

ГИДРОТУРБИНЫ

М. А. Каспаров

Теоретическое определение угла установки профиля
 в решетке в применении к гидротурбинам

При теоретическом определении угла установки профиля в решетке считаются известными профиль и те характерные параметры, которые определяют его обтекание.

К таким параметрам следует отнести форму профиля, радиус решетки r , угловую скорость ω и основной критерий подобия, так называемую поступь потока $\lambda = \frac{C_z}{\omega r}$, где C_z — осевая составляющая скорости потока. Последний критерий легко определяется при известных r и ω и расходе Q .

Основным уравнением для расчета размеров и формы лопастей турбины является уравнение связи:

$$\Gamma = \frac{1}{2} C_y b W_\infty, \quad (1)$$

где: C_y — коэффициент подъемной силы профиля в решетке,
 b — длина хорды профиля,

W_∞ — скорость на бесконечности, которая, как известно, может быть определена как:

$$\bar{W}_\infty = \frac{\bar{W}_1 + \bar{W}_2}{2}, \text{ где } \bar{W}_1 \text{ и } \bar{W}_2 \text{ — относительные скорости соот-}$$

ветственно перед и за рабочим колесом гидротурбины.

Предполагая линейную зависимость коэффициента подъемной силы C_y от угла атаки α , т. е. $C_y = i\alpha$, получим:

$$C_y = \left(\frac{dC_y}{d\alpha} \right)^p \alpha + \alpha_0, \quad (2)$$

где

α — угол атаки, равный $\alpha = \beta_\infty - \beta_e$ (рис. 1),

α_0 — угол атаки нулевой подъемной силы,

$\left(\frac{dC_y}{d\alpha} \right)^p$ — тангенс угла наклона касательной к кривой $C_y = i(\alpha)$ для профиля, помещенного в решетку.

Как известно $\left(\frac{dC_y}{d\alpha} \right)^p = m \left(\frac{dC_y}{d\alpha} \right)^{m\alpha}$, где: m — коэффициент про-

порциональности, а $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{1/2}$ — также тангенс угла наклона касательной и кривой $C_y = f(\alpha)$ для изолированного профиля.

В уравнении (1) величина скорости W_∞ считается известной, коэффициент C_y выбирается по профилю лопасти в данном сечении и углу атаки в зависимости от отношения $\frac{t}{b}$, где t шаг решетки.

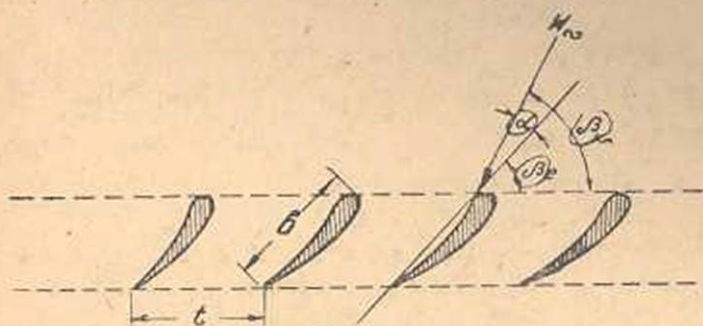


Рис. 1.

Длина хорды профиля b определяется из расчета или задается.

Угол между скоростью W_∞ и плоскостью колеса (осью решетки при осевом потоке) определится как: $\beta_\infty = \arctg \frac{C_z}{C_y}$. Величины α_0 и

$\frac{dC_y}{d\alpha}$ должны быть известны из данных расчета решетки. Таким образом, из уравнения (2) можно определить угол α . Искомый угол установки профиля между хордой профиля и осью решетки определится из формулы:

$$\beta_c = \beta_\infty - \alpha. \quad (3)$$

Далее, задаваясь числом лопастей z и относительным шагом t при данном r , определяем шаг $t = \frac{2\pi r}{z}$, а по найденному t и принятому $\bar{t}$ определяем хорду профиля b как: $b = \frac{t}{\bar{t}}$. При известной

скорости на бесконечности W_∞ из уравнения (1) находим необходимую величину подъемной силы C_y

$$C_y = \frac{2\Gamma}{bW_\infty}. \quad (4)$$

Тогда уравнение (2) может быть написано так:

$$\frac{dC_y}{d\alpha} (\alpha + \alpha_0) = \frac{2\Gamma}{dW_\infty}$$

и, следовательно,

$$\alpha = \frac{2\Gamma}{bW_\infty} \left(\frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} - \alpha_0 \right).$$

Подставляя значение α в уравнение (3), получим:

$$\beta_e = \beta_\infty - \frac{2\Gamma}{bW_\infty} \frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} + \alpha_0 \quad (5)$$

или, производя соответствующую замену, будем иметь:

$$\beta_e = \beta_\infty - \frac{\Gamma \bar{z}}{\pi r W_\infty} \frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} + \alpha_0. \quad (6)$$

Необходимую величину циркуляции Γ определяем через мощность N , расход Q , а также ω и z .

