установленное для проектируемой турбины (а не условие $n = 100$ об/мин).

Для перестройки всей универсальной характеристики необходимо провести на ней ряд параллельных оси Q_1 линий через раз-



Фиг. 101. Напорные характеристики турбины: $\eta = f(H)$, $Q = f(H)$ и $N = f(H)$.

ные значения n_1 , с тем чтобы охватить все поле характеристики, и для всех точек пересечения этих прямых с линиями равных значений η установить H , Q , N и η и по ним построить эксплуатационную характеристику вида $\eta = f(N, H)$ или $\eta = f(Q, H)$ с линиями равных значений к. п. д. (фиг. 44). Все подсчеты могут быть сведены в табл. 17.

Таблица 17

n_1 , об/мин	H , м	Q_1 , л/сек	К. п. д. модели с характеристикой, %	К. п. д. натурной турбины, %	Расход натурной турбины Q , м ³ /сек	Мощность натурной турбины N , л.с.

Представляет интерес также зависимость $N = f(H)$ при постоянном открытии a , которая весьма близка к прямолинейной связи между N и H (фиг. 101).

Для облегчения пользования эксплуатационной характеристикой на ней целесообразно нанести одну линию $N = f(H)$ для полного открытия турбины, определяющую пределы использования характеристики. Если подбор

турбины производится с пятипроцентным запасом мощности, то зависимость $N = f(H)$ следует нанести для открытия соответствующего мощности $N = 0,95 N_{\text{макс}}$, где $N_{\text{макс}}$ — полная мощность турбины.

Универсальные и эксплуатационные характеристики удобны при техническом проектировании ГЭС, когда необходимо дать объективный материал для суждения об экономичности того или иного типа турбины, при выборе диаметра и числа оборотов рабочего колеса. При этом следует учитывать тип всасывающей трубы, при которой производились испытания модельной турбины, и потерю кинетической энергии на выходе из всасывающей трубы.

Однако указанные характеристики не дают наглядного представления о преимуществах разных типов или серий турбин. Разобранные выше рабочие, обратные (фиг. 98 и 100) и напорные характеристики вида $\eta = f(H)$, $Q = f(H)$ и $N = f(H)$ (фиг. 101), несмотря на ясное представление о форме зависимостей, не позволяют сравнивать турбины разных типов и размеров.

Проф. Н. М. Шапов для этой цели предложил относительные характеристики, представляющие относительные зависимости значений N , Q , H , η и n .

При этом для рабочей расходной характеристики берутся отношения Q , N и a к наибольшим их значениям при полном открытии a_n , и тогда получаются зависимости вида:

$$\frac{\eta}{\eta_{\text{макс}}} = f\left(\frac{Q}{Q_{\text{макс}}}\right), \quad \frac{N}{N_{\text{макс}}} = f\left(\frac{Q}{Q_{\text{макс}}}\right)$$

$$\text{и} \quad \frac{a}{a_n} = f\left(\frac{Q}{Q_{\text{макс}}}\right).$$

Для обратной характеристики взяты отношения Q , N , n и η при нормальном открытии направляющего аппарата к их значениям при $\eta_{\text{макс}}$, соответствующему расчетному числу оборотов n_0 . Тогда получаются зависимости вида (фиг. 102):

$$\frac{Q}{Q_0} = f\left(\frac{n}{n_0}\right), \quad \frac{N}{N_0} = f\left(\frac{n}{n_0}\right) \text{ и } \frac{\eta}{\eta_{\text{макс}}} = f\left(\frac{n}{n_0}\right).$$

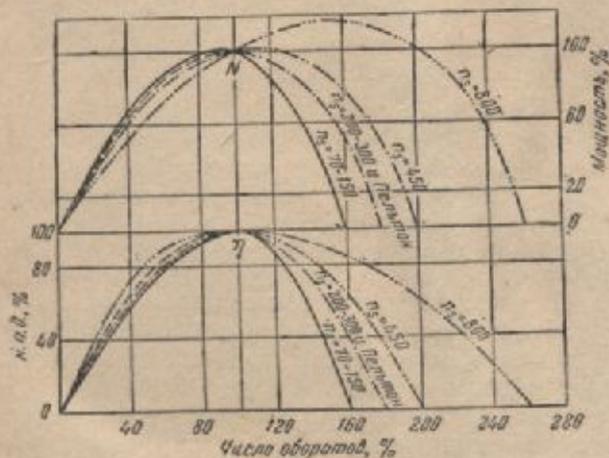
Для напорной характеристики (фиг. 103) аналогично взяты отношения Q , N , H и η к их значениям при $\eta_{\text{макс}}$, для которого устанавливается расчетный напор H_0 . В этом случае будем иметь такие зависимости:

$$\frac{\eta}{\eta_{\text{макс}}} = f\left(\frac{H}{H_0}\right), \quad \frac{Q}{Q_0} = f\left(\frac{H}{H_0}\right) \text{ и } \frac{N}{N_0} = f\left(\frac{H}{H_0}\right).$$

Проф. Н. М. Шапов дает весьма показательное сопоставление рабочей расходной относительной характеристики для турбин разных типов при $H = \text{const}$ (фиг. 12). Обращает внимание весьма плохое использование мощности потока быстроходными реактивными радиально-осевыми турбинами, и особенно пропеллерными с $n_s = 800$. Эти последние при падении расхода воды до 45% от полного совсем не дают мощности, расходуя всю энергию потока преимущественно на гидравлические сопротивления.

Активная струйно-ковшечная турбина оказывается лучше всех прочих турбин (даже лучше турбины с поворотными рабочими лопастями), она понижает свою мощность до нуля лишь при снижении расхода воды до 2—3% от полного.

Сопоставление оборотных относительных характеристик, приведенное на фиг. 102, позволяет сделать проф. Н. М. Шапову вывод, что у быстроходных турбин $N_{\text{макс}}$ значительно больше, чем N при $\eta_{\text{макс}}$, и $N_{\text{макс}}$ наблюдается при большем числе оборотов. В связи с этим можно быстроходную турбину заменить при большем числе оборотов против ее нормального, сокращая размеры турбины и генератора. Это дает, например, возможность использовать турбину с $n_s = 800$ как турбину с быстроходностью до $n_s = 1000$ и даже выше. Однако такое использование

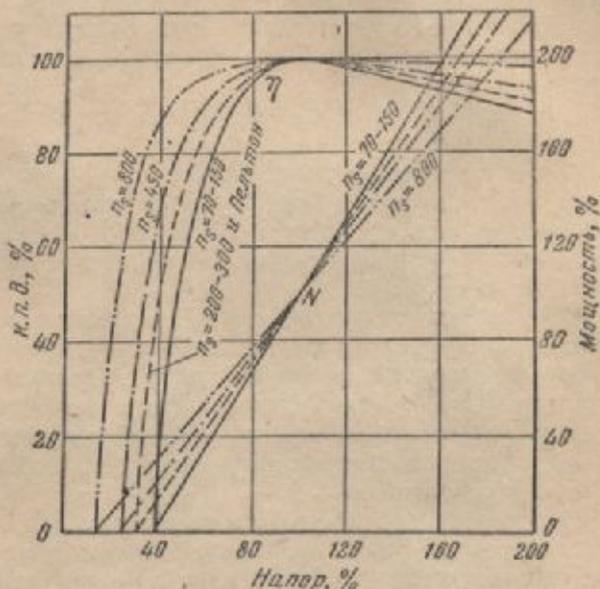


Фиг. 102. Относительные оборотные характеристики.

турбин сопряжено с некоторым понижением их к. п. д., что ведет к менее эффективному использованию мощности потока.

Сопоставление напорных относительных характеристик (фиг. 103) позволяет сделать та-

кой вывод: более быстроходные турбины имеют большую полноту кривой к. п. д., характеризующейся сравнительно устойчивым к. п. д. при изменяемом напоре. Поэтому в тех случаях, когда турбине приходится работать часто при переменном напоре и при значительных его колебаниях, быстроходные турбины предпочтительнее тихоходных. Однако здесь необ-



Фиг. 103. Напорные относительные характеристики.

ходимо учитывать еще и колебания расходов воды или нагрузки, при которых быстроходные турбины работают менее эффективно тихоходных (фиг. 12).

16. ПРИЕМО-СДАТОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИН

Приемо-сдаточные испытания разделяются на:

1. Механические, включающие в себя проверку работы регулирования турбины, вибрации ее и передаточных устройств, работу сальников, нагрев надводных опор турбины и передачи, разгон турбины, исправность работы передачи, особенно ременной.

2. Мощностные, являющиеся ориентировочной проверкой мощности, развиваемой турбиной при полном ее открытии и при нормальном числе оборотов.

Испытания должны проводиться при нормальном расчетном напоре, и если это трудно обеспечить, то отклонение следует допускать: при механических испытаниях — не более 5% в сторону уменьшения напора и

при мощностных испытаниях — не более 20% в ту или другую сторону с последующим приведением результатов к расчетному напору.

При испытаниях прежде всего должно быть проверено наличие необходимых регистрирующих приборов: тахометра и манометра при напорном трубопроводе или водомерных реек — при открытой турбине.

Регулирующие устройства при ручном регулировании должны быть проверены в отношении:

- а) наличия указателя открытия направляющего аппарата;
- б) отсутствия мертвых ходов;
- в) возможности легкого управления регулятором одним человеком;
- г) реагирования турбины на изменение открытия;
- д) времени закрытия турбины, начиная от полного открытия направляющего аппарата;
- е) плотности закрытия аппарата: при закрытом аппарате турбина должна сама останавливаться через небольшой промежуток времени. Если этого не происходит, значит, имеется большая утечка воды.

Поскольку переделка направляющего аппарата довольно сложна, можно рекомендовать в таких случаях установку патрубка в верхней части всасывающей трубы с присоединением к нему выводной трубы в здание ГЭС. На выводной трубе должен иметься вентиль для впу-

ска воздуха во всасывающую трубу с целью срыва вакуума при выключении турбины. Тогда действующий напор уменьшится, и утечка воды сократится. При высоких напорах, когда вода подводится трубопроводом, этот прием может оказаться мало эффективным.

Опоры турбины, передач и сальники не должны перегреваться, что можно установить наощупь рукой. Температура их не должна превышать 65°С. Сальники не должны пропускать воду при внутреннем положительном давлении или засасывать воздух при пониженном внутреннем давлении (вакууме), например, в колене всасывающей трубы.

Мощностные приемо-сдаточные испытания являются ориентировочными и производятся путем нагрузки генератора приключением потребителя и, при невозможности сделать это, — водяным реостатом.

Кроме приемо-сдаточных испытаний, которыми обычно ограничиваются в малых ГЭС, производятся гарантийные испытания в более крупных гидроустановках, при поставке оборудования для которых даются заводом известные гарантии.

При проведении испытаний как приемо-сдаточных, так и гарантийных следует руководствоваться «нормами установочных испытаний малых водяных турбин», составленными проф. Н. М. Шаповым по поручению Главсельэлектро Министерства сельского хозяйства СССР (изд. 1946 г.).

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН

17. ЗАДАЧА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

В связи с тем, что нагрузка на генератор или другую присоединенную к турбине машину изменяется с течением времени, для сохранения равномерного вращения агрегата с постоянным, принятым при подборе турбины, числом оборотов необходимо приводить и мощность турбины в соответствие с нагрузкой на нее, т. е. необходимо сохранять равенство

$$75N = M\omega, \quad (70)$$

где N — мощность, развиваемая в данный момент турбиной, л. с.;

M — момент сопротивления со стороны генератора или другой присоединенной машины, а также и возможных передаточных устройств от турбины

к генератору, приложенный к валу турбины, кг-м;

ω — угловая скорость турбины.

При несоблюдении этого равенства агрегат будет увеличивать или уменьшать число оборотов в зависимости от того, какая часть приведенного равенства будет больше.

Если, например, $75N > M\omega$, что может получиться при сбросе части нагрузки с генератора и неизменной мощности турбины, то избыток мощности турбины будет увеличивать скорость вращения агрегата до тех пор, пока не будет достигнуто равенство правой и левой частей выражения (70) при новом числе оборотов (или угловой скорости ω).

Так как при увеличении числа оборотов турбины свыше нормального при заданном

открытия направляющего аппарата мощность турбины будет падать, как это следует из оборотной характеристики, а работа сил сопротивления будет возрастать, то турбина не может беспредельно увеличивать число оборотов, а достигнет некоторого предельного числа при полном сбросе нагрузки, называемого разгонным n_x . Величина n_x зависит от типа турбины и от открытия направляющего аппарата.

Как видно из оборотной характеристики (фиг. 104), при падении нагрузки N_0 до N_x число оборотов турбины постепенно возрастает от n_0 до n_x , если открытие турбины останется неизменным — a_1 . При полном же сбросе нагрузки предельно развиваемое число оборотов (разгонное) не превзойдет n_x' для данного открытия.

При открытиях a_2 и a_3 предельно развиваемые числа оборотов при полном сбросе нагрузки будут соответственно n_x'' и n_x''' .

Это иллюстрируется также и изменением крутящего момента на валу турбины M_T , который создается потоком, протекающим через нее.

Мощность турбины может быть выражена через этот момент тем же уравнением (70):

$$75 N = M_T \omega.$$

Если заменить здесь $\omega = \frac{2 \cdot \pi n}{60}$, то найдем

$$M_T = \frac{716,2 N}{n} \text{ кгс-м.} \quad (71)$$

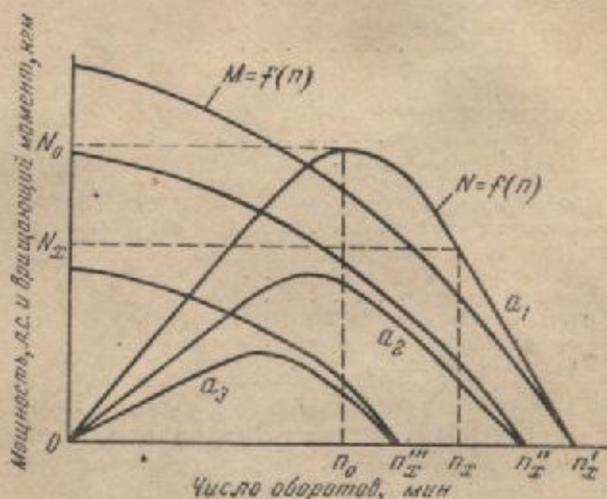
По этому выражению могут быть построены кривые M_T в функции n , если значение N при разных оборотах подставлять из оборотной характеристики для данного открытия направляющего аппарата. Такие кривые и приведены на той же фиг. 104.

Как видим, крутящий момент достигает максимума при $n = 0$ и падает с увеличением числа оборотов. При разгонном числе оборотов $M_T = 0$. Следовательно, поток к этому моменту израсходовал всю свою мощность и дальнейшее увеличение числа оборотов турбины он произвести не может.

Разгонные числа оборотов турбин при полном открытии направляющего аппарата и полном сбросе нагрузки колеблются в пределах от 1,5 до 2,5 n_0 , в зависимости от типа турбины. Гидрогенераторы обычно рассчитываются на прочность с учетом разгонного (или вообще увеличенного) числа оборотов, и если генера-

тор отключен от сети потребителей при полном сбросе нагрузки, а также от сети собственных нужд станции, то никакой опасности нет при разгоне такого генератора до предельного для него числа оборотов; это может влиять лишь на износ оборудования.

Однако сброс нагрузки на генератор может быть и не полный. Тогда увеличение числа оборотов агрегата при работе на генератор с при-



Фиг. 104. Изменение мощности и крутящих моментов в зависимости от числа оборотов турбины.

ключенной сетью потребителя недопустимо, так как это создает повышение напряжения и увеличение частоты переменного тока f .

Если напряжение в сети можно поддерживать постоянным путем регулирования возбуждения генератора при изменении нагрузки от нуля до полной, то частоту f можно сохранять постоянной только при постоянном числе оборотов генератора.

С изменением f изменяется и число оборотов присоединенных к сети моторов, а значит, и машин, приводимых ими в движение.

Числа же оборотов различных машин обычно регламентированы.

В табл. 18 приводится допустимое увеличение чисел оборотов различных машин в различных производствах.

Так как к гидроэлектростанции могут быть присоединены одновременно самые различные машины — потребители энергии, то обычно не допускают больших отклонений частоты от стандартной ($f = 50$ пер/сек). При одиночно-работающей станции и ручном регулировании f иногда значительно колеблется, что и ухудшает условия работы электрифицированных машин.

Таблица 18

Допустимые отклонения чисел оборотов машин в разных производствах

Род производства	Допустимое отклонение числа оборотов от нормального, %
Крупные электростанции	0,5
Машины для выделки бумаги	1
Хлопчатобумажное тонкое прядильное производство	2
Ниточное производство	3
Хлопчатобумажное ткацкое производство	4
Электрические осветительные установки малой мощности	7
Вальцовые мельницы	10
Машиностроительные заводы	15
Деревообделочное производство	20
Лесопильные станки	30
Молотилка, комбайны (для зерновых)	± 8
Зерноочистительные машины	± 5
Молотилка для трав	± 11
Машины для кормоприготовления:	
а) молотковые дробилки	5
б) мельницы, соломорезки, силосорезки	10

При наличии автоматического регулирования и при работе ГЭС в мощной энергетической системе изменение частоты на ГЭС невозможно. Всякая попытка к ее изменению, т. е. к уменьшению оборотов, осуществляемая изменением впуска воды в турбины, вызовет переход синхронного генератора на работу в режиме мотора, а турбины — в режиме насоса.

Однако при большой мощности ГЭС относительно мощности системы повышение на ней частоты f вызовет перегрузку генераторов и автоматическое отключение станции от сети.

Таким образом, при работе турбины на генератор при одноагрегатной одиночной ГЭС необходимо поддерживать число оборотов практически постоянным, а при работе непосредственно на сельскохозяйственные машины (механический привод) необходимо не допускать отклонений числа оборотов сверх указанного в табл. 18. Это обстоятельство требует при всяком изменении нагрузки на турбину приводить развиваемую ею мощность в соответствие с новой нагрузкой, что достигается регулированием мощности турбины.

Так как регулирование мощности турбины производится по числу ее оборотов, которое сохраняется постоянным, то часто под регулированием турбины подразумевают регулирование числа оборотов или скорости вращения ее.

Регулирование мощности турбины наиболее удобно осуществляется изменением потребляемого ею расхода воды.

Для этой цели служит обычно направляющий аппарат с поворотными лопатками, который приводится в действие ручным или автоматическим путем.

18. РАБОТА АГРЕГАТА ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ

Приведение развиваемой турбиной мощности в соответствие с нагрузкой на нее осуществляется в течение некоторого времени — большего или меньшего — в зависимости от способа регулирования (ручное или автоматическое).

Следовательно, в течение времени регулирования T сек. мощность турбины будет больше (или меньше) нагрузки на нее. Этот излишек мощности будет затрачиваться на ускорение вращения генератора, т. е. на увеличение его живой силы (кинетической энергии).

Следовательно, известное изменение, хотя и кратковременное, числа оборотов генератора при регулировании турбины неизбежно. Оно может быть ограничено лишь известными пределами и малой длительностью действия.

Установление возможных колебаний числа оборотов агрегата при изменении нагрузки на нем может быть произведено следующим образом.

Допустим, что нагрузка на турбину упала мгновенно с L до L_1 кг-м/сек, а приведение мощности турбины в соответствие с нагрузкой произошло в течение T сек. Закон изменения мощности турбины за этот период неизвестен. При ручном регулировании он зависит от индивидуальности дежурного, при автоматическом регулировании — от устройства регулятора. Однако в процессе эксплуатации характеристика регулятора изменяется в связи с его износом, а сопротивляемость вращающихся при регулировании частей турбины не остается постоянной. Поэтому закон изменения мощности турбины при ее регулировании неустойчив.

При расчетах регулирования турбины обычно берется значительный запас при установлении расчетных условий, поэтому и в данном случае нет особых оснований уточнять закон изменения мощности турбины. Принимают обычно, что за время регулирования T мощность турбины изменяется от L до L_1 по линейному закону (фиг. 105), хотя изменение мощности по вогнутой вниз кривой (при сбросе нагрузки) дает меньшее количество затрачиваемой турбиной энергии на ускорение вращающихся масс агрегата; при набросе нагрузки — наоборот. В общем же всегда меньшее ускорение вращения агрегата получается при более

быстром реагировании на изменение нагрузки в начале времени регулирования и более медленном — в конце.

Излишне произведенная работа турбины будет определяться площадью заштрихованного треугольника на фиг. 105.

$$\frac{L - L_1}{2} \cdot T \text{ кг-м.}$$

Эта работа затрачивается на увеличение живой силы вращающихся масс.

Сумма живых сил вращающихся масс агрегата будет

$$\Sigma \frac{M u^2}{2} = \frac{\Sigma M r^2 \omega^2}{2} = J \cdot \frac{\omega^2}{2},$$

где u — окружная скорость центра тяжести вращающейся массы, равная $r\omega$;

r — радиус инерции вращающихся масс;

J — момент инерции вращающихся масс, равный $\Sigma M r^2$;

ω — угловая скорость, одинаковая для всех вращающихся масс, если они находятся на одном валу.

Если за время регулирования угловая скорость вращающихся масс изменилась от ω до ω_1 , то согласно закону живых сил можем написать, что затраченная турбиной работа равна приращению живых сил:

$$\frac{L - L_1}{2} \cdot T = J \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega^2}{2}. \quad (72)$$

Момент инерции вращающихся масс может быть представлен в виде

$$J = \Sigma M r^2 = \frac{\Sigma G_i D_i^2}{4g} = \frac{GD^2}{4g}, \quad (73)$$

где G_i — веса отдельных вращающихся масс, кг;

D_i — диаметры, равные удвоенным радиусам инерции, м;

G — суммарный вес вращающихся масс, кг;

D — приведенный диаметр этих масс, м.

Произведение GD^2 называется маховым моментом вращающихся масс и для генераторов обычно дается заводами-изготовителями.

Обозначим через $\Delta\omega$ приращение угловой скорости $\omega_1 - \omega$; тогда

$$\omega_1 = \omega + \Delta\omega,$$

а

$$\omega_1^2 - \omega^2 = (\omega_1 + \omega)(\omega_1 - \omega) = (2\omega + \Delta\omega) \cdot \Delta\omega.$$

Подставляя это выражение в формулу (72), получим:

$$\frac{L - L_1}{2} \cdot T = \frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{(2\omega + \Delta\omega) \Delta\omega}{2}.$$

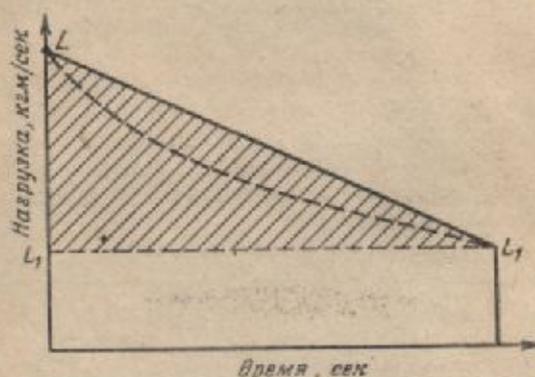
Так как

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ и } \Delta\omega = \frac{2\pi \Delta n}{60},$$

то

$$\begin{aligned} (L - L_1) \cdot T &= \frac{GD^2}{4g} \frac{4\pi^2}{3600} (2n + \Delta n) \Delta n = \\ &= \frac{GD^2}{4g} \frac{4\pi^2}{3600} n (2n + \Delta n) \frac{\Delta n}{n}. \end{aligned}$$

Отсюда найдем относительное временное увеличение числа оборотов агрегата $\beta = \frac{\Delta n}{n}$,



Фиг. 105. Изменение мощности турбины за время регулирования.

называемое обычно временной неравномерностью хода генератора:

$$\beta = \frac{\Delta n}{n} = \frac{3586 (L - L_1) \cdot T}{GD^2 n (2n + \Delta n)}.$$

Заменяя L через мощность N л. с.

$$L = 75 N,$$

получим:

$$\beta = \frac{268400 \cdot (N - N_1) \cdot T}{GD^2 n (2n + \Delta n)},$$

при GD^2 в кг-м^2 .

Если маховой момент выразить в т-м^2 , то получим:

$$\beta = \frac{268,4 (N - N_1) T}{GD^2 n (2n + \Delta n)}. \quad (74)$$

При мощности турбины в киловаттах формула будет иметь вид

$$\beta = \frac{364 \cdot (N - N_1) \cdot T}{GD^2 n (2n + \Delta n)}. \quad (74a)$$

Если принять с некоторой условностью, что время регулирования турбины T пропорционально величине сбрасываемой мощности, т. е.

$$T = T_s \cdot \frac{N - N_1}{N},$$

где T_s — время регулирования при полном сбросе, то выражение для временной неравномерности получим в следующем виде:

$$\beta = \frac{268,4 (N - N_1)^2 T_s}{GD^2 n (2n + \Delta n) N} = \frac{268,4 N T_s}{GD^2 n (2n + \Delta n)} \times \left(\frac{N - N_1}{N} \right)^2. \quad (75)$$

При мощности турбины в киловаттах:

$$\beta = \frac{36,4 N T_s}{GD^2 n (2n + \Delta n)} \left(\frac{N - N_1}{N} \right)^2. \quad (75')$$

Эти выводы с изменением знака при Δn относятся и к случаю увеличения нагрузки. При незначительных изменениях числа оборотов при регулировании величиной Δn в знаменателе можно пренебречь, и тогда формула (74) примет вид

$$\beta = \frac{134,2 (N - N_1) T}{GD^2 n^2} \text{ при } N \text{ в лошадиных силах} \quad (76)$$

и

$$\beta = \frac{182 (N - N_1) T}{GD^2 n^2} \text{ при } N \text{ в киловаттах.} \quad (77)$$

Это пренебрежение величиной Δn в знаменателе дает и некоторый запас в расчетах по определению необходимого махового момента, а именно:

Δn	0,1 n	0,2 n	0,3 n	0,4 n
$(2 + \Delta n)$	2,1 n	2,2 n	2,3 n	2,4 n
Запас в маховом моменте, %	5	10	15	20

В соответствии с этим и следует ограничивать применение сокращенной формулы ($\Delta n = 0$).

При набросе нагрузки упрощенная формула (76) дает, напротив, преуменьшенное значение β или GD^2 .

Произведя в знаменателе формулы (75) замену Δn через βn и решив уравнение относительно β , получим окончательную формулу для β (при N в лошадиных силах) в виде

$$\beta = \sqrt{\frac{268,4 (N - N_1)^2 T_s}{GD^2 n^2 N} + 1} - 1, \quad (78)$$

которую удобно применять, когда по заданным условиям изменения нагрузки $(N - N_1)$, времени регулирования T_s и при известных GD^2 и n ищется временная неравномерность.

Эта формула применима при сбросе нагрузки. При набросе нагрузки, как нетрудно убедиться, формула для β будет иметь вид

$$\beta = 1 - \sqrt{1 - \frac{268,4 (N - N_1)^2 T_s}{GD^2 n^2 N}}. \quad (79)$$

По приведенным формулам при заданных временной неравномерности хода агрегата, величине изменения нагрузки, числе оборотов генератора и времени регулирования может быть определен необходимый маховой момент вращающихся масс.

При получении формул предполагалось, что в процессе регулирования не происходит изменения напора или давления на рабочее колесо турбины. Такое допущение близко к действительности для турбин с открытой турбинной камерой при сравнительно короткой всасывающей трубе. Поскольку при внезапных изменениях потребляемого расхода воды турбиной не происходит существенного изменения давлений в потоке вследствие гидравлического удара. Иной режим создается при наличии достаточно длинной всасывающей трубы или напорного подводящего трубопровода. В этих случаях при быстром изменении расхода воды меняется и давление на турбину, которое необходимо учитывать при расчете временной неравномерности хода агрегата. Об этом подробно будет сказано ниже.

Приведенные формулы получены в предположении, что вращение маховых масс происходит с одинаковой угловой скоростью (с одинаковым числом оборотов). В практике же малого гидросилового строительства генератор часто присоединяется к турбине через передачу, и тогда число оборотов турбины и генератора не будет одинаковым.

Обычно маховой момент рабочего колеса турбины бывает незначительным, и при расчете временной неравномерности хода агрегата он не принимается во внимание. Маховые моменты малых генераторов также малы и бывают обычно недостаточны для поддержания относительного изменения числа оборотов β в допустимых пределах. Поэтому приходится ставить специальные маховики для доведения общего махового момента до требуемой величины. По условиям размещения и устройству гидроэлектрооборудования маховики ставятся преимущественно на гори-

зонтальном валу турбины, выполняя одновременно роль шкива ременной передачи. В этом случае маховые массы (маховик и ротор генератора) разделены и будут вращаться с разным числом оборотов. Тогда в формулы относительной неравномерности необходимо внести изменение в маховой момент.

В знаменателе формулы (76) выражение $GD^2 n^2$ определяет сумму живых сил вращающихся масс. Когда n было одинаково для всех масс, оно выносилось за знак суммы. При разных же n необходимо брать в знаменателе сумму

$$(GD_z^2 n_z^2 + GD_m^2 n_m^2),$$

где буквами z и m обозначены соответственно генератор и маховик.

Вынося за скобки n_z^2 , получим расчетную формулу для этих случаев при полном сбросе нагрузки:

$$\beta = \frac{134,2 \cdot N \cdot T_z}{\left[GD_z^2 + GD_m^2 \left(\frac{n_m}{n_z} \right)^2 \right] n_z^2} \quad (80)$$

Если взять более сложную формулу (74), то она, учитывая равенство

$$\frac{n_m(2n_m + \Delta n_m)}{n_z(2n_z + \Delta n_z)} = \left(\frac{n_m}{n_z} \right)^2,$$

поскольку

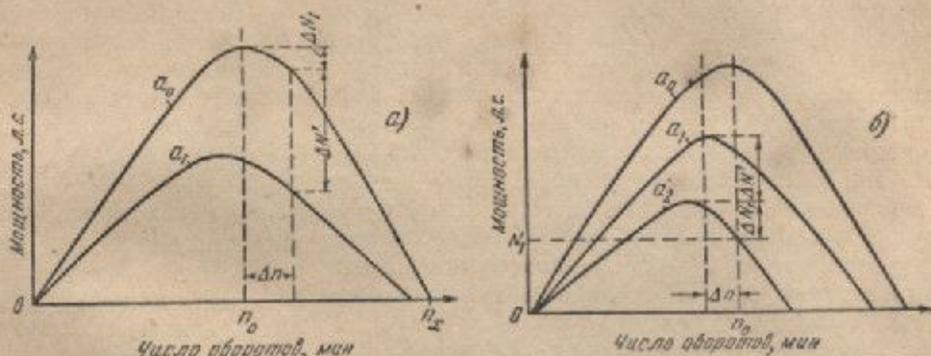
$$\Delta n_m = \frac{\Delta n_z}{k} = \frac{\Delta n_z \cdot n_m}{n_z},$$

приводит к выражению

$$\beta = \frac{268,4(N - N_1)T}{\left[GD_z^2 + GD_m^2 \left(\frac{n_m}{n_z} \right)^2 \right] n_z(2n_z + \Delta n_z)} \quad (81)$$

Как видим, роль маховика, находящегося на валу турбины, для регулирования хода генератора снижается, и для получения необходимого эффекта регулирования маховика, насаженные на вал турбины, приходится брать значительно [в отношении $\left(\frac{n_m}{n_z} \right)^2$] тяжелее, чем на валу генератора.

Полученные формулы для β выведены вне зависимости от типа турбины и ее характеристики. В действительности, разные типы турбин по-разному реагируют на изменение нагрузки: более быстроходные турбины быстрее наращивают число оборотов и развивают большее относительное значение разгонного числа оборотов. Если для тихоходных и нор-



Фиг. 106. Обратные мощностные характеристики турбин.

мальных турбин Френсиса отношение $\frac{n_z}{n_0}$ достигает 1,5—1,6, то для быстроходных турбин это отношение увеличивается до 2—2,5.

В соответствии с оборотной характеристикой турбины (фиг. 106) с увеличением числа оборотов против нормального n_0 мощность турбины уменьшается при сохранении открытия направляющего аппарата, несмотря на то, что расход воды в быстроходных турбинах при этом увеличивается.

Следовательно, при регулировании турбины изменение мощности ее происходит не только вследствие изменения открытия, но и вследствие изменения числа оборотов.

При сбросе нагрузки и частичном закрытии направляющего аппарата турбины в течение некоторого времени Δt получится увеличение числа оборотов, допустим на Δn . Тогда при сохранении открытия мощность турбины должна упасть на ΔN_1 (фиг. 106, a). Но так как за это время открытие турбины изменится при ее регулировании до некоторого a_1 , то мощность в результате этого упадет еще на $\Delta N'$, так что полное падение мощности будет равно $(\Delta N_1 + \Delta N')$.

Если взять промежутки времени Δt достаточно малыми, то можно получить и достаточно точную картину изменения числа оборотов турбины за весь период регулирования.

При увеличении нагрузки и, следовательно, открытии направляющего аппарата турбины происходит уменьшение числа оборотов. Это

приводит к увеличению мощности турбины (по крайней мере в начальный период регулирования), поскольку обычно при неполном открытии (нагрузке) турбина будет работать на нисходящей правой ветви оборотной характеристики (фиг. 106, б).

Допустим, что начальное открытие турбины было a_2 и мощность турбины при номинальном числе оборотов n_0 была N_1 . При увеличении нагрузки на турбину ее число оборотов за некоторый весьма малый промежуток времени Δt уменьшилось на Δn . Если бы открытие турбины оставалось прежним, то мощность турбины увеличилась бы на ΔN_1 . Но так как за это время произойдет открытие турбины, пусть до некоторого a_1 , то получится дополнительное увеличение мощности турбины на $\Delta N'$, так что общее повышение мощности будет и в данном случае равно $(\Delta N_1 + \Delta N')$.

В обоих случаях, таким образом, получится своеобразное саморегулирование турбины, ограничивающее временную неравномерность ее хода. Это свойство саморегулируемости будет резко проявляться у турбин с плохой рабочей характеристикой, когда резко падает к. п. д. с уменьшением нагрузки, и при малой начальной нагрузке, поскольку линия нормального числа оборотов тогда будет пересекать оборотные характеристики при малых открытиях в нижней части правой нисходящей ветви их.

В связи с указанным в полученные формулы для β нужно ввести некоторую поправку.

Эта поправка для случая сброса нагрузки может быть выражена в виде

$$a = \frac{1}{1 + \frac{\beta}{n_x - 1}} \quad (82)$$

и вводится как множитель в правую часть формулы для β (76). Приведенная поправка учитывает влияние как изменения числа оборотов, так и типа турбины, характеризующегося до известной степени разгонным числом оборотов.

С увеличением Δn (β), как это следует из выражения для поправки a , относительная временная неравномерность хода агрегата β уменьшается и увеличивается с повышением разгонного числа оборотов, а значит, и быстроходности турбины.

Поправка a всегда будет меньше единицы, поскольку $n_x > n_0$ и $\Delta n > 0$.

Если принять Δn в пределах от 15 до 30% от нормального числа оборотов турбины и генератора (предполагается соединение турбины и генератора на одном валу), а $n_x = (1,5 \div 2,5)n_0$, то поправка a будет колебаться в пределах:

$$\text{при } \Delta n = 0,15n \text{ и } n_x = 2,5n \dots a = 0,90;$$

$$\text{при } \Delta n = 0,30n \text{ и } n_x = 1,5n \dots a = 0,62.$$

Имея в виду невозможность учета влияния характеристики турбины, часто весьма своеобразной и не могущей быть выраженной математически, акад. И. В. Егизаров предлагает более простую поправку в виде множителя $\frac{n_x}{2n}$ в правой части выражения для β . Так

как n_x изменяется в пределах $(1,5 \div 2,5)n_0$, то поправка акад. И. В. Егизарова будет изменяться в пределах от 0,75 до 1,25.

Поскольку в обоих видах поправок входит разгонное число оборотов, то они применимы и рекомендуются лишь для случая сброса нагрузки. Совершенно очевидно, что влияние характеристики турбины будет иметь место и при набросе нагрузки.

19. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ

Несмотря на отсутствие математического выражения для оборотной характеристики турбины, представляется все же возможность использования ее для определения временной неравномерности β методом графического интегрирования. Причем учет влияния характеристики турбины на ход ее регулирования предлагаемым ниже методом возможен как при сбросе, так и при набросе нагрузок, что весьма существенно, так как для режима работы агрегата при набросе нагрузки не разработано каких-либо поправочных коэффициентов к формуле для β . Кроме того, предлагаемый метод позволяет анализировать ход регулирования на всем его протяжении при любом характере закрытия турбины.

При наличии достаточно полной оборотной мощностной характеристики можно построить график изменения числа оборотов турбины за время регулирования при известном маховом моменте агрегата и заданном законе изменения открытия турбины за тот же период.

а) Сброс нагрузки

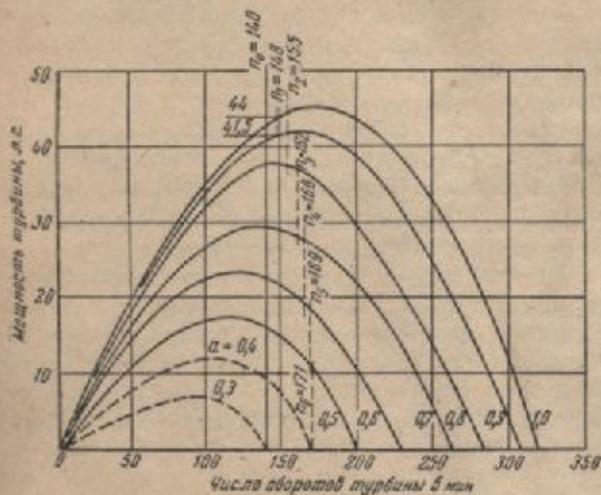
Методика построения легко уясняется на конкретном примере. Рассмотрим ниже режим работы агрегата с радиально-осевой турбиной, имеющей быстроходность $n_s = 380$.

Оборотная характеристика этой турбины представлена на фиг. 107 при напоре $H=2$ м. Нормальное число оборотов турбины $n_{T0}=140$ об/мин. Нормальная мощность турбины $N_0=43$ л. с. Примем синхронный генератор по каталогу завода „Электросила“ 1939 г. типа С-11-4-10 с маховым моментом $GD^2=0,025$ т.м.² Число оборотов генератора $n_{20}=600$ об/мин. От турбины к генератору установлена ременная передача с передаточным числом $k = \frac{600}{140} \approx 4,3$.

Учитывая недостаточность махового момента генератора, установим на одном валу с ним маховик, с тем чтобы общий маховой момент агрегата достигал $GD^2=0,10$ т.м.². Влиянием ременной передачи на число оборотов генератора для упрощения расчетов пренебрегаем.

Произведем подсчеты неравномерности хода агрегата при полном сбросе нагрузки. Время полного закрытия турбины примем $T_{за} = 2$ сек. при наличии автоматического регулирования скорости.

Разделяем весь период регулирования турбины на достаточно малые промежутки времени, равные $\Delta t = 0,2$ сек., в течение ко-

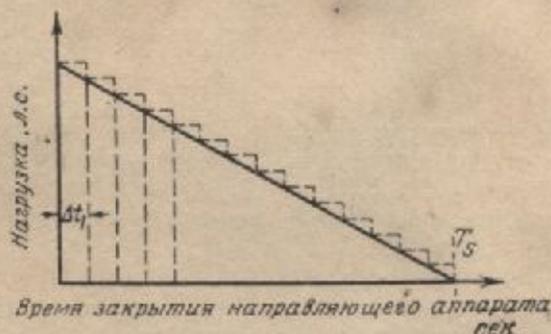


Фиг. 107. Обратная характеристика радиально-осевой турбины: $n_{20}=380$, $n_0=140$ об/мин и $H=2$ м.

торых можно было бы с достаточной точностью принимать мощность (открытие) и число оборотов турбины постоянными.

Тогда за первый такой промежуток времени Δt_1 примем мощность турбины постоянной и равной $N_0=43$ л. с. На генератор с маховиком передается мощность несколько меньшая за счет потерь энергии в передаче.

При к. п. д. ременной передачи равном 0,90 эффективная мощность турбины $N_s=0,90 \cdot 43=38,7$ л. с. Затрачиваемая энергия турбиной за время Δt_1 в данном случае будет определяться не площадью треугольника, а площадью прямоугольника, поскольку ход закрытия турбины условно принят по ступенчатой линии (фиг. 108). Поэтому в формулу временной неравномерности хода генератора β следует



Фиг. 108. Схема изменения мощности турбины при регулировании на сброс нагрузки.

внести поправку, умножив правую часть на 2. По формуле (76) временной неравномерности в данном случае следует определять не β , а приращение числа оборотов δn за отдельные малые промежутки времени Δt . Величиной δn в знаменателе формулы (74), которая должна заменяться здесь величиной δn , можем пренебречь. Таким образом, окончательный вид формулы для подсчетов δn будет следующий:

$$\delta n = \frac{268,4 \cdot N_s \Delta t}{GD^2 n} \quad (83)$$

В первый промежуток времени Δt_1 после сброса нагрузки мощность турбины, передаваемая на генератор, будет $N_s=38,7$ л. с. при $a_0=1$; число оборотов генератора и маховика считаем постоянным и равным $n=600$ об/мин. Тогда к концу времени Δt_1 генератор получит следующее приращение оборотов δn_1 :

$$\delta n_1 = \frac{268,4 \cdot 38,7 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 600} = 34 \text{ об/мин}$$

и число оборотов генератора n_{21} будет:

$$n_{21} = n_{20} + \delta n_1 = 600 + 34 = 634 \text{ об/мин.}$$

Турбина же будет иметь число оборотов

$$n_{T1} = \frac{634}{k} = \frac{634}{4,3} \approx 148 \text{ об/мин.}$$

Время от начала регулирования T , сек.	Эффективная мощность турбины на валу генератора N_g , л. с.	Число оборотов генератора в начале Δt n_g , об/мин	Приращение числа оборотов генератора за время Δt Δn_g , об/мин	Новое число оборотов в конце Δt		Мощность турбины при новом числе оборотов N_T , л. с.	Новое открытие турбины a	Мощность турбины при новом открытии и новом n_T N_T , л. с.	Общее приращение числа оборотов генератора к данному моменту T_{sa}	Временная неравномерность к данному моменту T $\beta = \frac{\Delta n}{n_0}$
				генератора n_g	турбины n_T					
0,2	38,7	600	34	634	148	44	0,9	41,5	34	
0,4	37,3	634	31,5	665,5	155	41,7	0,8	37,7	65,5	0,057
0,6	34,0	665,5	27,5	693	162	37,2	0,7	28,2	93,0	0,11
0,8	25,4	693	19,7	712,7	166	27,5	0,6	19,2	112,7	0,155
1,0	17,3	712,7	13	725,7	169	18,5	0,5	11,2	125,7	0,188
1,2	10,1	725,7	7,5	733,2	171	10,8	0,4	0	133,2	0,21
										0,22

При этом числе оборотов мощность турбины при сохранении открытия увеличилась бы при $a=1$ до 44 л. с. (фиг. 107). Но за время Δt , произойдет некоторое закрытие направляющего аппарата.

Полагаем, что закрытие от $a_0=1$ до $a_x=0$ идет прямо пропорционально времени T_{sa} . Тогда за время Δt , закрытие a уменьшится в отношении

$$\frac{a_0 - a_x}{T_{sa}} = \frac{\Delta a}{\Delta t}$$

Отсюда

$$\Delta a = \frac{a_0 - a_x}{T_{sa}} \Delta t \approx \frac{a_0}{T_{sa}} \cdot \Delta t$$

При $a_0=1$ имеем:

$$\Delta a = \frac{\Delta t}{T_{sa}} = \frac{0,1 \cdot T_{sa}}{T_{sa}} = 0,1$$

Правильнее было бы закрытие доводить не до нулевого значения, а до некоторого a_x , при котором турбина работает вхолостую, не развивая эффективной мощности. В дальнейшем мы покажем, каким путем можно устранить эту условность при определении временной неравномерности β или необходимого махового момента при заданном β .

Следовательно, открытие турбины к концу Δt_1 будет составлять

$$a_1 = a_0 - \Delta a = 1 - 0,1 = 0,9$$

При открытии $a_1=0,9$ и $n_{T1}=148$ об/мин мощность турбины снижается до 41,5 л. с. (фиг. 107).

Таким образом, к концу первого промежутка времени Δt_1 имеем:

$$N_T = 41,5 \text{ л. с.}; N_g = 0,9 \cdot 41,5 = 37,4 \text{ л. с.};$$

$$n_{T1} = 148 \text{ об/мин и } n_{g1} = 634 \text{ об/мин.}$$

Далее, определяем $\Delta n_2, \Delta n_3 \dots \Delta n_i$ генератора за следующие промежутки времени: $\Delta t_2,$

$\Delta t_3, \dots \Delta t_i$ и аналогично устанавливаем n_T и a и N_g к концу указанных промежутков времени.

Все последующие подсчеты сведены в табл. 19.

Как видим, нулевого значения мощность турбины достигает уже через 1,2 сек. после начала закрытия, когда открытие ее $a=0,4$. Число оборотов к этому времени достигнет $n_T = n_g = 171$ об/мин и будет являться разгонным для данного открытия. Следовательно, дальнейшего роста числа оборотов уже не будет происходить и оно начнет падать до нуля не пропорционально закрытию, а в соответствии с законом механики при действии живой силы вращающихся масс. Характер изменения числа оборотов в этот период нас не интересует, хотя можно было бы продолжить расчеты и дальше аналогично проведенным. График изменения числа оборотов, мощности и временной неравномерности по времени представлен на фиг. 109.

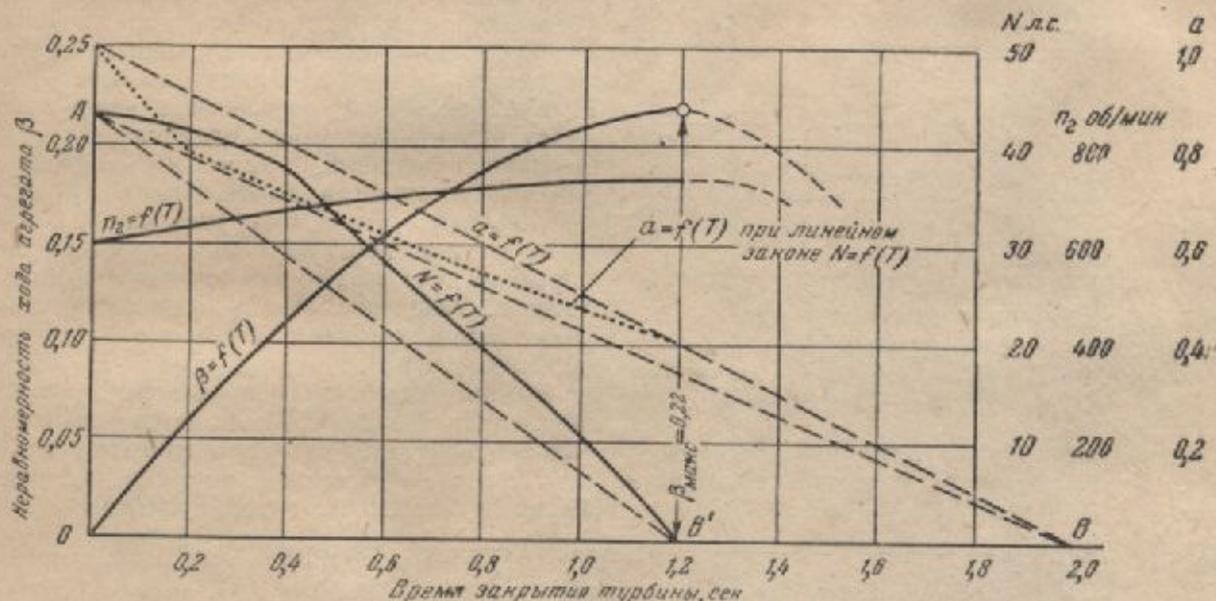
Если бы временную неравномерность определяли в предположении линейного изменения мощности по времени, то при $T_{sa}=2$ сек. получили бы $\beta=0,258$ [формула (78)], т. е. больше полученного графоаналитическим способом по оборотной характеристике $\beta=0,22$. Если учесть поправку

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{\beta}{\frac{n_x}{n_0} - 1}}$$

к формуле (76), то при $n_x=320$ об/мин и $n_0=140$ об/мин получим: $\alpha=0,84$ и $\beta=0,24$, что близко к полученному значению β по характеристике турбины. При фактически же установленном времени регулирования $T_s=1,2$ сек. получим по формуле (78) $\beta=0,16$, а по формуле (76) с учетом поправки $\alpha \beta=0,15$, что дает преуменьшенное значение β .

Последнее значение β меньше полученного с учетом характеристики турбины, что является закономерным, так как в первом случае мы преувеличили затрачиваемую турбиной энергию, принимая ее по треугольнику $O-A-B$ (фиг. 109); во втором случае преуменьшили, принимая ее по треугольнику $O-A-B'$ вместо фактической площади кривой $N=f(T)$, полученной графоаналитическим

вместо произведения NT^* . Тогда получим $\beta=0,20$, что уже в значительной степени приближается к значению, полученному графоаналитическим методом расчета. Чтобы выдержать прямолинейный закон изменения мощности по времени, принятый при выводе формулы (78), необходимо, очевидно, открытие турбины изменять по закону, отличному от прямой.



Фиг. 109. Изменение n , N , β и a в течение времени регулирования при полном сбросе нагрузки для радиально-осевой турбины с $n_2 = 380$ и $n_0 = 140$ об/мин.

методом при линейном изменении открытия a . Если же определить фактически затраченную за время регулирования работу турбины [площадь, ограниченную кривой $N=f(T)$ и координатами], то получим ее равной (по фиг. 109)

$$\int_0^{1,2} N dt \approx 32 \text{ л. с. сек.}$$

Эффективная работа на валу генератора, с учетом потерь в передаче, будет $32 \cdot 0,9 \approx 29 \text{ л. с. сек.}$

Эта работа при выводе формулы β представлена была выражением

$$\frac{NT}{2}$$

Следовательно, ее надо приравнять $\frac{NT}{2} = 29 \text{ л. с. сек.}$ Отсюда $NT = 58 \text{ л. с. сек.}$ Это значение и следует подставить в формулу (78)

Эта зависимость может быть установлена на основании данных табл. 19 для N и a при переменном числе оборотов.

По этим данным на фиг. 110 и построена зависимость $N=f(a)$. Тогда, принимая прямолинейный закон изменения мощности по времени (по прямой AB , фиг. 109) и считая неравномерность хода (ориентировочно) такой же, получим следующие открытия a :

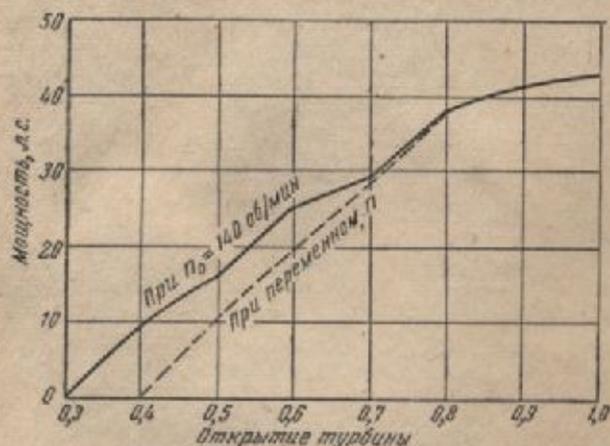
При $T_{сек.}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$N_{л.с.}$	43	36	28,5	21,5	14	7	0
$a=1$	0,78	0,7	0,62	0,54	0,47	0,4	*

Зависимость $a=f(T)$ при линейном изменении мощности по времени представлена на фиг. 109 ломаной линией, изображенной

* При $N_1 = 0$.

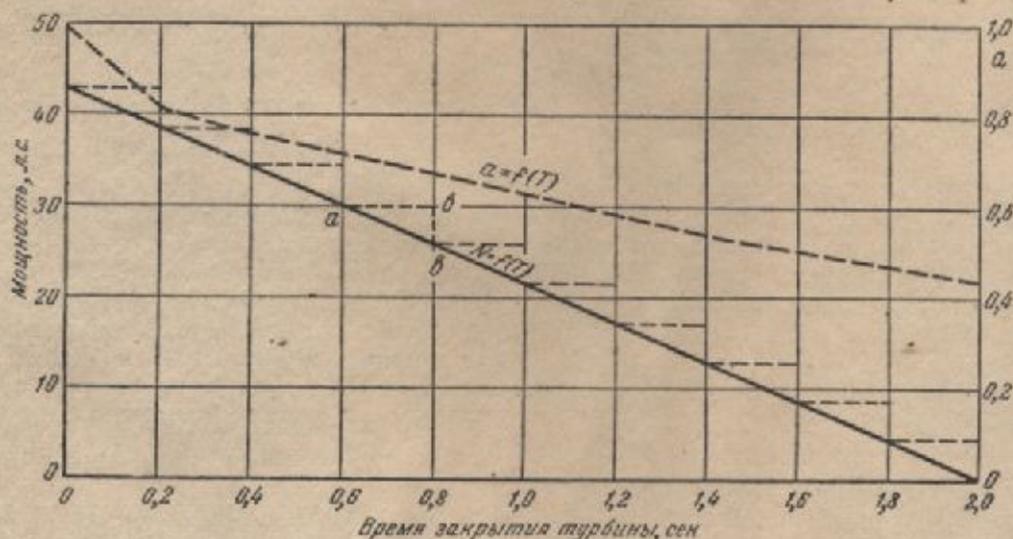
1 График изменения a по времени можно установить точнее пользуясь обратной характеристикой и проводя аналогичные табличные расчеты при N пропорциональном T (см. ниже).

точками. Такой характер закрытия турбины не соответствует фактическому при современных автоматических регуляторах, дающих эту зависимость в виде кривой, выгнутой вверх, что объясняется, повидимому, некото-



Фиг. 110. Зависимость $N=f(a)$ для радиально-осевой турбины с $n_s=380$ и $n_0=140$ об/мин, при переменном n во время регулирования.

рым запаздыванием регулятора из-за мертвого хода. Учет этого обстоятельства показан ниже.



Фиг. 111. Изменение открытия турбины a при регулировании, когда мощность ее изменяется пропорционально времени. Для радиально-осевой турбины $n_s=380$ и $n_0=140$ об/мин.

Подробный графоаналитический расчет изменения открытия a и временной неравномерности β для той же турбины при изменении ее мощности в процессе регулирования по закону прямой приведен в табл. 20. При этом для сравнения с подсчетами по формуле для

временной неравномерности нами приняты $T_s=2$ сек. и полный сброс нагрузки, при прочих равных условиях. Изменение N и a по времени представлено на фиг. 111. При $N=0$ открытие турбины еще остается равным $a_s=0,43$, что соответствует открытию холостого хода.

Здесь β , к концу регулирования оказалась равной 0,28, а по формуле $\beta=0,26$. Несколько преувеличенные результаты при расчете по обратной характеристике получились вследствие принятия ступенчатой линии изменения мощности (пунктирная линия на фиг. 111). Расходимость будет тем меньше, чем меньше будет принятый интервал времени Δt .

Если принимается прямолинейный закон изменения мощности по времени в процессе регулирования, то в этом случае уже не может быть учтена характеристика турбины при определении β графоаналитическим методом расчета. Указанный метод позволяет установить лишь характер изменения открытия турбины для обеспечения принятого закона изменения мощности ее; временная же неравномерность вполне определяется принятым законом изменения N по времени. Но так как этот закон изменения открытия a будет определяться типом и характеристикой тур-

бины, то практическое осуществление его становится невозможным, так как для каждой индивидуальной турбины требуется обеспечить и специальный для нее характер регулирования. Поэтому все расчеты по установлению β при прямолинейном законе изменения мощ-

ности являются фиктивными и ориентировочными.

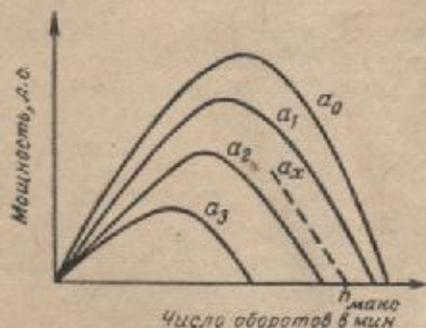
В связи с тем, что принятым прямолинейным законом изменения мощности исключается влияние характеристики турбины, пропадает смысл и вводимой поправки к формуле для β (76) за счет характеристики.

Поправка эта имеет смысл лишь при принятом прямолинейном (или каком-либо другом) законе изменения открытия направляющего аппарата, учитывая, что обычно мощность турбины не пропорциональна открытию.

Как видим, для обеспечения прямолинейного закона изменения мощности закрытие турбины должно вестись более интенсивно в начальный период. Принимая же равномерное по времени изменение открытия, мы вводим некоторый запас в коэффициент β по сравнению с тем, когда N изменяется равномерно во времени.

Применение предлагаемого метода расчета временной неравномерности с учетом характеристики турбины требует знания открытия направляющего аппарата турбины при холостом ходе a_x при том максимальном числе оборотов n_{\max} , которого турбина достигнет в процессе регулирования. Так как эти величины взаимно зависимы, то расчет можно вести при знании одной из них.

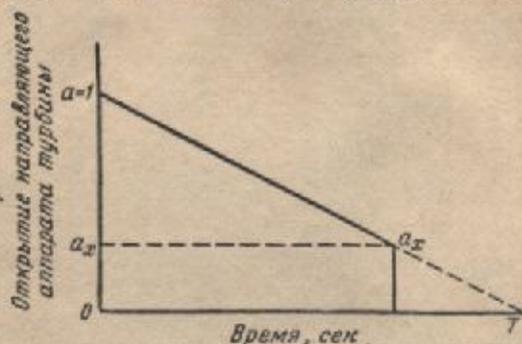
Можно, задаваясь несколькими значениями времени полного закрытия турбины T_{zo} при полном сбросе нагрузки, устанавливать по



Фиг. 112. Схема установления a_x на обратной мощностной характеристике.

предлагаемому методу фактическое время регулирования T_x до момента, когда мощность турбины будет равна нулю, а число оборотов ее достигнет максимального значения. Строя затем зависимость $\beta = f(T)$, можно устанавливать по заданному T_x временную неравномерность или, наоборот, по заданной β определять T_x . Такие расчеты проводятся при известном маховом моменте агрегата.

Однако на практике приходится устанавливать технико-экономическими расчетами величину потребного махового момента, имеющего существенное значение при проектировании гидроэнергетического оборудования и здания станции. Поэтому расчет можно вести и в ином порядке. Следует задаться желательными величинами T_x и β , которые более



Фиг. 113. Построение графика изменения открытия турбины в течение времени регулирования.

или менее нормированы, определить по β значение n_{\max} турбины:

$$n_{\max} = \frac{(n_{z0} + \beta n_{z0})}{k}$$

и по n_{\max} на обратной характеристике найти, какому открытию холостого хода отвечает это число оборотов (фиг. 112).

Затем строится график по линейному закону изменения $a = f(T)$ по двум точкам: 1) $a = 1$ при $N = N_{\max}$ и $T = 0$; 2) $a = a_x$ при $N = 0$ и принятом времени регулирования T_x (фиг. 113). При полученном характере изменения открытия a производится вычисления графоаналитическим способом. По данным GD^2 и полученному каждый раз времени регулирования T_x (когда N достигает нуля) строится зависимость $GD^2 = f(T)$. По этой кривой устанавливаются необходимый маховый момент для принятого времени регулирования T_x , а также и соответствующее ему β .

При выборе серийной турбины часто приходится принимать число оборотов ее отклоняющимся от нормального. Это обстоятельство должно отразиться на коэффициенте временной неравномерности.

Пусть, например, принято, что у этой же радиально-осевой турбины с $n_0 = 380$ рабочее число оборотов $n_T = 182$ об/мин.

Тогда по графоаналитическому методу временная неравномерность уменьшится до $\beta = 0,18$ вместо $\beta = 0,22$ при нормальном числе оборотов турбины $n_{T0} = 140$ об/мин (отноше-

Время от начала регулирования T , сек.	Эффективная мощность турбины на валу генератора N_2 , л. с.	Число оборотов генератора в начале Δt n_2 , об/мин	Приращение числа оборотов генератора за время Δt Δn , об/мин	Новое число оборотов в конце Δt		Новое открытие турбины в конце времени Δt a	Мощность турбины в конце Δt при новом открытии N_T , л. с.	Общее приращение числа оборотов генератора к данному моменту Σn	Временная неравномерность к данному моменту T $\beta = \frac{\Sigma n}{n_{20}}$
				генератора n_2	турбины n_T				
0,2	38,7	600	35	635	148	0,82	38,7	35	0,06
0,4	34,8	635	29	664	155	0,76	34,4	64	0,11
0,6	31,0	664	25	689	160	0,72	30,1	89	0,15
0,8	27,1	689	21	710	165	0,68	25,8	110	0,18
1,0	23,2	710	17,5	727,5	169	0,635	21,5	127,5	0,21
1,2	19,3	727,5	14	741,5	172	0,584	17,2	141,5	0,236
1,4	15,5	741,5	11	753	175	0,537	12,9	153	0,255
1,6	11,6	753	8	761	177	0,50	8,6	161	0,27
1,8	7,7	761	5,5	766,5	178	—	4,3	166,5	0,28
2,0	3,9	766,5	2,5	769	179	0,43	0	169	0,283

ние $\frac{0,18}{0,20} = 0,82$). И это получилось, несмотря на увеличение начальной мощности турбины до $N = 45,4$ л. с. вместо 43 л. с.

Значение β по формуле (78) при $T = 1$ сек., $N = 45,4$ л. с. и $N_2 = 40,8$ л. с. получается равным 0,14.

Данный пример отчетливо показывает влияние характеристики турбины на расчеты регулирования.

При столь быстром закрытии турбины $T_s = 2$ сек., какое было принято в вышеприведенном примере и которое отвечает автоматическому регулированию, обратная характеристика турбины влияет на расчет в небольшой степени. Хотя и здесь можно отметить, что рост временной неравномерности хода генератора при малых открытиях ограничивается разгонным числом оборотов.

Следовательно, при более медленном закрытии турбины, отвечающем ручному регу-

лированию, влияние характеристики должно сказаться более резко на ограничении β .

Произведем расчеты регулирования для этой же турбины при тех же условиях, но при времени полного регулирования $T_{\text{пол}} = 6$ сек. Примем здесь $\Delta t = 0,3$ сек. Расчеты сведены в табл. 21.

Как видим, при открытии 0,5 разгонное число оборотов $n_x = 200$ об/мин ограничивает рост временной неравномерности при достижении этого открытия, поскольку мощность турбины при этом падает до нуля.

Дальнейшеекрытие направляющего аппарата приведет к падению β в соответствии с уменьшением разгонного числа оборотов. Предельное значение β , определенное с учетом характеристики турбины, получилось равным 0,47. Причем мощность турбины достигла нулевого значения не через 6 сек., а через 3 сек. при открытии $a = 0,5$. Значит, время полного закрытия турбины является

Таблица 21

Время от начала регулирования T , сек.	Эффективная мощность турбины на валу генератора N_2 , л. с.	Число оборотов генератора в начале Δt n_2 , об/мин	Приращение числа оборотов генератора за время Δt Δn , об/мин	Новое число оборотов в конце Δt		Новое открытие турбины в конце Δt a	Мощность турбины при новом открытии и новом N_T , л. с.	Общее приращение числа оборотов генератора к данному моменту Σn	Временная неравномерность к данному моменту T $\beta = \frac{\Sigma n}{n_{20}}$
				генератора n_2	турбины n_T				
0,3	38,7	600	52	652	152	0,95	43,1	52	0,087
0,6	38,8	652	48	700	163	0,90	42,0	100	0,17
0,9	37,8	700	43	743	173	0,85	38,8	143	0,24
1,2	35,0	743	38	781	181	0,80	34,0	181	0,30
1,5	30,6	781	32	813	189	0,75	28,5	213	0,35
1,8	25,7	813	25	838	195	0,70	23,5	238	0,40
2,1	21,2	838	20	858	200	0,65	16,5	258	0,43
2,4	14,8	858	14	872	203	0,60	9,7	272	0,45
2,7	8,7	872	8	880	204	0,55	~4,0	280	0,47
3,0	3,6	880	3	883	205	0,50	0	283	0,472
3,3	0	883							

Началось падение числа оборотов генератора

условным, необходимым только для установления элементарного изменения открытия за время Δt . Решающим же в расчетах временной неравномерности является время T_{sa} , при котором мощность турбины достигнет нуля.

Если и в данном случае для сопоставления определить β по формуле (78) — при линейном изменении мощности за время регулирования $T_{sa} = 6$ сек., то получим $\beta = 0,65$, а по формуле (76) с учетом поправки α $\beta = 0,59$.

При фактически же установленном времени регулирования $T_s = 3$ сек., полученном по табл. 21, β по формуле (78) будет равно 0,365, а с учетом поправки α $\beta = 0,34$. Полученная же временная неравномерность по характеристике турбины при пропорциональном по времени изменении открытия составит $\beta = 0,47$.

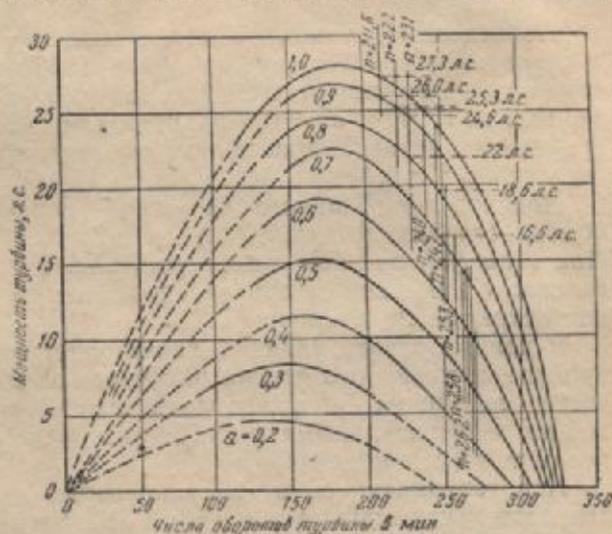
Вышеприведенные расчеты были выполнены для быстроходной радиально-осевой турбины, у которой максимальная мощность достигается при числе оборотов больше нормального (при 175 об/мин). Это обстоятельство, несомненно, увеличило временную неравномерность β при принятии за расчетное число оборотов (n_0) такое, которое соответствует максимальному к. п. д. Для турбин с меньшей быстроходностью (нормальных и тихоходных) максимальная мощность достигается при числе оборотов, приближающемся к нормальному, и тогда величина β при тех же условиях регулирования должна быть меньше, что и подтверждается произведенными подсчетами β для радиально-осевой турбины с $n_s = 170$, оборотная характеристика которой приведена на фиг. 114. Подсчеты для этого случая показывают, что временная неравномерность хода генератора достигает через 4,2 сек. максимального значения $\beta = 0,364$.

Определение β по формуле (78) при $T = 6,0$ сек. дает $\beta = 0,47$, а по формуле (76) с поправкой α получается $\beta = 0,36$. При фактическом времени регулирования $T = 4,2$ сек. по формуле (78) получается $\beta = 0,345$, а по формуле (76) с поправкой α $\beta = 0,28$.

Результаты сравнительных подсчетов величины β различными методами для радиально-осевой турбины приводят к следующему:

n_s	$\frac{n_x}{n_0}$	Временная неравномерность β			При T_{sa} сек.
		по оборотной характеристике	по формуле (78)	по формуле (76) с поправкой α	
360	2,29	0,22	0,258	0,24	2
360	2,29	0,47	0,65	0,59	6
170	1,62	0,364	0,47	0,36	6

Как видим, учет характеристики турбины может привести к уменьшению β по сравнению с подсчитанным по формуле (78), и тем более по формуле (76) без поправки α . Эта разница особенно существенна при значительном времени регулирования T_{sa}^* . Подсчет по упрощенной формуле (76) с поправкой α дает β , близкое к его значению, полученному графоаналитическим методом, в тех случаях, когда T_{sa} мало или когда турбина имеет относительно малое разгонное число оборотов,



Фиг. 114. Оборотная характеристика радиально-осевой турбины $n_s = 170$ и $n_0 = 200$ об/мин.

т. е. при нормальной и тихоходной радиально-осевой турбине. При малом T_{sa} , повидимому, характеристика турбины вообще будет иметь малое влияние на временную неравномерность.

В таблице сравнительных данных приведены были значения β по формулам (78) и (76) при времени регулирования T_{sa} , соответствующем времени полного закрытия направляющего аппарата. Если же брать время T_s , соответствующее времени закрытия до холостого хода a_x , когда мощность турбины достигает нуля, то β получается преуменьшенным и тем более с поправкой α . Это объясняется порочностью самого принципа, положенного в основу расчета, по которому мощность турбины изменяется линейно с течением времени.

Полный сброс нагрузки следует рассматривать как аварийный случай в режиме работы турбины, встречающийся сравнительно редко, при котором электрическая сеть полностью отключается от агрегата.

* Полного закрытия турбины.

Чаще наблюдается сброс части нагрузки на ГЭС. При ручном регулировании это может привести к значительным колебаниям числа оборотов генератора.

В этом случае важно уметь правильно вычислять временную неравномерность хода генератора при заданном маховом моменте агрегата.

Предложенный выше метод определения временной неравномерности с учетом характеристики турбины и в данном случае может быть применен.

Проведенные, таким образом, подсчеты с радиально-осевой турбиной при $n_2 = 170$ и изменении нагрузки от 23,9 л.с. (при $a_1 = 0,9$) до 13,5 л.с. (при $a_2 = 0,525$) показали, что временная неравномерность хода агрегата составляет $\beta = 0,11$.

Подсчет коэффициента временной неравномерности β по формуле (78) дает $\beta = 0,11$. При этом фактическое время регулирования совпало с намеченным при линейном изменении открытия по времени.

В данном случае влияния характеристики турбины и принятого закона изменения мощности за время регулирования оказались весьма незначительными и находились в пределах точности подсчетов.

При автоматическом регулировании и, следовательно, меньшем времени закрытия турбины результаты подсчетов по временной неравномерности, очевидно, будут одинаковыми с предыдущими по степени влияния характеристики турбины.

б) Наброс нагрузки

Рассмотрим увеличение нагрузки. В данном случае может быть только изменение нагрузки от некоторой величины $N_{s1} > 0$ до $N_{s2} > N_{s1}$. Для выявления влияния характеристики турбины на временную неравномерность хода агрегата примем значительное увеличение нагрузки, например от 35 до 75% полной эффективной мощности турбины, что более вероятно на малых ГЭС.

С той же целью время регулирования возьмем также увеличенное против ранее рассмотренных примеров при сбросе нагрузки.

Проведем определение временной неравномерности опять на конкретном примере.

Возьмем радиально-осевую турбину с $n_2 = 380$ и $n_{70} = 140$ об/мин с параметрами, указанными в первом примере:

число оборотов генератора $n_{20} = 600$ об/мин, передаточное число $k = 4,3$,

маховой момент агрегата $GD^2 = 0,1$ т.м².

Подсчеты произведем для двух случаев:

1) при автоматическом регулировании при $T_{sa} = 6,5$ сек., что дает для частичного наброса нагрузки $T = 2$ сек., и

2) при ручном регулировании при $T_{sa} = 20$ сек., что дает для частичного наброса нагрузки $T = 6$ сек.

Пусть в обоих случаях начальная нагрузка на турбину была $N_1 = 9,5$ л.с., что соответствует открытию $a = 0,40$.

Эффективная мощность при этом будет $N_{s1} = 8,55$ л.с. Допустим, что увеличение нагрузки произошло мгновенно до $N_2 = 29,5$ л.с., что соответствует открытию турбины $a = 0,70$. Соответствующая эффективная мощность будет $N_{s2} = 26,5$ л.с.

При $T = 2$ сек. и $\Delta t = 0,2$ сек. изменение открытия Δa за период Δt при равномерном его увеличении будет $\Delta a = 0,03$.

Приращение числа оборотов генератора при этом определяется по формуле

$$\delta n = \frac{268,4(N_{s2} - N_{s1})\Delta t}{GD^2 n_2} = \frac{536,8(N_{s2} - N_{s1})}{n_2}$$

Здесь N_s — переменная мощность турбины, увеличивающаяся по мере открытия от N_{s1} до N_{s2} ;

n_2 — постепенно изменяющееся при регулировании число оборотов генератора.

Подсчеты временной неравномерности для этого случая по оборотной характеристике приведены в табл. 22. Наибольшее значение β получилось 0,15. Изменение основных показателей работы турбины при регулировании приведены на фиг. 115.

При $T = 6$ сек. и $\Delta t = 0,4$ сек. изменение открытия за период Δt будет $\Delta a = 0,02$.

Приращение числа оборотов генератора при этом определяется по формуле

$$\delta n = \frac{268,4(N_{s2} - N_{s1})\Delta t}{GD^2 n_2} = \frac{805,2(N_{s2} - N_{s1})}{n_2}$$

Подсчеты временной неравномерности для этого случая приведены в табл. 23.

Подсчеты показывают, что при $T = 6$ сек. открытие турбины идет так медленно, что число оборотов ее сильно снижается, и турбина начинает работать в такой зоне оборотной характеристики (левые ветви кривых), где происходит резкое уменьшение мощности с уменьшением числа оборотов. В результате,

несмотря на продолжающееся по тому же закону открытие турбины, мощность ее в конце назначенного времени регулирования ($T=6$ сек.) растет весьма медленно, не достигая требуемой величины, хотя открытие турбины и соответствует увеличившейся нагрузке. Это приводит в дальнейшем к чрезмерному росту временной неравномерности β .

Следует отметить, что с уменьшением числа оборотов генератора снизятся в сети напряжение и частота. Это приведет к уменьшению потребляемой мощности и позволит турбине увеличить число оборотов и тем повысить к. п. д., а значит, и мощность; одновременно с этим будет восстанавливаться и нагрузка.

Учесть это обстоятельство в расчетах пока не представляется возможным, однако можно полагать, что оно будет уменьшать колебание оборотов турбины и создаст более благоприятные условия регулирования.

Принятие же нагрузки постоянной за все время регулирования при ручном управлении, очевидно, приводит к значительному запасу обеспеченности регулирования.

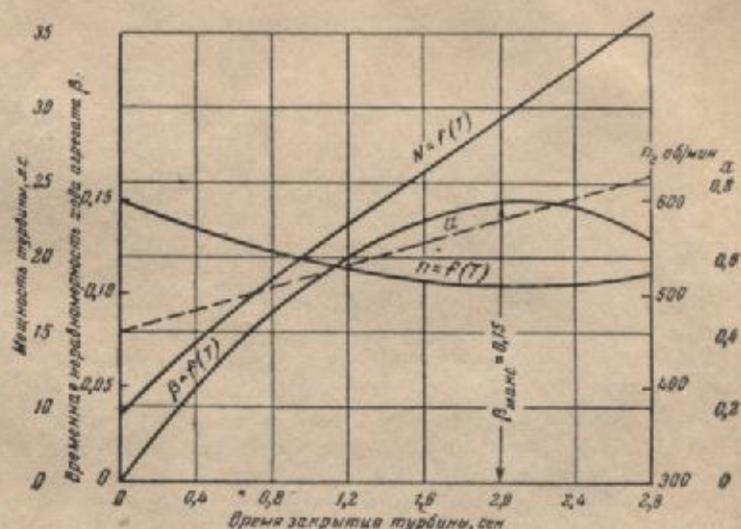
Для обеспеченности же регулирования в заданных расчетных условиях (особенно T_0), очевидно, необходимо увеличить маховой момент агрегата.

Если принять в данном примере (при $T=6$ сек.) за временную неравномерность ту, которая будет достигнута к моменту $T=6$ сек., то получим $\beta=0,40$, а через 9,2 сек. — $\beta=0,53$ (табл. 23). Подсчет β по формуле (79), которая учитывает изменение мощности во времени по линейному закону, дает при $T=2$ сек. $\beta=0,144$, что почти совпадает с полученным значением β при учете характеристики турбины и при линейном изменении a . При $T=6$ сек. $\beta=0,56$, что превосходит в 1,4 раза значение β при учете характеристики турбины.

Как видим, и в данном случае с увеличением времени регулирования влияние характеристики турбины сказывается более заметно на величине β , поскольку при этом более существенно начинает проявляться и закон изменения мощности в период регулирования. При $T=2$ сек. и при линейном изменении a по времени закон изменения мощности турбины также весьма близок к линейному (фиг. 115), что и привело к совпадению результатов при данном T . При $T=6$ сек.

напротив, изменение мощности (при a , изменяющемся линейно) происходит по явно выраженной кривой, что и дало существенную расхожимость в величинах β (0,40 и 0,56).

Если же взять $T_0=9,2$ сек. для сравнения с тем, что получено по графоаналитическому методу (табл. 23), то β будет мнимым. Это значит, очевидно, что невозможно отрегулировать турбину при столь медленном открытии



Фиг. 115. Изменения n , N , β и a в течение времени регулирования при частичном набросе нагрузки для радиально-осевой турбины с $n_1=380$ и $n_0=140$ об/мин.

турбину при столь медленном открытии при условии сохранения нагрузки постоянной. Расчет с учетом влияния характеристики приводит к такому же выводу. Однако в последнем случае β получилось реальной величиной, а не мнимой.

Можно также отметить, что неполный наброс нагрузки приводит также к сближению результатов подсчета по разным методам.

Одновременно следует отметить, что время регулирования при ручном управлении турбиной должно быть по возможности уменьшено.

В результате проведенных расчетов по установлению временной неравномерности хода агрегата β можно сделать следующие выводы:

1. Временная неравномерность при регулировании турбины будет вполне определяться принимаемым законом изменения мощности турбины за время регулирования.
2. Принятие определенного закона изменения N по времени, в частности линейного изменения мощности по времени, не позволяет учесть влияния характеристики турбины и тре-

Таблица 22

Время от начала регулирования T , сек.	Эффективная мощность турбины на валу генератора N_2 , л. с.	Превышение нагрузки над эффективной мощностью турбины $(N_{22}-N_2)$, л. с.	Число оборотов генератора в начале периода Δt n_2 , об/мин	Приращение числа оборотов генератора за время Δt Δn , об/мин	Новое число оборотов в конце Δt		Новое открытие турбины в конце периода Δt a	Мощность турбины при новом открытии и новом n_T N_T , л. с.	Общее приращение числа оборотов генератора к данному моменту T $\Sigma \Delta n$	Временная неравномерность к данному моменту T $\beta = \frac{\Sigma \Delta n}{n_{20}}$
					генератора n_2	турбины n_T				
0,2	8,55	+17,95	600	-16	584	136	0,43	12,0	16	0,027
0,4	10,8	15,7	584	14	570	132	0,46	14,0	30	0,05
0,6	12,6	13,9	570	13	557	129	0,49	16,4	43	0,07
0,8	14,8	11,7	557	11	546	127	0,52	18,6	54	0,09
1,0	16,7	9,8	546	10	536	125	0,55	20,5	64	0,11
1,2	18,5	8,0	536	8	528	123	0,58	22,3	72	0,12
1,4	20,1	6,4	528	7	521	121	0,61	24,1	79	0,13
1,6	21,7	4,8	521	5	516	120	0,64	25,8	84	0,14
1,8	23,2	3,3	516	3	513	119	0,67	27,2	87	0,145
2,0	24,5	+2,0	513	-2	511	119	0,70	28,8	89	0,15
2,2	25,9	+0,6	511	-0,6	510,4	119	0,73	30,8	89,6	0,15
2,4	27,7	-1,2	510,4	+1,3	511,7	119	0,76	32,9	88,3	0,15
2,6	29,6	-3,1	511,7	+3,3	515	120	0,79	34,9	85	0,14
2,8	31,4	-4,9	515	+5	520	121	0,82	36,3	80	0,13

Таблица 23

Время от начала регулирования T , сек.	Эффективная мощность турбины на валу генератора N_2 , л. с.	Превышение нагрузки над эффективной мощностью турбины $(N_{22}-N_2)$, л. с.	Число оборотов генератора в начале периода Δt n_2 , об/мин	Приращение числа оборотов генератора за время Δt Δn , об/мин	Новое число оборотов в конце Δt		Новое открытие турбины в конце периода Δt a	Мощность турбины при новом открытии и новом n_T N_T , л. с.	Общее приращение числа оборотов генератора к данному моменту T $\Sigma \Delta n$	Временная неравномерность к данному моменту T $\beta = \frac{\Sigma \Delta n}{n_{20}}$
					генератора n_2	турбины n_T				
0,4	8,55	17,95	600	24	576	134	0,42	11,3	24	0,06
0,8	10,2	16,3	576	23	553	128	0,44	13,5	47	0,08
1,2	12,1	14,4	553	21	532	123	0,46	15,0	68	0,11
1,6	13,5	13,0	532	20	512	119	0,48	16,3	88	0,15
2,0	14,8	11,7	512	18	494	115	0,50	17,5	106	0,18
2,4	15,8	10,7	494	17	477	111	0,52	18,7	123	0,21
2,8	16,8	9,7	477	16	461	107	0,54	19,7	139	0,23
3,2	17,7	8,8	461	15	446	104	0,56	20,5	154	0,26
3,6	18,5	8,0	446	14	432	100	0,58	21,4	168	0,28
4,0	19,3	7,2	432	13	419	98	0,60	22,7	181	0,30
4,4	20,4	6,1	419	12	407	95	0,62	22,8	193	0,32
4,8	20,5	6,0	407	12	395	92	0,64	23,3	205	0,34
5,2	21	5,5	395	11	384	89	0,66	23,6	216	0,36
5,6	21,2	5,3	384	11	373	87	0,68	24,0	227	0,38
6,0	21,6	4,9	373	11	362	84	0,70	24,2	238	0,40
6,4	21,8	4,7	362	10	352	82	0,72	24,8	248	0,41
6,8	22,3	4,2	352	10	342	80	0,74	25,0	258	0,43
7,2	22,5	4,0	342	9	333	78	0,76	25,1	267	0,45
7,6	22,6	3,9	333	9	324	75	0,78	25,0	276	0,46
8,0	22,5	4,0	324	10	314	73	0,80	25,2	286	0,48
8,4	22,7	3,8	314	10	304	71	0,82	25,3	296	0,50
8,8	22,8	3,7	304	10	294	68	0,84	24,6	306	0,51
9,2	22,1	4,4	294	12	282	65	0,86	24,0	318	0,53

бует также вполне определенного закона изменения открытия турбины по времени $a = f(T)$, фактически не всегда выполнимого, поскольку он будет разным для каждой индивидуальной турбины.

Таким образом, если принимается изменение мощности по времени по закону прямой и это выполняется в процессе регулирования, то поправки для учета характеристики турбины к приведенным ранее формулам [(74), (76) и др.], полученным на основе этого закона изменения N , не нужны. Поправки нужны лишь в том случае, когда мы согласимся, что принятый закон изменения N по времени условен и фактически не будет выполняться.

Практически проще и целесообразнее задаваться законом изменения открытия турбины a по времени. Открытие кинематически связано с регулятором, и может быть заранее определен закон его изменения.

Принятие линейного по времени изменения открытия приводит к большей временной неравномерности по сравнению с таковой при равномерном изменении мощности. Для уменьшения β необходимо было бы более интенсивное прикрытие направляющего аппарата в начальный момент регулирования. Но это приведет к увеличению потребной работоспособности регулятора. При ручном регулировании такой ход регулирования вполне естественен, но требуется проверка возможности обеспечения одним человеком заданной начальной скорости закрытия (открытия) направляющего аппарата. Учитывая же индивидуальность работников, целесообразнее принимать линейный закон изменения открытия по времени. Это дает и известный запас в расчетах. Воздействовать же на принимаемую величину махового момента (если он оказывается велик) можно путем увеличения нормативных данных по временной неравномерности β .

3. Графоаналитический метод позволяет правильно учесть влияние характеристики турбины как при сбросе, так и при набросе нагрузки в любых пределах. При этом расходимость в результатах подсчета β по двум методам (a или N —линейные функции времени) уменьшается вплоть до полного совпадения при малых изменениях нагрузки. Следовательно, поправочный коэффициент к формуле β должен вводиться не только при сбросе нагрузки, но и при набросе ее, и ставиться в зависимость от величины колебания нагрузки. В поправочном коэффициенте α эта последняя зависимость до известной степени учитывается введением величины Δn .

При малых изменениях нагрузки характеристика турбины не оказывает уже существенно влияния на коэффициент неравномерности.

4. Графоаналитический метод позволяет также учитывать изменение расчетного числа оборотов против нормального при применении стандартных турбин, выпускаемых серийно, что не находит отражения при расчетах по формуле (78).

5. Предлагаемый метод применим при любом законе изменения открытия $a = f(T)$ без осложнения расчетов. При этом в процессе расчетов получается полная картина изменения N , a , n и β по времени, так что имеется возможность проверки путем вычисления результирующего β (максимального значения) по площади кривой $N = f(T)$.

Проводимые расчеты по оборотной характеристике турбины, полученной в лабораторных условиях, естественно, будут не вполне отвечать натуре, поскольку характеристика установленного агрегата будет несколько отличаться от лабораторной.

Графоаналитический метод расчета временной неравномерности можно производить не по оборотным характеристикам, а по универсальным видам

$$\eta = f(Q'_1, n'_1).$$

По ним мощность при новом числе оборотов турбины определяется по значениям Q'_1 и η .

Следует иметь в виду, что при расчете по универсальным характеристикам необходимо приведенное число оборотов относить к $H = 1$ м и $D_1 = 1$ м, а получающийся к. п. д. пересчитывать для натуральной турбины.

При расчетах по регулированию турбин с поворотными рабочими лопастями следует учитывать, что лопасти рабочего колеса поворачиваются при регулировании значительно медленнее лопаток направляющего аппарата. Следовательно, в процессе регулирования в начальный период указанные турбины будут работать как пропеллерные с начальным положением лопастей (углом φ), и тогда следует брать при расчетах регулирования универсальную характеристику турбины не с поворотными рабочими лопастями, а пропеллерной с неподвижными лопастями.

20. УСЛОВИЯ РАСЧЕТОВ ПО РЕГУЛИРОВАНИЮ ТУРБИН

В расчетах по регулированию турбин имеет существенное значение установление нормативных величин, определяющих допустимые условия регулирования.

Входящие в расчетные формулы величины еще не имеют вполне определенных значений и при расчетах приходится их устанавливать, соотносясь не только с техническими, но и с экономическими требованиями, ориентируясь на рекомендуемые пределы их значений.

Точность, к которой стремятся при разработке методов расчета, часто поглощается грубыми допущениями при установлении расчетных условий и нормативов. Поэтому расчетным условиям следует уделять не меньшее внимание, чем методике расчета.