В качестве примера расчетного определения угла установки профиля в решетке рассмотрим расчет колеса, профили лопастей которого обладают обратным качеством $\mu^* = 0,0115$ (в данном случае под обратным качеством понимается обычное отношение $\frac{C_x}{C_y}$).

Примем за исходные данные следующие: турбина развивает мощность $N = 16700$ квт, работая при расходе $Q = 126 \text{ м}^3/\text{сек}$. Для удобства и простоты практического расчета введем отвлеченные величины.* Обозначим через:

$$\bar{N} = \frac{N}{4\pi\omega^3 R^5} \text{ — отвлеченную мощность,}$$

$$\bar{\Gamma} = \frac{z\Gamma}{4\pi\omega R^2} \text{ — отвлеченную циркуляцию,}$$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{4\pi\omega R^2} \text{ — отвлеченный расход,}$$

$$\bar{H} = \frac{H}{R} \text{ — отвлеченный напор,}$$

$$\bar{r} = \frac{r}{R} \text{ — отвлеченный радиус,}$$

$$\bar{b} = \frac{zb}{4\pi R} \text{ — отвлеченную ширину лопасти,}$$

$$\bar{\xi} = \frac{r_0}{R} \text{ — отвлеченный радиус нерабочей части лопасти.}$$

Далее зададимся произвольно, в определенных пределах, основными параметрами рабочего колеса. Примем число оборотов колеса $n = 124$ об/мин, диаметр рабочего колеса $D = 2R = 5 \text{ м}$, число лопастей $z = 4$, и значение отвлеченного радиуса нерабочей части лопасти

* В области расчета винтов подобные обозначения впервые введены проф. В. П. Ветчинкиным в 1913 г. В турбинных расчетах они вводятся впервые автором.

$\xi = \frac{r_0}{R} = 0,4$. При этих условиях получим значения отвлеченной мощности

$$\bar{N} = \frac{N}{4\pi\rho\omega^3 R^5} = \frac{16700,102}{4\pi \cdot 101,8 \cdot 13,25^5} = 0,0062.$$

Значение отвлеченного расхода будет:

$$Q = \frac{Q}{\omega R^3} = \frac{126}{13,25^3} = 0,62,$$

а значение необходимой циркуляции на лопастях определится из следующего выражения:

$$\bar{\Gamma} = \frac{\bar{N}}{Q \frac{1}{2\pi} \left[1 - \frac{2}{3} \frac{\mu^*}{\lambda} \left(1 - \frac{\xi^3}{\xi^2} \right) \right]}.$$

Подставив численные значения, будем иметь:

$$\bar{\Gamma} = \frac{0,0062}{0,62 \frac{1}{2\pi} \left[1 - \frac{2}{3} \frac{0,0115}{0,234} \left(\frac{1-0,4^3}{1-0,4^2} \right) \right]}.$$

Произведя вычисления, получим:

$$\bar{\Gamma} = 0,065.$$

Необходимые величины коэффициентов подъемной силы профилей на различных сечениях лопасти найдем из уравнения (1), записанного в отвлеченной форме:

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{2} C_y \bar{b} \bar{W}_\infty. \quad (1')$$

$$\text{Здесь: } \bar{b} = \frac{z \cdot b}{4\pi R}, \text{ а } \bar{W}_\infty = \frac{W_\infty}{\omega R} = \frac{\sqrt{C_z^2 + \omega^2 r^2}}{\omega R} = \sqrt{\lambda^2 + \bar{r}^2}.$$

Расчет необходимых коэффициентов подъемной силы сведен в таблицу 1. Значения отвлеченной ширины лопасти $\bar{b}$ и отвлеченного радиуса $\bar{r}$ взяты нами произвольно, сообразуясь с данными практики.

Таблица 1

Характеристики	Профили					
	I	II	III	IV	V	VI
$\bar{r}$	0,98	0,87	0,76	0,65	0,542	0,435
$\bar{b}$	0,48	0,43	0,378	0,331	0,288	0,238
λ	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
$\bar{W}_\infty = \sqrt{\lambda^2 + \bar{r}^2}$	1,02	0,90	0,795	0,69	0,60	0,495
$C_y = \frac{2\Gamma}{\bar{b} \bar{W}_\infty}$	0,265	0,336	0,432	0,568	0,75	1,1

Полученные величины необходимых коэффициентов подъемной силы профилей C_y весьма значительны, в особенности для втулочных профилей, что должно привести к напряженной работе этой части лопасти.