Для расчетов по обеспечению регулирования гидроагрегата необходимо установить:

1) величину возможного сброса или наброса нагрузки на агрегат в различных условиях работы ГЭС;

2) характер изменения мощности турбины в процессе регулирования при различных способах регулирования;

3) время регулирования турбины;

4) допускаемые или возможные значения временной неравномерности хода агрегата при сбросе и набросе нагрузки в различных условиях работы ГЭС и при различных схемах гидроэлектростанций.

Рассмотрим отдельно каждый из этих вопросов.

а) Величина сброса и наброса нагрузки

Величина изменения нагрузки при сбросе ее зависит от условий работы ГЭС.

У изолированно работающих ГЭС возможны наибольшие внезапные изменения нагрузки, отражающиеся на ходе агрегата, вплоть до полного сброса ее (аварийный случай).

Для малых ГЭС, где применяются стандартные генераторы с разгонным числом оборотов $n_x = 1,80 n_0$, очевидно, расчет на аварийный случай не имеет смысла, так как даже при отсутствии регулирования турбина не сможет развить большего числа оборотов, учитывая часто наличие, кроме генератора, еще и передаточного механизма, сильно снижающего разгон, а также частичное прикрытие турбины в начальный момент после сброса нагрузки. Поэтому в малых ГЭС, работающих изолированно, обеспеченность регулирования следует проверять на частичный сброс нагрузки. Возможная доля сбрасываемой нагрузки должна определяться в каждом конкретном случае в зависимости от характера потребителя, схемы сети и количества агрегатов на станции.

В более крупных изолированно работающих ГЭС полный сброс нагрузки, когда отключается одновременно и сеть местных нужд станции, не опасен для сети. Но разгонное чис-

ло оборотов генераторов здесь меньше разгонного для турбин (см. ниже), и необходимо на этот случай проводить расчет обеспеченности регулирования при допустимом β для генераторов.

При отключении же только сети потребителя, очевидно, разгон генератора будет ограничиваться безопасностью работы сети местных нужд. Поскольку, однако, на местные нужды ГЭС требуется обычно 1—3% от ее мощности, то в расчете и принимается как возможный полный сброс нагрузки при соответствующем β , определяемом условиями работы сети местных нужд.

При работе малой ГЭС в небольшой энергетической системе значительных колебаний нагрузки на нее обычно не бывает, так как всякое изменение ее распределяется на все электростанции в системе и на все работающие агрегаты на станциях.

При работе ГЭС в системе для ее регулирования имеют значение вращающиеся моторы и машины потребителя энергии, представляющие резервы маховых масс и вступающие в действие при увеличении n , и частоты тока f . Потребитель при этом увеличивает поглощение энергии и способствует уменьшению разгона генераторов.

Однako получающийся при этом скачок оборотов моторов и машин вредно влияет на них. Учет указанного обстоятельства пока еще теоретически не разработан и неясно влияние системы на разгон генераторов. Учитывая же возможность аварии в системе, пока и в данном случае расчеты по обеспечению регулирования для ГЭС в системе ведут, как и для одиночной, на полный сброс нагрузки.

При работе малой ГЭС в крупной энергетической системе обычно регулирования турбины не требуется, так как вся возможная энергия от нее вливается в систему, и лишь при изменении расхода воды в реке необходимо производить регулирование турбины, не имеющее никакого влияния на неравномерность хода генератора. Наличие суточного регулирования на ГЭС при периодических перерывах ее работы может обуславливать отключение ее от системы. Но это обычно совершается при предварительном, относительно медленном частичном прикрытии направляющего аппарата, так что после отключения турбина уже не может развить своего разгонного числа оборотов n_x .

Таким образом, нормальные условия работы ГЭС в системе не являются расчетными по обеспечению регулирования турбины.

Наброс нагрузки является менее опасным случаем при открытых турбинах; лишь при на-

личии напорных трубопроводов наброс нагрузки может иметь существенное значение вследствие понижения давления в трубопроводе и образования в нем вакуума. Это может значительно усилить эффект наброса нагрузки в связи со снижением мощности турбин при падении напора в трубопроводах. Уменьшение числа оборотов в данном случае вызывает снижение напряжения (при ручном регулировании) и понижение частоты тока f , что, в свою очередь, уменьшает силу света и число оборотов моторов с последующим скачком их при восстановлении f и даже увеличении его сверх расчетного.

Для одиночной ГЭС с несколькими агрегатами при аварии на одном из них вся нагрузка переключается внезапно на другие. При двухагрегатной ГЭС в таком случае увеличение нагрузки на один агрегат может быть допущено не свыше 50%, когда оба агрегата работают с половинной нагрузкой.

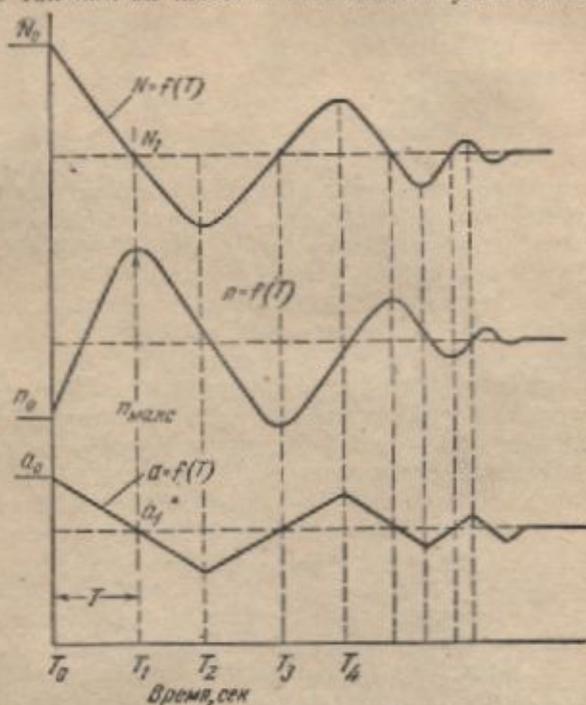
Увеличение нагрузки от нуля до полной не может иметь места, так как запуск турбины производится вручную даже при наличии автоматического регулятора, который может вступить в работу при создании в маслопроводе необходимого для работы сервомотора давления. Необходимое давление достигается после запуска турбины, приводящей в действие все механизмы управления автоматического регулятора.

При работе ГЭС в системе весьма важно обеспечить синхронизацию генераторов и постоянство частоты для получения тока высокого качества, обеспечивающего благоприятные условия для потребляющих энергию машин. Поэтому здесь также важно обеспечить незначительное временное изменение числа оборотов генераторов. Некоторая неопределенность и в данном случае, а также стремление повысить качество электрической энергии заставляют в расчетах по регулированию турбин и при набросе нагрузки принимать возможность внезапного увеличения ее от нуля до максимальной мощности турбины с учетом потерь при передаче мощности на генератор.

6) Время регулирования турбины

Временем регулирования, вводимым в расчетные формулы для определения временной неравномерности хода агрегата, считается время, необходимое для перевода открытия направляющего аппарата турбины от начального положения до конечного, соответствующего новому значению нагрузки при изменявшемся (временное) числе оборотов турбины ($n_{\text{макс}}$). С механической точки зрения время регулирования

определяется как время, в течение которого генератор получает воздействие со стороны турбины (при сбросе нагрузки), вращаясь с переменным уменьшающимся ускорением до тех пор, пока это ускорение в первый раз не достигнет нуля и не переменит знак. Генератор, достигнув максимального числа оборотов при сбросе нагрузки, начнет вращаться замедленно и так как он имеет в этот момент увеличенное



Фиг. 116. Характер изменений N , n и a в процессе регулирования турбины при частичном сбросе нагрузки.

против нормального числа оборотов, то регулирование турбины не прекращается, но последующие изменения в режиме работы турбины не имеют уже значения для расчета обеспеченности регулирования.

При полном сбросе нагрузки время T_s считается не до полного закрытия турбины, а до момента, когда ее открытие a_s будет соответствовать холостому ходу; турбина не будет в этот момент давать никакой мощности, и агрегат начнет вращаться с замедлением.

Весь процесс регулирования до установления нормального числа оборотов генератора (при небольшом отклонении его при автоматическом регулировании) может быть представлен графически (фиг. 116) * в зависимости от времени. Рассмотрим частичный сброс нагрузки

* Заимствовано у проф. Н. М. Шапова [Л. 15].

ки. Пусть до начального момента регулирования T_0 турбина работала равномерно с числом оборотов n_0 . В это время мощность турбины соответствовала нагрузке. Открытие направляющего аппарата было a_0 .

В момент T_0 происходит внезапное изменение нагрузки на турбину до новой мощности N_1 . Новая нагрузка остается постоянной в течение всего процесса регулирования и ей соответствует новое устойчивое число оборотов n_1 в соответствии с остаточной неравномерностью¹. Для одноагрегатных ГЭС, а также при ручном регулировании $n_1 = n_0$. Соответствующее новой нагрузке открытие турбины будет $a_1 < a_0$. Новые показатели работы турбины N_1 , n_1 и a_1 установятся не сразу, а после нескольких колебаний. С ничтожным запозданием после сброса части нагрузки начнет повышаться число оборотов из-за превышения мощности турбины N_0 против потребной N_1 . В то же время начнет закрываться направляющий аппарат: a будет уменьшаться. По мере уменьшения a разница между фактической мощностью турбины N и потребной N_1 будет уменьшаться, и прирост n будет замедляться. По достижении открытия a_1 в момент T_1 мощность турбины достигнет необходимой величины N_1 , и дальнейший прирост числа оборотов прекратится: в это время $n = n_{max}$. Так как число оборотов турбины (a , значит, и генератора) выше нормального n_1^* , то регулирование на этом не может прекратиться, хотя мощность турбины и ее открытие соответствуют изменившейся нагрузке. Для уменьшения числа оборотов турбины необходимо ее прикрывать и дальше. Тогда мощность ее N становится меньше N_1 , и n начинает падать. К моменту времени T_2 при автоматическом регулировании комбинация между n и a становится такой, что золотник регулятора попадает в среднее положение и отключает сервомотор — дальнейшее уменьшение открытия прекращается, и мощность турбины в это время достигает минимального значения. При ручном регулировании также следует прекращать закрытие турбины несколько раньше достижения нормального числа оборотов, предвидя его последующее снижение. Этим время всего процесса регулирования будет сокращено. Однако недостаточная мощность турбины продолжает вызывать падение числа оборотов, что вызывает сдвиг золотника регулятора и изменение

направления движения сервомотора в сторону увеличения открытия турбины a . Мощность турбины начинает расти, а число оборотов замедляет свое падение, достигая минимума в момент T_3 , когда $a = a_1$ и $N = N_1$. Итак, процесс продолжается с затуханием колебаний величин N , a и n .

При современных автоматических регуляторах число периодов колебаний сокращается до одного и даже бывает аperiодическим, т. е. идет просто постепенное уменьшение n от n_{max} до n_1 . Весь процесс регулирования до равномерного установившегося движения протекает в течение времени, превосходящего «время регулирования» (до момента достижения n_{max}) в 5—10 раз. Аналогичная картина получается и при набросе нагрузки.

Слишком длительные колебания основных показателей работы турбины нежелательны, поскольку они отражаются на сети. При длительных колебаниях имеется большая вероятность наложения колебаний от нового изменения нагрузки, что может привести к превышению допустимых пределов изменения временной неравномерности и к выпадению станции из синхронизации при работе ее в системе.

«Время регулирования» T связано с величиной махового момента и с «временной неравномерностью» β . С точки зрения устойчивости агрегата и точности регулирования желательно и то, и другое сократить. Однако уменьшение времени регулирования турбины ухудшает условия регулирования при наличии напорного трубопровода, так как при этом в нем возникает гидравлический удар, который, помимо удорожания трубопровода, вызывает на ГЭС или повышение напора при сбросе нагрузки, или понижение его при набросе в начальный период регулирования.

Сокращение времени регулирования влечет за собой увеличение производительности автоматического регулятора, которая, в свою очередь, зависит от производительности масляного насоса. В связи с этим время регулирования¹ при полном сбросе нагрузки, необходимое для полного закрытия (открытия) направляющего аппарата $T_{за}$, в современных автоматических регуляторах принято в таких пределах:

для малых турбин	$T_{за} = 1,5 - 3$ сек.
• средних	• • • $T_{за} = 2 - 4$ сек.
• крупных	• • • $T_{за} = 3 - 7$ и даже 8 сек.

¹ Остаточная неравномерность вращения генератора составляет обычно 2—4% от n_{20} и необходима по условиям параллельной работы генераторов на одной электростанции или в энергетической системе [Л. 1].

* С учетом остаточной неравномерности.

¹ Время, необходимое для полного хода поршня сервомотора, назначается по расчету. Оно на станции может быть по надобности и увеличено, но не уменьшено.

Для турбин струйно-ковшевого типа с отклонителем струи время регулирования при автоматическом регуляторе следует принимать $T_r = 1-1,5$ сек., поскольку такое время требуется для приведения в действие отклонителя. Игла же в соплe может закрывать его значительно медленнее для уменьшения удара в трубопроводе.

При набросе нагрузки от нуля до полной время регулирования у проточных регуляторов (применяемых в малых ГЭС) обычно то же, что и при сбросе. При надобности представляется возможность в таких регуляторах несколько увеличивать время регулирования при набросе нагрузки. Для котельных регуляторов время полного открытия принимается в пределах 2—5 сек.

Время же регулирования турбины при полном сбросе (набросе) нагрузки T_r будет определяться величиной открытия холостого хода a_x по соотношению $T_r = (a_0 - a_x) T_{ал}$, где $a_0 = 1$ — полное открытие направляющего аппарата.

Открытие холостого хода a_x^* составляет по отношению к полному открытию a_0 :

для турбин радиально-осевых и струйно-ковшевых	8—12%
для турбин с поворотными рабочими лопастями	7—10%
для турбин пропеллерных	20—25%

При частичном изменении нагрузки время регулирования не столь определено. В расчетах временной неравномерности по формулам (76) и (78) можно считать, с известным приближением, что время регулирования T при частичном изменении нагрузки ΔN будет уменьшаться пропорционально ΔN , т. е.

$$T = \frac{\Delta N}{N} T_r$$

в) Временная неравномерность

Временная неравномерность определяется принятым временем регулирования T_r и, в свою очередь, определяет необходимый маховой момент агрегата, который обеспечивал бы принятое β при возможных случаях изменения нагрузки, учитывая и аварийные. В этом и заключается гарантия регулирования. Временная неравномерность определяется рядом факторов.

1. Основным является сеть потребителя. При значительных отклонениях числа оборотов

* Имеется в виду a_x при нормальном числе оборотов. С увеличением n растет и a_x . Вследствие этого значительно сокращается фактическое время регулирования.

при сбросе нагрузки получается недопустимо большой скачок числа оборотов потребляющих энергию машин. При набросе нагрузки этой опасности нет. Таким образом, предельно допустимая величина β определяется именно этим фактором, но он не всегда является решающим при окончательном установлении ее.

2. Весьма важным обстоятельством являются условия работы турбины, определяемые:

а) Схемой гидроэлектростанции — низконапорная или высоконапорная. Наличие напорного трубопровода в схеме ГЭС вносит существенные изменения в работу турбины. В связи с этим имеет также значение применение холостых выпусков у реактивных турбин или отклонителей у турбин струйно-ковшевого типа.

б) Мощностью ГЭС и количеством агрегатов на ней. Это определяет способ регулирования турбин — ручной или автоматический, а также до известной степени положение вала турбины и генератора, имеющее значение при установке маховиков.

в) Изолированностью гидроэлектростанции или работой ее в энергетической системе.

Предельное увеличение числа оборотов генераторов, работающих на сеть, будет определяться допустимым увеличением n присоединенных к сети моторов и машин. Моторы будут увеличивать число оборотов в соответствии с увеличением частоты f , которая пропорциональна числу оборотов генератора.

Стандартные электродвигатели испытываются на увеличение числа оборотов до 20% против нормального в течение 2 мин. Таким образом, и β для генераторов в этом случае, очевидно, могло бы доводиться до 0,20, если бы другие машины, работающие от двигателей, не ставили меньшего предела. При этом следует иметь в виду, что при увеличении числа оборотов двигатели будут поглощать больше энергии, сильнее нагружая генераторы. Этим они способствуют регулированию. Однако пока этот вопрос теоретически не разработан, и данным обстоятельством обычно пренебрегают в запас расчета. Решающим в данном случае может оказаться расчет на наброс полной нагрузки, хотя этот случай является менее определенным по допустимому β при изолированной ГЭС.

Эти факторы учитываются, главным образом, при расчетах по обеспеченности регулирования и лишь в некоторой степени отражаются на величине принимаемой (или допускаемой) временной неравномерности β .

Решающим случаем в расчете временной неравномерности при сбросе нагрузки является аварийный — при полном отключении агрегата

от сети. В этом случае разгон генератора для сети не опасен. Ограничивающим число оборотов генератора является его механическая прочность, которая проверяется на разгонное число оборотов турбины. Обычно гарантируется прочность генератора при его работе на разгонном числе оборотов в течение 2 мин.

Малые серийные гидрогенераторы допускают увеличение числа оборотов до 80% против нормального¹.

Этим и определяется временная неравномерность. Предельные значения β для автоматизированных турбин в настоящее время ориентировочно приняты в таких пределах:

1) При сбросе полной нагрузки при открытой или полузакрытой реактивной турбине $\beta \leq 0,25-0,30$ и, в исключительных случаях, доходят до $\beta = 0,35$. При этом для турбины с поворотными рабочими лопастями, по данным ЛМЗ, не рекомендуется β брать свыше 0,30.

При закрытой турбине, имеющей напорный трубопровод, $\beta \leq 0,30-0,40$, причем еще не доказано, что нельзя β увеличивать еще более.

При полном сбросе меньшей нагрузки, когда турбина была недогружена, β ориентировочно можно брать в соответствии с указаниями турбинного справочника в следующих пределах (табл. 24).

Таблица 24

Временная неравномерность при сбросе неполной нагрузки	При сбросе до нуля от:		
	75% нагрузки	50% нагрузки	25% нагрузки
$\beta \dots \dots$	$0,65\beta_{\text{макс}}$	$0,45\beta_{\text{макс}}$	$0,25\beta_{\text{макс}}$

Примечание: $\beta_{\text{макс}}$ — предельное допустимое значение β при полном сбросе нагрузки.

2) При набросе нагрузки, обычно принимаемом в расчетах с большим запасом, в пределах от нуля до $N_{\text{макс}}$, временная неравномерность допускается до $\beta = 0,40-0,50$.

21. ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ АГРЕГАТА

Задача по обеспечению регулирования турбины ставится следующим образом.

Во всех случаях эксплуатации необходимо, чтобы временная неравномерность хода генератора не превосходила заранее установленной величины как по условиям работы на электросеть, так и по условиям прочности генератора.

¹ На научно-технической сессии в Ереване (1948 г.) было решено довести разгонное число оборотов стандартных гидрогенераторов до $2,25 n_0$.

При этом решение должно быть наиболее экономичным при комплексном рассмотрении вопроса, т. е. с учетом возможного изменения стоимости всех элементов гидроэлектростанции.

Необходимо стремиться к возможно меньшему маховому моменту, с тем чтобы можно было обойтись без специального маховика. Это особенно важно в низконапорных ГЭС при вертикальных гидрогенераторах, так как маховик существенно увеличивает давление на опорную пятку, удлиняет вал, требует увеличения высоты здания и осложняет монтаж и демонтаж агрегата.

При горизонтальных закрытых турбинах из-за маховика удлиняется вал, появляются лишние подшипники, уширяется здание ГЭС (на 1,5—2,0 м).

Лишь при горизонтальной открытой турбине малой мощности, имеющей ременную передачу, установка маховика вместо шкива на валу турбины приводит к наименьшим дополнительным расходам.

Поэтому обычно в более крупных низконапорных ГЭС стремятся обходиться совсем без маховиков, применяя в случае необходимости утяжеленные генераторы, поскольку они изготовляются в индивидуальном порядке. Допускается увеличение махового момента генератора против нормального на 10—30% без изменения его типа. Большой процент увеличения (30%) допускается для малых мощностей. В малых ГЭС при применении стандартных генераторов из-за недостаточности их маховых масс обычно приходится устанавливать специальные маховики в дополнение к маховым моментам самих генераторов.

Уменьшение GD^2 требует сокращения и времени регулирования T_g , а последнее имеет известные пределы даже для автоматического регулирования.

Таким образом, для открытых или полузакрытых турбин расчет обеспеченности регулирования агрегата сводится к установлению необходимого махового момента в заданных расчетных условиях изменения нагрузки при сбросе и набросе ее по приведенному выше способу с учетом характеристики турбины.

Значительно сложнее разрешается вопрос регулирования агрегата при закрытой турбине в высоконапорных ГЭС, у которых имеется длинный напорный трубопровод.

При регулировании турбины в трубопроводе возникает гидравлический удар, влияющий как на трубопровод, так и на работу турбины.

Повышение или понижение давления в трубопроводе, хотя и кратковременное, изменяет мощность турбины. В начальный момент регу-

лирования при сбросе нагрузки мощность турбины может не только не уменьшиться, но даже возрасти.

Если до регулирования мощность турбины была

$$N_0 = A \cdot Q_0 H_0 \eta_0,$$

то после некоторого прикрытия направляющего аппарата будем иметь:

$$N_1 = A(Q_0 - \Delta Q)(H_0 + \Delta H) \eta_1.$$

При достаточно длинном трубопроводе увеличение напора на ΔH может быть столь значительным, что пропускная способность турбины, несмотря на частичноекрытие ее, почти не изменится ($\Delta Q \approx 0$), и мощность возрастет: $N_1 > N_0$.

Величина гидравлического удара растет с уменьшением времени закрытия турбины T_s . Таким образом, при наличии напорного трубопровода для уменьшения величины удара и с целью удешевления трубопровода время закрытия турбины T_s обычно несколько увеличивают по сравнению с открытыми турбинами. Увеличение времени закрытия турбины ухудшает регулирование агрегата, поскольку с увеличением T_s при сбросе нагрузки площадь мощностного графика турбины может возрасти и тем увеличить временную неравномерность β или потребный маховой момент при заданном β .

При одном и том же времени регулирования площадь графика мощности при сбросе нагрузки будет существенно увеличиваться для ГЭС, имеющих напорный трубопровод, по сравнению с ГЭС без напорного трубопровода (фиг. 117).

При набросе нагрузки от N_1 до полной мощности турбины N_0 будем иметь в некоторый момент времени после наброса:

$$N = A(Q + \Delta Q)(H_0 - \Delta H).$$

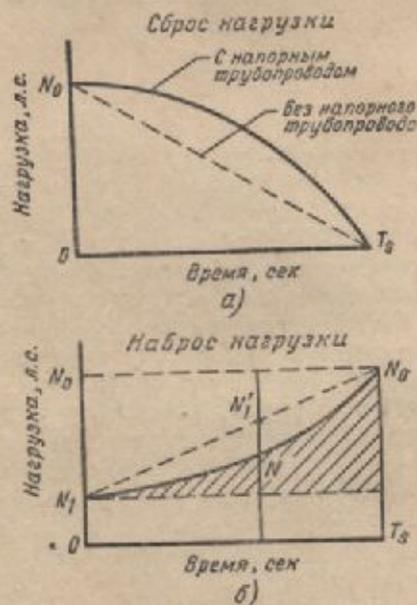
При достаточно большом ΔH пропускная способность турбины может не измениться, несмотря на увеличение открытия, и тогда будет иметь место следующее неравенство: $N < N_1 < N_1'$ (N_1' — мощность при линейном законе ее изменения по времени). Следовательно, график мощности будет представлять вогнутую вниз кривую (фиг. 117, б), и площадь графика будет меньше площади треугольника, принимавшейся при открытых турбинах.

Это вызовет задержку в установлении необходимой мощности турбины и увеличение β или GD^2 , поскольку недостающая мощность

будет характеризоваться в данном случае верхней площадью $N_1 N_0 - N_1' N$.

При регулировании хода агрегата с напорным трубопроводом на ГЭС является весьма важным установление мощностного графика турбины за время T_s .

Так как с изменением H и p будут изменяться пропускная способность турбины и ее



Фиг. 117. Характер изменения мощности при регулировании для турбины с трубопроводом.

а — полный сброс нагрузки; б — наброс нагрузки от N_1 до N_0 .

к. п. д., то построение мощностного графика необходимо производить с учетом характеристики турбины¹.

Однако эти вычисления достаточно сложны и выполнять их нужно с учетом явления гидравлического удара.

ЛМЗ им. Сталина, на основании своего опыта, рекомендует вносить в упрощенную формулу β (76) при полном сбросе нагрузки ($N_1 = 0$) поправочный коэффициент f , зависящий от относительного увеличения (уменьшения) давления в трубопроводе при гидравлическом ударе. Тогда формула для β переписывается в таком виде:

$$\beta = \frac{134 \cdot N \cdot T_s}{GD^2 n^2} \cdot f. \quad (84)$$

¹ Проф. А. А. Морозов, Использование водной энергии, 1948, стр. 515.

Здесь T_s — время закрытия направляющего аппарата турбины до холостого хода, принимаемое:

для пропеллерных турбин и турбин с поворотными рабочими лопастями¹ $T_s = (0,6 \div 0,7) T_{sa}$
 для турбин радиально-осевых и струйно-ковшевых $T_s = (0,8 \div 0,9) T_{sa}$

Коэффициент f ЛМЗ рекомендует принимать в зависимости от величины σ :

$$\sigma = \frac{\sum Lv}{g T_{sa} H_0}$$

характеризующей относительное увеличение давления воды на турбину при ударе. Здесь берется полное время закрытия направляющего аппарата T_{sa} , поскольку и v в числителе берется при полном расходе турбины.

$\sum Lv$ представляет сумму произведений длин участков турбинного трубопровода на соответствующую скорость течения воды в нем. Сюда включаются спиральная камера и всасывающая труба, поскольку они также влияют на величину действующего давления на турбину при гидравлическом ударе.

Определение коэффициента f для металлических трубопроводов можно вести по графику² или определять по формуле

$$f = 1 + 1,2\sigma \quad (85)$$

при σ в пределах от 0 до 0,4.

Расчет по ЛМЗ дает хорошее совпадение с опытом для нормальных случаев, т. е., когда

$$\beta \leq 0,5 \text{ и } \sigma \leq 0,5.$$

Поправочный коэффициент f приходится вводить для установок и без напорного трубопровода, когда имеющаяся спиральная камера (полузакрытая турбина) и всасывающая труба дают значительное увеличение давления на турбину при ударе.

Применение упрощенного способа расчета временной неравномерности с поправочным коэффициентом f по ЛМЗ возможно только для металлических, а также для железобетонных трубопроводов, поскольку в последних скорость перемещения волны удара близка к таковой для металлических трубопроводов. Для деревянных трубопроводов поправочный коэффициент не установлен, а потому для них необходимо расчеты регулирования про-

водить по точному методу с учетом графика изменения давления в трубопроводе при гидравлическом ударе.

При расчетах по регулированию турбин обычно величина относительного гидравлического удара ($h = \frac{\Delta H}{H_0}$) не допускается выше 0,25—0,30 для сравнительно пологих и длинных трубопроводов и может допускаться до 0,5—0,6 при крутых и относительно коротких трубопроводах.

В турбинном справочнике „Турбинное оборудование гидроэлектростанций“ рекомендуется, вне зависимости от крутизны расположения трубопровода, допускать максимальное относительное увеличение давления в трубопроводе перед турбиной при полном сбросе нагрузки в таких пределах, в зависимости от напора ГЭС:

$$\frac{\Delta H}{H} = 0,15 - 0,30 \text{ при напорах выше } 110 \text{ м}$$

$$\frac{\Delta H}{H} = 0,30 - 0,50 \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad 40 - 100 \text{ м}$$

$$\frac{\Delta H}{H} = 0,50 - 0,60 \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \text{ниже } 40 \text{ м}$$

При набросе нагрузки получается понижение давления в трубопроводе, что может увеличить временную неравномерность.

Это, однако, не имеет столь существенного значения, как при сбросе нагрузки. Здесь наиболее важным обстоятельством является возможность возникновения вакуума в трубопроводе. Понижение давления в этом случае ограничивается условием недопустимости вакуума на всем протяжении трубопровода.

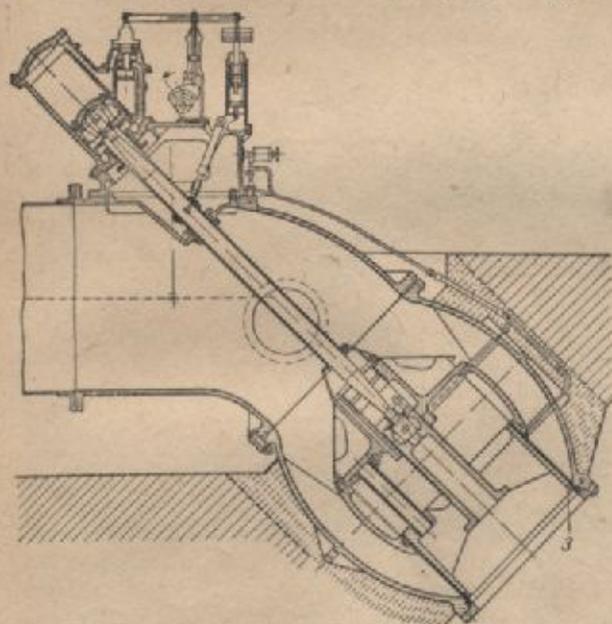
Для облегчения условий регулирования турбины в высоконапорных ГЭС стремятся по возможности сократить длину трубопровода путем врезания здания станции в берег и возможно большего надвигания напорного бассейна на бровку круглого спуска при открытой (безнапорной) деривации. Удар в трубопроводе можно снизить и путем некоторого уменьшения скорости течения в нем при увеличении его диаметра и, значит, удорожании его.

В тех случаях, когда эти средства не приводят к обеспечению регулирования при рациональных размерах маховиков при предельно малом T_s , применяют холостые выпуски в конце трубопровода или в спиральной камере (фиг. 118), которые работают синхронно с направляющим аппаратом турбины: по мере закрытия направляющего аппарата холостой выпуск открывается для сброса помимо турбины

¹ Учитывая, что в период закрытия направляющего аппарата эти последние турбины работают, как пропеллерные.

² См. Атлас энергооборудования СССР, 1937.

в нижний бьеф излишнего расхода воды. Таким образом, во время закрытия турбины в трубопроводе почти не появляется гидравлического удара (он возникает вследствие наличия мертвого хода). Лишь после закрытия турбины начинает медленно закрываться холостой выпуск и при этом возникает небольшое повышение давления в трубопроводе, которое, однако, уже



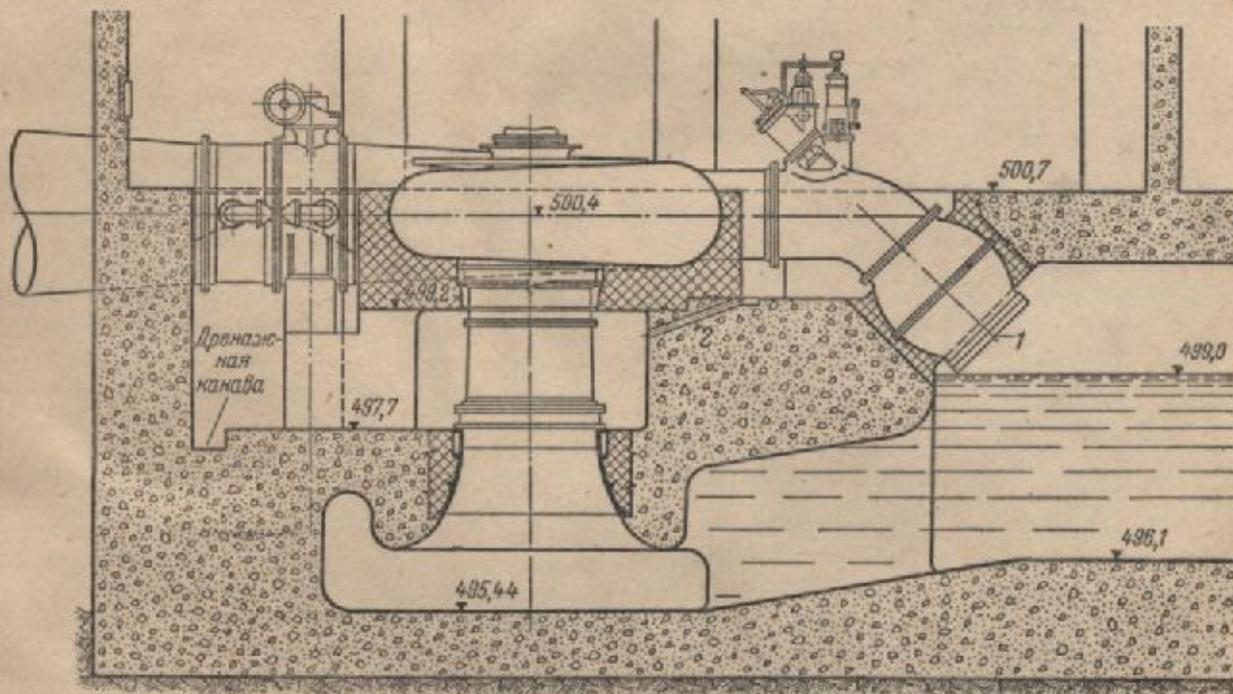
не влияет на регулирование турбины, а имеет значение лишь для расчета прочности трубопровода. Холостые выпуски применяются при напорах свыше 40—50 м.

Для уменьшения размеров холостого выпуска он обычно рассчитывается на пропуск неполного расхода воды через турбину (около 75% от расчетного расхода турбины), и тогда в период закрытия направляющего аппарата турбины скорость в трубопроводе будет несколько уменьшаться, обуславливая соответствующее повышение давления в нем.

Обычно время закрытия холостого выпуска и его пропускная способность выбираются так, чтобы повышение давления в турбинном трубопроводе не превышало 15—20% от расчетного напора ГЭС H_0 . При этом время регулирования T_r удастся существенно сократить и достичь минимальных размеров маховика.

Следовательно, при холостом выпуске регулирование турбины при сбросе нагрузки является более благоприятным, чем при набросе, при котором холостой выпуск не работает. Поэтому проверку обеспеченности регулирования (определение GD^2 или β) при холостом выпуске следует производить для случая наброса нагрузки. При этом поправочный коэффициент ЛМЗ будет равен 1,10—1,15.

Имеются холостые выпуски, работающие постоянно на сброс излишней воды, не закры-



Фиг. 118. Схема турбинной установки с холостым выпуском (атлас проф. Куколевского).

1 — холостой выпуск; 2 — сливная труба; 3 — цилиндрический затвор.

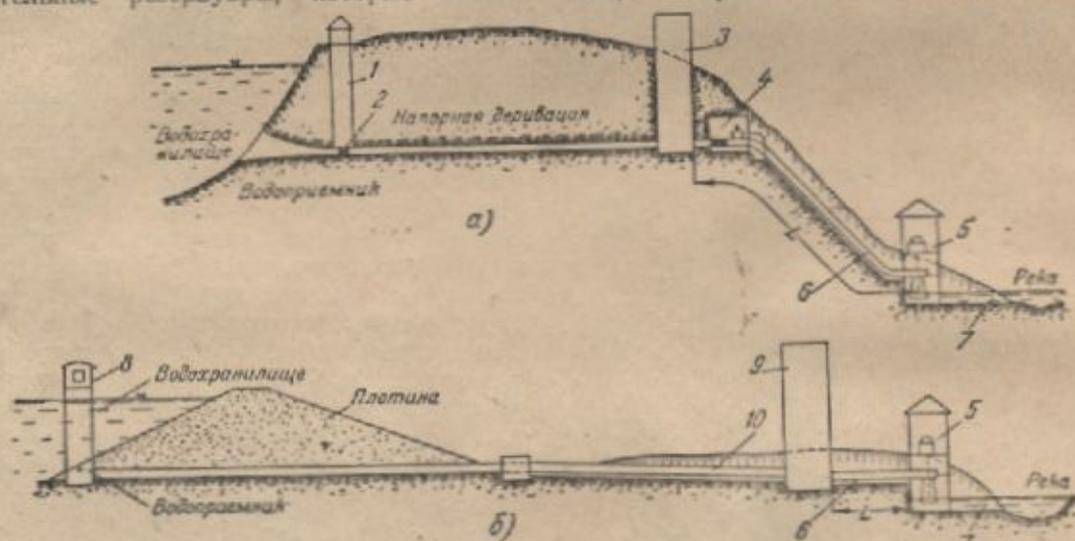
васмые после уменьшения нагрузки. Такие холостые выпуски будут уменьшать неравномерность хода агрегата и при набросе нагрузки. Однако они являются неэкономичными, поскольку непрерывно сбрасывают воду помимо турбины¹.

При наличии напорной деривации для облегчения условий регулирования турбин и снижения величины удара применяются также уравнительные резервуары, которые обычно

Уравнительные резервуары работают при сбросе и набросе нагрузки, что дает им существенное преимущество по сравнению с холостыми выпусками.

У турбин струйно-ковшевого типа обычно вместо холостого выпуска применяется отклонитель струи (фиг. 56), который обходится значительно дешевле и работает более надежно.

При расчетах по регулированию турбин необходимо производить проверку гидравличе-



Фиг. 119. Схемы ГЭС с напорной деривацией и уравнительным резервуаром.
 а — уравнительный резервуар в конце деривационного водовода; б — уравнительный резервуар у начала гидротранспортировки.
 1 — шахта; 2 — затвор; 3 — уравнительный резервуар; 4 — помещение для затвора; 5 — здание ГЭС;
 6 — турбинный трубопровод; 7 — отводящий канал; 8 — водохранилище; 9 — уравнительный резервуар; 10 — деривационный трубопровод.

располагаются в конце напорной деривации у начала крутого спуска к зданию ГЭС (фиг. 119,а), если напор достаточно велик.

При относительно малом напоре и пологом склоне уравнительный резервуар располагают по возможности ближе к зданию ГЭС (фиг. 119,б). Предельно допустимое по условиям регулирования расстояние уравнительного резервуара от здания ГЭС определяется допустимым гидравлическим ударом в напорном турбинном трубопроводе, величина которого зависит в основном от длины L . Исходя из последнего требования, расстояния L ориентировочно устанавливаются из соотношения $\frac{L}{H} \leq 2,5$ — $3,0$ для малых ГЭС и $\frac{L}{H} \leq 4,0$ — $5,0$ для более крупных ГЭС (подробнее см. раздел 'Уравнительные резервуары' в книге проф. Ф. Ф. Губина 'Гидроэлектрические станции', 1949).

¹ Более подробные сведения о холостых выпусках см. в книге 'Турбинное оборудование гидроэлектростанций' под ред. проф. А. А. Морозова, 1949.

ского удара не только в напорном трубопроводе, но и во всасывающей трубе. При внезапном сбросе нагрузки и быстром регулировании турбины давление во всасывающей трубе под турбиной не должно быть менее 2 м (вакуум не должен превосходить 8 м вод. ст.), во избежание разрыва струи. Если отрицательный гидравлический удар во всасывающей струе обозначим через ΔH_s , то полный вакуум в ней выразится в следующем виде:

$$H_{\text{вак}} = h_s + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \Delta H_s - h_{\text{ст}} \leq 8 \text{ м.}$$

Для предотвращения значительного понижения давления во всасывающей трубе применяется специальный клапан для впуска воздуха в нее, называемый клапаном срыва вакуума.

В регулирующих устройствах неизбежен некоторый мертвый ход механизма управления, обусловливаемый необходимостью свободного движения соприкасающихся частей для умень-

шения усилий. Мертвый ход обуславливается и износом частей механизма. В результате этого наблюдается отставание действия регулирующего аппарата от момента изменения нагрузки примерно на $\Delta T = 0,25$ сек. Это обстоятельство изменяет и график мощности турбины за время регулирования, превращая его из треугольника в трапецию (фиг. 120). Тогда работа турбины, затрачиваемая на ускорение вращения агрегата, будет

$$N_0 \Delta T + \frac{N_0 T_s}{2} = \frac{N_0 T_s}{2} \left(1 + \frac{2 \Delta T}{T_s}\right).$$

Следовательно, временная неравномерность по сравнению с приводимой ранее увеличится в K раз, где

$$K = \left(1 + \frac{2 \Delta T}{T_s}\right).$$

При минимальном значении $T_s = 1,5$ сек. коэффициент K достигает максимального значения $K = 1,33$. При ручном регулировании этот коэффициент не имеет практического значения, поскольку в этом случае запаздывание действия регулятора может определяться индивидуальными качествами дежурного.

Маховик. Если по условиям обеспечения регулирования требуется маховой момент агрегата выше, чем маховой момент принимаемого генератора, то необходимо ставить дополнительную маховую массу в виде специального маховика.

Маховик обычно ставится на вал турбины в малых и на общий вал гидрогенератора в более крупных ГЭС.

Если требуется по расчету маховой момент GD_m^2 , а у генератора он равен GD_g^2 , то маховик должен иметь маховой момент

$$GD_m^2 = GD_g^2 - GD_g^2$$

при расположении его на одном валу с генератором. При наличии же передачи и при маховике, расположенном на валу турбины, маховой момент его определится из выражения

$$GD_m^2 = GD_g^2 + GD_m^2 \left(\frac{n_m}{n_g}\right)^2 = GD_g^2 + \frac{GD_m^2}{k^2}, \quad (86)$$

где k — передаточное число.

При ременной передаче

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot k}{a},$$

где $a = 1,02 - 1,03$ — коэффициент скольжения.

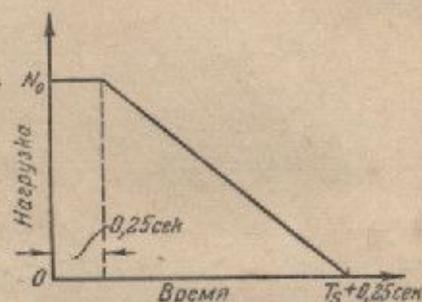
Тогда выражение (86) примет вид

$$GD_m^2 = GD_g^2 + \frac{GD_m^2 \cdot a^2}{k^2}.$$

Отсюда находится маховой момент маховика и устанавливаются его размеры:

$$GD_m^2 = \left(\frac{k}{a}\right)^2 (GD_m^2 - GD_g^2). \quad (87)$$

Маховые моменты генераторов даются в каталогах. Но они с известным приближе-



Фиг. 120. График мощности турбины за время регулирования с учетом мертвого хода регулятора; сброс нагрузки.

нием могут быть определены для больших мощностей при нормальном их выполнении по формуле

$$GD_g^2 = \alpha_1 \frac{N_g}{n_g^2} \text{ т.м}^2, \quad (88)$$

где N_g — мощность генератора, *кв*.

Коэффициент $\alpha_1 = 1800$ при $n > 214$ об/мин и $\alpha_1 = 2700$ при $n < 214$ об/мин.

Для малых мощностей генераторов завода „Электросила“ зависимости маховых моментов от числа оборотов n_g представлены на фиг. 121. Произведение же $GD_g^2 \cdot n_g^2$, входящее в знаменатель формулы (76), изменяется с числом оборотов не столь значительно, а при n_g в пределах от 500 до 1000 это произведение практически остается постоянным.

Это значит, что для обеспечения регулирования выбор числа оборотов генератора не имеет значения. Поэтому целесообразно ставить более легкие генераторы с большим числом оборотов. Если приходится ставить маховик, то следует иметь в виду, что размеры его будут сильно сокращаться с увеличением числа оборотов.

Гидрогенераторы могут изготавливаться утяжеленными, так что нормальный маховой момент их может быть увеличен на 10—20%

Отсюда и предельно большие диаметры маховиков получаются: для чугуна

$$D_m \leq \left(\frac{1145}{n_p} - t \right) M;$$

для стали

$$D_m \leq \text{от} \left(\frac{1910}{n_p} - t \right) \text{ до} \left(\frac{2480}{n_p} - t \right) M,$$

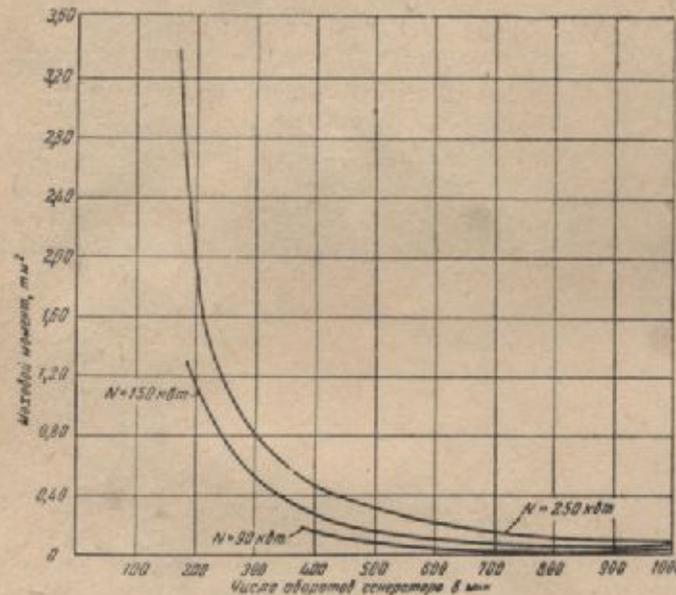
где n_p — разгонное число оборотов маховика, определяется разгонным числом оборотов агрегата (собственно турбины).

При маховике на одном валу с турбиной разгонные числа оборотов маховика и турбины равны. Окончательный подбор диаметра маховика производится с учетом размеров сечения обода.

Обычно отношение $\frac{D_m}{b}$ берется в пределах 5—15, а отношение $\frac{D_m}{t}$ — в пределах 7—12.

Для стандартных маховиков отношение $\left(\frac{D_m + t}{b} \right)$ принято равным:

для чугунных маховиков 5
стальных ~7,2.



Фиг. 121. Зависимость махового момента генераторов завода „Электросила“ от нормального их числа оборотов.

для больших и до 30% для малых мощностей их.

В маховике при подборе необходимого GD_m^2 учитывается масса только обода его (фиг. 122). Обычно масса сплошного диска или спиц не учитывается.

Диаметр маховика D_m (равный удвоенному радиусу инерции обода) считается до середины толщины обода. При использовании маховика в качестве шкива ширина обода определяется шириной ремня.

Вес обода определится по величине потребного махового момента GD_m^2 и диаметру D_m :

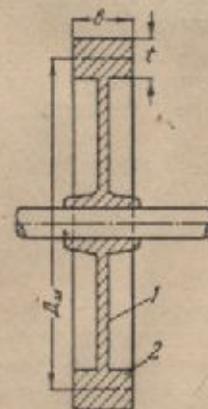
$$G_m = \frac{GD_m^2}{D_m^2}.$$

Диаметр же D_m определяется по допустимой окружной скорости вращения u из условий прочности при разгонном числе оборотов маховика n_p :

$$u = \frac{\pi(D_m + t)n_p}{60}.$$

Предельное значение u принимается:

для чугунных маховиков $u \leq 60$ м/сек
стальных со спицами $u \leq 100$ м/сек
с цельными дисками $u \leq 130$ м/сек



Фиг. 122. Схема маховика.
1 — диск; 2 — обод.

Если маховик является одновременно и шкивом, то его диаметр определяется диаметром шкива генератора D_i и передаточным числом из соотношения

$$\frac{D_m + t}{D_i} = \frac{n_i}{n_r} = \frac{k}{a};$$

отсюда

$$D_m = \frac{k}{a} D_i - t. \quad (89)$$

По весу обода G_m определяются и размеры его сечения ($b \times t$):

$$bt\pi D_m \gamma_m = G_m.$$

При удельном весе металла $\gamma_m = 7,2$ т/м³ получим:

$$bt = 0,044 \frac{G_m}{D_m}. \quad (90)$$

Здесь G_m — в тоннах и D_m — в метрах.

Отсюда, при назначенной ширине обода b , определится и t .

ДЕРЕВЯННАЯ ПРОПЕЛЛЕРНАЯ ТУРБИНА И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ

За последний период получила известное распространение в практике сельскохозяйственного и мелкопромышленного гидростроительства деревянная пропеллерная турбина, спроектированная автором. К началу 1948 г. построено около 400 установок с деревянными пропеллерными турбинами.

До сих пор опубликованные материалы для проектирования, строительства, монтажа и эксплуатации установок с деревянными пропеллерными турбинами ограничались двумя изданиями: 1) брошюра проф. Д. Я. Соколова и инж. А. Ф. Литвинцева «Деревянная пропеллерная турбина для малых гидроустановок» и 2) составленный ВНИИГиМ¹ «Типовой проект гидроустановки с деревянной пропеллерной турбиной».

Опыт эксплуатации малых ГЭС, оборудованных турбинами различного типа, показывает, что в большинстве случаев причиной неудовлетворительной работы деревянной турбины является не плохое состояние рабочего колеса, а неправильное выполнение и эксплуатация отдельных элементов турбинной установки, оказывающих непосредственное влияние на работу турбины. Это позволяет сделать ряд общих указаний, относящихся вообще к гидростанциям, независимо от типа и конструкции примененной турбины.

Все указанное, а также и многочисленные запросы с мест явились причиной более детального освещения вопросов проектирования, монтажа и эксплуатации гидроустановок с деревянными турбинами. Это является тем более необходимым, что строительство малопроизводительных мельничных водяных колес продолжается еще и в настоящее время.

Не затрагивая вопросов проектирования, строительства и эксплуатации гидростанций в целом (плотины, здания ГЭС и пр.), рассмотрим наряду с рабочим колесом и направляющим аппаратом лишь те элементы турбинной установки, от которых непосредственно зависит эффективность работы турбины, и прежде всего подводящие и отводящие ее устройства (подводящий лоток, подводящая камера, всасывающая труба, отводящий канал).

¹ Всесоюзный научно-исследовательский институт гидротехники и мелиорации.

22. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕРЕВЯННОЙ ТУРБИНЫ

Деревянные пропеллерные турбины обычно устанавливаются для использования энергии воды при небольших напорах — от 1,2—2,0 до 5—6 м. Обычно применяемые турбины имеют диаметр рабочего колеса от 300 до 800 мм и при наиболее распространенных напорах, от 2 до 4 м, развивают мощность от 10 до 50—60 л. с. Однако пределы эти могут быть и значительно расширены. Диаметр турбины может быть доведен при индивидуальном изготовлении до 1200—1400 мм и мощность — до 150 л. с.

Деревообрабатывающий комбинат Свердловскстрой, например, изготовил и поставил несколько таких турбин для ГЭС Свердловской области: для Пристанской ГЭС — 2 турбины диаметром 1140 мм мощностью 140 л. с. каждая при напоре 3,5 м; для Буньковской ГЭС — турбину диаметром 1245 мм и мощностью 68 л. с. при напоре 2 м и др.

Обычными примерами использования деревянной турбины являются: а) гидроэлектрические станции для освещения небольших поселков и для обеспечения мелкомоторной нагрузки, б) мельничные установки при замене на существующих мельницах водяных колес турбинами, в) электромеханические установки, в которых турбина приводит в движение, кроме генератора, и жерновой постав, г) установки для целей водоснабжения.

23. СОСТАВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Высокая эффективность гидростанции может быть достигнута лишь в том случае, если все ее элементы выполнены в полном соответствии с требованием наименьших потерь энергии используемого потока на пути к рабочему колесу, в нем самом и при отводе от него воды и сбросе ее в нижний бьеф. Поэтому грамотное и тщательное проектирование, выполнение и эксплуатация всех элементов установки являются необходимыми условиями для успешной ее работы.

Низконапорная гидротурбинная установка обычного типа имеет в своем составе следующие основные элементы:

а) Подводящие устройства, включающие: подводящий лоток, назначение которого подводить воду к турбинной камере с наименьшими потерями;

Турбинную камеру, служащую для размещения в ней направляющего аппарата и рабочего колеса турбины и создания правильного вращательного движения потока к направляющему аппарату.

б) Рабочее колесо турбины, являющееся главной частью турбинной установки. Назначение его — преобразовывать подводимую к нему энергию потока в механическую энергию на валу турбины с последующей передачей ее к приключаемым машинам.

в) Отводящие устройства, включающие: всасывающую трубу и отводящий канал, служащий для приема поступающей из турбины воды и отвода ее в нижний бьеф реки.

г) Регулирующие устройства, применяющиеся для регулирования мощности турбины при изменении нагрузки и поддержания постоянства числа оборотов (или ограничения колебания их минимальными допустимыми пределами).

д) Опорные устройства турбины, служащие для восприятия возникающих при ее работе усилий:

от давления воды на рабочее колесо и веса самой турбины (действуют вертикально);

от натяжения ремня или усилия в зубчатой передаче (направленных нормально к валу);

от случайных, а также вызываемых неточностью сборки толчков и вибрации вала.

24. КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОУСТАНОВКИ С ДЕРЕВЯННОЙ ПРОПЕЛЛЕРНОЙ ТУРБИНОЙ

Рабочее колесо. Рабочее колесо деревянной пропеллерной турбины имеет следующие элементы (фиг. 123, а, б):

а) рабочие лопасти, на которые давит протекающая через турбину вода;

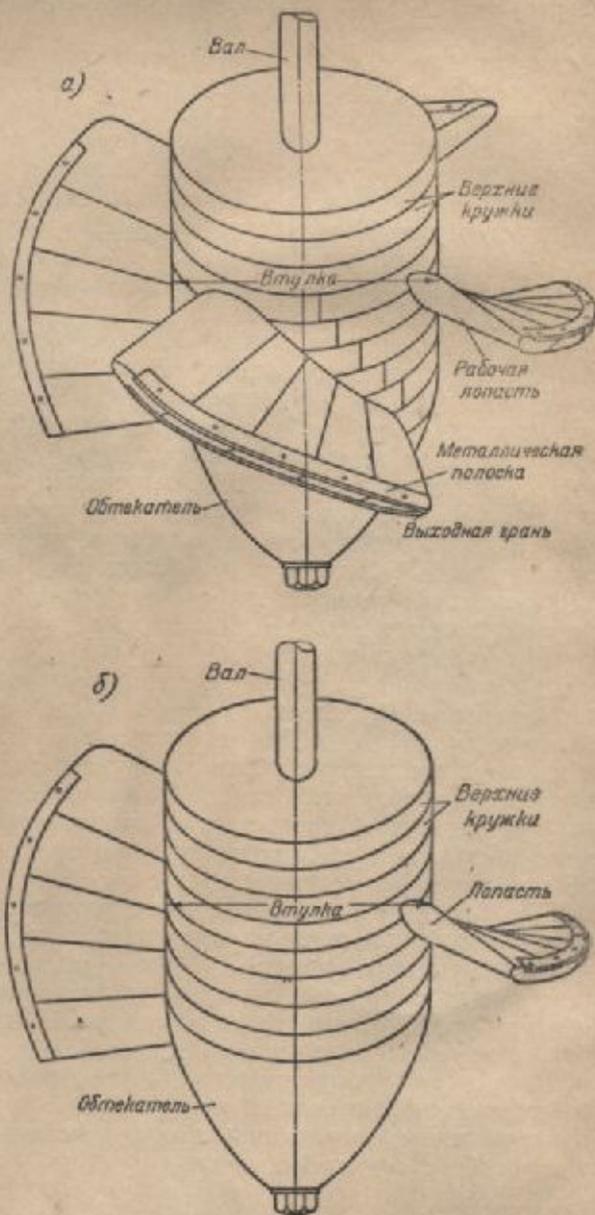
б) втулку — внутреннюю цилиндрическую часть рабочего колеса, в которой крепится вал;

в) обтекатель, примыкающий снизу к втулке рабочего колеса и служащий для плавного выхода воды во всасывающую трубу.

Рабочее колесо деревянной пропеллерной турбины изготавливается из досок длиной, равной диаметру его, и толщиной 3—5 см, концы которых в пределах рабочих лопастей срезаются по винтовой поверхности согласно фиг. 124, а для получения отдельных пропеллеров. Такие пропеллеры для рабочего колеса, состоящего из четырех лопастей, соединяются попар-

но в крестовину путем взаимной врезки в полдоски (фиг. 124, б). На фиг. 124, в показан также пропеллер двухлопастного рабочего колеса.

Из крестовин (при четырех лопастях) или пропеллеров (при двух лопастях) собирается рабочая часть колеса турбины путем наложения их друг на друга с поворотом на некоторый постоянный угол, с тем чтобы образовалась сплошная винтовая поверхность лопастей рабочего колеса (фиг. 125 и 126).

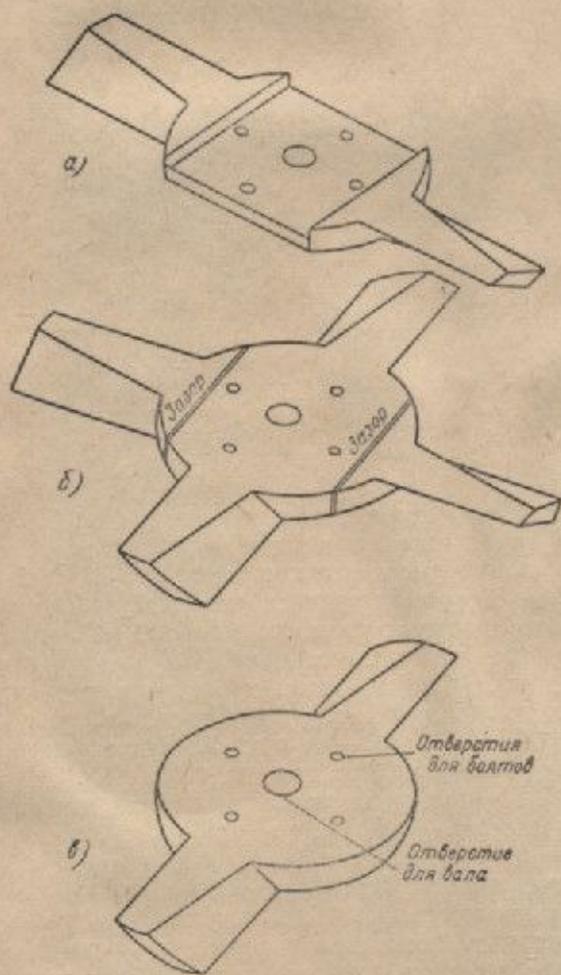


Фиг. 123. Деревянное рабочее колесо, а — четырехлопастное; б — двухлопастное.

Число таких крестовин или пропеллеров зависит от высоты рабочего колеса, определяемой расчетом.

Сверху и снизу полученной таким путем рабочей части колеса турбины накладывают один-два деревянных кружка диаметром, равным диаметру втулки. Пропеллеры и кружки стягиваются четырьмя болтами (диаметром 15—18 мм) с установкой под головки и гайки металлических подкладок толщиной 10—15 мм (фиг. 127). Эти подкладки имеют отверстия для вала и гнезда для шпонок, скрепляющих рабочее колесо с валом.

Подкладки следует врезать в деревянные кружки, на которые они кладутся, а для выступающих над ними головок и гаек следует делать вырезы в прикрывающем их сверху кружке и примыкающем снизу обтекателе. Для



Фиг. 124. Элементы деревянного рабочего колеса.

а — отдельный пропеллер к четырехлопастному колесу;
 б — отдельная крестовина к четырехлопастному колесу;
 в — отдельный пропеллер к двухлопастному колесу.

увеличения прочности лопастей рабочего колеса каждая из них на периферии стягивается двумя склепываемыми между собой и врезанными в лопасть металлическими полосками (фиг. 123) толщиной 3 мм. Полоски должны быть врезаны в лопасть заподлицо с ней.

Через центр рабочего колеса пропускается металлический вал, головка которого в нижней части рабочего колеса покрывается обтекателем, имеющим внутри соответствующее гнездо (фиг. 127).

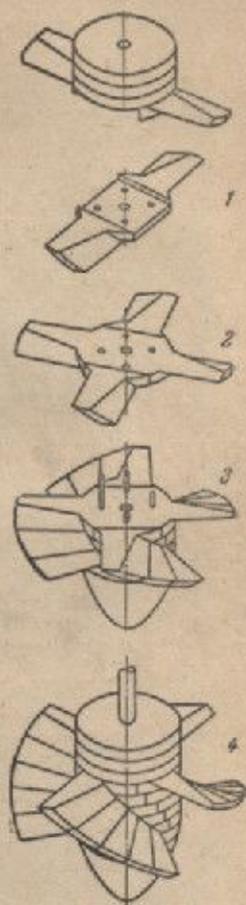
Острые ребра лопастей при входе и выходе скругляются для более плавного обтекания. Скругление сверху следует выполнять согласно фиг. 128. Внизу дается плавный срез по фиг. 131.

Рабочее колесо можно изготовлять из сосны (при диаметрах до 500 мм и напорах до 4 м), но предпочтительно следует отдавать более твердым породам: дуб, лиственница, карагач и др.

Необходимо применять доски без выступающих сучков и трещин в воздушно-сухом состоянии. Отдельные пропеллеры должны быть профугованы, чтобы не оказалось между ними просветов при сборке. Доски для рабочего колеса необходимо заготавливать с некоторым запасом по толщине и ширине и выдерживать известное время для просушки, после чего уже приступать к изготовлению из них пропеллеров. Это устранит последующее коробление их. После изготовления рабочее колесо следует пропитать олифой или, еще лучше, дважды покрыть бакелитовым лаком. Этот лак разводится на винном спирте или политуре.

Для изготовления рабочего колеса турбины следует придерживаться такого порядка:

1. По данным проекта или по выбранному номеру турбины согласно разработанным типоразмерам (приложение 1) вырезаются из бу-

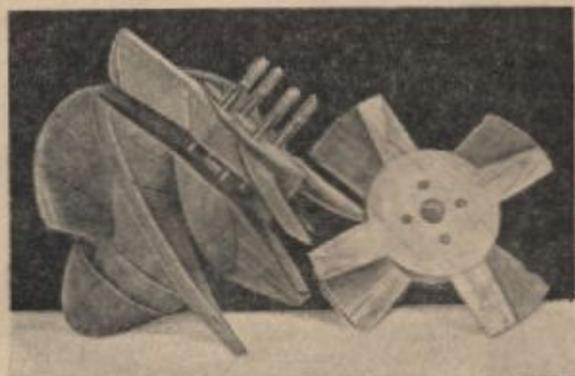


Фиг. 125. Сборка рабочего колеса деревянной пропеллерной турбины.

1 — отдельный пропеллер;
 2 — крестовина; 3 — сборка рабочего колеса; 4 — рабочее колесо в собранном виде.

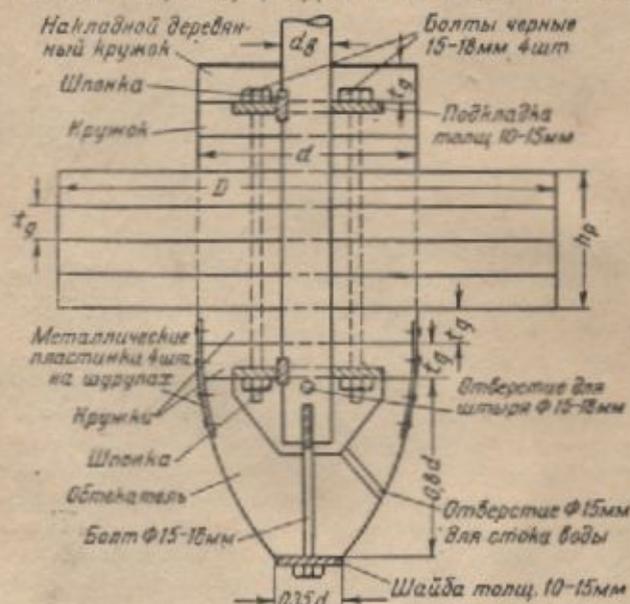
маги шаблоны для изготовления отдельных пропеллеров (фиг. 129 — четырехлопастное рабочее колесо, фиг. 130 — двухлопастное).

2. Заготавливают необходимое количество (с некоторым запасом) гладко оструганных со всех сторон дощечек длиной на 2—3 см боль-



Фиг. 126. Рабочее колесо деревянной турбины в разобранном виде.

ше диаметра рабочего колеса, толщиной и шириной согласно данным расчета или согласно разработанным типоразмерам для соответствующего типа (номера) турбины с запасом против



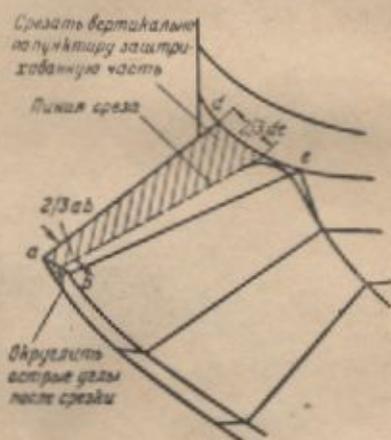
Фиг. 127. Детали рабочего колеса и их соединение.

этих данных на 8—10 мм по ширине и 3—4 мм по толщине и просушивают их. После просушки дощечки доводят отфуговкой до проектной ширины и толщины, сохраняя пока запас по длине.

3. Затем, при выполнении четырехлопастного рабочего колеса, из каждой пары дощечек изготавливают сначала крестовины путем взаимной врезки их в полдоски, соблюдая строгое центрирование дощечек, для чего на каждой дощечке следует прочертить оси, делящие пополам их длину и ширину. При врезке не следует стремиться к особой плотности, а напротив, оставлять зазоры в 1 мм против расширения при разбухании дерева (фиг. 124).

4. На собранных крестовинах прочерчивают циркулем две окружности по диаметрам рабочего колеса и втулки и срезают концы дощечек по наружной окружности соответственно диаметру рабочего колеса.

Для двухлопастного рабочего колеса ту же работу проделывают с одной дощечкой.



Фиг. 128. Скругление входной грани лопасти рабочего колеса.

5. По изготовленному шаблону (фиг. 129 и 130) отдельного пропеллера на обеих сторонах всех дощечек накальвают точки a , b , d , e . Положение соответствующих точек на обратной стороне дощечек показано на фиг. 129 и 130 теми же буквами, поставленными в скобках: (a) , (b) , (d) , (e) . Затем прочерчивают на дощечках линии ad и be на одной стороне и $(a)(d)$ и $(b)(e)$ — на другой. На торцах дощечек прочерчивают прямые $a(b)$ $b(a)$.

6. Пропиливают косые плоскости лопастей пропеллеров $(a)be$ (d) и $a(b)(e)d$. Пропилы идут по линиям be и $(a)(d)$ с одной стороны и по линиям $(b)(e)$ и ad — с другой. При этом по мере прохождения пилы, ее полотно приходится несколько поворачивать, следуя за ходом пилы по прочерченным с обеих сторон линиям, так как пропиливаемая плоскость косая. Пропил этот производят до малой окружности, ограничивающей втулку рабочего коле-

са. Пропил косых плоскостей лопастей рабочего колеса лучше делать вдвоем, чтобы иметь возможность наблюдать за ходом пилы по прочерченным линиям, поскольку это наиболее ответственная часть работы. После пропилов удаляют стамеской наружные опиленные части дощечек по малой окружности. Для двухлопастного рабочего колеса одновременно заканчивают обрезку дощечки в средней части по окружности втулки.

Таким образом, получают отдельные пропеллеры (фиг. 124, а, в).

7. Изготовленные отдельные пропеллеры затем для четырехлопастного рабочего колеса соединяют опять в крестовины (фиг. 124, в), из которых и собирают рабочую часть колеса турбины путем накладывания одного такого пропеллера на другой с некоторым поворотом вокруг оси рабочего колеса для получения ровной винтовой поверхности лопастей турбины (фиг. 125). Аналогично поступают и для двухлопастного рабочего колеса.

Сложенные таким образом пропеллеры временно скрепляются между собой шурупами или небольшими гвоздями в местах, где не будут проходить болты и вал.

8. На скрепленные временно пропеллеры накладывают сверху два-три, а снизу один-два деревянных кружка, выпиленные по малой окружности, т. е. по диаметру втулки рабочего колеса, из досок той же толщины, что и пропеллеры.

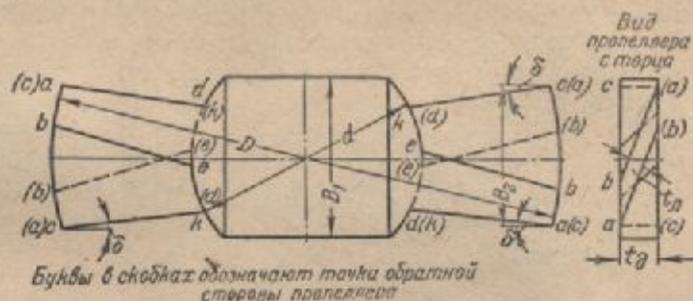
Деревянные кружки также скрепляются с пропеллерами и между собой шурупами или гвоздями.

9. Затем просверливают отверстие для вала в центре рабочего колеса и четыре отверстия для стяжных болтов. Отверстия следует делать несколько больших размеров для свободного пропуска вала и болтов, учитывая возможность некоторого скашивания сверла. После врезки в деревянные кружки сверху и снизу двух металлических подкладок с заранее просверленными в них отверстиями для вала и болтов и вырезанными гнездами для шпонок пропеллеры и кружки стягиваются болтами при вставленном вале на шпонках для правильности центрировки ротора на нем. Для точности просверливания отверстий в обеих подкладках их следует временно скрепить вместе и затем уже сверлить отверстия.

Проверка центрировки вала производится измерением расстояния от вала до конца лопа-

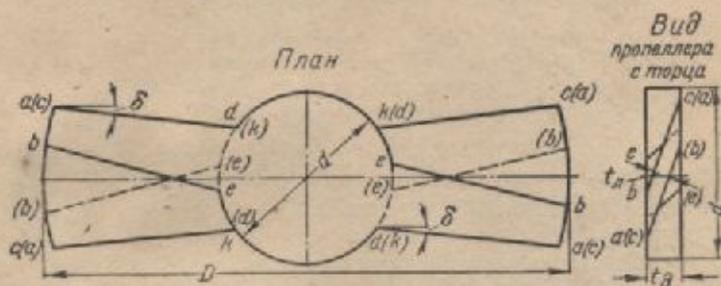
стей сверху и снизу рабочего колеса. Расхождения не должно допускаться.

Для возможности небольшой подвижки рабочего колеса относительно вала с плотно сидящими на нем металлическими подкладками стяжные болты не следует затягивать наглухо. Для этой же цели вырезы для подкладок в деревянных кружках надо делать несколько боль-



Фиг. 129. Шаблон к пропеллеру четырехлопастного рабочего колеса (буквы в скобках обозначают точки обратной стороны пропеллера).

ших размеров, чтобы они могли перемещаться в них при центрировании вала в рабочем колесе. Лишь после центрировки вала производится окончательная затяжка болтов, закрепляющих



Фиг. 130. Шаблон к пропеллеру двухлопастного рабочего колеса.

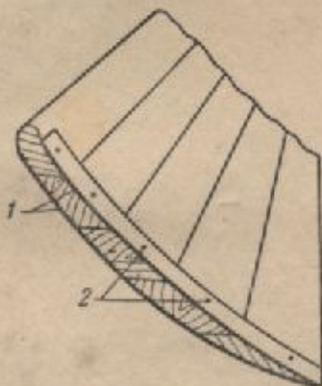
подкладки на рабочем колесе. Для предотвращения ржавления болтов и облегчения разборки рабочего колеса нарезку болтов следует густо смазать.

10. После затяжки болтов вал временно вынимается, и производится сглаживание поверхностей лопастей сверху и снизу, а также скругление входных и выходных граней их.

11. На концы лопастей врезаются металлические полоски и склепываются (фиг. 131).

12. Наконец, закрепив рабочее колесо на валу, укрепляют обтекатель на рабочем колесе посредством металлических пластинок на шурупах и болта (фиг. 127). Пластины должны быть изготовлены из полосового железа толщиной не менее 3 мм, врезаны заподлицо с по-

верхностью рабочего колеса и прикреплены к втулке и обтекателю крупными шурупами. Снизу обтекатель подтягивается к концу вала болтом, углубление для которого в торце вала должно быть строго ограничено во избежание сдвига ротора по валу вверх при его ввертывании до отказа. В обтекателе необходимо предусмотреть вырезы внутри него для выступающих частей вала и головок затяжных болтов; кроме того, для выпуска из обкателя воды необходимо внутри его просверлить отверстие, в противном случае при остановке турбины зимой обтекатель может быть разорван.



Фиг. 131. Скрепление концов лопастей рабочего колеса металлическими полосками

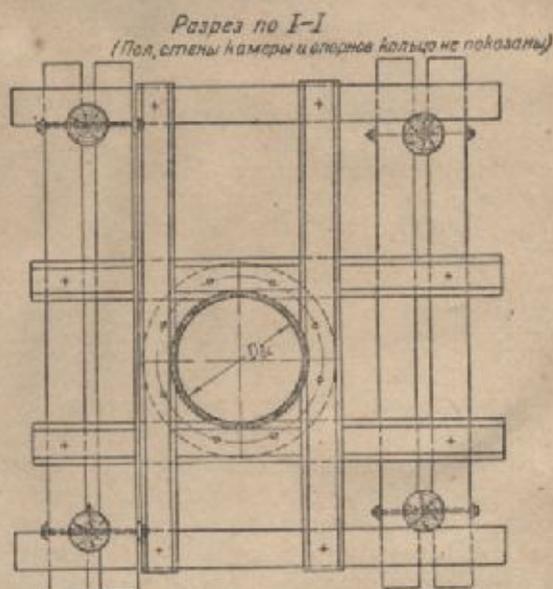
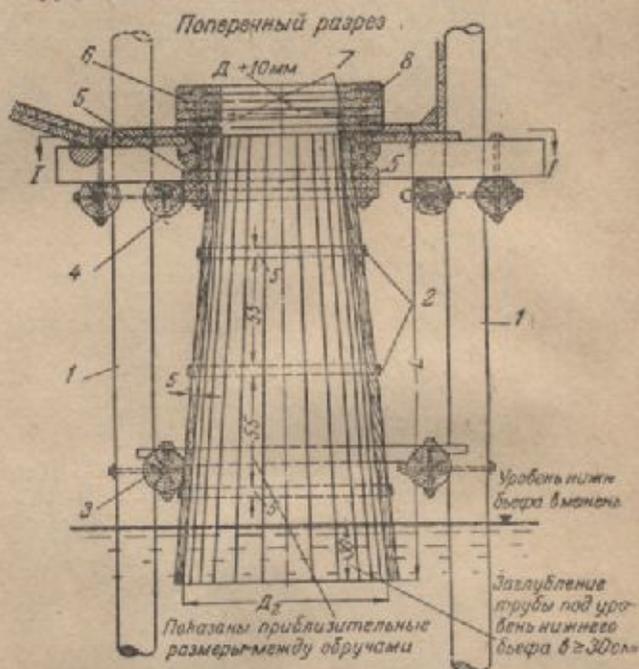
1 — металлические полоски; 2 — заклепки.

Обтекатель лучше выполнять из цельной деревянной болванки, причем ось его должна быть направлена вдоль волокон древесины. Изготавливать обтекатель лучше всего, проточив его на обычном станке, но он вполне может быть выполнен и вручную. При установке обкателя необходимо соблюдать тщательность его центрировки относительно оси турбины и надежно укрепить для предотвращения его разбалтывания и срыва. Сверху к рабочему колесу прикрепляется на гвоздях деревянный кружок; в нем делают снизу вырезы для выступающих головок болтов.

Всасывающая труба. Обычно в установках с деревянными пропеллерными турбинами применяются деревянные прямые конические трубы. Однако вполне возможно изготовление металлических сварных всасывающих труб — прямых и изогнутых.

а) Деревянная прямая коническая всасывающая труба выполняется из отдельных деревянных клепок, стянутых несколькими обручами из полосового железа (фиг. 132). Вверху на трубу надевается деревянный поджимной

хомут, выполняемый из двух рядов 5-см сосновых или дубовых досок, сбитых нагелями. Изнутри каждая клепка всасывающей трубы прибивается к хомуту гвоздями празбежку. Хомут этот служит для подвески трубы к опорному кольцу направляющего аппарата. Клепка трубы должна выполняться из сухих высокока-

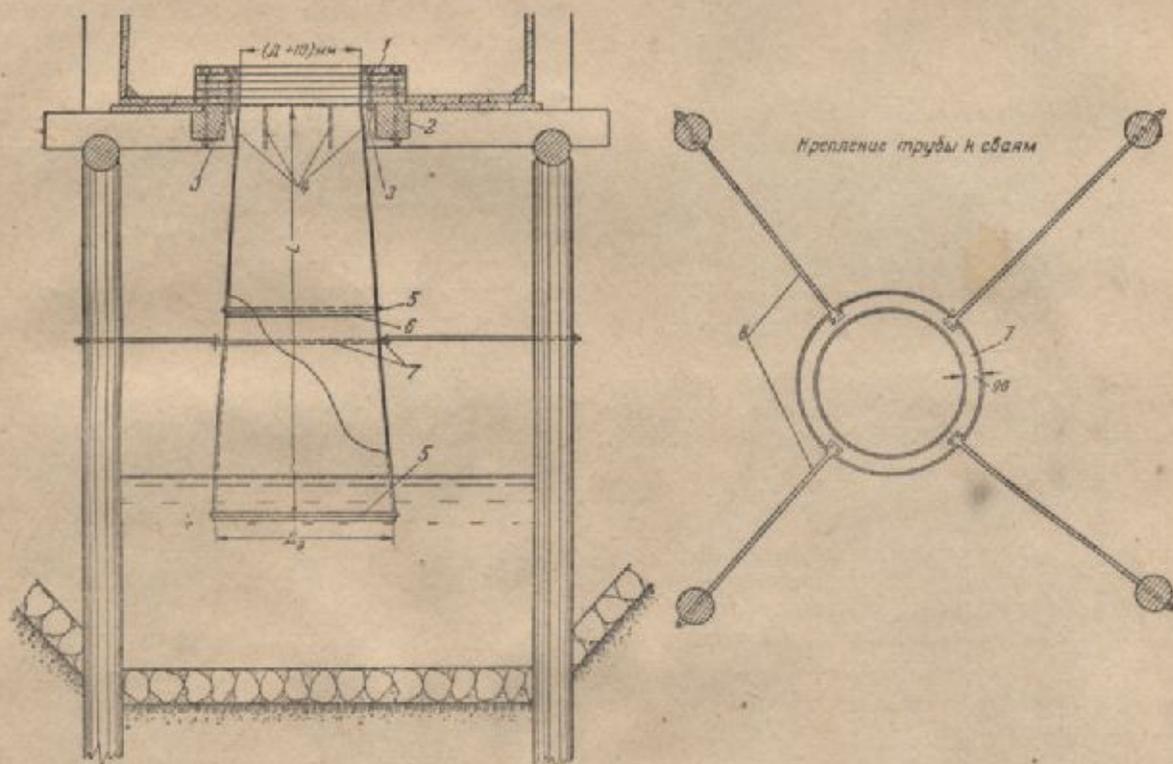


Фиг. 132. Деревянная прямая коническая всасывающая труба и ее крепление к камере турбины.

1 — опорная связь; 2 — обручи; 3 — скватка; 4 — поджимной хомут; 5 — прокладка; 6 — опорное кольцо направляющего аппарата; 7 — просмоленная мешковина; 8 — бобы для поджимной всасывающей трубы.

чественных сосновых или дубовых досок толщиной 5 см, без трещин и выпадающих сучков, так как непроницаемость трубы для наружного воздуха является важнейшим условием ее нормальной работы. С этой целью труба должна быть хорошо сжата обручами, а клепки тщательно профугованы. Верх всасывающей трубы выводится вплоть до нижней плоскости опорного кольца (фиг. 132). Нижний конец

несколько ниже середины трубы к ней приваривается фланец, который служит для крепления к нему растяжек из круглого железа, препятствующих боковым смещениям и сильной вибрации трубы. Растяжки должны иметь возможность натяжения на случай ослабления их. По высоте трубы устраивается несколько ребер жесткости из круглого железа, приваренных к трубе.



Фиг. 133. Металлическая прямая коническая всасывающая труба.

1 — опорное кольцо направляющего аппарата; 2 — опорная балка; 3 — фланец толщиной 10 мм и шириной 90 мм; 4 — косынки толщиной 5 мм — 6 шт.; 5 — р-бра жесткости из круглой стали $d = 35$ мм (сварка); 6 — стык по длине (сварка); 7 — фланец толщиной 6 мм и шириной 90 мм; 8 — сталь круглая, $d = 65$ мм.

трубы, во избежание проникновения в нее воздуха снизу, должен быть заглублен не менее чем на 30 см под наименьший уровень нижнего бьефа. Чтобы труба не расшатывалась и из-за этого не нарушалась ее герметичность, она должна быть несколько выше уровня воды закреплена схватками, связанными с опорными сваями или стяжками ряжей, в зависимости от конструкции нижней части здания.

б) Металлическая сварная изогнутая всасывающая труба (фиг. 133) выполняется из листового железа толщиной 6 мм и имеет сверху фланец с косынками, за который она подтягивается болтами к опорному кольцу. Для возможности установки и съема трубы опорные балки должны быть несколько раздвинуты.

в) Металлическая сварная изогнутая всасывающая труба. При напорах ниже 2,5—3 м для турбин с диаметром рабочего колеса выше 500 мм целесообразно переходить от прямых конических к изогнутым всасывающим трубам.

Можно рекомендовать формы изогнутых всасывающих труб, разработанные ВНИИГиМ¹.

Направляющий аппарат. В настоящее время для деревянных пропеллерных турбин применяется аппарат с поворотными лопатками упрощенной

¹ См. А. Я. Фалькович, Рациональные формы камер и всасывающих труб турбинных установок для низконапорных сельскохозяйственных ГЭС, «Гидротехника и мелиорация», № 3, 1949.

вверх в машинный зал, где устанавливается регулировочная колонка со штурвалом. Общий вид направляющего аппарата представлен на фиг. 134.

Открытием направляющего аппарата называется величина минимального прозора a между двумя соседними лопатками при данном их положении. К крышке турбины, прикрывающей направляющий аппарат и выполняемой для удобства монтажа разъемной, снизу прикрепляется неподвижная втулка отбегаемой формы для плавности поворота потока при поступлении его на рабочее колесо. Нижний диаметр ее должен быть равен диаметру втулки ротора, верхний диаметр можно принимать равным $(D - 4 \text{ см})$, где D — диаметр ротора. Высота этой втулки назначается из такого расчета, чтобы при зазоре между ней и втулкой ротора, равном 5 мм, верхняя грань рабочих лопастей располагалась на 5 см ниже верха опорного кольца направляющего аппарата.

Опорные устройства турбины. Для восприятия вертикальных усилий вал турбины закрепляется в опорном подшипнике (фиг. 135), устанавливаемом на верхнем конце его; турбина, таким образом, подвешивается за верхний конец вала и других опорных подшипников не имеет.

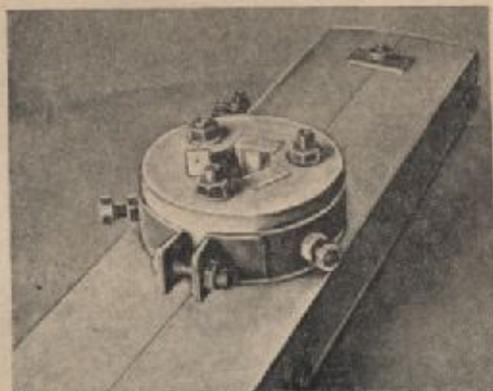
Этот же подшипник должен воспринимать и боковые усилия от натяжения ремня или от зубчатой передачи, а также от вибрации вала. Поэтому опорный верхний подшипник должен быть или роликовым — коническим при малых мощностях турбин, или состоять из двух шариковых — опорного и радиального, помещаемых один над другим в одной общей коробке. Роликово-конический опорный подшипник, примененный для турбины № 3 в литом корпусе, показан на фиг. 135. Здесь же приведен вариант с применением сварного корпуса.

Все вертикальное усилие с вала на опорный подшипник передается стальным кольцом, укрепляемым на валу двумя-тремя винтами (фиг. 135). При больших усилиях на валу турбины применяется разъемное кольцо, несколько врезаемое в вал, каждая половина которого укрепляется на шурупах.

Подшипники должны находиться в масле для уменьшения сопротивления и увеличения срока их службы. Поэтому при пропуске вала через дно подшипниковой коробки должен быть устроен сальник для предотвращения вытекания масла.

Подшипниковая коробка должна быть достаточно прочной и хорошо закреплена на опорных балках против вибрации. Кроме верхнего опорного подшипника, необходимо иметь

еще один направляющий подшипник на крышке турбины. Направляющий подшипник может быть металлический шариковый. Однако проще и достаточно надежно можно использовать тек-



Фиг. 136. Текстолитовый направляющий подшипник в деревянной коробке с железным хомутом. Внутри видны три текстолитовых сменных вкладыша.

столитовый или деревянный дубовый подшипник. Конструкция такого подшипника показана в приложении II; общий вид его представлен на фото (фиг. 136). Ввиду неизбежного истирания подшипник должен состоять из отдельных вкладышей, поджимаемых болтами. Смена вкладышей производится без разборки турбины. Подшипник заключен в круглую деревянную коробку, втопленную в составной опорный брус, притянутый к крышке болтами.

25. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСТАНЦИЯ С ДЕРЕВЯННОЙ ПРОПЕЛЛЕРНОЙ ТУРБИНОЙ

Для подбора или проектирования турбины должны быть заданы:

а) напор H или разность горизонтов, м, между уровнем воды в лотке перед входом в турбинную камеру и уровнем воды в начале отводящего канала (выход из всасывающей трубы);

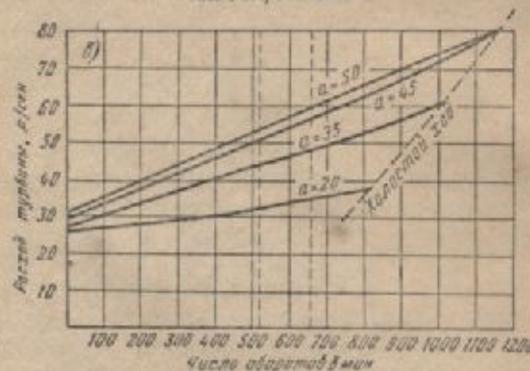
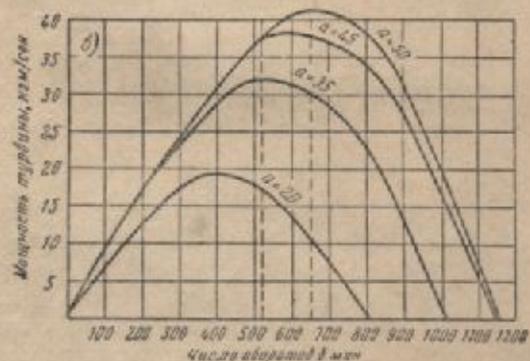
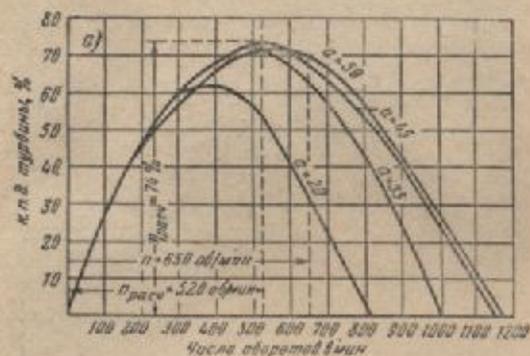
б) максимальный расход воды Q через турбину, $\text{м}^3/\text{сек}$;

в) число оборотов турбины n , об/мин.