На основании проведенных расчетов определяем угол установки профиля в решетке из уравнения (2).

Вследствие того, что до настоящего времени неизвестен коэффициент зависимости $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^p$ от $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^{ns}$ для различных профилей, кроме пластин, то для примера расчета ограничимся случаем лопасти, состоящей из пластин. Для тонких и мало изогнутых профилей, применяемых в лопастях турбомашин, приближенно можно пользоваться коэффициентом, найденным для пластин.

Значение коэффициента m принимаем равным $m=L$, где L —коэффициент, определяемый по графикам Шильханзля.

Тогда $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^p = L \left(\frac{dC_y}{dz}\right)^{ns}$. Заметим, что $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^{ns}$ теоретически равно 2π . При практических расчетах правильнее брать его равным $0,85 \cdot 2\pi$, т. е. считать $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^{ns} = 0,85 \cdot 2\pi$.

Заменяя $\left(\frac{dC_y}{dz}\right)^p$ и α в уравнении (2) их значениями и считая для пластины $\alpha_0=0$, получим:

$$C_y = \left(\frac{dC_y}{dz}\right)^{ns} L (\beta_\infty - \beta_e).$$

В этом уравнении L также является функцией угла β_e и отношения $\frac{t}{b}$. Не имея возможности определить из этого уравнения непосредственно значение угла установки профиля в решетке, будем решать эту задачу методом последовательных приближений.

Считая поток осевым с постоянной скоростью по размаху, т. е. $C_z = \text{const}$, из треугольников скоростей потока на различных сечениях получим:

$$t_g \beta_\infty = \frac{C_z}{\omega r}.$$

Заменяя C_z через расход Q и производя преобразования, можем написать:

$$t_g \beta_\infty = \frac{\bar{Q}}{\bar{r}(1-\xi^2)\pi},$$

откуда

$$\beta_\infty = \text{arctg} \frac{\bar{Q}}{\bar{r}(1-\xi^2)\pi}.$$

Таблица 2

Характерист.	Профили						Примечание
	I	II	III	IV	V	VI	
Расчетные величины и снятые с графика	0,265	0,336	0,432	0,568	0,75	1,1	$\beta_{\infty} = \arctg \frac{\bar{Q}}{r(1-\varepsilon)\Pi}$
	1,01	1,00	1,00	0,985	0,94	0,91	
I-ое приближ.	13°30'	15°10'	17°10'	19°50'	23°20'	28°20'	$r^0 = \frac{C_y}{L \left(\frac{dC_y}{da} \right)^{1/3}}$
"	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	$\left(\frac{dC_y}{da} \right)^{1/3} = 0,85, 2, \Pi$
"	2°55'	3°35'	4°40'	6°00'	8°00'	11°40'	
II приближ.	10°35'	11°35'	12°30'	13°50'	15°20'	16°40'	
	3,05	2,85	2,60	2,4	2,12	2,0	
	0°55'	1°15'	1°45'	2°30'	3°45'	5°55'	
	12°35'	13°35'	15°25'	17°20'	19°35'	22°25'	
III приближ.	2,65	2,4	2,12	1,9	1,7	1,55	
	1°05'	1°30'	2°10'	3°10'	4°40'	7°40'	
	12°25'	13°40'	15°00'	16°40'	18°40'	20°40'	
IV приближ.	2,70	2,43	2,15	2,00	1,8	1,60	
	1°05'	1°30'	2°10'	3°00'	4°20'	7°20'	
	12°25'	13°40'	15°	16°50'	18°50'	21°00'	

Как было указано выше, отношением $\frac{t}{b}$ задаемся.

Расчет четырех последовательных приближений сведен в таблицу 2.

Сравнение четвертого приближения с третьим указывает на весьма малое различие; поэтому считаем, что третье приближение вполне достаточно при этих подсчетах.