Выше уже указывалось, что турбины имеют максимум к. п. д. при мощности несколько меньшей, чем максимальная. Однако для деревянных пропеллерных турбин разница эта, как показали лабораторные испытания (фиг. 139, б), весьма незначительна и ею можно пренебречь,

т. е. считать в дальнейшем, что турбина при оптимальном режиме развивает максимальную мощность и пропускает наибольший расход.

Исследования работы деревянных пропеллерных турбин в лаборатории и в натуре по-



Фиг. 137. Обратные характеристики лабораторной модели деревянной пропеллерной турбины по испытаниям ВНИИГиМ в 1946 г.

казали, что оптимальный к. п. д. можно гарантировать равным 0,75.

Подставляя это значение в формулу мощности, получим следующее простое выражение мощности турбины:

$$N = 10QH \text{ л. с.} = 7,36QH \text{ квт.} \quad (91)$$

На фиг. 137 показаны обратные характеристики для различных открытий направляющего аппарата модели деревянной четырехлопастной пропеллерной турбины, испытывавшейся в гидросиловой лаборатории ВНИИГиМ (фиг. 138).

Рабочая характеристика в функции открытия той же модели показана на фиг. 139,а.

Для того чтобы судить о работе деревянной турбины при изменении нагрузки, ее рабочая характеристика приводится к виду так называемой «мощностной» характеристики (фиг. 139,б), на которой значения Q и η показаны



Фиг. 138. Модель деревянной пропеллерной турбины, испытанной ВНИИГиМ в 1946 г.

в зависимости от мощности. По этим кривым легче судить о режиме работы турбины.

Расходная характеристика той же турбины построена на фиг. 139,а. Из нее, в частности, видно, что турбина начинает отдавать полезную мощность лишь после того, как расход достигает значительной величины, — в данном случае около 35% от его максимального значения.

Переходя непосредственно к вопросам проектирования гидроустановок с деревянной пропеллерной турбиной, отметим, что проведение водноэнергетических и статических расчетов не будет являться предметом изложения; они могут быть найдены в соответствующих курсах.

а) Подводящий лоток

Учитывая, что во время работы турбины сработка уровня воды в водохранилище может достигать иногда сравнительно значительных размеров, глубину воды h в лотке при нормальном подпорном горизонте следует принимать не менее 1,0 м.

Скорость в лотке, во избежание значительных потерь напора, обычно принимают $v = 0,6-0,8$ м/сек при нормальном уровне воды в нем. Исходя из этих ограничений, легко определить ширину лотка по формуле

$$b = \frac{Q}{vh},$$

где Q — расчетный расход турбины.

Запас в высоте стенок лотка над наивысшим подпорным горизонтом воды следует принимать 0,30—0,40 м. Лотку желательно придавать небольшой уклон (порядка 0,005—0,01) с целью недопущения задержки в нем воды при опорожнении.

б) Турбинная камера

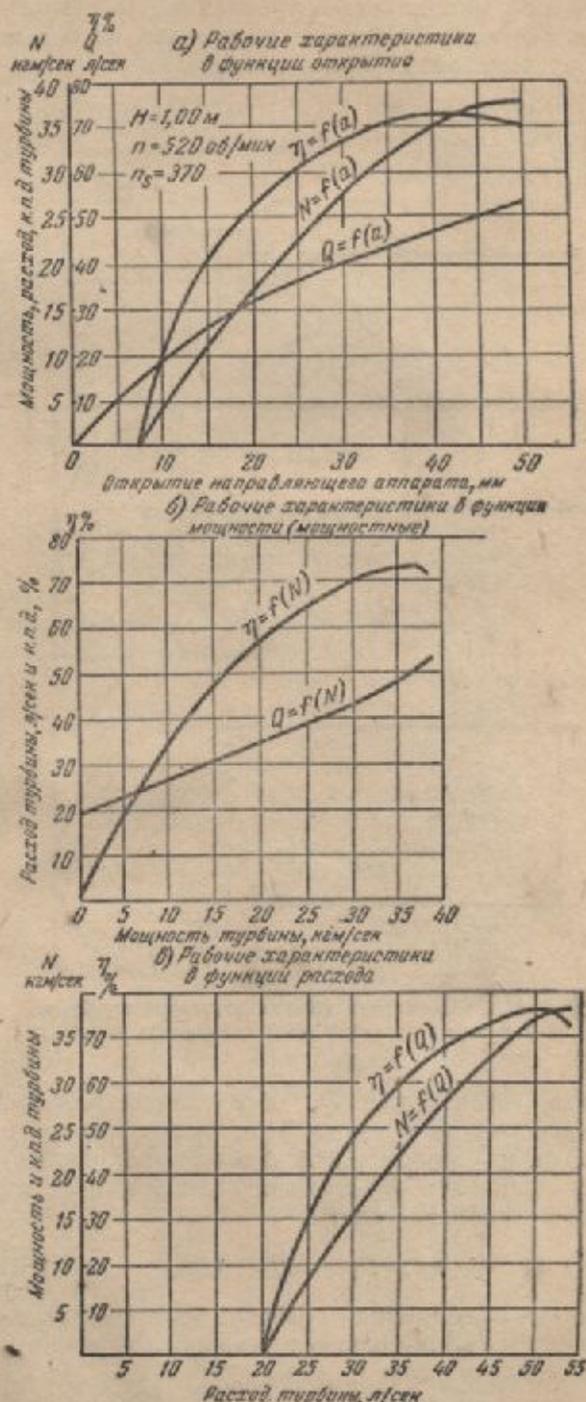
Опытными данными и теоретическими исследованиями доказано, что наилучшей формой камеры, обеспечивающей минимальные потери энергии потока, направляемого к рабочему колесу турбины, и исключающей образование воронок, является спираль. Опыт показывает, что даже простое смещение рабочего колеса в прямоугольной камере от ее продольной оси симметрии в сторону (обычно вправо по ходу потока, так как большинство турбин имеет правое вращение) на 10% от ширины камеры сразу же отражается на к. п. д. турбины. Напротив, размещение рабочего колеса в центре прямоугольной камеры при центральном подводе воды лотком ведет к лишним производительным потерям напора, тем более недопустимым, что их устранение не представляет никаких конструктивных трудностей и не ведет практически к удорожанию строительной части установки. В прямоугольных турбинных камерах даже при значительном затоплении крышки турбины часто наблюдается воронкообразование, просасывание воздуха в воронку и ухудшение вследствие этого работы турбины.

Начальное (входное) сечение турбинной камеры b_0 (фиг. 140, б и в) определяется по допускаемой скорости. Эту скорость рекомендуется принимать в пределах (при нормальном подпорном горизонте)

$$v_0 = (0,5 \div 0,7) \cdot \sqrt{H}. \quad (92)$$

Площадь входного сечения турбинной камеры определяется по формуле

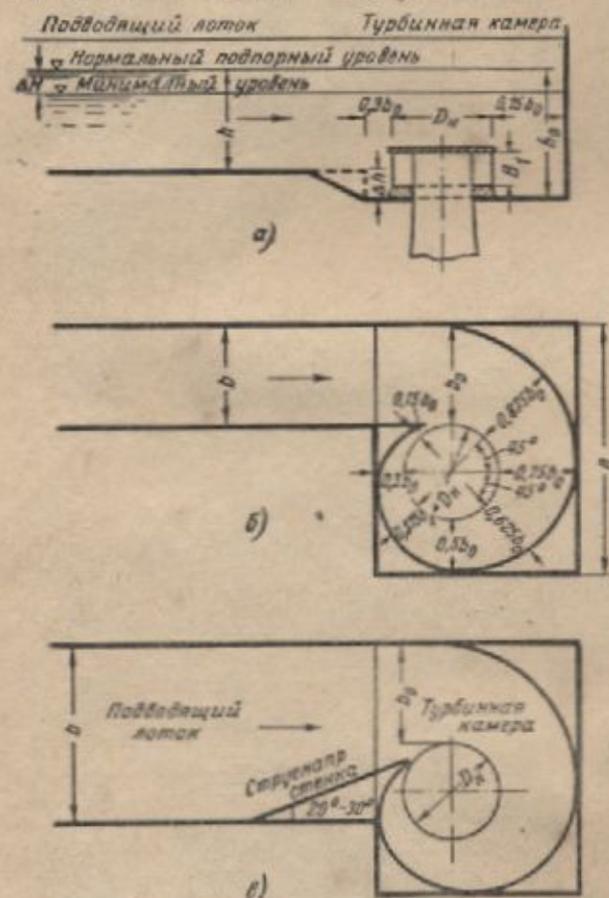
$$\omega_0 = b_0 h_0 = \frac{Q}{v_0}.$$



Фиг. 139. Рабочие характеристики модели деревянной турбины, испытанной ВНИИГМ (фото фиг. 138).

где h_0 — глубина воды в турбинной камере при нормальном подпорном уровне.

Глубина h_0 (фиг. 140, а) должна быть такой, чтобы направляющий аппарат турбины был при минимальных уровнях воды в верхнем бьефе затоплен не менее чем на 0,5 м. При спиральной форме камеры такое затоп-



Фиг. 140. Спиральная камера открытой турбины. D_n — наружный диаметр направляющего аппарата.

ление гарантирует от образования воронок и засасывания воздуха. При высоте опорного кольца над полом 0,2 м и высоте направляющего аппарата B_1 глубина воды в камере по этому условию будет

$$h_0 \geq B_1 + \Delta H + 0,70, \quad (93)$$

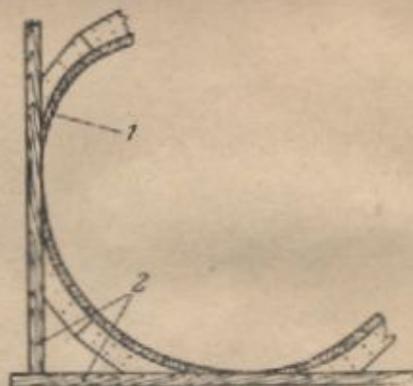
где ΔH — величина сработки уровня ниже нормального подпорного горизонта.

Установив, таким образом, глубину h_0 , сразу же найдем ширину входного сечения камеры b_0 . Желательно иметь b_0 по значению близкой к ширине лотка b (фиг. 140, б), так

как при этом поток из прямоугольного лотка плавно переходит в спиральную камеру.

Однако часто по расчету b_0 получается меньше b . В этих случаях плавный переход от лотка к спирали осуществляется путем установки при входе косой струенарправляющей стенки, возможно более пологой (фиг. 140, в).

Самим стенкам турбинной камеры следует придавать правильное криволинейное очертание. Построение спирали (с некоторым уширением в конце против теоретического по условиям подвода воды к направляющему аппарату) показано на фиг. 140, б по 8 точкам.



Фиг. 141. Устройство стенок деревянной спиральной камеры в плавне. 1 — обшивка спиральной камеры; 2 — водонепроницаемая обшивка прямоугольной камеры.

Конструктивное выполнение самой спирали осуществляется прибивкой вертикальных брусков по криволинейным шаблонам, прикрепляемым к стенам и полу основной прямоугольной камеры, в которую вписывается спираль (фиг. 141). От стенок спиральной камеры не требуется герметичности. Она обеспечивается стенками основной прямоугольной турбинной камеры, в которую спираль вписывается.

Порог при входе в камеру следует выполнять в виде плавного скоса (фиг. 140, а).

в) Рабочее колесо турбины

Основными элементами рабочего колеса, подлежащими определению, являются:

1. Диаметр рабочего колеса D .
2. Диаметр втулки d или отношение $\frac{d}{D} = m$.
3. Число рабочих лопастей z .
4. Профиль рабочих лопастей.
5. Рабочая высота колеса турбины h_p , т. е. высота в пределах лопастей.

Расчет ведется для условий оптимального режима. Этот режим, как указывалось выше, должен быть задан предварительно выполненными водноэнергетическими расчетами, в результате которых известны:

- напор на установке H , м;
- расход воды через турбину Q , м³/сек;
- мощность турбины N , л. с.

Число оборотов турбины n выбирается по условию передачи энергии на генератор. По данным N , n и H устанавливается коэффициент быстроходности турбины.

Диаметр рабочего колеса определяется по формуле

$$D = 4,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \text{ м.} \quad (94)$$

Здесь Q — в м³/сек и n в об/мин.

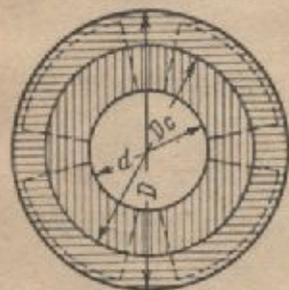
Диаметр втулки d принимается равным:

- при $n_s = 400$ $d = 0,447D$
- „ $n_s = 600$ $d = 0,3D$.

Число рабочих лопастей z принимается равным:

- при $n_s \leq 400$ $z = 4$
- $n_s = 400 \div 600$ $z = 2$.

Построение профиля рабочих лопастей деревянной пропеллерной турбины производится упрощенным способом. Лопасть имеет винтовую поверхность с прямолинейными (в развертке цилиндрической поверхности на плоскость) образующими. Расчет профиля сводится, таким образом, к установлению угла наклона одной из этих образующих к горизонту, после чего уже по винтовой зависимости определяются и все остальные размеры. В качестве расчетного сечения, для которого определяется этот



Фиг. 142. Поперечный разрез по колесу и всасывающей трубе. Кольцевое пространство разделено на две равновеликие площади, заштрихованные по-разному.

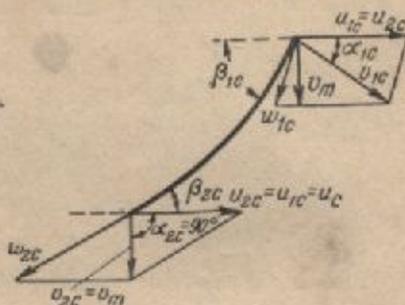
угол, принимается цилиндрическое сечение, делящее кольцевое пространство между втулкой рабочего колеса и внутренней поверхностью опорного кольца на две равновеликие части, пропускающие равные доли рас-

хода (фиг. 142). При этом условии диаметр этого сечения

$$D_c = \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{2}} = \sqrt{\frac{1 + m^2}{2}} D = \mu D. \quad (95)$$

Из теории пропеллерных турбин известно, что профиль лопасти в цилиндрическом разрезе должен быть криволинейным (фиг. 143).

Для установления угла наклона прямолинейной образующей, которой мы заменяем этот исходный криволинейный профиль, пред-



Фиг. 143. Входной и выходной треугольники скоростей при обтекании потоком лопасти турбины.

варительно определяются основные данные, характеризующие профиль, т. е. средний угол входа потока на колесо β_{1c} и выхода β_{2c} . При этом в расчет вводится следующее допущение.

Движение частиц воды через рабочее колесо считается совершающимся симметрично относительно оси турбины, и при том в цилиндрических соосных поверхностях, т. е. без радиальной составляющей скорости.

На фиг. 143 построены входной и выходной треугольники скоростей, причем введены следующие обозначения:

v_{1c} и v_{2c} — абсолютные скорости потока при входе на лопасть и выходе с нее;

w_{1c} и w_{2c} — относительные скорости потока при входе и выходе;

v_{u1c} и v_{u2c} — горизонтальные составляющие абсолютных скоростей;

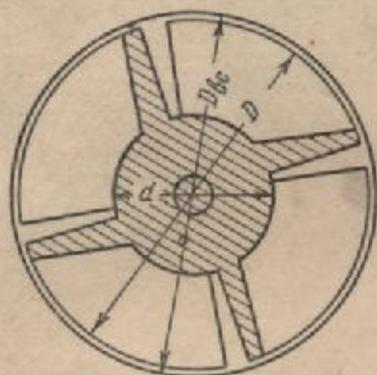
v_m — вертикальная составляющая абсолютной скорости, постоянная во всем пространстве (допущение);

$u_c = u_{1c} = u_{2c}$ — окружная скорость, постоянная для всего цилиндрического сечения радиуса R_c ;

β_{1c} и β_{2c} — углы наклона к горизонту касательных к средней траектории при входе и выходе;

α_{1c} и α_{2c} — углы наклона к горизонту абсолютных входной и выходной скоростей.

Для турбин, во избежание потерь на вращение потока во всасывающей трубе, угол α_2



Фиг. 144. Разрез рабочего колеса деревянной турбины.

обычно задается равным 90° (осевой выход) и, следовательно, $v_{2c} = v_m$ и $v_{u2c} = 0$.

Из входного треугольника имеем:

$$v_m (\operatorname{ctg} \alpha_{1c} + \operatorname{ctg} \beta_{1c}) = u_c,$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \beta_{1c} = \frac{u_c - v_m \operatorname{ctg} \alpha_{1c}}{v_m} = \frac{u_c - v_{u1c}}{v_m}, \quad (96)$$

Из выходного треугольника

$$\operatorname{ctg} \beta_{2c} = \frac{u_c}{v_m}. \quad (97)$$

Очевидно, что прямолинейная образующая, которой заменяется рассматриваемый исходный криволинейный профиль, создающий безударный вход воды и осевой выход, должна иметь угол наклона β_c , являющийся некоторым промежуточным углом между углами β_{1c} и β_{2c} . При этом мы заведомо допускаем некоторый удар при входе на лопасть, а также неосевое направление скоростей при выходе. В расчете деревянной пропеллерной турбины $\operatorname{ctg} \beta_c$ принимается равным среднему арифметическому из суммы котангенсов углов β_{1c} и β_{2c} . Это приводит к выражению

$$\operatorname{ctg} \beta_c = \frac{u_c - 0,5v_{u1c}}{v_m}. \quad (98)$$

Скорость u_c выразим через число оборотов:

$$u_c = \frac{\pi D_c n}{60}. \quad (99)$$

Скорость v_{u1c} может быть получена из известного уравнения работы турбины, которое при $v_{u2c} = 0$ имеет вид

$$\eta H = \frac{u_c \cdot v_{u1c}}{g}.$$

Если исключить в указанном выражении напор H , воспользовавшись формулой для коэффициента быстроходности

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\eta Q}}{H^{1/4}},$$

а u_c заменить по формуле (99), то для v_{u1c} получим выражение:

$$v_{u1c} = \frac{107 \eta^{1/2} g n^{1/2} Q^{3/4}}{D_c n_s^{1/2}}. \quad (100)$$

Скорость v_m может быть выражена через расход Q и площадь кольцевого сечения ω (при допущении $D = D_{bc}$), равную с учетом стеснения втулкой и лопастями (фиг. 144)

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} (1 - m^2) (1 - k),$$

где k — коэффициент стеснения потока лопастями. Тогда для скорости v_m получим такое выражение:

$$v_m = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi D^2 (1 - m^2) (1 - k)} = \frac{4Q}{\lambda \cdot \pi D^2}, \quad (101)$$

где $\lambda = (1 - m^2) (1 - k)$.

Подставим значения u_c , v_{u1c} и v_m в формулу (98) и, заменив $D_c = \mu D = 4,5 \mu \sqrt{\frac{Q}{n}}$, после сокращения получим:

$$\operatorname{ctg} \beta_c = \lambda \left(3,74 \mu - \frac{1860 \eta^{1/2}}{\mu^2 n_s^{1/2}} \right). \quad (102)$$

При проектировании удобнее задавать угол наклона крайнего сечения β_D . В соответствии с приданием лопасти винтовой поверхности этот угол определится из формулы

$$\operatorname{ctg} \beta_D = \frac{1}{\mu} \operatorname{ctg} \beta_c = \lambda \left(3,74 - \frac{1860 \eta^{1/2}}{\mu^2 n_s^{1/2}} \right). \quad (103)$$

Для четырехлопастного рабочего колеса принято $m = 0,447$, а k при обычных углах на-

клона лопастей можно в среднем рекомендовать равным 0,18, и тогда

$$\lambda = (1 - m^2)(1 - k) = (1 - 0,447^2)(1 - 0,18) = 0,657.$$

Для того же рабочего колеса

$$r = \sqrt{\frac{1+m^2}{2}} = \sqrt{\frac{1+0,447^2}{2}} = 0,773.$$

Подставив в формулу (103) вычисленные значения коэффициентов и принимая для деревянной пропеллерной турбины $\eta = 0,75$, получим:

$$\operatorname{ctg} \beta_D = 2,46 - \frac{1270}{n_s^{1/2}}.$$

Опытные исследования показали, что для четырехлопастного рабочего колеса это значение $\operatorname{ctg} \beta_D$ следует увеличить примерно на 10%.

Окончательно получим выражение для определения угла β_D :

$$\operatorname{ctg} \beta_D = 2,71 - \frac{1400}{n_s^{1/2}}. \quad (104)$$

Для двухлопастного рабочего колеса при $m = 0,3$ можно в среднем принять

$$k = 0,07, \text{ и тогда } \lambda = 0,847 \text{ и } r = 0,738.$$

А выражение для определения угла β_D будет:

$$\operatorname{ctg} \beta_D = 3,17 - \frac{1795}{n_s^{1/2}}. \quad (105)$$

Следует указать, что примененный метод расчета угла наклона сечений лопастей дает удовлетворительные результаты для четырехлопастных турбин с коэффициентом быстроходности $n_s < 400$, а для двухлопастных n_s до 500—600. Угол наклона лопасти у втулки β_a определится в соответствии с винтовой поверхностью из выражения

$$\operatorname{ctg} \beta_a = m \operatorname{ctg} \beta_D. \quad (106)$$

Рабочая высота колеса турбины определяется по следующим формулам¹:

для четырехлопастного рабочего колеса при $m = 0,447$ и $\lambda = 0,657$

$$h_p = \frac{5290D \sin^2 \beta_D}{n_s^{1/2}}; \quad (107)$$

¹ Вывод сделан на основании формулы (375) труда акад. Проскура „Гидродинамика турбомашин“, 1934, стр. 265.

для двухлопастного рабочего колеса при $m = 0,3$ и $\lambda = 0,847$

$$h_p = \frac{13630D \cdot \sin^2 \beta_D}{n_s^{1/2}}. \quad (108)$$

Окончательно высота рабочего колеса определится по числу образующих ее пропеллеров (слоев) принятой толщины t_s с округлением в сторону увеличения расчетной h_p до значения кратного t_s . Округление в сторону меньше расчетной допускается при отклонении, не превышающем 5%.

Определив основные параметры рабочего колеса, можем перейти к проектированию шаблона (пропеллера).

На фиг. 129 показан чертеж пропеллера четырехлопастного рабочего колеса, на фиг. 130 — двухлопастного.

Определению подлежат следующие элементы пропеллера:

1. Толщина доски, из которой изготовляется пропеллер, — t_d .

Этой толщиной обычно задаются в пределах от 3 до 5 см.

2. Толщина лопасти на конце t_a . Ее рекомендуется принимать равной:

при D до 400 мм	$t_a = 10$ мм
„ D от 400 до 800 мм	$t_a = 15$ мм
„ D свыше 800 мм	$t_a = 20$ мм

3. Размер ab горизонтальной площадки на конце лопасти.

Этот размер определяется из выражения

$$ab = \frac{t_a}{\sin \beta_D}. \quad (109)$$

4. Размер bc горизонтальной проекции скоса лопасти на ее конце:

$$bc = t_a \cdot \operatorname{ctg} \beta_D. \quad (110)$$

5. ek — ширина горизонтальной проекции скоса лопасти у втулки:

$$ek = t_a \cdot \operatorname{ctg} \beta_a = t_a \cdot m \operatorname{ctg} \beta_D = m \cdot bc. \quad (111)$$

6. de — ширина горизонтальной площадки лопасти у втулки.

По условиям прочности лопасти толщина ее у втулки t_a не должна быть меньше предельных значений, указанных в табл. 25.

Таблица 25

Диаметр рабочего колеса D , мм	Толщина лопасти у втулки t_0 , мм
До 400	30 ÷ 40
От 400 до 600	40 ÷ 50
От 600 и выше	40 ÷ 60

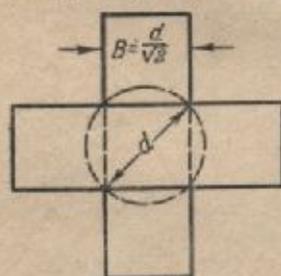
Величина de будет определяться толщиной t_0 :

$$de = \frac{t_0}{\sin \beta_d}, \quad (112)$$

где β_d — угол наклона лопасти у втулки, определяемый из соотношения

$$\operatorname{ctg} \beta_d = m \operatorname{ctg} \beta_D.$$

Полученное по формуле (112) значение de следует проверить по тому углу δ (фиг. 129 и 130), под которым



расположатся ребра лопасти ck и ad к направлению волокон древесины (оси шаблона). Не рекомендуется этот угол брать больше 10° .

Согласно фиг. 129 и 130 можем написать:

$$ab + bc = de + ek + \frac{2(D-d)}{2} \operatorname{tg} \delta;$$

подставляя $\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} 10^\circ = 0,175$, получим:

$$ab + bc = de + ek + 0,175(D-d),$$

откуда:

$$de \geq ab + bc - ek - 0,175(D-d). \quad (113)$$

7. Ширина доски для пропеллера B .

Ширина доски для четырехлопастного рабочего колеса определится одной из двух величин: или диаметром втулки d , для получения которого при врезке накрест двух досок (шаблонов) требуется (фиг. 145)

$$B \geq \frac{d}{\sqrt{2}}, \quad (114)$$

или суммарным размером $ab + bc$, для получения которого необходимо:

$$B \geq ab + bc. \quad (115)$$

По большему из этих двух значений и принимается ширина доски для шаблона.

Для двухлопастного рабочего колеса ширина доски по первому условию должна быть

$$B \geq d, \quad (116)$$

а по второму, как и для четырехлопастного рабочего колеса:

$$B \geq ab + bc. \quad (117)$$

Число крестовин рабочего колеса z_1 определяется из соотношения

$$z_1 = \frac{h_p}{t_0} \quad (118)$$

с округлением в большую сторону.

Длину обтекателя следует принимать в пределах $(0,8 \div 1,2)d$. Диаметр вала рабочего колеса рассчитывается по формуле

$$d_s = 14,6 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ см}, \quad (119)$$

где N — мощность турбины, л. с.;

n — число оборотов вала турбины в минуту.

г) Направляющий аппарат

Основными параметрами направляющего аппарата являются:

1. Внутренний диаметр направляющего аппарата D_0 , или диаметр окружности, на которой располагаются выходные концы направляющих лопаток (приложение II) при оптимальном открытии.

2. Внешний его диаметр D_n , или диаметр окружности, охватывающей входные концы лопаток при оптимальном открытии.

3. Высота направляющего аппарата B_1 .

4. Число лопаток z_0 .

5. Угол α между осью лопатки и касательной к внутренней окружности направляющего аппарата в точке пересечения ее осью лопатки, соответствующий оптимальному открытию (приложение II).

6. Профиль лопатки направляющего аппарата.

Внутренний диаметр направляющего аппарата может быть принят равным

$$D_0 = D + 40 \text{ мм}, \quad (120)$$

где D — диаметр рабочего колеса, мм.

Внешний диаметр рекомендуется определять по формуле

$$D_n = 1000 D \cdot \left(1 + 0,03 \sqrt{\frac{n_s}{D}}\right) \text{ мм}, \quad (121)$$

где D — диаметр рабочего колеса, м.

Диаметр крышки турбины принимается равным

$$D_k = D_n + 40 \text{ мм.}$$

так же, как и диаметр опорного кольца.

Высота направляющего аппарата B_1 (приложение II) устанавливается в зависимости от D и n_2 по соотношениям:

при $n_2 = 300$	$B_1 = 0,36D$
" $n_2 = 400$	$B_1 = 0,40D$
" $n_2 = 600$	$B_1 = 0,45D$

Число направляющих лопаток следует принимать:

при D от 300 до 400 мм	$z_1 = 10$
" D . 500 . 700 мм	$z_1 = 12$
" D . 800 . 1000 мм	$z_1 = 16$
" D свыше 1000 мм	$z_1 = 18$

Угол α между осью лопатки и касательной к внутренней окружности направляющего аппарата в точке выхода определяется по формуле (при $\eta = 0,75$)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n_2'}{9 \cdot 250}, \quad (122)$$

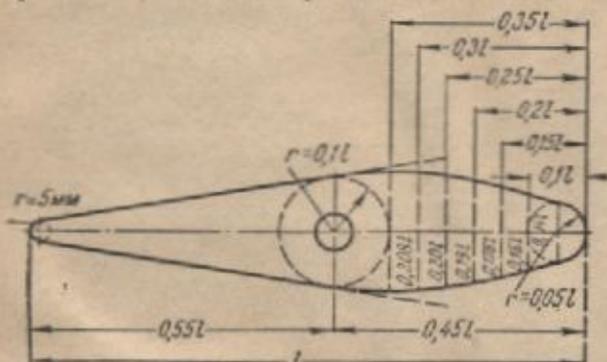
где

$$z = \frac{B_1}{D}.$$

Длина лопатки определится по формуле

$$l = \frac{D_c}{2} \left(\sqrt{\left(\frac{D_n}{D_c}\right)^2 + \sin^2 \alpha} - 1 - \sin \alpha \right). \quad (123)$$

Профиль направляющей лопатки рекомендуется выполнять по фиг. 146.



Фиг. 146. Построение профиля направляющей лопатки.

Оси поворотных лопаток следует располагать на окружности диаметром

$$D_s = \sqrt{1,2 B^2 + D_n^2 + 2,2 D_n l \sin \alpha}. \quad (124)$$

По отношению к самой лопатке ось находится на расстоянии $0,55l$ от ее выходного (острого) конца (фиг. 146).

Для даваемой в приложении I таблицы типоразмеров деревянной турбины размеры деталей направляющего аппарата приведены в приложении II.

Поворотные усилия для приведения в действие направляющего аппарата невелики благодаря близкому к центру давления потока расположению осей лопаток—они легко преодолеваются одним человеком и потому специальных расчетов не требуют.

д) Всасывающая труба

Основными параметрами конической всасывающей трубы являются (фиг. 147):

Диаметр входного сечения D_1 .

Диаметр выходного сечения D_2 .

Длина трубы L .

Угол раструба θ .

Диаметр входного сечения трубы определяется по диаметру рабочего колеса и равен

$$D_1 = D + 2\Delta, \quad (125)$$

где Δ —допустимый зазор между лопастью рабочего колеса и внутренней стенкой опорного кольца, принимаемый равным 3—5 мм.

Диаметр выходного сечения D_2 определяется по допустимой выходной скорости, определяемой из формулы

$$v_{\text{вых}} \leq (0,5 \div 0,7) \cdot \sqrt{H}, \quad (126)$$

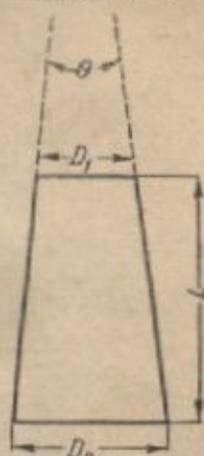
и тогда:

$$D_2 = 2 \sqrt{\frac{Q}{v_{\text{вых}}}}.$$

Длина трубы зависит от соотношения диаметров D_1 и D_2 и от величины угла θ и определяется по формуле (фиг. 147)

$$L = \frac{D_2 - D_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}. \quad (127)$$

Угол раструба не должен быть слишком велик, иначе вода будет отрываться от сте-



Фиг. 147. Схема всасывающей трубы.

нок трубы и она будет работать не полным сечением.

Рекомендуются следующие значения угла θ в зависимости от отношения $\frac{L}{D_1}$ (табл. 26).

Таблица 26

$\frac{L}{D_1}$	1	2	4	10
$\theta^\circ =$	10—18	7—12	5—8	3—5

Для предварительного определения $\frac{L}{D_1}$ следует вначале задаваться длиной L , принимая ее равной

$$L = H - h_0 + 0,30 \text{ м,}$$

где H — полный напор на ГЭС при наименьшем горизонте воды в нижнем бьефе; h_0 — глубина воды в турбинной камере.

Полученная длина L должна гарантировать всасывающую трубу от засасывания снизу в нее воздуха. Поэтому всасывающая труба должна быть заглублена под наименьший уровень нижнего бьефа не менее чем на 0,30 м.

Если полученная расчетом длина всасывающей трубы не удовлетворяет этому условию, то ее следует соответственно увеличить. На практике обычно имеет место обратное явление: длина всасывающей трубы по расчетным условиям оказывается значительно больше и ее нередко приходится сильно заглублять под уровень нижнего бьефа.

Особенно трудно выполнить прямую всасывающую трубу с соблюдением условий по табл. 26 при малых напорах $H = 2,5 - 3$ м и менее. В этих случаях всасывающую трубу приходится для придания ей допустимого раструба очень сильно заглублять. Это влечет за собой большие подводные работы, часто просто невыполнимые, так как дно крепленной части канала под всасывающей трубой должно быть на расстоянии не менее $(1,0 + 1,5)D$ от конца ее, где D — диаметр рабочего колеса. Поэтому на низконапорных установках следует переходить на изогнутые всасывающие трубы металлической сварной конструкции.

е) Отводящий канал

Водоприемная часть отводящего канала должна быть запроектирована такого сечения, чтобы не создавать подпора у всасывающей трубы. Для этого необходимо под всасывающей трубой устраивать приемную

воронку шириной по дну, равной ширине турбинной камеры в свету (размер B на фиг. 140, б), с заложением откосов $1:1 - 1:1\frac{1}{2}$. В случае длинного отводящего канала его можно постепенно сузить за приемной воронкой до размеров подводящего канала. Глубина воды в отводящем канале должна быть такой, чтобы скорость воды в нем не была больше скорости выхода воды из всасывающей трубы и не превышала размывающую скорость для грунта канала.

Так как крепленная часть дна приемной воронки под трубой получается обычно ниже дна остальной части канала, то во избежание значительных местных потерь следует переход на более высокую отметку дна канала осуществить плавно с откосом, равным $1:3 - 1:4$.

ж) Пример расчета гидротурбинной установки с четырехлопастным рабочим колесом

Требуется запроектировать установку с одной деревянной пропеллерной турбиной и передачей на генератор при следующих данных.

Расчетный напор (за вычетом потерь в подводящем лотке и отводящем канале) $H = 3,0$ м. Сработка в верхнем бьефе при регулировании от расчетного уровня воды на $\Delta H = 0,20$ м. Расчетный расход $Q = 0,75$ м³/сек. Навысший к. п. д. турбины принимаем $\eta = 0,75$.

Мощность турбины при этих условиях будет равна

$$N = 10 Q \cdot H = 10 \cdot 0,75 \cdot 3,0 = 22,5 \text{ л. с.}$$

Быстроходность, на которую следует запроектировать турбину, принимаем наибольшую для четырехлопастного колеса $n_s = 400$:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}} = \frac{n \sqrt{22,5}}{3,0 \sqrt{3,0}} = 400.$$

Отсюда определим число оборотов турбины $n = 333$ об/мин. При необходимости устройства ременной передачи это число оборотов является приемлемым.

Подводящий лоток. Глубину воды в лотке при расчетном режиме принимаем $h = 1,0$ м, допустимую скорость $v = 0,8$ м/сек.

Ширина лотка

$$b = \frac{Q}{vh} = \frac{0,75}{0,8 \cdot 1,0} = 0,94 \text{ м;}$$

принимаем $b = 1,00$ м.

Рабочее колесо турбины. Диаметр рабочего колеса определяем по формуле (94):

$$D = 4,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{0,75}{333}} = 0,59 \text{ м.}$$

Принимаем $D = 600$ мм.

Диаметр втулки принимаем $d = mD = 0,447 \cdot 600 = 268$ мм.

Угол наклона лопасти определяем по формулам (104) и (106):

$$\operatorname{ctg} \beta_D = 2,71 - \frac{1400}{n_s^{1/2}} = 2,71 - \frac{1400}{400^{1/2}} = 2,23,$$

откуда

$$\beta_D = 24^\circ 10';$$

$$\operatorname{ctg} \beta_d = m \operatorname{ctg} \beta_D = 0,447 \cdot 2,23 = 0,998,$$

откуда

$$\beta_d = 45^\circ.$$

Рабочая высота рабочего колеса определяется по формуле (107):

$$h_p = \frac{5290 D \sin^2 \beta_D}{n_s^{1/2}} = \frac{5290 \cdot 0,6 \cdot 0,168}{400^{1/2}} = 0,181 \text{ м} = 181 \text{ мм}$$

Принимаем рабочее колесо, состоящее из 4 крестовин при толщине досок $t_d = 45 \text{ мм}$; тогда $h_p = 45 \times 4 = 180 \text{ мм}$.

Толщину лопасти на конне принимаем $t_s = 17,5 \text{ мм}$, у втулки — $t_a = 48 \text{ мм}$.

Определим размеры шаблона:

$$ab = \frac{t_s}{\sin \beta_D} = \frac{17,5}{0,423} = 42,7 \approx 43 \text{ мм};$$

$$bc = t_d \cdot \operatorname{ctg} \beta_D = 45 \cdot 2,23 = 100 \text{ мм}$$

$$ek = m \cdot bc = 0,447 \cdot 100 \approx 45 \text{ мм};$$

$$de = \frac{t_a}{\sin \beta_d} = \frac{48}{0,71} = 67 \text{ мм}.$$

Проверим размер de по условию (113):

$$ab + bc - ek - 0,175(D - d) = 43 + 100 - 45 - 0,175(600 - 270) = 40 \text{ мм} < 67 \text{ мм}.$$

Следовательно, можем сохранить размер $de = 67 \text{ мм}$.

Площадь живого сечения, занятая лопастями, равна

$$4 \frac{ab + de}{2} \cdot \frac{D - d}{2} = (0,043 + 0,067) \times (0,60 - 0,27) = 0,0363 \text{ м}^2.$$

Площадь всего кольцевого сечения

$$w = \frac{\pi D^2}{4} (1 - m^2) = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} (1 - 0,45^2) = 0,226 \text{ м}^2.$$

Коэффициент стеснения сечения лопастями

$$k = \frac{0,0363}{0,226} = 0,162$$

вместо $k = 0,18$, принятого по расчету [см. вывод формулы (104)].

При $k = 0,162$ и принятом $m = 0,45$ значение коэффициента λ будет $\lambda = (1 - 0,162) \cdot (1 - 0,45^2) = 0,667$, а формула (104) приобретает вид:

$$\operatorname{ctg} \beta_D = 2,75 - \frac{1420}{n_s^{1/2}}.$$

При $n_s = 400$ получаем: $\operatorname{ctg} \beta_D = 2,27$ и $\beta_D = 24^\circ 40'$, вместо $24^\circ 10'$.

Такое расхождение вполне допустимо, и расчет можно оставить без изменения.

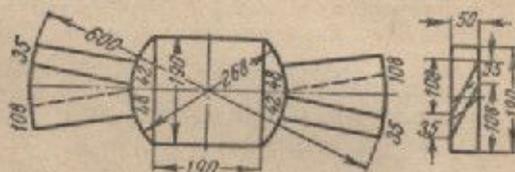
Ширина доски для пропеллера по условию врезки [формула (114)]

$$B = \frac{d}{\sqrt{2}} = \frac{270}{\sqrt{2}} = 190 \text{ мм}. \quad (115)$$

Ширина доски по размерам лопасти на конне [формула (115)]

$$B = ab + bc = 43 + 100 = 143 \text{ мм}.$$

Принимаем большее из двух B , равное 190 мм . Запроектированный шаблон изображен на фиг. 148.



Фиг. 148. Шаблон одиночного пропеллера четырехлопастной турбины.

Длину обтекателя принимаем равной $0,8d = 0,8 \cdot 268 = 215 \text{ мм}$.

Между обтекателем и нижней крестовиной устанавливаем один деревянный кружок. Над верхней крестовиной устанавливаем два кружка, закрепляемых болтами с остальной частью рабочего колеса; над этими кружками ставится третий, прикрывающий гайки болтов и прикрепляемый шурупами к втулке рабочего колеса.

Диаметр вала турбины определяем по формуле (119):

$$d_s = 14,6 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 14,6 \sqrt[3]{\frac{22,5}{333}} = 5,95 \text{ см}$$

Принимаем $d_s = 60 \text{ мм}$.

Направляющий аппарат турбины. Внутренний диаметр направляющего аппарата принимаем по формуле (120):

$$D_g = D + 40 = 600 + 40 = 640 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр его по формуле (121)

$$D_k = 1000D \left(1 + 0,03 \sqrt{\frac{n_s}{D}}\right) = 1000 \cdot 0,6 \times \left(1 + 0,03 \sqrt{\frac{400}{0,6}}\right) = 1060 \text{ мм}.$$

Диаметр крышки турбины

$$D_k = 1060 + 40 = 1100 \text{ мм}.$$

Высота направляющего аппарата при $n_s = 400$ будет

$$B_1 = 0,40 \cdot D = 0,40 \cdot 600 = 240 \text{ мм}.$$

Число лопаток направляющего аппарата принимаем $z_0 = 12$. Угол α между осью лопатки и касательной

к внутренней окружности направляющего аппарата определяем по формуле (122):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n_s^{1/2}}{9250z} = \frac{400^{1/2}}{9250 \cdot 0,4} = 0,795; \alpha = 38^\circ 30';$$

$$\sin \alpha = 0,625.$$

Длина лопатки вычисляется по формуле (123) при $\frac{D_n}{D_e} = \frac{1060}{640} = 1,65$.

$$l = \frac{D_e}{2} \left(\sqrt{\left(\frac{D_n}{D_e} \right)^2 + \sin^2 \alpha} - 1 - \sin \alpha \right) =$$

$$= \frac{640}{2} (\sqrt{1,65^2 + 0,625^2} - 1 - 0,625) = 270 \text{ мм.}$$

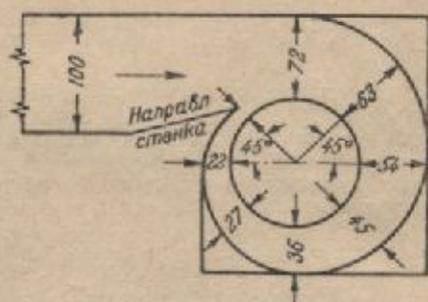
Диаметр окружности, на которой располагаются оси направляющих лопаток, находится по формуле (124):

$$D_s = \sqrt{1,2l^2 + D_n^2 + 2,2 \cdot D_e \cdot l \cdot \sin \alpha} =$$

$$= \sqrt{1,2 \cdot 0,27^2 + 0,64^2 + 2,2 \cdot 0,64 \cdot 0,27 \cdot 0,625} =$$

$$= 0,856 \text{ м} = 856 \text{ мм.}$$

Высота опорного кольца равняется $h_p + 50 = 200 + 50 = 250$ мм. Опорное кольцо презаем в пол на 50 мм, аналогично фиг. 133.



Фиг. 149. Спиральная камера турбины.

Турбинная камера. Скорость во входном сечении турбинной камеры определяем по формуле (92):

$$v_n = 0,5 \cdot \sqrt{H} = 0,5 \sqrt{3,0} = 0,87 \text{ м/сек.}$$

При заданном расходе на турбину площадь входного сечения турбинной камеры составляет

$$\omega_n = \frac{Q}{v_n} = \frac{0,75}{0,87} = 0,86 \text{ м}^2.$$

Глубину воды в турбинной камере h_0 определяем по условиям затопления направляющего аппарата [формула (93)]:

$$h_0 = B_1 + \Delta H + 0,7 = 0,24 + 0,20 + 0,70 = 1,14 \text{ м.}$$

Принимаем с запасом $h_0 = 1,20$ м.

Высота порога на входе в турбинную камеру составляет

$$\Delta h = h_0 - h = 1,20 - 1,00 = 0,20 \text{ м}$$

и ширина входного сечения

$$b_0 = \frac{\omega_n}{h_0} = \frac{0,86}{1,2} = 0,72 \text{ м.}$$

Для перехода от подводящего лотка к турбинной камере в плане потребуется устроить небольшой скос. Построение турбинной камеры в плане представлено на фиг. 149.

Всасывающая труба. Принимаем прямую коническую всасывающую трубу.

Диаметр входного сечения всасывающей трубы, принимая зазоры между лопастями рабочего колеса и стенками опорного кольца $\Delta = 3$ мм, получим равным

$$D_1 = D + 2\Delta = 600 + 2 \cdot 3 = 606 = 0,606 \text{ м.}$$

Выходную скорость из всасывающей трубы принимаем согласно формуле (126):

$$v_{\text{вых}} = 0,6 \sqrt{H} = 0,6 \sqrt{3,0} = 1,04 \text{ м/сек.}$$

Площадь выходного сечения всасывающей трубы получается равной

$$\omega_2 = \frac{Q}{v_{\text{вых}}} = \frac{0,75}{1,04} = 0,72 \text{ м}^2.$$

откуда выходной диаметр трубы

$$D_2 = 0,96 \text{ м.}$$

Предварительно определим длину трубы L :

$$L = H - h_0 + 0,30 = 3,0 - 1,2 + 0,3 = 2,1 \text{ м.}$$

и отношение $\frac{L}{D_1} = \frac{2,1}{0,606} = 3,5$.

По табл. 26 при $\frac{L}{D_1} = 4$ устанавливаем предельное значение угла конусности $\theta = 8^\circ$.

Определим действительную длину трубы по формуле (127):

$$L = \frac{D_2 - D_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}} = \frac{0,96 - 0,606}{2 \operatorname{tg} 4^\circ} = 2,50 \text{ м.}$$

Глубина потока от уровня воды в турбинной камере до входного сечения всасывающей трубы, учитывая врезку опорного кольца в пол на 5 см, будет равна $h_0 + 0,05 = 1,2 + 0,05 = 1,25$ м.

Тогда длина участка всасывающей трубы до уровня нижнего бьефа составит

$$H - 1,25 = 3,0 - 1,25 = 1,75 \text{ м.}$$

Всасывающая труба должна быть заглублена под уровень нижнего бьефа на величину $L = 2,50 - 1,75 = 0,75$ м. Дно приемной воронки под всасывающей трубой должно быть ниже ее выходного сечения на величину, равную $1,2D = 1,2 \cdot 0,6 = 0,72$ м.

Вся глубина воронки получится равной около 1,5 м.

Эту глубину желательно уменьшить. Сделать это можно за счет укорочения трубы, и значит, увеличения выходной скорости, значение которой может быть несколько повышено против принятой в расчете.

Опорные части и шквы. Опорный подшипник принимаем роликовый конический.

Кольцо для опоры вала на подшипник принимаем высотой 40 мм с закреплением его на валу тремя винтами, входящими в соответствующие гнезда, просверленные в нем.

Направляющий подшипник, располагаемый на крышке турбины, принимаем текстолитовый или дубовый.

Мощность на валу турбины $N = 22,5$ л. с. = 16,6 квт.

При к. п. д. передачи $\eta_n = 0,93$ и к. п. д. генератора $\eta_g = 0,85$ потребная мощность генератора

$$N_z = N \cdot \eta_n \cdot \eta_g = 16,6 \cdot 0,85 \cdot 0,93 = 13,1 \text{ квт.}$$

Число оборотов генератора $n_z = 1\,000$ об/мин

Диаметр шкива $d_z = 360$ мм

Ширина шкива $B_z = 200$ мм

Диаметр шкива турбины d_T определим по формуле

$$d_T = 1,02 \frac{n_z}{n_T} \cdot d_z = \frac{1,02 \cdot 1\,000}{333} \cdot 360 = 1\,110 \text{ мм.}$$

Расстояние между шкивами должно быть не менее 4,5 м.

26. МОНТАЖ ТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

Монтаж турбинной установки после постройки турбинной камеры надлежит производить, руководствуясь следующими указаниями:

1. Если гидростанция запроектирована с деревянной всасывающей трубой, то прежде всего проверяют тщательность ее выполнения. Если в результате осмотра обнаружатся выпадающие сучки в древесине, необходимо их высверлить и в отверстия забить деревянные пробки; все изъяны в швах, дающие просвет и вызывающие опасение в засасывании воздуха, необходимо заделать и просмолить. Затем делается выкружка в балках опорной рамы, внутри квадрата, куда вводится верхний конец всасывающей трубы (фиг. 133). Выкружка делается с небольшим запасом (до 2 см) против наружных размеров всасывающей трубы и с учетом расширения ее книзу. Наконец, снизу турбинной камеры подводится всасывающая труба, вставляется в квадрат опорной рамы и временно подвешивается к балкам за деревянный хомут на четырех крючках, забиваемых в балки снизу.

2. Устанавливается на место по проекту опорное деревянное кольцо направляющего аппарата со вставленными в него осями направляющих лопаток. Под кольцо предварительно укладывается просмоленная мешковина для предотвращения проникания воздуха под ним во всасывающую трубу.

3. Производится окончательная подгонка всасывающей трубы, просвет между торцом стенки трубы и опорным кольцом заполняется просмоленной мешковиной, выпущенной из под кольца. Вводятся прокладки (отрезки досок) между деревянным хомутом и поперечными балками опорной рамы, поскольку балки, обра-

зующие эту раму, находятся в разных плоскостях (фиг. 132). После этого просверливаются между осями направляющих лопаток отверстия для болтов, поджимающих трубу к опорному кольцу; сверху вставляются болты, так чтобы головки их были утоплены в деревянное кольцо, и труба поджимается. Снизу труба закрепляется заранее заготовленными схватками.

Если турбинная установка запроектирована с металлической трубой (прямой или изогнутой), то монтаж начинается сразу же с опорного кольца, после чего всасывающая труба подводится и закрепляется на фланце (с резиновыми прокладками).

4. Устанавливается опорная балка для верхнего (опорного) подшипника. Установка ее производится над центром опорного кольца, намечаемым на специальной планке, временно прибиваемой к нему сверху. В балке высверливается с запасом (2—3 см) отверстие для вала с целью получения возможности перемещения рабочего колеса при его центрировке в опорном кольце.

5. Укладывается на специальные подставки в опорном кольце регулирующее поворотное кольцо направляющего аппарата. На осевые болты надеваются направляющие лопатки так, чтобы вилки лопаток охватывали стержни (пальцы) поворотного кольца.

6. Монтируется все поворотное устройство: опора, регулировочный вал с рычагами и регулировочная колонка со штурвалом.

7. Производится градуировка шкалы открытий направляющего аппарата. Поворотом маховика даются различные открытия направляющих лопаток. Открытия замеряются непосредственно между каждой парой лопаток (приложение II), и при наличии небольших расхождений принимается среднее значение. Положение лопаток фиксируется на шкале против указателя. Градуировку следует производить при 5—6 положениях лопаток, не считая полного открытия и полного закрытия, также фиксируемых на шкале. Затем, путем интерполяции окончательно строят шкалу, нанося на ней деления, соответствующие, например, открытиям 0; 20; 40; 60 мм и т. д., до полного открытия.

После этого направляющий аппарат поворачивается таким образом, чтобы концы направляющих лопаток не свисали в отверстие опорного кольца и не мешали, тем самым, дальнейшему монтажу турбины.

8. Собирается на валу и опускается в отверстие опорного кольца рабочее колесо, за ним неподвижная криволинейного очертания втулка со вставленными в нее снизу болтами и коробка направляющего подшипника. Рабочее коле-

со опускается в трубу до проектной отметки, вал центрируется и подвешивается за верхний конец на опорном подшипнике, коробка которого закрепляется на балке, а вал раскрепляется.

9. Сбоку подводятся составные части крышки турбины и насаживаются на болты (оси) направляющих лопаток поверх надетых шайб. Затем, также сбоку (с двух сторон), на крышку укладывают составной опорный брус. Для облегчения последующей центрировки рабочего колеса отверстия для вала в неподвижной втулке, крышке и опорном брус делают с запасом 2—3 см против диаметра вала.

10. В специальную выемку в брус вставляется деревянная подшипниковая коробка с неподжатыми еще текстолитовыми или дубовыми вкладышами. Провертыванием вала на опорном подшипнике убеждаются в том, что он не смещен в сторону и не зажат после установки крышки и опорного бруса.

11. Крышка и опорный брус закрепляются на болтах гайками на верхних шайбах. Поворотом штурвала убеждаются в отсутствии заедания направляющих лопаток, после чего закрепляют неподвижную втулку и коробку направляющего подшипника.

12. Проверяется зазор между втулкой рабочего колеса и неподвижной криволинейной втулкой: он должен быть около 5 мм.

13. Раскрепляя вал, окончательно центрируют рабочее колесо в отверстии опорного кольца направляющего аппарата. Перемещениями в различные стороны при одновременном вращении вала устанавливают рабочее колесо в такое положение, при котором оно, вращаясь, совершенно не задевает лопастями

за стенки опорного кольца. Всякие подтесывания этих стенок или концов лопастей с целью увеличения зазора для облегчения центрировки (что иногда практикуется) должно быть категорически запрещено.

Необходимые боковые перемещения вала при центрировке осуществляются вверху путем подвижки коробки опорного подшипника, а внизу — подтягиванием и ослаблением соответствующих болтов, регулирующих положение подшипниковых вкладышей на крышке турбины.

После центрировки ротора и закрепления вала в подшипниках на него надевается шкив и закрепляется на шпонке. Вращением вала вместе со шкивом окончательно вывернется центрировка.

14. Смазываются подшипники и производится пробный пуск турбины на холостом ходу. При этом после наполнения камеры водой открывают направляющий аппарат приблизительно на $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ от полного открытия, а затем постепенным поворотом доводят открытие до нормального, равного приблизительно 0,80—0,85 от полного открытия, и после того как вращение установится, замеряют число оборотов турбины; на холостом ходу число оборотов турбины должно быть примерно в 1,8—2,0 раза больше нормального (расчетного).

15. Надевается ремень и производится пробный пуск турбины под нагрузкой (о порядке пуска турбины под нагрузкой см. далее). Нормальная работа турбины определяется по соответствию получаемого режима с расчетным. При расчетных напоре и мощности (а, значит, и нагрузке) турбина должна вращаться с расчетным числом оборотов.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕОБХОДИМЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ГИДРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ И ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Для обеспечения повышения выработки энергии гидротурбинной установки и надежности ее работы в процессе эксплуатации следует обратить особое внимание на соблюдение технических условий при ее строительстве и на выполнение правил эксплуатации.

1. Наиболее важным вопросом при строительстве гидроустановки является обеспечение забора в лоток или канал необходимого расхода воды, особенно при наличии колебаний уровня в верхнем бьефе вследствие суточного регулирования.

Вход в лоток и глубина воды в нем должны обеспечивать пропуск необходимого для турбины расхода воды при самом низком уровне в верхнем бьефе. При этом уровне необходимо поставить измерение расхода воды в лотке одним из упрощенных способов (например, при помощи поплавков). При пропуске нормального расчетного расхода глубина воды в турбинной камере должна отвечать проектному ее значению при нормальном уровне воды в нижнем бьефе. При этом надо иметь в виду два случая:

а) Глубина воды в турбинной камере соответствует проектной или даже несколько больше ее, а расход в лотке в это время меньше расчетного. Следовательно, турбина не пропускает расчетного расхода воды, что может иметь место или при недостаточной пропускной способности направляющего аппарата, и тогда следует его несколько приоткрыть, или при недостаточной пропускной способности самого рабочего колеса турбины, и тогда следует проверить правильность его выполнения.

б) Глубина воды в турбинной камере меньше проектной, и даже при входе в камеру образуется перепад. Это будет характеризовать недостаточную пропускную способность лотка, и тогда необходимо или переделать лоток на более глубокий с понижением также и порога его входного отверстия, или поднять уровень верхнего бьефа до более высокой отметки, ограничив сработку его возможно меньшей величиной.

Если же при заниженной против проекта глубине воды в турбинной камере окажется, что в подводящем лотке идет расход больше расчетного, то это значит, что пропускная способность турбины завышена, и тогда, если глубина в турбинной камере незначительно отличается от проектной, необходимо несколько прикрыть направляющий аппарат. При значительном отклонении глубины воды в турбинной камере от проектной нужно увеличить высоту рабочего колеса, заменив деревянные кружки одной-двумя крестовинами или пропеллерами у двухлопастной турбины. В обоих случаях следует проверить также общий напор на гидроустановке.

Увеличенный или уменьшенный против проекта напор будет обуславливать повышенный или уменьшенный расход воды через турбину в отношении $\sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$, где H_1 — фактический напор и H_0 — проектный напор на гидроустановке.

2. При пуске турбины необходимо проверить нормальное число оборотов ее при полной нагрузке и при расчетной мощности потока, т. е. когда произведение $Q \cdot H$ соответствует расчетной величине $Q_0 H_0$.

Известным показателем нормальной работы турбины является число оборотов ее при холостом ходе (при сбросе ремня), которое для деревянных пропеллерных турбин будет выше нормального в 1,8—2,0 раза.

Расход воды через турбину при холостом ходе также увеличивается против нормального

расчетного, что обычно характеризуется некоторым снижением уровня воды в турбинной камере при питании установки из лотка.

3. Обеспечение высокого к. п. д. турбины в гидроустановке зависит от выполнения ряда условий. Эти условия должны соблюдаться в процессе строительства и монтажа и, что особенно важно, — в процессе эксплуатации путем организации соответствующего надзора и ухода за гидроустановкой. Опыт строительства и эксплуатации гидроустановок с деревянными пропеллерными турбинами позволяет в настоящее время отметить следующие практические указания по обеспечению высокого их к. п. д.:
а) Лопасти рабочего колеса деревянной турбины должны быть выполнены строго по данным таблиц, прилагаемых к настоящему руководству (приложение I).

В связи с потребностью производства нами даются дополнительные типоразмеры турбин (по сравнению с ранее изданным «Типовым проектом») для диаметров 300, 1 000 и 1 200 мм и таблицы для изготовления шаблонов для них.

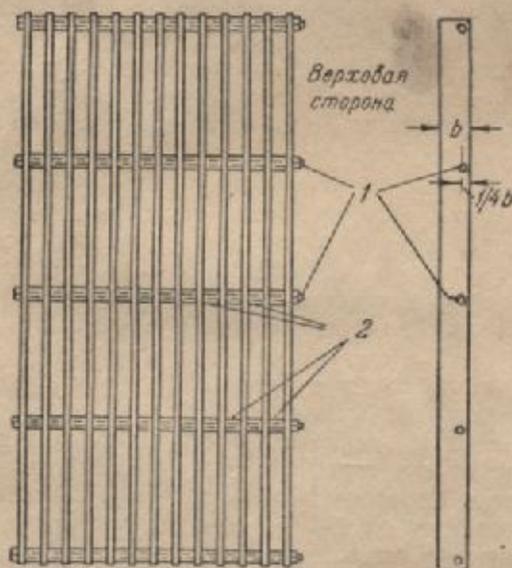
Профилирование лопастей сверху следует выполнять согласно фиг. 128, где представлены сечения лопастей у втулки и на конце. Скругление лопастей производится следующим образом. Горизонтальная площадка de у втулки срезается на $\frac{2}{3}$ ширины ее, на конце же лопасти от горизонтальной площадки оставляется 10 мм (фиг. 128). Срез производится в обоих случаях по вертикали. Затем по всей длине лопасти производится скругление ребер, как указано на фиг. 128. Снизу лопасти ребро (тупой угол) также скругляется, и в результате получается сечение лопасти, показанное штриховкой на фиг. 131.

Положение рабочего колеса по высоте имеет существенное значение. Рабочее колесо должно быть опущено в отверстие опорного кольца направляющего аппарата настолько, чтобы верх его лопастей отстоял от верха опорного кольца направляющего аппарата на 50 мм. Низ лопасти рабочего колеса не должен входить в конически расширяющуюся часть всасывающей трубы, где сразу сильно возрастет зазор между концами лопастей рабочего колеса и стенкой трубы, отрицательно влияющий на к. п. д. турбины.

К. п. д. турбины может снизиться из-за засорения ее. Намотавшийся на лопасти мусор приведет к сокращению расхода воды через турбину и, попадая в зазоры, будет тормозить вращение рабочего колеса. Для борьбы с мусором необходимо установить решетки в подводящем лотке.

б) Направляющий аппарат в настоящем руководстве рекомендуется делать с поворотными лопатками, используя его, таким образом, для регулирования расхода воды через турбину.

В связи с этим и втулку над рабочим колесом, прикрепляемую к опорной крышке снизу, следует устраивать обтекаемой формы (приложение II), обеспечивающей более плавный поворот потока при выходе его из направляюще-



Фиг. 150. Секция металлической сородерживающей решетки.
1 — болты; 2 — отрезки трубок.

го аппарата, что уменьшает потери напора и повышает пропускную способность турбины.

Конструкция направляющего аппарата здесь приведена по разработке деревообделочным комбинатом Свердловскстроя. Направляющий аппарат требует большой точности выполнения, вследствие чего его рекомендуется изготовлять в мастерской и доставлять на место в собранном виде. При малой точности выполнения лопаток и их расстановки направляющий аппарат не будет обеспечивать плотного закрытия турбины при выключении ее из работы и, помимо утечки воды, турбина будет вращаться на холостом ходу. При направляющем аппарате с поворотными лопатками особенно опасно его засорение, так как это может повести к поломке лопаток и невозможности регулирования мощности турбины. В этом случае особо важное значение получает очистка воды от мусора путем установки спицевых решеток с небольшими просветами между спица-

ми—4÷5 см. Для удобства чистки решеток граблями следует их делать именно из спиц, изготовляемых из полосового железа, сечением от 5×60 до 8×70 мм.

Конструкция решетки представлена на фиг. 150. Не следует ставить вместо решеток проволочные сетки—они быстро забиваются листвой и плохо очищаются.

Решетки должны содержаться в чистом виде. Засоренность их сокращает расход воды и обуславливает в результате потерь напора снижение мощности турбины.

Особенно следует наблюдать за состоянием решеток в паводки и осенью при листопаде, когда река несет много мусора, а также в зимний период, когда решетки могут забиваться льдом или шугой. Образование перепада на решетке свыше 5 см будет показывать на ее засоренность. Располагать решетки следует ближе к турбинным камерам, обеспечивая удобство их чистки. Подводящий лоток для предупреждения его засорения и замерзания поверхности воды желательно перекрывать сверху досками.

Для предупреждения возможных поломок в турбине турбинную камеру следует периодически опораживать и осматривать направляющий аппарат и рабочее колесо, а также очищать их от мусора.

в) Турбинная камера должна не только служить для размещения в ней турбины, но и обеспечивать плавное поступление потока в направляющий аппарат, позволяя, тем самым, лучше использовать кинетическую энергию подходящего потока и уменьшить потери.

В связи с этим рекомендуется применять даже для открытых турбин спиральные камеры, форма которых определяется приведенными расчетами. Одновременно спиральная камера повышает пропускную способность турбины, а значит, и ее мощность при том же диаметре рабочего колеса. При спиральной камере не наблюдается воронкообразования в потоке даже при меньшей глубине воды в ней по сравнению с прямоугольной камерой с центральным расположением в ней турбины.

По наблюдениям на установке в колхозе «III Коминтерн» в Курской обл. при покрытии водой крышки направляющего аппарата только на 5—10 см в спиральной камере совсем не наблюдалось воронок и не происходило засасывания воздуха в турбину, тогда как на Сивинской установке в Молотовской обл., имеющей прямоугольную камеру с центральной расположенной турбиной, при глубине воды в камере 1,30 м и заглублении крышки аппарата под уровень воды на 0,96 м наблюдались

интенсивное периодическое воронкообразование и сильное засасывание воздуха в турбину, понижающее ее мощность и создающее вредные толчки.

Возможность уменьшать глубину воды в спиральной камере по сравнению с прямоугольной имеет особо важное значение при малых напорах, когда трудно без глубокой выемки разместить под камерой даже изогнутую всасывающую трубу. Уменьшая же глубину воды в камере, мы сокращаем и глубину выемки.

При примыкании лотка к турбинной камере не следует устраивать вертикального порога, а следует делать это сопряжение с откосом. При малой разности в глубинах лотка и камеры и достаточной длине лотка можно придать лотку больший уклон, сопрягая его непосредственно с полом камеры.

Существенное значение имеет также расположение турбины в камере, и потому нельзя допускать произвольного ее смещения в стороны против намеченного проектом, что нередко наблюдается в практике строительства, когда направляющий аппарат сильно приближают к одной из стенок турбинной камеры и ко входному порогу. При рекомендуемой к применению спиральной камере (см. выше) положение турбины строго регламентировано очертанием этой камеры.

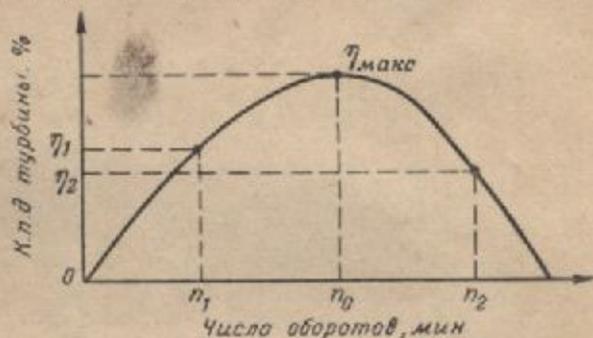
г) Всасывающая труба для работы турбины имеет весьма большое значение. Надежная работа всасывающей трубы определяется величиной вакуума, которую она обеспечивает под рабочим колесом турбины и измерение которого было рассмотрено выше.

д) Канал, отводящий воду от турбины, не должен создавать излишнего подтопления всасывающей трубы, так как это снижает действующий напор, а тем самым, пропускную способность и мощность турбины.

Наблюдаются случаи, когда дно отводящего канала находится на уровне горизонта воды в нижнем бьефе. Это создает во время работы турбины поднятие уровня у всасывающей трубы по крайней мере на 30—50 см выше против нормального уровня, уменьшая тем самым напор на турбине. Отводящий канал, если длина его не более нескольких десятков метров, должен практически обеспечивать у всасывающей трубы тот же уровень, что и в реке с максимальным поднятием его до 10 см. На практике же часто не придают отводу воды должного значения, считая, что отработавшая вода сама найдет «дорогу» в реку. Это может быть и допустимо при водных верхневальных колесах, когда недоис-

пользованное падение до низа колеса составляет обычно около 0,5 м, но не для турбинных установок, где используется все падение воды от верхнего уровня до нижнего.

В зимних условиях нередко в русле ниже гидроэлектростанции происходит намораживание льда вследствие растекания воды по поверхности ледяного покрова. Для предотвращения этого явления следует устраивать в русле узкую и глубокую канаву, в которой обра-



Фиг. 151. Обратная характеристика для к. п. д. турбины.

зовался бы нормальный ледяной покров и вода из турбины протекала бы под ним. Можно и после образования наледи прорубить во льду жолоб достаточно глубокий, чтобы он не промерзал.

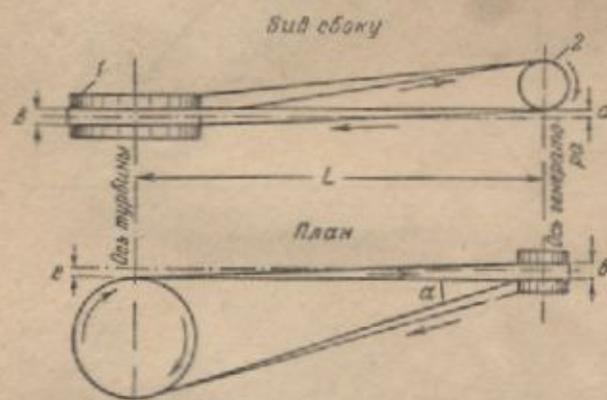
е) Весьма существенную роль играют передаточные устройства. При применяемой часто ременной полуперекрестной передаче не соблюдаются необходимые требования для обеспечения ее высокого коэффициента полезного действия. Основные недочеты сводятся к следующим.

Несоответствие диаметров шкивов тем числам оборотов, которые должны развивать турбина и генератор. Если на валу турбины насажен шкив большего, чем требуется, диаметра, то для получения необходимого числа оборотов генератора турбина должна будет работать на меньшем числе оборотов против нормального. А это значит, что она будет работать с пониженным к. п. д., как это следует из оборотной характеристики турбины (фиг. 151). На фиг. 151 n_0 — нормальное число оборотов турбины, при котором она имеет наивысший к. п. д. Как только число оборотов турбины уменьшается, допустим до n_1 , к. п. д. ее падает до некоторого η_1 , соответствующего величине n_1 . Заставить же работать турбину на своем нормальном числе оборотов при этом также нельзя, так как тогда генератор будет иметь увеличенное против нормального число

оборотов и даст повышенные напряжения и частоту тока, что недопустимо для сети.

Если диаметр шкива на турбине будет меньше проектного, то для получения требуемого числа оборотов генератора она должна будет работать на повышенном (n_2) против нормального (n_0) числе оборотов и также с пониженным к. п. д. η (фиг. 151). Следовательно, необходимо ставить на генератор и турбину всегда шкивы таких диаметров, какие указываются в проекте.

Почти всегда приходится иметь дело с генератором, на котором уже шкив насажен.



Фиг. 152. Схема взаимного расположения шкивов при полуперекрестной ременной передаче.

1 — ведущий шкив; 2 — ведомый шкив.

Тогда необходимо лишь подобрать соответствующий шкив на турбине. Однако иногда шкив на генераторе оказывается очень малого диаметра и ширины, не обеспечивающих надлежащего охвата его ремнем. При изменении нагрузки при полуперекрестной передаче ремень несколько сдвигается по ширине шкива генератора, а при узком шкиве он частично свешивается с него, и в результате сокращается площадь соприкосновения ремня со шкивом генератора, и без того недостаточная при малом диаметре шкива.

Расстояние между шкивами часто не выдерживается по нормативам. Это, помимо уменьшения угла охвата шкивов, обуславливает и более сильный перегиб ремня, и плохое прилегание его к шкиву генератора, особенно заметное при несоответствии больших размеров ремня — ширины и толщины его.

При недоброкачественном ремне получается сильное вытягивание его, требующее частого подтягивания или даже перешивки. В результате всех этих недочетов наблюдается чрезмерное скольжение ремня, достигающее 15% от числа оборотов ведущего шкива. Так,

например, в Молотовской обл. на Сивинской ГЭС скольжение ремня составляло 14—15%, на Белокаменской ГЭС—10%, на Зачерновской—11% вместо допустимых 2—3%.

На скольжение ремня влияет также загрязнение маслом шкивов и самого ремня с внутренней стороны, поэтому необходимо содержать их в чистоте, протирая сухими тряпками. Применение чистой канфолы для повышения сцепления ремня со шкивом не рекомендуется, так как это способствует более быстрому износу ремня.

Ремень даже нормальных для данных условий размеров будет вытягиваться постепенно в процессе работы и его периодически следует подтягивать. Для этой цели генератор необходимо ставить на салазки, так как частые перешивки ремня влекут излишние простои станции и порчу ремня. Кроме того, перешивка не может обеспечить достаточной точности натяжения ремня и может быть достигнута последующей подтяжкой ремня путем перемещения генератора на салазках. Проверка числа оборотов турбины и генератора тахометром или счетчиком оборотов при полной нагрузке позволяет установить коэффициент скольжения α по формуле

$$\alpha = \frac{n_T \cdot D_T}{n_G \cdot D_G}$$

где n_T и D_T — число оборотов и диаметр шкива турбины;

n_G и D_G — число оборотов и диаметр шкива генератора.

Коэффициент α не должен быть выше 1,02—1,03.

Чтобы ремень полуперекрестной передачи не соскакивал во время работы, необходимо соблюдать следующие указания:

а) Взаимное расположение шкивов имеет здесь решающее значение, его приходится уточнять на месте. Ремень сам покажет места сбегания его с ведущего шкива и набегания на ведомый. В основном приходится придерживаться такого взаимного расположения шкивов (фиг. 152): ведущая ветвь ремня должна находиться в плоскости ведущего шкива, т. е. быть горизонтальной и подходить к ведомому шкиву снизу; угол сбегания ремня со шкива α не должен превосходить 15° . Низ ведомого шкива должен быть выше средней линии ведущего шкива на величину $a = (0,1 + 0,2)b$, где b — ширина ремня¹; в плане обод

¹ Или же верх ведомого шкива должен быть ниже этой средней линии на ту же величину.

ведущего шкива (у турбины) должен отстоять от средней линии ведомого шкива (генератора) на величину $e=0,5 b$. Точная установка шкивов лучше всего достигается вращением свободных сидящих (еще не заклиненных на валу) шкивов с надетым на них ремнем. Шкивы сами устанавливаются в наиболее выгодное положение. После этого они закрепляются шпонками.

б) Движение ремня должно происходить только в одном направлении.

в) Скорость ремня не должна быть чрезмерной.

г) Оба шкива должны быть цилиндрическими — без выпуклостей и без ребер; ведущий шкив должен быть шире ремня на 5—10 см, ведомый же шкив целесообразно делать значительно шире ремня, с тем чтобы ремень имел возможность при движении сам найти свое место на нем. Кроме того, следует иметь в виду, что положение ремня на шкиве изменяется от нагрузки.

Соединение прорезиненных ремней при полуперекрестной передаче наиболее целесообразно осуществлять путем сшивания их сырым ремешком. При этом соединение концов следует делать ступенчатым; для этого концы ремня расслаиваются и отдельные слои срезаются уступами.

Для обеспечения необходимой производительности ремней, с одной стороны, и долговечности их, — с другой, необходимо соблюдать следующие указания:

1. Предварительное натяжение ремня на квадратный сантиметр его сечения не должно превышать: 25—30 $кг/см^2$ для новых ремней и 20—25 $кг/см^2$ для старых ремней.

2. Чтобы не производить частой перебивки ремней из-за вытягивания в начальный период их работы, следует новые ремни подвергать предварительному вытягиванию путем подвешивания к ним груза на 2—3 дня.

3. Перед валеванием на шкив ремень должен быть хорошо очищен от грязи; шкив также должен содержаться в чистом состоянии; нельзя допускать попадания на шкив или ремень минеральных масел, разъедающих ремень; удаление масла следует производить бензином, после чего ремень и шкивы следует протереть сухой тряпкой; затвердевшие загрязнения удалить с ремня следует деревянной лопаткой или тупой стороной ножа, или же смыванием теплой мыльной водой.

4. Прорезиненные ремни не смазываются; нельзя применять для смазки ремней канифоль и другие смолистые и липкие вещества в чистом виде, так как это поведет к прежде-

временному износу их и к загрязнению шкива.

5. В случае ослабления ремня и потери работоспособности (проскальзывание) его следует перебить.

6. Во избежание несчастных случаев при разрыве или соскальзывании ремня всю передачу следует оградить решеткой.

При затруднениях в отыскании на месте необходимых размеров металлического шкива его можно изготовлять из дерева.

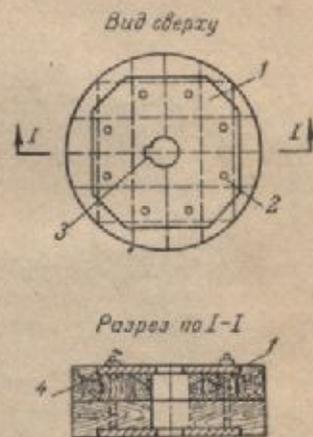
При небольших относительно размерах шкива (диаметром до 1,0 м при ширине 20—30 см) и небольших передаваемых мощностях (до 20—25 л. с.) его можно делать сплошным из двух-трех слоев брусков (фиг. 153), складываемых накрест и соединяемых болтами с листовыми подкладками для соединения с валом шпонками. Толщина металлических листов-подкладок 10—15 мм.

ж) Опорные устройства турбины имеют решающее значение в ее работе. От точности установки верхнего опорного подшипника зависит нормальная работа турбины.

При ременной передаче, которая вызывает значительное одностороннее усилие на конце вала при шкиве, насаженном на консоли его, следует рекомендовать применять верхний подшипник составным из двух шариковых — радиального и опорного, — вставленных в одну коробку. Конический — роликовый опорный подшипник в этом случае работает хуже.

Нижний — деревянный — направляющий подшипник требует достаточно частого осмотра, особенно в первый период эксплуатации, с тем чтобы установить интенсивность его износа и наметить затем более точно сроки его осмотра и подтягивания при истирании деревянных вкладышей. Износ нижнего направляющего подшипника дает свободу вибрации вала и рабочего колеса, а при натяжении ремня рабочее колесо вообще поджимается к одной стороне опорного кольца и задевает за него лопастями.

При неисправном нижнем подшипнике наблюдались поломки лопастей металлических



Фиг. 153. Деревянный упрощенный шкив.

1 — металлические подкладки;
2 — болты; 3 — вырез для шпонки;
4 — два слоя брусков.

процеллерных турбин и разрушение деревянных всасывающих труб.

Для надежности работы опорных подшипников, кроме точности их установки, требуются и достаточная прочность опорных балок и их надежное закрепление при натяжении ремня.

При устройстве турбинной камеры с ржаемыми стенками происходит их осадка и деформация, опорные балки смещаются, и вал перекашивается и зажимается в подшипниках. Подшипники при этом сильно нагреваются, а при значительных перекосах возможна и поломка их. Поэтому в таких случаях опорные балки следует укреплять на стойках, передающих давление на нижние балки перекрестия камеры и далее на сваи. Если используются для установки турбины старые устоявшиеся ржаки, то эти предосторожности излишни.

4. Для обеспечения надежной и длительной работы гидроустановки без аварий необходимо предусмотреть:

а) Высококачественное выполнение строительного-монтажных работ.

Здесь прежде всего необходимо обеспечить плотность щитовых устройств в плотине и при входе в лоток, а также стенок лотка и турбинной камеры, с тем чтобы потери воды на фильтрацию через них были минимальными. Это особенно важно для зимнего периода, когда воды в реке обычно нехватает для обеспечения полной мощности турбины в течение суток.

Кроме потери воды, фильтрация в зимний период способствует сильному обмерзанию сооружений, подвергающему их дополнительной статической нагрузке.

Для предотвращения фильтрации турбинную камеру следует хорошо укрепить, чтобы не происходило ее расшатывания во время работы турбины.

Монтаж турбины должен быть выполнен точно и тщательно. Все болты должны быть хорошо подтянуты; для этого они не должны провертываться, против чего должны быть приняты своевременные меры, особенно в тех случаях, когда доступ к болтовым головкам неудобен или сопряжен с демонтажом некоторых элементов установки.

Для облегчения подтягивания болтов, а также разборки турбинной установки и самой турбины гайки следует наворачивать на хорошо смазанную нарезку болтов для предотвращения ржавления. А против ржавления болтов и гниения дерева в отверстиях рабочего колеса и направляющих лопаток отверстия следует смазать густым маслом.

Для точности центрировки рабочего колеса крышку турбины следует делать разборной, разделяемой по диаметру на две половины и собираемой на лопатках направляющего аппарата после временного закрепления вала турбины в надлежащем его положении после центрировки. Особенно важно прочно поджать крышку турбины на осях лопаток направляющего аппарата, так как на ней укрепляется направляющий подшипник, воспринимающий все вибрации рабочего колеса и вала.

Для облегчения монтажа турбины и последующего демонтажа в процессе эксплуатации целесообразно гидроустановки обеспечивать подъемными приспособлениями (талями).

б) Надлежащим образом организованную эксплуатацию гидроустановки. В том числе необходимо:

Систематическое наблюдение за состоянием подшипников. В опорном (верхнем) подшипнике необходимо следить за его нагреванием, за состоянием прижимных болтов подшипниковой коробки, состоянием сальников в коробке, своевременно устраняя недостатки и обеспечивая смазку. В нижнем направляющем подшипнике необходимо наблюдать за его износом, своевременно подтягивая вкладыши или сменяя их, в зависимости от состояния. Износ этого подшипника можно установить покачиванием турбины за вал из стороны в сторону.

При остановке турбины на длительный период в зимнее время не следует оставлять турбинную камеру наполненной водой, а следует закрыть впускной щиток в голове лотка и спустить воду из лотка и турбинной камеры. Это предотвратит обмерзание камеры и лотка изнутри, а также вмерзание рабочего колеса во всасывающую трубу при просачивании воды через закрытый направляющий аппарат.

Предотвратить обмерзание можно также утеплением турбинной камеры и всасывающей трубы на зиму.

При опорожнении турбинной камеры и лотка необходимо позаботиться о недопущении в них воды, фильтрующей через щиты, расположенные в голове лотка, во избежание обмерзания лотка турбинной камеры и турбины. С этой целью возможно устройство специального клапана в начале лотка по всей его ширине, открываемого при закрытии впускных щитов. Таким образом, щелевое отверстие в дне лотка будет перехватывать профильтрованную через щиты воду и сбрасывать ее вниз.

При невозможности спуска воды через турбину при авариях следует предусмотреть в дне турбинной камеры специальное неболь-

шое отверстие (диаметром 10—15 см), сбрасывающее воду помимо всасывающей трубы и закрывающееся деревянной пробкой на штапге. В летний период во избежание рассыхания лотка и турбинной камеры не следует их опораживать на длительное время.

В зимний период следует производить околку льда возле всасывающей трубы для предотвращения смещения ее при колебании уровня воды во время суточного регулирования на гидротурбинной установке.

Необходимо следить за состоянием русла, отводящего воду от турбины: устранять засорение его или забивку песком, а зимой — льдом, устранять размывы и разрушения русла, особенно непосредственно у всасывающей трубы, опасные для устойчивости турбинной камеры.

При обнажении нижнего конца всасывающей трубы следует временно подпереть воду в отводящем русле и затопить его по крайней мере на 20 см. В дальнейшем необходимо всасывающую трубу нарастить с таким расчетом, чтобы она была погружена на 30 см под наименьший уровень воды. Нарращивание деревянной всасывающей трубы следует производить металлическим коническим патрубком (из железа толщиной 6 мм) согласно фиг. 154.

Необходимо вести систематическое наблюдение за фильтрацией воды под головным участком лотка в теле земляной дамбы, следя за ее выходом на низовом откосе. В случае выноса грунта (выход мутной воды) из дамбы следует прекратить работу гидростанции, опорожнить лоток, установить основной дефект, обусловивший проникание воды под лоток (или за борт его), и устранить его.

в) Обеспечение рационального регулирования работы гидростанции в целом.

В процессе эксплуатации гидростанции иногда допускают (при недостатке воды) чрезмерную сработку водохранилища и продолжают работать с пониженным уровнем и, значит, напором. Одновременно и лоток уже не пропускает расчетного расхода воды, а турбина, мало заглубленная под уровень нижнего бьефа, начинает захватывать воздух и плохо работать.

В периоды недостатка воды следует строго соблюдать правила эксплуатации и не допускать сработки уровня в водохранилище ниже заданного проектом, производя периодическое накопление воды. При малом полезном объеме водохранилища следует применять многократное его использование в течение суток, если это возможно по условиям потребления энергии. При работе турбины входной щит

в голове лотка должен быть полностью открыт. При недостатке же воды регулирование расхода воды в турбине следует производить направляющим аппаратом, а не щитом.

При запуске электродвигателей (короткозамкнутых) от сравнительно маломощных ГЭС следует иметь в виду, что они требуют ток в несколько раз больше нормального, необходимого при последующей их работе. Поэтому для запуска двигателя нужно иметь генератор, по мощности превосходящий мощность двигателя в 2—3 раза.

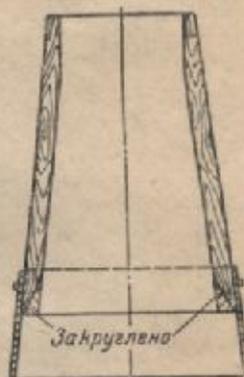
Мощность установленного генератора часто значительно превышает мощность турбины. Поэтому при установлении максимальной возможной мощности подключаемого к сети двигателя следует исходить именно из мощности, которую может обеспечить турбина.

При отсутствии подходящих генераторов можно допускать небольшое превышение мощности — на 10—20% потребной мощности генератора. В случае значительного превышения мощности генератор будет работать с недогрузкой и, значит, с пониженным коэффициентом полезного действия. Можно иногда допускать кратковременную перегрузку генератора (до 15%).

При наличии моторной нагрузки в сети приобретает немаловажное значение быстрота регулирования турбины. Значительное колебание числа оборотов генератора особенно опасно при его увеличении, так как при этом повышается напряжение в сети одиночной ГЭС. Быстрота в регулировании турбины достигается направляющим аппаратом с поворотными лопатками, не требующим при приведении его в действие больших усилий.

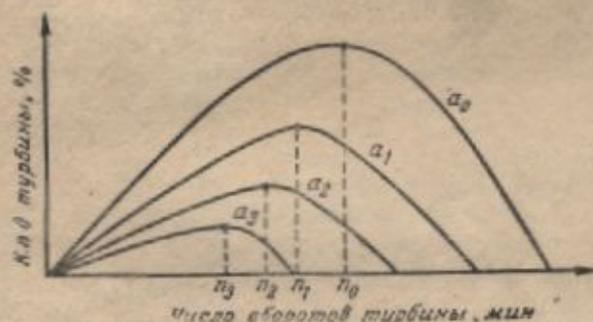
В ряде случаев можно рекомендовать применение водяного реостата как поглотителя излишней энергии, который может быть быстро включен в сеть генератора. Использование водяного реостата может быть рекомендовано для колхозных ГЭС на ирригационной сети, когда приходится иметь дело с быстрым изменением расхода воды вследствие сброса ее другими водопользователями в канале и невозможности произвести накопление ее.

В процессе эксплуатации ГЭС турбину целесообразно нагружать полностью, с тем что-



Фиг. 154. Схема наращивания деревянной всасывающей трубы.

бы она работала при высоком коэффициенте полезного действия. Всякое снижение нагрузки, сопровождающееся частичным прикрытием турбины, влечет снижение к. п. д. и, значит, менее эффективное использование стока воды. Это особенно чувствительно сказывается при работе турбины на генератор, когда требуется сохранять постоянство числа оборотов. Если обратиться к оборотной характеристике турбины (фиг. 155), нормальное число оборотов которой n_0 должно быть сохранено и при неполной нагрузке ее, т. е. при открытиях a_1 , a_2 ,



Фиг. 155. Оборотная характеристика к. п. д. турбины для разных открытий.

и т. д., то можем заметить, что чем меньше открытие, тем сильнее падает к. п. д. турбины. Уже при открытии a_3 (фиг. 155) турбина не будет давать мощности.

При работе турбины на жерновой постав с уменьшением расхода воды в реке она будет работать при новом открытии направляющего аппарата (например, при открытии a_1). Тогда целесообразно заставить турбину работать на пониженном числе оборотов n_1 , при котором она будет иметь более высокий к. п. д., чем при нормальном числе оборотов (фиг. 155).

Генераторы же допускают незначительное относительно изменение числа оборотов против нормального (до 6%). Поэтому необходимо стремиться так организовать работу ГЭС, чтобы турбина работала с нагрузкой, равной или близкой к полной ее мощности, особенно в маловодные периоды года. Этому будет способствовать также и введение суточного регулирования потребления воды в период ее недостатка.

В длительные периоды недостатка воды можно было бы практиковать перемену шкивов на турбине или генераторе, увеличивая соответственно их диаметр, у турбины или уменьшая у генератора, с целью обеспечения работы турбины в оптимальном режиме при пониженном расходе воды.

При работе турбины непосредственно на жернов число оборотов турбины можно уменьшать с уменьшением ее мощности и открытия более значительно. Поэтому турбина при соединении с жерновом будет более эффективно использовать энергию воды.

Для правильной организации работы турбины следует ввести на ГЭС систематическое составление фактических графиков нагрузок по часам суток в разные периоды года как материал для планирования электрифицированных работ колхоза.

г) Пуск, управление и остановка турбины должны быть строго регламентированы; они должны проводиться следующим образом.

Допустим, что турбинная камера опорожнена (при кратковременных остановках ее целесообразно держать наполненной водой). Перед пуском воды направляющий аппарат турбины должен быть закрыт полностью; при этом необходимо убедиться в исправности действия механизма регулирования и отсутствии посторонних предметов в турбинной камере.

Затем, турбинная камера наполняется водой при постепенном (с небольшими перерывами) поднимании впускного щита в голове лотка до полного открытия; когда турбинная камера наполнится, уровни воды в водохранилище и в турбинной камере выравняются. Щит в голове лотка должен быть во время работы турбины открыт полностью.

Пуск турбины начинается постепенным открытием направляющего аппарата. Открытие ведется до тех пор, пока турбина и генератор не начнут вращаться. После начала вращения дальнейшее открытие турбины приостанавливается до приобретения ею и генератором наибольшего возможного числа оборотов на холостом ходу при данном открытии. Затем продолжается дальнейшее открытие турбины, пока числа оборотов турбины и генератора не достигнут их нормального значения (лучше с некоторым превышением против него), после чего приостанавливают открытие турбины и дают ток в сеть, следя за приборами на щите управления электростанции и за числом оборотов генератора (напряжение не должно превышать установленного). При падении числа оборотов генератора после приключения сети потребителя приоткрывают направляющий аппарат турбины, с тем чтобы число оборотов генератора и напряжение тока достигли нормального. При пуске турбины нельзя допускать быстрого ее открытия: это может повести к срыву ремня или его вытягиванию и более быстрому износу. По этим же соображениям и приключение потребителя лучше

делать при меньшем числе оборотов генератора, во избежание рывка, и если представляется возможным, то приключение потребителя производить также постепенно.

При остановке турбины на нормальный перерыв в работе, после дачи установленных сигналов потребителям энергии, целесообразно предварительно несколько прикрыть направляющий аппарат, с тем чтобы снизить число оборотов генератора под нагрузкой. Затем отключается сеть и быстро закрывается направляющий аппарат турбины. Выключение сети на большом числе оборотов генератора не следует рекомендовать.

При внезапном сбросе нагрузки с генератора следует немедленно полностью закрыть направляющий аппарат. После выяснения причины сброса нагрузки и необходимости для

тальной остановки турбины следует: в зимнее время — при опасности обмерзания камеры, лотка и турбины — закрыть впускной щит в головке лотка; в летнее время — во избежание рассыхания лотка и камеры — впускной щит остается открытым, и турбинная камера и лоток держатся наполненными водой при условии отсутствия большой потери воды на фильтрацию.

Для правильной организации эксплуатации на гидроэлектростанции необходимо иметь «Правила технической эксплуатации» гидротехнических сооружений и гидромеханического оборудования. Необходимо составлять также местные эксплуатационные инструкции по гидроэлектростанции в целом и по отдельным ее устройствам, а также должностные инструкции обслуживающему персоналу.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА ГИДРОСТАНЦИЙ С ДЕРЕВЯННОЙ ПРОПЕЛЛЕРНОЙ ТУРБИНОЙ

Деревянные турбины устанавливались как на водяных мельницах, взамен водяных колес, так и на новых строительствах для совместной их работы с генераторами по преобразованию водной энергии в электрическую. Мощности установленных деревянных турбин на ГЭС колеблется в пределах от 5 до 70 л. с. и лишь в отдельных случаях превышает 100 л. с. Как правило, все деревянные турбины устанавливались на вертикальном валу и лишь одна турбина (диаметром 250 мм) была установлена на горизонтальном валу. Первые деревянные турбины данной системы были установлены в Удмуртской АССР. По обследованию ВНИИГиМ деревянная турбина гидростанции на р. Вале показала коэффициент полезного действия 0,79.

ВНИИГиМ установил несколько опытных деревянных турбин на водяных мельницах во Владимирской, Рязанской и Курской областях, а в 1944 г. эти турбины были установлены в Архангельской, Горьковской, Ярославской, Свердловской областях, Карело-Финской и Узбекской ССР и в других местах.

В Свердловской обл. изготовление деревянных турбин было поручено деревообделочному комбинату Свердловскстроя, который быстро и хорошо освоил их производство и в дальнейшем внес ряд существенных улучшений и, в частности, применил деревянный направляющий аппарат с поворотными лопатками для регули-

рования расхода воды в турбине, чем способствовал повышению ее к. п. д. и маневренности турбины.

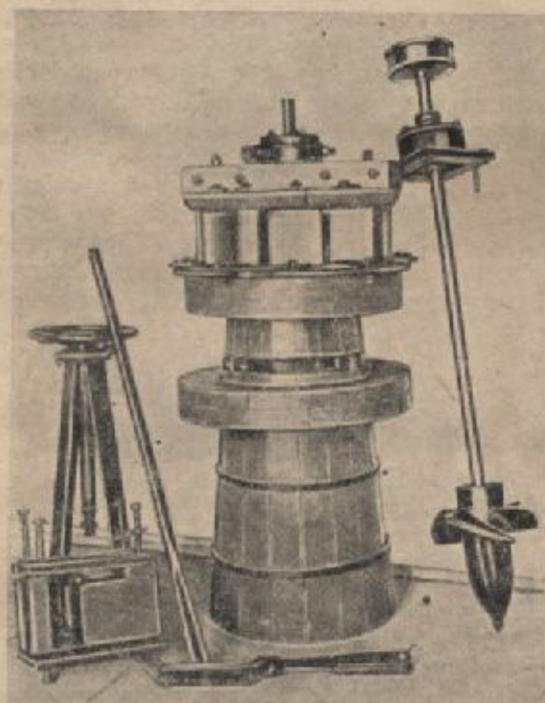
В связи с успешным развитием изготовления деревянных турбин на местах и хорошей их эффективностью, в специальных правительственных постановлениях предусматривалось весьма широкое их применение при строительстве сельских гидроэлектростанций. Это способствовало интенсивному их использованию при строительстве колхозных ГЭС.

Деревообделочный комбинат Свердловскстроя в 1945 г. изготовил около 135 деревянных турбин для колхозов Свердловской обл., в которой было электрифицировано за один год до 1 000 колхозов. Турбины отпускались по 5 000 руб. за комплект, состоящий из рабочего колеса с валом и опорными и направляющими подшипниками, направляющего аппарата с регулирующим устройством и всасывающей трубы. В настоящее время в Свердловской обл. установлено свыше 200 деревянных турбин.

Комплект деревянной турбины, изготовленный Свердловским деревообделочным комбинатом, представлен на фиг. 156.

В Свердловской обл. в 1945 г. деревянные турбины изготовлялись и непосредственно в самих колхозах для замены водяных колес на мельницах. Всего было установлено семь таких турбин при технической помощи со стороны

Управления подсобных колхозных предприятий и мукомолья Областного земельного отдела. Стоимость производства работ по изготовлению и монтажу одной турбинной установки (с турбинной камерой) выражалась в среднем в 6—7 тыс. руб. Установка таких турбин уве-



Фиг. 156. Комплект деревянной пропеллерной турбины.

личила производительность жерновов по сравнению с водяными колесами более чем в 3 раза.

В 1946 г. по заданию Главсельэлектро бригадой ВНИИГиМ в Свердловской обл. были проведены обследования малых ГЭС с деревянными турбинами.

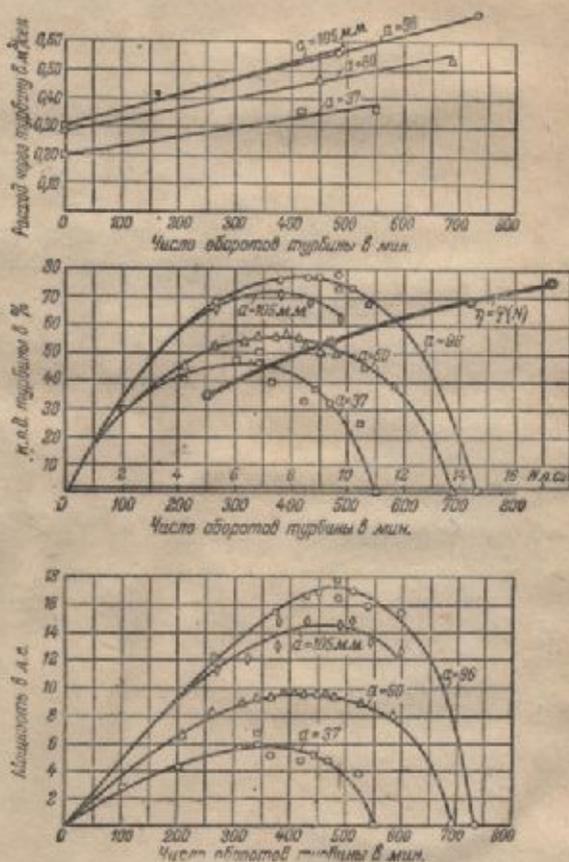
Результаты испытания турбины ГЭС колхоза им. Ворошилова Тугулымского района, где была установлена деревянная турбина диаметром 500 мм (№ 2) последнего образца мощностью 16 л. с. при напоре 3,0 м и расходе воды 519 л/сек, приведены на снятых характеристиках (фиг. 157).

Шквы на турбине и генераторе были деревянные, изготовленные на месте.

Как видим, коэффициент полезного действия деревянной турбины на этой ГЭС достигал значения $\eta = 0,77$ и превысил гарантированную институтом величину $\eta = 0,75$.

Деревообделочный комбинат изготовил также несколько турбин по индивидуальному заказу с диаметром рабочего колеса до 1400 мм и мощностью до 140 л. с. Сведения об этих турбинах приведены в табл. 27.

Пионер применения деревянных турбин в Ярославской обл., мельник Н. И. Соколов, заменил у себя на мельнице в колхозе «Красный привет» полуналивное колесо турбиной, сам осуществив ее по чертежам института. Водяное колесо давало около 2 т помола в сутки; турбина же стала давать 8—10 т в сутки. Вскоре к турбине, кроме жернова, присоединили генератор на 25 кВт и дали ток в колхоз, пристроили циркульную пилу и обеспечили колхозу распиловку леса, сплаваемого по речке. Этот опыт и явился стимулом к широкому применению деревянных турбин в Ярославской обл.



Фиг. 157. Характеристики деревянной пропеллерной турбины, снятые на ГЭС им. Ворошилова Свердловской обл. (напор $H=3$ м).

Деревянные турбины стала изготавливать фабрика им. 1 Мая в г. Ярославле. Деревянные гидротурбины для всех гидростанций фабрика выпустила к сроку.

Индивидуальные деревянные турбины, изготовленные Свердловским деревообделочным комбинатом

Наименование ГЭС	Диаметр рабочего колеса, мм	Коэффициент быстроходности	Напор, м	Расход воды, м ³ /сек	Число оборотов в минуту	Мощность, л. с.	Передача
Свердловская область							
Пристанская	1 140	600	3,5	4,0	240	140	На вертикальный генератор
Савинская	1 410	600	2,5	5,0	150	125	
Бочкаревская	1 090	600	2	3,2	180	64	
Буньковская	1 245	600	2	3,4	175	68	
Московская область							
Млодинская	790	600	1,2	1,1	200	13,2	Ременная
Баранцовская	785	600	3,2	1,79	340	57,2	
Лядовская	760	400	3	1,114	270	34,2	
Сидневская	680	600	4,15	1,600	430	66,4	
Ельдовская	680	600	2,85	1,29	315	36,7	
Курлышевская	780	600	2,5	1,58	300	39,5	
Каменная	775	600	2,6	1,61	310	41,8	
Ташаровская	690	600	3,25	1,41	385	45,8	
Кургановская область							
Китайская	1 090	600	2,20	3,2	200	70	Ременная

В настоящее время (1950 г.) в Ярославской обл. по имеющимся сведениям, установлено около 80 деревянных турбин.

Интересный опыт был проделан институтом по установке спаренных деревянных турбин в совхозе им. 15-й годовщины Октября (Лебедянский район, Рязанской обл.). Две турбины при напоре 1,80 м передают энергию посредством полуперекрестных ременных передач на общую трансмиссию, а с нее энергия передается генератору. Регулирование обеих турбин осуществлено от одного штурвала. Всего на этой гидроэлектростанции было установлено три деревянных турбины при полной стоимости всех затрат около 22 000 руб.

Все работы были осуществлены силами совхоза при технической помощи института.

Ниже приводится описание ряда запроектированных и осуществленных мелких гидроустановок с деревянными пропеллерными турбинами.

Наряду с этим в качестве примеров возможных компоновок зданий ГЭС приводится также описание установки и с другим типом турбины, поскольку эта схема возможна и при применении деревянных турбин.

Сновицкая установка. Во Владимирской обл. для Райншепрома на Сновицкой мельнице взамен водяного наливного колеса была установлена по проекту ВНИИГиМ деревянная турбина на вертикальном валу мощностью 16 л. с. при напоре 3,8 м для жернова

в 6/4. Регулирование расхода через турбину осуществлялось круглым щитком над турбиной; схематический чертеж установки дается на фиг. 158. Турбинная камера установлена сбоку мельничного здания, рядом с наливным колесом, и укреплена на четырех сваях. Передача мощности на жернов осуществлялась ремнем. Турбина изготовлена была в мастерских Райншепрома и смонтирована местными силами. Строительство турбинной камеры, всасывающей трубы, сопряжения камеры со старым лотком и самой турбины с передачей заняло около 50 рабочих человеко-дней и потребовало около 4 м³ лесоматериалов.

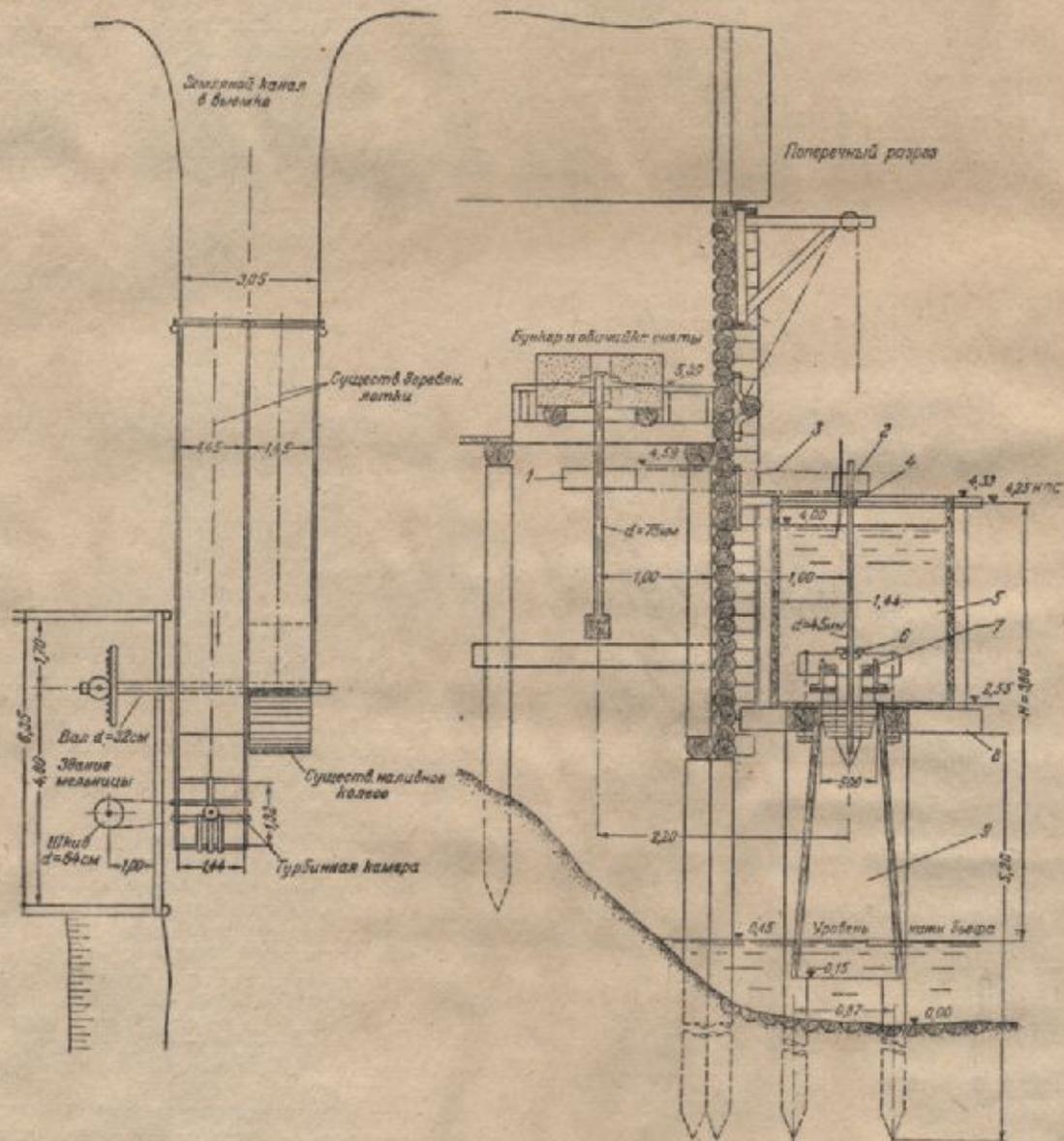
При проверке производительности турбины было установлено, что при открытии регулирующего щитка на $a = 10$ см (нормальное открытие $a = 15$ см) жернов давал в час 400 кг муки. Производительность же жернового постава, работающего от наливного водяного колеса, была не выше 80 кг/час.

Технические испытания и осмотр турбины, произведенные через 1,5 мес. после ее пуска, в течение которых турбина непрерывно работала, показали хорошее состояние всех элементов установки и достаточно высокий коэффициент полезного действия $\eta = 0,78$.

К недостаткам установки следует отнести:

1. Отсутствие перекрытия над турбинной камерой.
2. Неудачное расположение подшипников: опорный и направляющий подшипники следует поменять местами.
3. Центральное расположение турбины в турбинной камере.

ГЭС № 11. Схема гидроэлектростанции в плане представлена на фиг. 159. Захватная ламба высотой до 0,8 м выполнена из каменной наброски на мху с торфяным экраном, прикрытым камнем. Для подвода воды к зданию ГЭС построен деревянный лоток длиной 20 м, сверху засыпанный торфом. Турбинная



Фиг. 158. Схема Сновинской гидроустановки Владимирской обл.

1 — шкив $D = 64\text{ см}$; 2 — шкив $D = 30\text{ см}$; 3 — ремённая передача; 4 — направляющий подшипник;
 5 — турбинная камера; 6 — опорный подшипник; 7 — опорные брусья направляющего аппарата;
 — опорная рама; 9 — всасывающая труба.

камера помещена внутри деревянного здания, в стены которого врублены ее опорные балки. Верхнее перекрытие турбинной камеры, являющееся полом машинного здания, располагается на стойках, установленных на нижних опорных балках турбинной камеры с целью предотвращения влияния осадки стен на верхнюю опору. Основание здания ГЭС сложено из скальных пород. План и разрезы по зданию ГЭС представлены на фиг. 160.

Деревянная турбина диаметром 800 мм была рассчитана на расход воды $Q=500$ л/сек при напоре $H=1,5$ м с числом оборотов $n=200$ об/мин; передача на горизонтальный генератор была осуществлена в виде редуктора, собранного из деталей автомашин ГАЗ. Опорный подшипник установлен на турбинной крышке. Гидроустановка пущена в январе 1944 г.

ГЭС № 2. Схема установки в плане аналогична ГЭС № 1. Деревянная турбина диаметром 600 мм при расходе воды $Q=1000$ л/сек и напоре $H=4$ м дает мощность $N=40$ л. с.

Для корпусов конических роликовых подшипников, по два на каждую опору, были использованы ступицы колес ЗИС 5. Турбинная камера установлена на фундамент из каменной кладки и помещена внутри здания (фиг. 161). Установка пущена 1/II—1944 г.

Обе гидроустановки являлись скоростными стройками и выполнены были в рекордно короткий срок. Они обладают рядом конструктивных недостатков, заложенных прежде всего в самих проектах: центральное расположение турбины в камере, слишком короткая всасывающая труба с недопустимо большим растробом (ГЭС № 1), недостаточное расстояние от низа трубы до пола отводящей галереи (ГЭС № 2) и пр. Однако как временные сооружения эти установки вполне себя оправдали.

ГЭС колхоза им. Ворошилова, Золотовского сельсовета Тугулымского района Свердловской обл. была осуществлена путем реконструкции водяной мельницы и пущена в эксплуатацию в октябре 1946 г.

Установка расположена на реке Айба, средне-многолетний расход которой в створе ГЭС составляет $Q=360$ л/сек. Расчетный напор $H=3,0$ м, расчетный расход для турбины $Q_T=359$ л/сек с учетом суточного регулирования, расчетная мощность турбины при $\eta=0,75$ — $N=16,2$ л. с. Полезный объем водохранилища около 32 тыс. м³.

Плотина сланцевая с ряжевными устоями для водосброса. Вода к гидростанции подводится деревянным лотком длиной около 15 м, высотой 1,10 м и шириной 1,0 м.

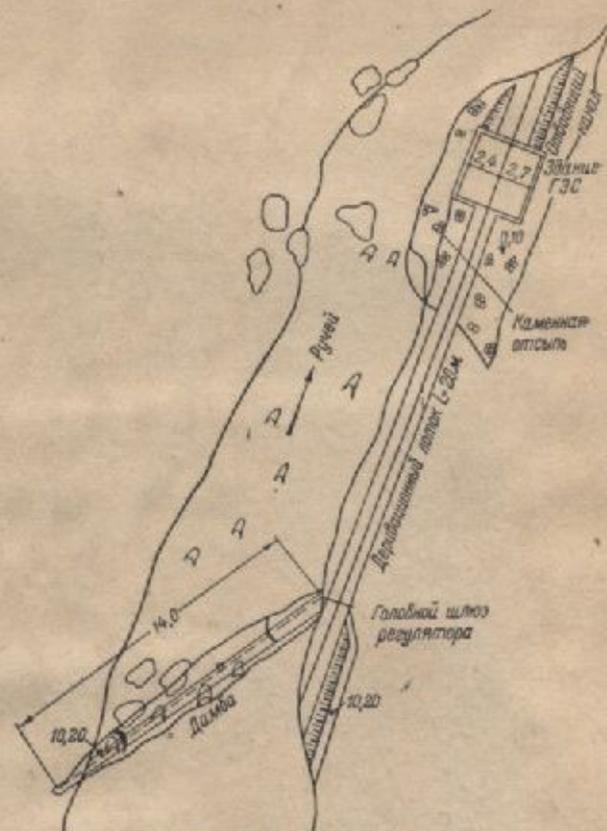
Здание ГЭС бревенчатое на сваях и состоит из трех помещений: генераторного (вновь прирубленного), турбинного и мельничного (фиг. 162 и 163).

Турбинная камера — упрощенной конструкции со срезанными углами для получения более равномерного питания направляющего аппарата турбины (упрощенная спиральная форма).

Рабочее колесо турбины диаметром 500 мм выполнено из сосны с четырьмя хорошо обработанными рабочими лопастями. Концы лопастей с нижней и верхней стороны окованы металлическими пластинками. Направляющий аппарат с поворотными лопатками конструкции Свердловского деревообделочного комбината (приложение II), имеет нижнее опорное кольцо и весь выполнен также из сосны. Крышка направляющего аппарата сделана разъемной для облегчения монтажа турбины. Вал турбины подвешен сверху к опорным балкам на двух роликовых подшипниках, один из которых выполняет роль радиального подшипника. Между этими подшипниками на вал насажены два деревянных

шкива — для генератора и жернова. Передача на генератор — ременная полуперекрестная, а на жернов — прямая. При проверке работы ременной полуперекрестной передачи установлен очень хороший коэффициент скольжения $\alpha=1,02$.

При испытании турбины на тормоз бригадой ВНИИГМ получена оборотная характеристика, представленная на фиг. 157, при максимальном к. п. д. $\eta=0,77$. Следует отметить, что изолированность турбинного помещения от генераторного затрудняет ре-



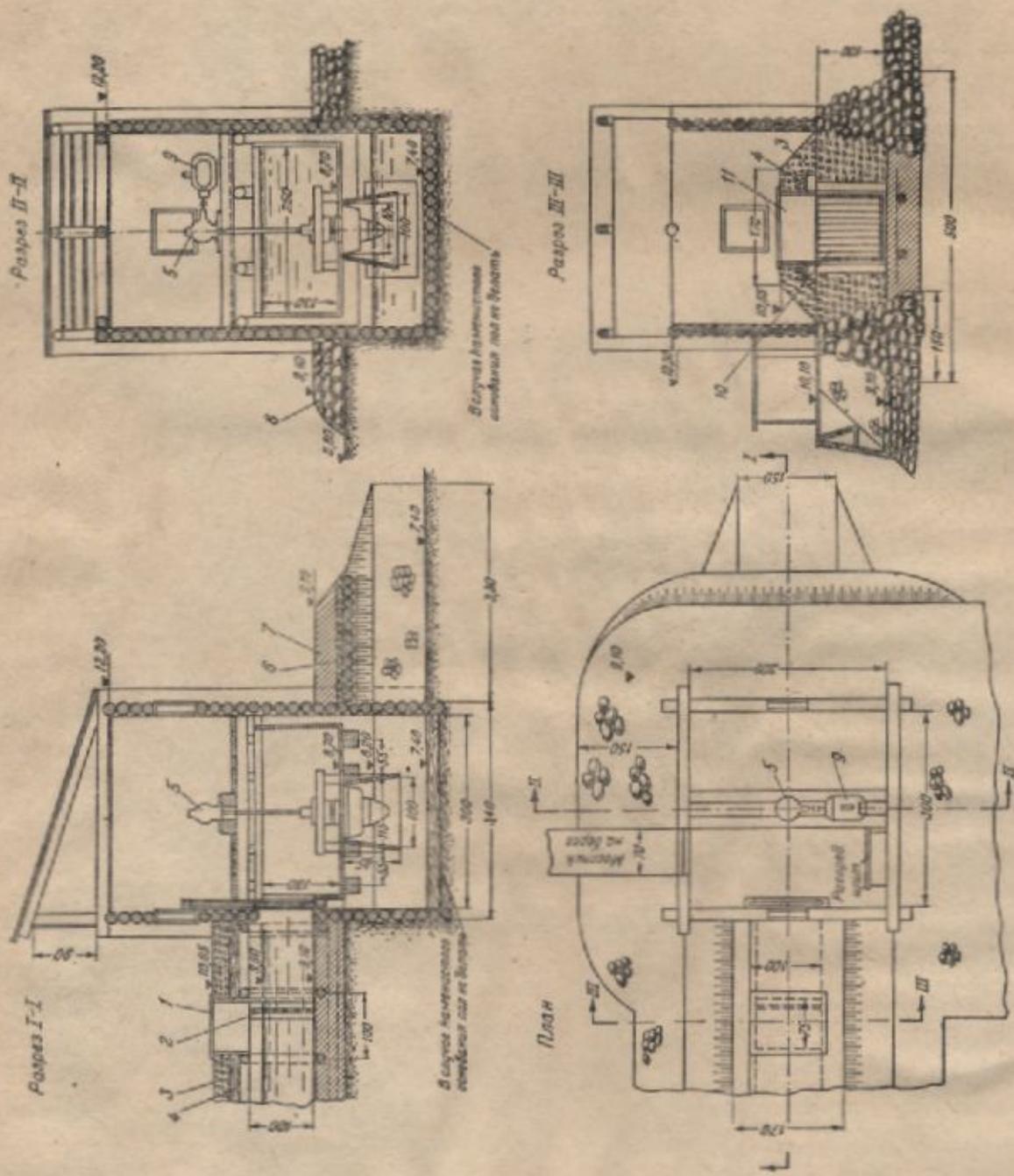
Фиг. 159. Схема ГЭС № 1.

гулирование турбины. Очевидно, необходимо штурвал регулирующего механизма провести в генераторное помещение.

Судя по оборотным характеристикам, оптимальное число оборотов турбины $n=450$ об/мин; при нем она развивает мощность 16,8 л. с. (выше расчетной). В действительности, турбина работает на генератор при $n=300$ об/мин из-за неправильного выбора диаметра шкива на ней. Следовало бы поставить шкив диаметром 850 мм вместо примененного диаметра 570 мм.

Проект реконструкции Залесской мельницы на р. Гнидуша Бронницкого района Московской обл. (фиг. 164, 165 и 166; см. вклейку).

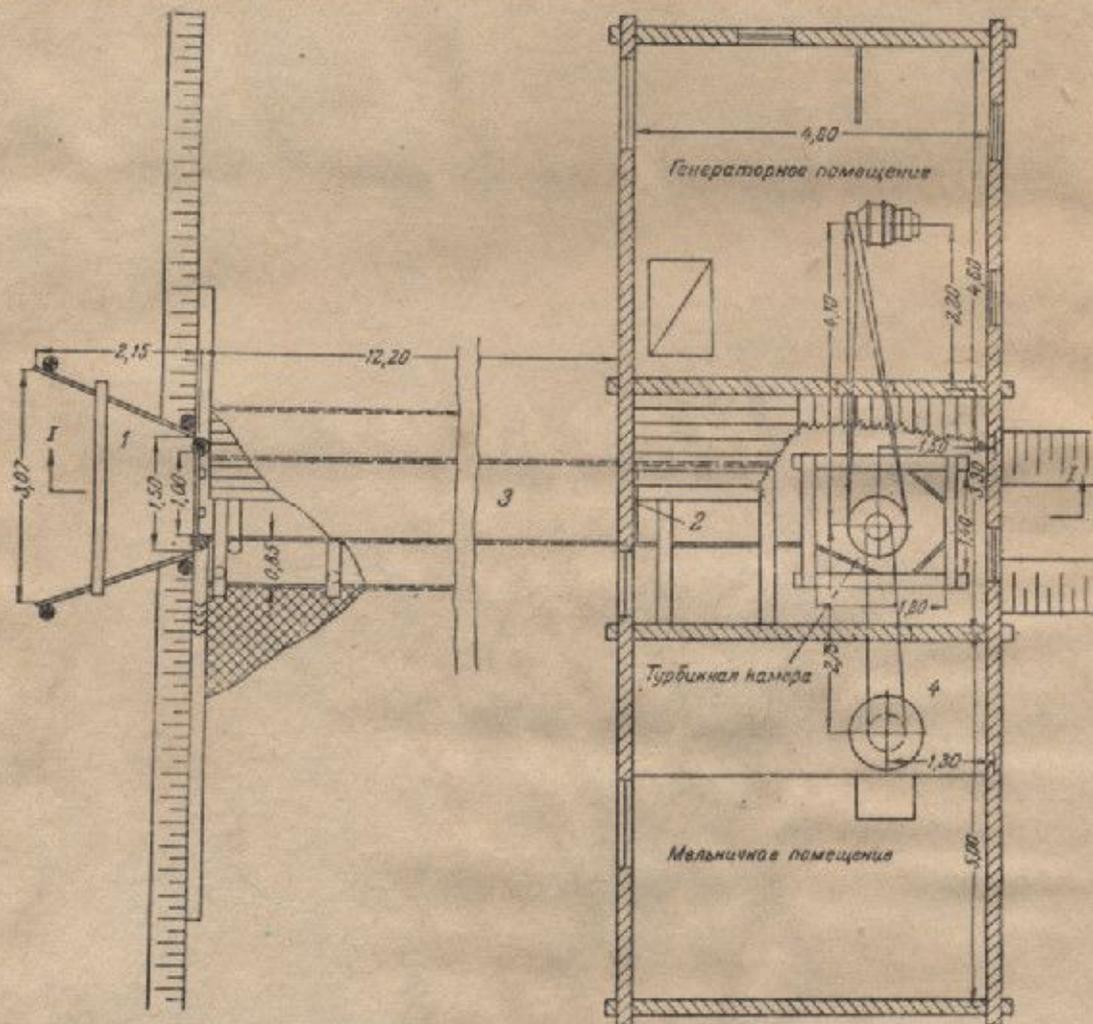
Мельница расположена на обводном канале и имела два жерновых постава, из которых работал один. Напор на установке $H=2,6$ м. В непосредственном примыкании к мельничному амбару впереди него было построено здание ГЭС, оборудованное одной турбиной с установленной мощностью $N=16,3$ л. с. и числом оборотов $n=255$ об/мин. Старый подводный лоток



Фиг. 160. Задние ГЭС № 1.
 1 — дровяная труба; 2 — дровяная решетка; 3 — уровень воды; 4 — выход; 5 — кирпичная кладка; 6 — труба; 7 — грунт;
 8 — кирпичная кладка; 9 — кирпичная кладка; 10 — кирпичная кладка; 11 — труба.

заменяется новым. Турбина запроектирована в прямоугольной турбинной камере и размещена не центрально, а смещена несколько вправо от оси турбины. Для лучшей работы турбинной камеры внутри нее следовало бы построить спираль. На вал турбины насажен ступенчатый шкив. С верхней ступени осуществляется полуперекрестная передача на генератор.

$N=15$ квт с возбудителем. Приемная воронка под всасывающей трубой крепится каменной наброской по трехслойной хворостяной подстилке. К недостаткам конструкции следует отнести расположение впускного щита не на оголовке лотка и отсутствие грубой решетки. Кроме того, осуществление стенок из пластин, поддерживающих вертикальные откосы приемной во-



Фиг. 162. Схема ГЭС колхоза им. Ворошилова Свердловской обл.
1 — водоприемник; 2 — решетка; 3 — лоток; 4 — жернов.

с нижней на промежуточную трансмиссию, от которой идет передача к двум жерновам, оставленным на прежнем месте. Предусмотрена работа одновременно одного поста, но в многоводные периоды может включаться и другой.

Подводящий лоток имеет впереди мелкую решетку, а за ней впускной щит с воротным подъемником. Впереди оголовка устроен мощный глиняный понур, позади — за дощатым шпунтом — глиняная подушка с обратным фильтром поверху, продолжающаяся вплоть до земляного откоса.

В здании ГЭС размещены ступенчатый шкив турбины, колонка регулирования, промежуточная трансмиссия с тремя шкивами и генератор мощностью

15 квт, трудно осуществимо; предпочтительнее было бы забить шпунтовый ряд.

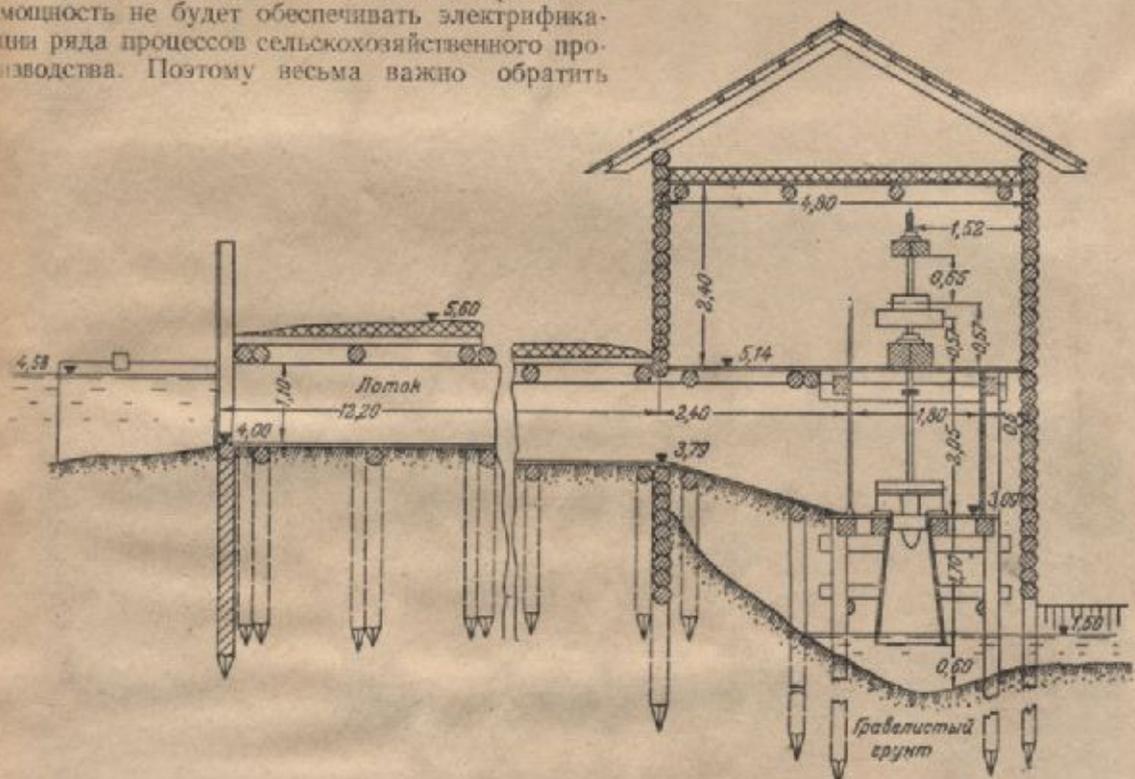
Следует отметить, что при подборе гидромеханического оборудования приходится еще часто ориентироваться на обычные ременные передачи и на горизонтальные генераторы.

Это приводит к ограничению мощности агрегата, особенно при полуперекрестной передаче, иногда к устройству промежуточных трансмиссий из-за ограниченности передаточного числа таких передач, а также к специфической компоновке зданий гидроэлектростан-

ций, получающих значительные размеры в плане. Помимо удорожания строительства и осложнения эксплуатации, подобные передаточные устройства приводят к снижению эффективности гидроэлектростанций даже при хорошей их эксплуатации. При плохом же состоянии ременных передач потери энергии будут сильно возрастать, а пониженная при этом мощность не будет обеспечивать электрификации ряда процессов сельскохозяйственного производства. Поэтому весьма важно обратить

к. п. д. получен неоднократно и при лабораторных испытаниях во ВНИИГиМ на модели с диаметром рабочего колеса $D = 205$ мм.

2. Прочность деревянной турбины при обычных встречающихся напорах до 5—6 м вполне достаточна. Деревянные турбины работали беспрерывно уже ряд лет. Надо полагать, что дере-



Фиг. 163. Разрез по зданию ГЭС колхоза им. Ворошилова.

внимание на организацию и широкое развертывание производства более совершенных передач — редукторных и клино-ременных и вертикальных генераторов малых мощностей.

Применение клино-ременных передач, так же как и редукторов, позволяет значительно сократить размеры здания ГЭС; клино-ременная передача допускает также весьма большое передаточное число и максимальное приближенные шкивов.

* * *

Опыт строительства малых ГЭС и водяных мельниц с деревянными пропеллерными турбинами в большом числе областей и республик показывает, что:

1. Коэффициент полезного действия деревянных турбин достигает 0,75—0,78; этот же

важное рабочее колесо при надлежащем уходе может проработать до 8—10 лет. Остальные же элементы турбины — всасывающая труба, опорная крышка, направляющий аппарат и др. — будут иметь срок службы не менее срока службы других элементов гидроустановки (турбинной камеры, лотка и пр.), изготовляемых из дерева.

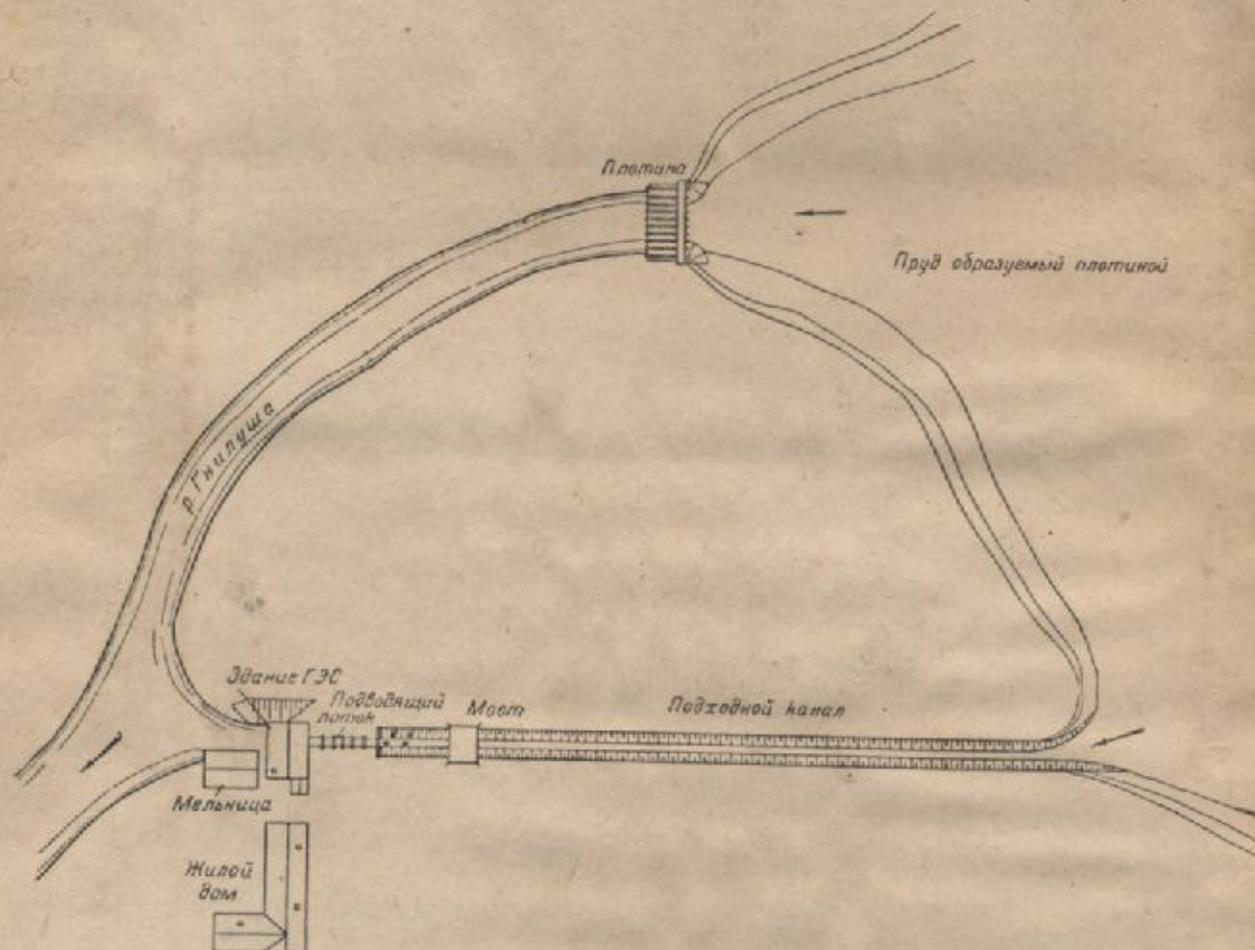
3. Для регулирования деревянной турбины следует всегда идти на изготовление направляющего аппарата с поворотными лопатками из дерева, что улучшает и облегчает регулирование турбины по сравнению с ранее применявшимися упрощенными конструкциями, не повышая ее стоимости. Введение нижнего опорного кольца в направляющем аппарате позволило собирать его на месте изготовления и доставлять на ГЭС в собранном виде, что значительно облегчило монтаж турбины.

4. Монтаж турбины и управление ею оказались несложными, особенно с введением разборной крышки турбины и собираемого заранее направляющего аппарата.

5. Изготовление турбины является вполне доступным даже колхозными средствами, и

товлении на деревообделочных комбинатах (Свердловск, Ярославль) не превышает 5 000 руб.

Столь низкая стоимость этих турбин делает их вполне доступными при переоборудовании водяных мельниц на гидроэлектростанции и



Фиг. 164. Проект реконструкции Залеской водяной мельницы на р. Гинлуша Московской обл. Общий план.

массовое их производство в деревообделочных мастерских или комбинатах легко налаживается без сложного оборудования, без длительного обучения кадров при любом числе типоразмеров. Это позволяет изготавливать деревянные турбины по индивидуальным заказам, удовлетворяющие конкретным условиям гидростанции и, следовательно, с более высоким и. п. д., без существенного повышения их стоимости.

6. Стоимость полного комплекта деревянной турбины со всасывающей трубой, регулирующим устройством и подшипниками при изго-

просто при замене на них водяных колес на турбины.

7. Потребность металла в деревянных турбинах сокращается примерно в десять раз.

Опыт применения деревянных пропеллерных турбин позволяет в настоящее время установить возможную их роль и в дальнейшем развитии мелкого гидросилового строительства.

Замена деревянными турбинами водяных колес на 40 000 существующих мельницах позволит без больших капитальных затрат получить дополнительную мощность около 400 тыс. квт.

В равнинных условиях при малых относительно напорах (1,5—4 м) и мощностях турбин до 15—30 квт и несколько более, когда нет возможности получить стандартную турбину, может быть целесообразно применение деревянных турбин, обладающих вполне достаточной прочностью и малой удельной стоимостью даже при индивидуальном изготовлении. Применение спаренных деревянных турбин (по примеру установки в совхозе «15 лет Октября» Рязанской обл.) при малых напорах (1,5—2,5 м), работающих на один общий генератор, позволит в ряде случаев довести мощность гидроустановки до 50—70 квт. Одновременно применение спаренных турбин может обеспечивать достаточно высокий к. п. д. при сниженных расходах воды зимой путем отключения одной из турбин. Это возможно при изготовлении гидрооборудования на месте.

Тем более применение деревянных турбин будет оправдано при весьма малых мощностях гидроустановок, 5—10 квт, устраиваемых для целей радиофикации, кустарной промышленности, для старателей на золотых приисках, для эксплуатационных нужд на оросительных системах и пр. Особенно целесообразно применение деревянных турбин там, где капиталовложения на гидрооборудование составляет одну из основных статей расхода по строительству ГЭС малой мощности, что имеет место при существующих плотинах и перепадах.

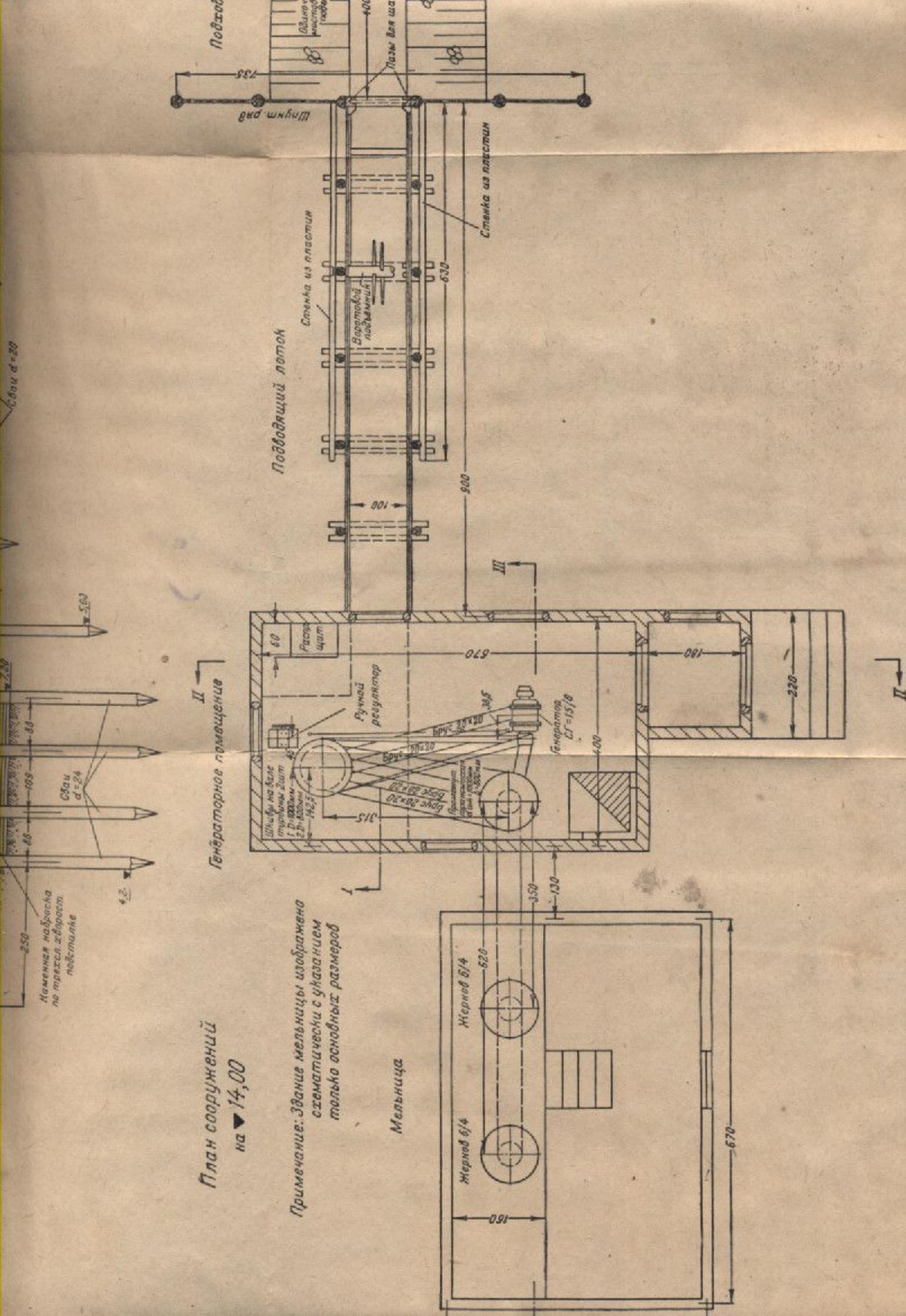
При весьма малых напорах (1—2 м) и достаточно больших расходах воды, при которых нужна турбина с большим коэффициентом быстроходности при относительно большом диаметре рабочего колеса (до 1 200 мм и выше), применение деревянной турбины индивидуального изготовления также является вполне возможным.

М. Ф. Д. К.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. К. Барков, Автоматические регуляторы скорости, Госэнергоиздат, 1947.
2. Гидротурбины свободнотруйные ковшевые малые (номенклатура ВИГМ), Стеклография, 1949.
3. В. С. Корсаков, Технология гидромашиностроения, Машгиз, 1948.
4. Каталог нормализованных гидротурбин серий Ф-300-В0, ГО и ГФ. Центральное конструкторское бюро гидромашиностроения, Стеклография, 1949.
5. И. И. Куколевский, Водяные турбины, Атлас, ОНТИ НКТП СССР, 1937.
6. Малые гидротурбины, под ред. проф. А. В. Квятковского, Машгиз, 1950.
7. В. Н. Пинегин, Гидравлические двигатели, Одесса, 1928.
8. Г. Ф. Проскура, Гидродинамика турбомашин, Госэнергоиздат, 1934.
9. А. А. Саткевич, Гидравлические турбины, Госэнергоиздат, 1929.
10. А. Тезо, Гидравлические турбины и азгоические регуляторы скорости, т. 1, Госэнергоиздат, 1937.
11. Ф. П. Товстолес, Гидроэлеваторное оборудование гидроэлектрических станций, ОНТИ НКТП СССР, 1936.
12. Ф. П. Товстолес и С. П. Медолик, Машины гидротурбинной установки, ОНТИ НКТП СССР, 1937.
13. Ф. П. Товстолес, Н. Н. Ковалев, и Эксплуатация гидротурбин, Госэнергоиздат, 1941.
14. Турбинное оборудование гидроэлектростанций под ред. проф. А. А. Морозова, Госэнергоиздат, 1937.
15. Н. М. Шапов, Турбинное оборудование гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1941.
16. Н. М. Шапов, Подбор водяных турбин гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1949.

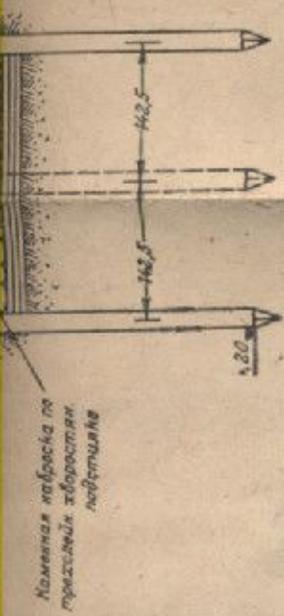




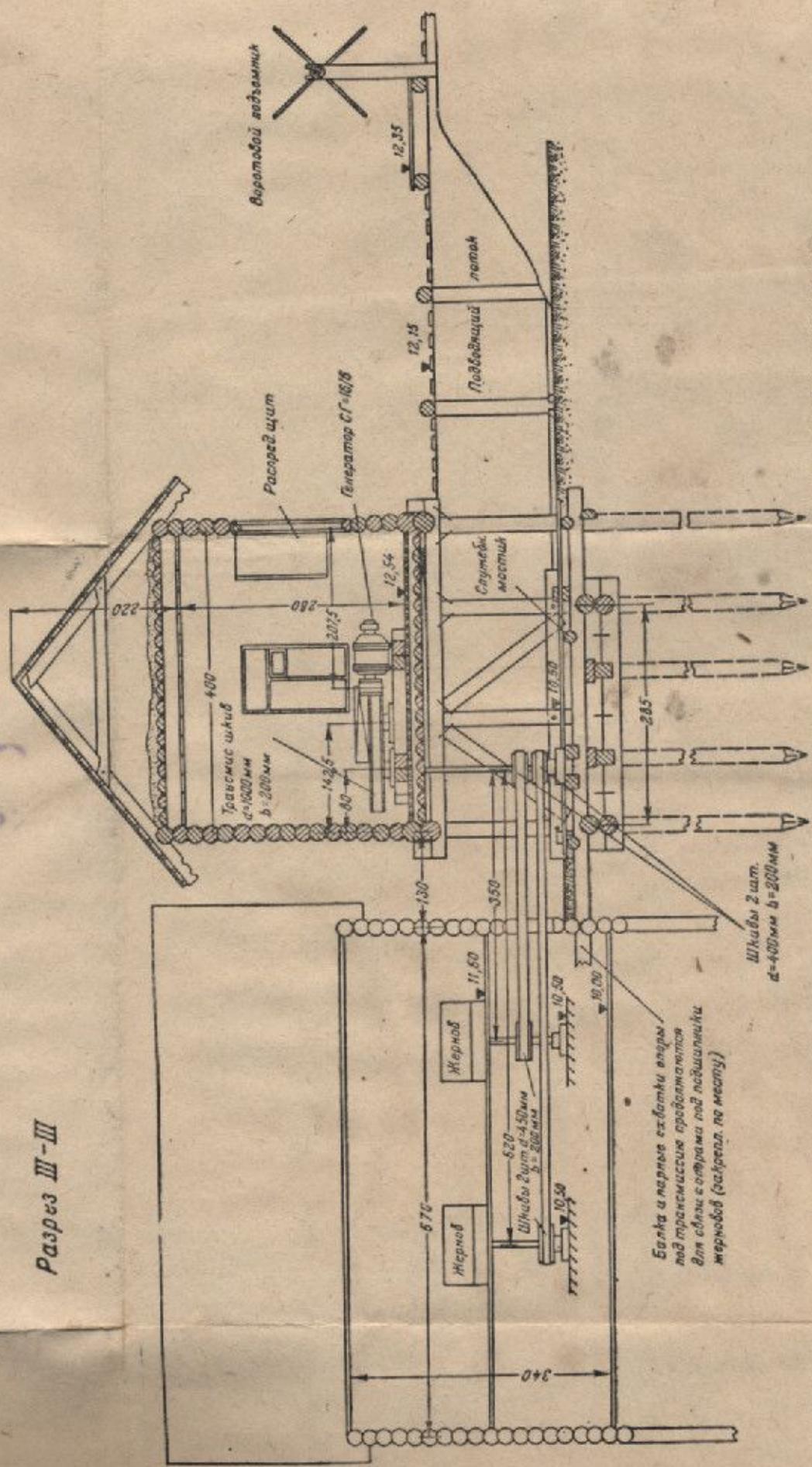
План сооруженный на $\nabla 14,00$

Примечание: Здание мельницы изображено схематически с указанием только основных размеров

Фиг. 165. Проект реконструкции Залесской водяной мельницы на р. Гивлуше. Продольный разрез и план здания гидроустановки с подводящим лотком.

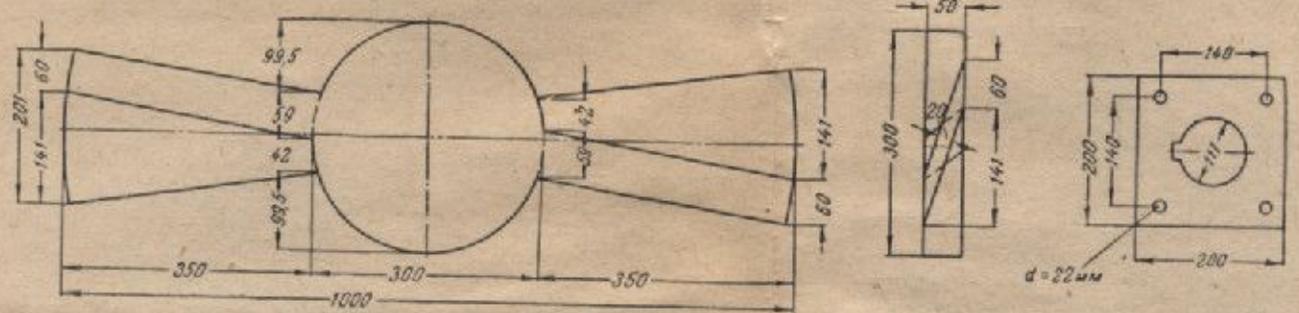


Разрез III-III



Фиг. 166. Проект реконструкции Залесской водяной мельницы на р. Гналуше. Разрезы здания гидроустановки.

Шаблон N7



Шаблон N8

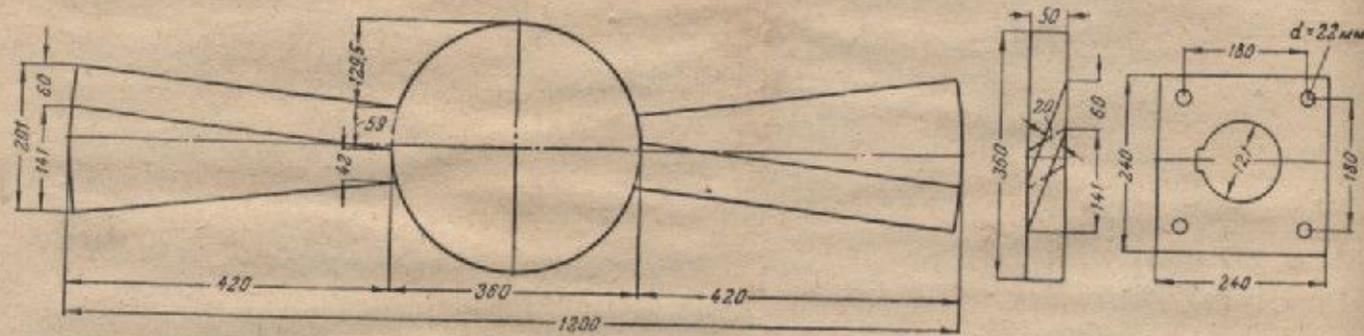
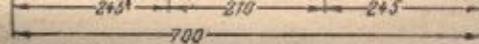


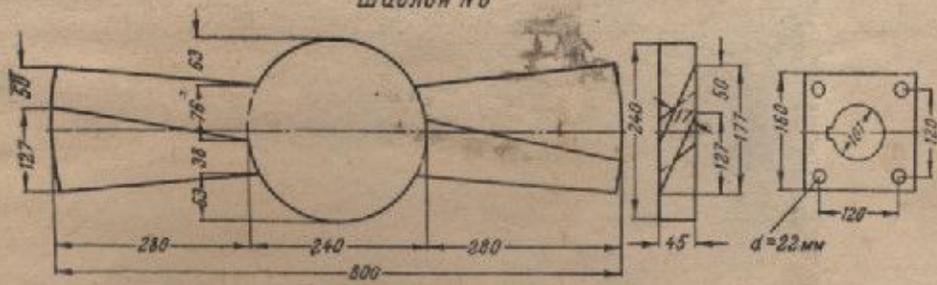
Таблица для подбора шаблонов

№ шаблонов	Параметры турбины, выполненной по данному шаблону			Расчетная мощность, развиваемая турбиной	Напор H , м																Количество крестовин (пропеллеров)	Толщина досок, мм	Диаметр вала, мм
	Диаметр D_1 , мм	Коэффициент быстрогоходности λ_0	$m = \frac{a}{D}$		Расчетный расход Число оборотов вала	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,75	3,5	3,75	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0			
						N , л. с.	Q , л/сек	n , об/мин	N	Q	n	N	Q	n	N	Q	n	N	Q	n			
0 4 лопасти	300	300	0,477	N , л. с. Q , л/сек n , об/мин	1,69 113 382	2,13 123 412	2,60 130 441	3,10 138 468	3,65 146 495	4,21 153 519	4,80 160 541	5,40 166 564	6,05 172 585	6,71 179 607	7,36 184 624	8,8 195 660	10,3 206 697	11,8 216 732	13,8 225 765	5	35	45	
1 4 лопасти	400	400	0,477	N Q n	3,66 244 348	4,83 264 376	6,04 282 402	6,75 299 428	7,90 315 450	9,06 330 471	10,4 345 492	11,7 359 512	13,0 372 532	14,5 386 551	15,9 398 557	19,1 423 602	22,4 445 636	25,9 466 655	29,4 488 695	3	40	50	
2 4 лопасти	500	400	0,477	N Q n	5,70 381 278	7,20 415 301	8,80 438 320	10,5 467 342	12,4 494 360	14,9 510 377	16,2 530 394	18,2 560 410	20,4 582 425	22,6 602 440	24,9 622 455	29,8 660 484	35,1 696 509	40,2 720	45,8 762	3	45	65	
3 4 лопасти	600	400	0,477	N Q n	8,25 548 232	10,4 582 250	12,7 633 268	15,1 671 284	17,7 709 300	20,4 743 314	23,3 778 328	26,2 807 342	29,4 830 354	32,5 867 367	35,8 896 379	42,7 950 402	50,0 1005 424	57,7 1050 444	65,0 1100 464	4	45	70	
4 4 лопасти	700	400	0,477	N Q n	11,0 747 198	13,9 808 215	17,3 864 230	20,6 916 244	24,1 966 257	27,8 1011 269	31,7 1058 282	35,8 1100 293	34,9 1140 304	44,3 1181 315	48,0 1220 325	57,0 1285 345	67,2 1370 364	77,2 1430 380	88,2 1496 398	4	45	90	
5 2 лопасти	700	600	0,300	N Q n	14,4 908 262	18,2 1047 280	22,4 1120 300	26,7 1190 320	31,2 1250 337	36,0 1315 354	41,0 1370 370	46,4 1430 382	51,7 1480 398	57,3 1533 414	63,3 1585 427	73,5 1685 452	88,3 1770 476	10,2 1860 500	116 1938 528	5	45	90	
6 2 лопасти	800	600	0,300	N Q n	18,8 1265 228	23,5 1364 245	29,0 1460 262	34,8 1550 278	40,7 1640 293	47,0 1720 308	53,5 1790 322	60,4 1860 34	67,5 1930 346	74,0 2000 360	82,5 2060 370	98,6 2165 393	116,0 2310 415	133 2430 435	150 2530 455	5-6	45	100	
7 2 лопасти	1000	600	0,300	N Q n	29,7 1980 181	37,5 2140 196	45,8 2285 209	54,7 2430 222	63,8 2560 234	73,8 2680 245	81,0 2800 255	95,4 2925 266	106,0 3025 277	117,3 3130 286	129,5 3230 296	155,0 3430 314	—	—	—	6	50	110	



$d = 22 \text{ мм}$

Шаблон № 6



Д. Я. Соколов.

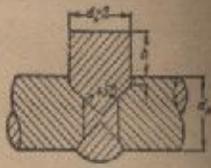
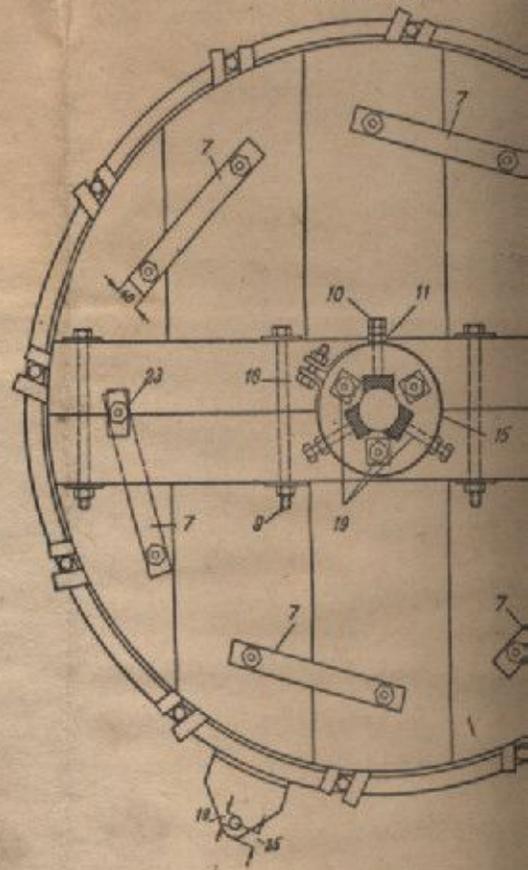
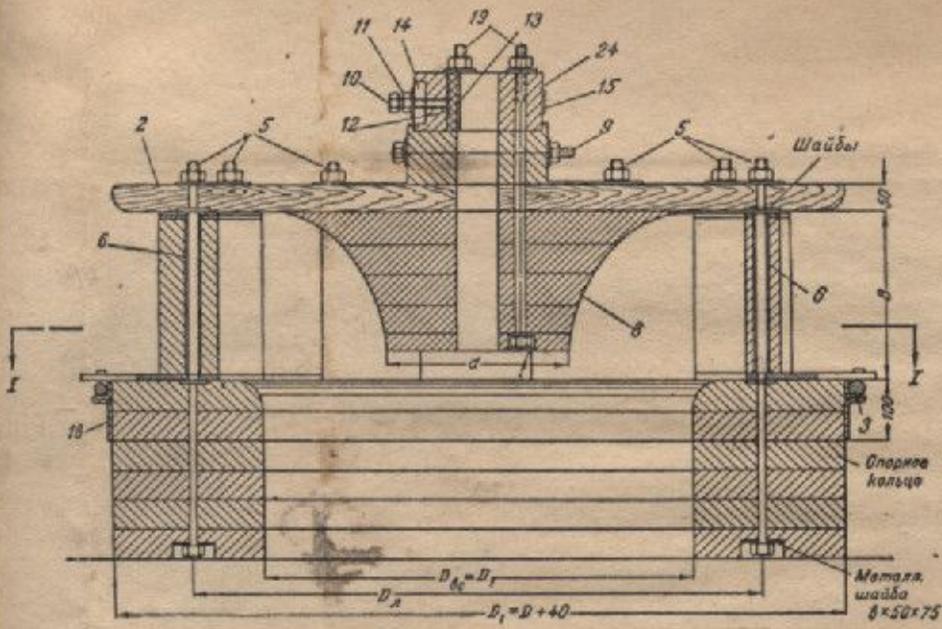
6	800	600
2 лопасти		
7	1000	600
2 лопасти		
8	1200	600
2 лопасти		

Примечания: 1. Имя типового проекта (ИП)
2. Таблица расширения
3. Диаметры валов

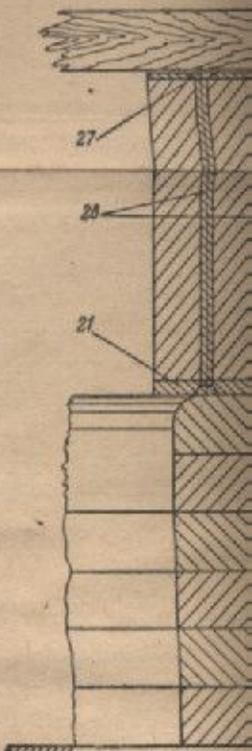
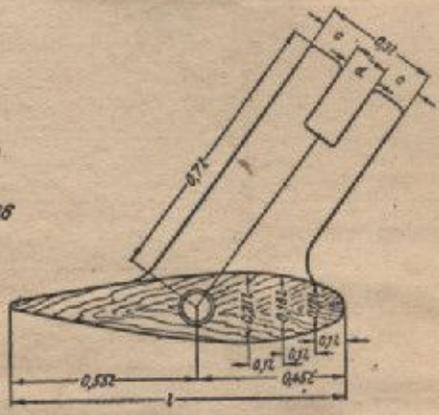
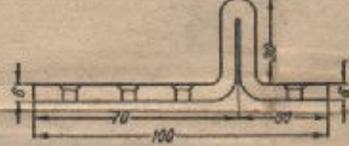
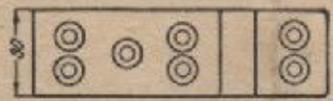
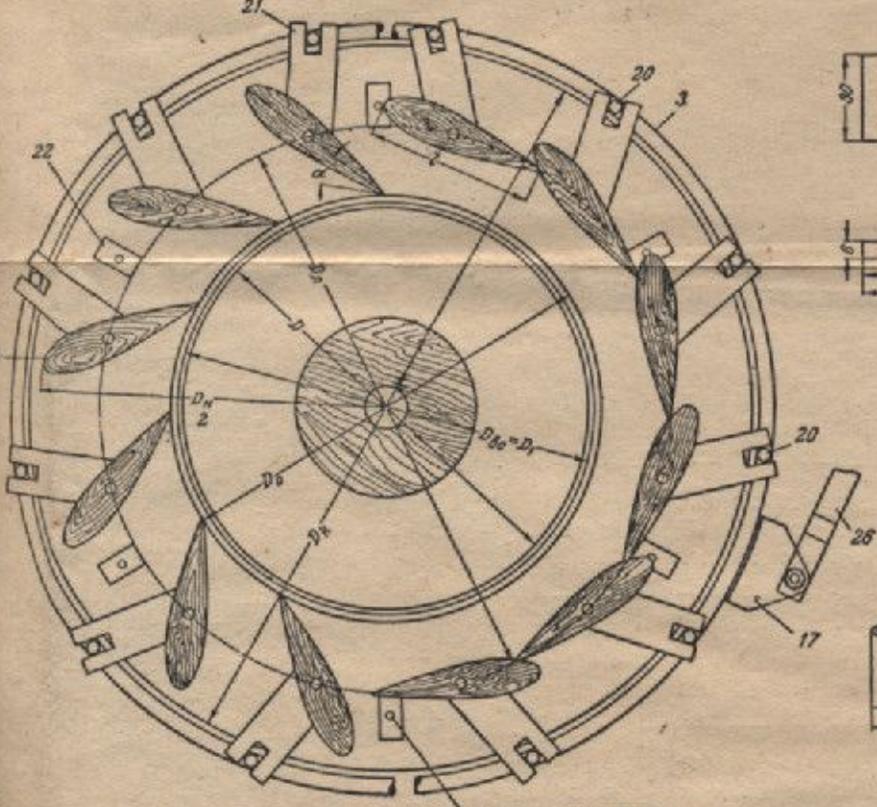
				N	18,8	23,8	29,0	34,8	40,7	47,0	53,5	60,4	67,5	74,0	82,5	88,8	118,0	133	150				
6	800	600	0,300	Q	1265	1384	1460	1550	1640	1720	1790	1860	1930	2000	2060	2165	2310	2480	2530	5-6	45	100	
2 лопасти				n	228	245	262	278	293	308	322	34	346	360	370	393	416	435	455				
				N	29,7	37,5	45,8	54,7	63,8	73,8	84,0	95,4	106,9	117,3	129,5	155,9	—	—	—				
7	1000	600	0,300	Q	1980	2140	2285	2430	2560	2680	2800	2920	3025	3130	3230	3430	—	—	—	6	50	110	
2 лопасти				n	181	196	209	222	234	245	256	266	277	286	296	314	—	—	—				
				N	42,9	54,0	66,0	78,7	92,5	107,1	121,5	137,6	153	—	—	—	—	—	—				
8	1200	600	0,300	Q	2860	3090	3300	3500	3690	3870	4050	4200	4380	—	—	—	—	—	—	7	50	120	
2 лопасти				n	152	160	175	185	196	204	215	223	233	—	—	—	—	—	—				

Примечания: 1. Типовой проект ВНИИГМ пополнен тремя новыми номерами № 6, 7 и 8 с сохранением прежних номеров за шаблонами типового проекта (№ 1-6).
 2. Таблица расширена и охватывает напоры от 1,5 до 6,0 м.
 3. Диаметры валов всех номеров типового проекта увеличены на за увеличения предельного напора.

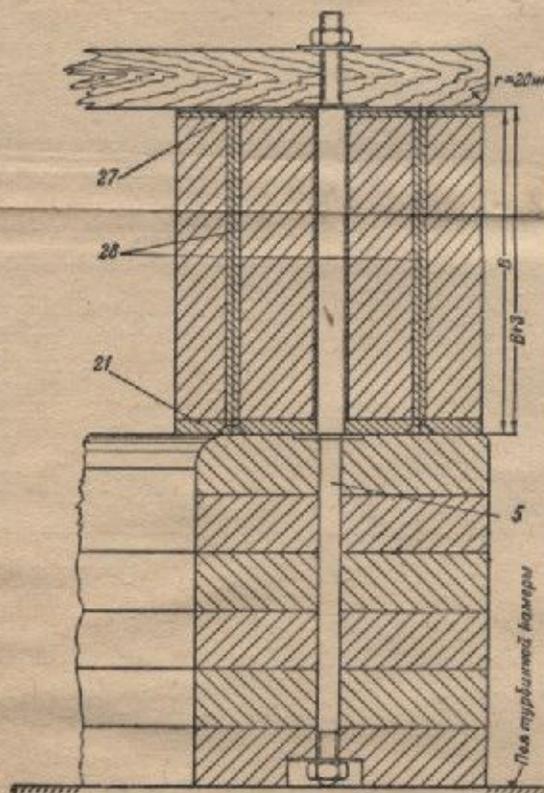
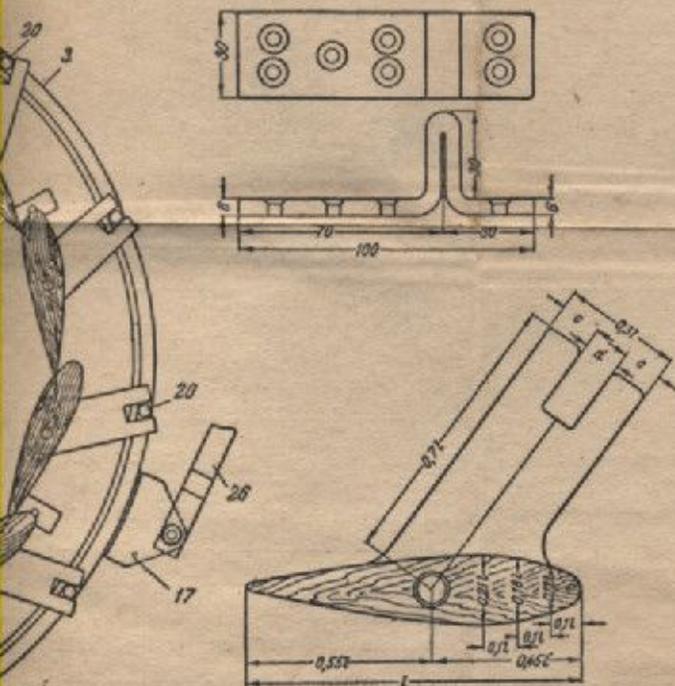
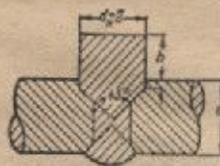
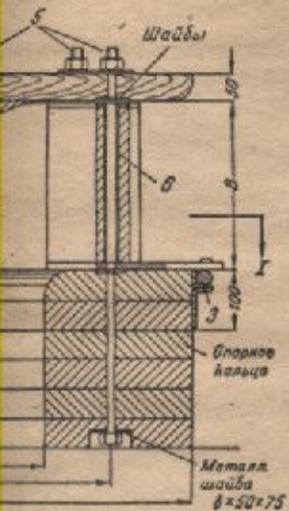
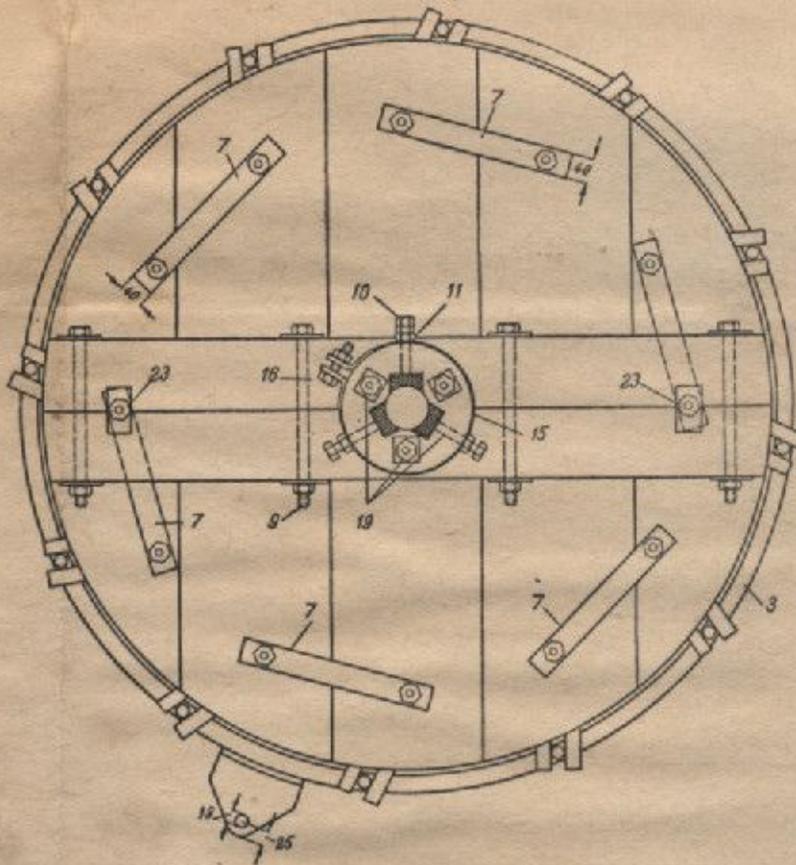
Поперечный разрез



План по I-I



Вид сверху

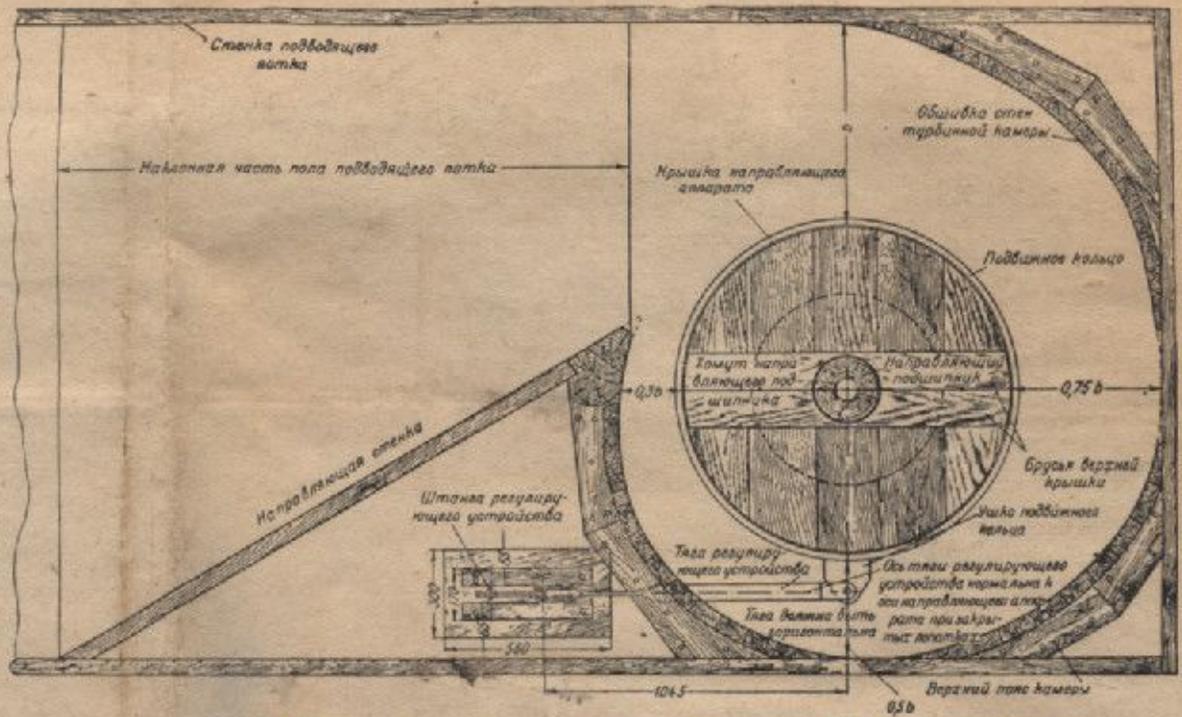


Габариты

№ турбин	Коэффициент быстроходности n	Диаметр рабочего колеса D , мм	Диаметр горизонтальной осевой лопасти D_1 , мм
0	300	300	300
1	400	400	400
2	400	500	500
3	400	600	600
4	400	700	700
5	600	700	700
6	800	800	800
7	800	1 000	1 000
8	800	1 200	1 200

№	Наименование
1	Опорное кольцо
2	Верхняя крышка направляющего аппарата
3	Поворотное кольцо
4	Лопатки направляющего аппарата
5	Оси лопатки (гомеины)
6	Втулки для осей лопатки
7	Пластины, крепящие направляющий аппарат
8	Неподвижная втулка
9	Болт, соединяющий направляющий аппарат с брусом
10	Регулирующий болт направляющего аппарата
11	Контргайка регулирующего болта
12	Вкладыш направляющего аппарата
13	Пластина для упора регулирующего болта
14	Неподвижная гайка регулирующего болта
15	Хомут
16	Болт для крепления хомута
17	Ухо для соединения направляющего аппарата с брусом
18	Подшипник
19	Болты, крепящие направляющий аппарат к корпусу
20	Пластины для соединения направляющего аппарата с корпусом
21	Пята лопатки с вкладышем
22	Пластина-шайба
23	Оси лопатки, проходящие через направляющий аппарат
24	Корпус направляющего аппарата
25	Стойка для крепления направляющего аппарата
26	Тяга регулирующего болта
27	Верхняя металлическая пластина
28	Шпильки под винтами

Примечание. Колич...



Габаритные размеры направляющих аппаратов упрощенной конструкции

№ турбины	Коэффициент быстроходности B_3	Диаметр рабочего колеса D_1 , мм	Диаметр горизонтальной всасывающей трубы $D_{вс}$	Диаметр втулки d , мм	Внутренний диаметр направляющего аппарата D_2 , мм	Внешний диаметр направляющего аппарата D_3 , мм	Диаметр окружности соединившей оси лопаток D_4 , мм	Диаметр крышки и опорного колеса D_5 , мм	Высота направляющего аппарата B , мм	Длина лопатки l , мм	α	$\lg \alpha$	$\sin \alpha$	Число лопаток z	Диаметр подвижного колеса D_6 , мм
0	300	300	373	120	340	580	455	620	120	166	28°30'	0,540	0,477	10	830
1	400	400	400	180	440	780	616	820	160	214	38°30'	0,795	0,623	10	830
2	400	500	505	220	540	920	674	980	200	260	38°30'	0,795	0,623	12	970
3	400	600	610	270	640	1070	852	1110	240	375	38°30'	0,795	0,623	12	1120
4	400	700	710	310	740	1200	966	1240	280	388	38°30'	0,795	0,623	12	1280
5	600	700	710	210	740	1310	1040	1350	315	340	45°00'	1,000	0,710	12	1360
6	600	800	810	140	640	1450	1180	1490	360	364	45°00'	1,000	0,710	16	1500
7	600	1000	1010	360	1040	1700	1380	1740	460	400	45°00'	1,000	0,710	18	1760
8	600	1200	1210	360	1240	2000	1680	2040	540	500	45°00'	1,000	0,710	18	2060

№	Наименование элементов	Количество элементов	Материал	Примечания
1	Опорное кольцо	1	Дерево	Собирается из отдельных кружал вразбежку, в два ряда по высоте
2	Верхняя крышка направляющего аппарата	1	Сталь	Для № 0, 1, 2 диаметр стали берется 19 мм, для № 3, 4, 5, 6 и 7 диаметр стали—25 мм
3	Поворотное кольцо направляющего аппарата	1	Сталь	
4	Лопатки направляющего аппарата	12	Дерево (дуб)	
5	Оси лопаток (точечные)	12	Сталь 6	Для № 0, 1, 2, \varnothing 5/8"; для № 3, 4, 5, 6, 7—3/4"
6	Втулки для осей лопаток	12	Сталь	Изготавливается из труб водопроводных \varnothing 3/4 и 1/2"
7	Пластины, скрепляющие оси лопаток	6	40 × 8	
8	Неподвижная втулка	1	Дерево (дуб)	Собирается из отдельных досок по высоте и скрепляется гвоздями
9	Болт, соединяющий половинки опорного бруса	4	Сталь	
10	Регулирующий болт направляющего подшипника	3	"	5/8", $l = 100$ мм
11	Контргайка регулирующего болта	3	"	5/8"
12	Вкладыши направляющего подшипника	3	Текстолит	
13	Пластина для упора регулирующего болта	3	Сталь	
14	Неподвижная гайка регулирующего болта	3	"	
15	Комут	1	Полосовая сталь	
16	Болт для сжатия комута	1	"	
17	Ухо для соединения подвижного кольца с рычагом	1	Котельная сталь	
18	Подставки	6	Полосовая сталь (поковка)	
19	Болты, скрепляющие неподвижную втулку с крышкой	3	"	
20	Пальцы для сцепления подвижного кольца	12	"	
21	Пята лопатки с вилкой	12	Сталь (поковка или литье)	
22	Пластина-шайба	6	Сталь	
23	Оси лопаток, проходящие через опорный брус	2	"	Для № 0, 1, 2, \varnothing 5/8"; для № 3, 4, 5, 6, 7—3/4"
24	Корпус направляющего подшипника	1	"	
25	Связки лопаток направляющего аппарата	12	"	\varnothing 5/16—3/8"
26	Тяга регулирующего аппарата	1	"	Полосовая 7 × 50
27	Верхняя металлическая пластина	12	"	Листовая 4 мм
28	Шпилька с потайными головками	24	"	\varnothing 8 мм

Примечание. Количество лопаток в детали к ним взято в качестве примера — 12.