Таким образом наиболее точно определяются углы установки профилей в решетке.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

Մ. Ա. Կասպարով

ՑԱՆՑՈՒՄ ՊՐՈՖԻԼԻ ՏԵՂԱԿԱՅՄԱՆ ԱՆԿՅԱՆ ՏԵՍԱԿԱՆՈՐԵՆ ՈՐՈՇԵԼԸ՝ ՀԻՂՐՈՏՈՒՐԲԵՆՆԵՐԻ ՆԿԱՏՄԱՄԲ ԿԻՐԱՌԵԼԻՍ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հաղվածում տեսականորեն դիտվում է հիդրամեքենաների թիակների ցանցում թիակի տեղակայման անկյան որոշման հարցը:

Տուրբինի թիակի չափը և ձևը որոշելիս օգտվում ենք այս հիմնական հավասարումից՝

$$\Gamma = \frac{1}{2} C_y b W_{\infty}$$

որտեղի անկյունը β_c , որը կազմում է պրոֆիլի աղեղը ցանցի առանցքի հետ, որոշվում է $\beta_c = \beta_{\infty} - \alpha$ բանաձևով, որտեղ β_c -ն W_{∞} արագության կազմած անկյունն է անիվի հարթության հետ, α —մոտեցման անկյունն է (угол атаки);

Հոսանքի արագության պարամետրերի հայտնի լինելու դեպքում անկյունը դառնում ենք հետևյալ հարաբերությունից՝

$$\beta_{\infty} = \arctg \frac{C_z}{\omega r} :$$

Մոտեցման անկյուն α -ն որոշվում է ցանցում տեղակայված թիակի բնութագրից, Այդպիսի հիմնական բնութագիրը համարվում է

$$C_y = [\alpha \text{ կապը} :$$

Բանի որ մինչ այժմ նման կապը հայտնի է միայն հարթ թերթերից կազմված ցանցի համար, ուստի զործնական հաշվարկումների դեպքում օգտվել ենք այդ կապով:

Ներկա աշխատանքում առաջին անգամ արվում է հասկացողություն վերացական մեծությունների մասին, այն է՝ բացարձակ հղորթյան N ,

բացարձակ չըջանառության Γ , բացարձակ ելքի $\bar{Q}$, բացարձակ ճնշման $\bar{A}$ և այլն.

Բացարձակ մեծությունները հարմար են ինչպես հաշվելիս, այնպես էլ տուրքինի հիմնական պարամետրերը որոշելիս.

Աշխատանքում բերվում է մանրամասն գործնական օրինակ՝ ցանցում պրոֆիլի տեղակայման անկյունը որոշելու համար, որը կատարվում է հաջորդաբար մոտեցման մեթոդով.

ГИДРОТУРБИНЫ

Б. Л. Буннятян

Опыт эксплуатации микрогэс в Армении

Сплошная электрификация сельского хозяйства остро ставит вопрос строительства гидроэлектрических станций малых и средних мощностей. В связи с этим возникает большая потребность в соответствующих гидротурбинах. В настоящее время маломощные гидротурбины, применяемые в горных условиях, т. е. для работы при больших напорах и малых расходах, относительно мало изучены и пока еще не может быть речи об их серийном производстве.

Поэтому, в качестве малых турбин, пока применяются такие, которые по своей конструкции в общем однотипны с турбинами большой мощности. Что касается регулирования числа оборотов на них, то оно обычно производится ручным способом, вследствие отсутствия подходящего регулирующего органа, который можно было связать с прямым автоматическим регулятором и получить простой и дешевый агрегат [1].

Применение непрямого автоматического регулирования к малым турбинам слишком усложняет и удорожает установку. Кроме того, малые турбины в большинстве случаев имеют низкое число оборотов, вследствие чего возникает необходимость в специальном передаточном устройстве от турбины к генератору, что значительно снижает *кпд* установки и увеличивает ее стоимость. Кроме того, до настоящего времени в промышленности мало уделяется внимания разработке комплектного гидроагрегата с прямым автоматическим регулированием, который можно было бы широко применять при электрификации сельского хозяйства.

Выпускаемые по номенклатуре ВИГМ [2] маломощные быстроходные турбины пригодны лишь для равнинных рек, так как они рассчитаны на малые напоры и большие расходы, и совершенно неприемлемы для горных рек, где по местным условиям рациональнее использовать большие напоры, в связи с чем при данной мощности возможно использование водотоков с относительно небольшими расходами, порядка 150—300 л/сек. Поэтому Всесоюзная конференция по вопросу энергооборудования для электрификации сельского хозяйства, созванная в г. Ереване в 1948 году, отметила [3] неудовлет-

ворительное состояние производства гидротурбин малой мощности и предложила ряду организаций, в том числе Водно-энергетическому институту АН Арм. ССР, заняться исследованием агрегатов микрогэс производства Ереванского машиностроительного завода ММП Арм. ССР с целью разработки нового типа малой гидростанции, могущей получить широкое применение в горных условиях.

Опыт эксплуатации

В Армянской ССР до настоящего времени установлено свыше сорока микрогэс, часть которых работает нормально, а часть совершенно не работает. В первое время колхозы охотно применяли эту установку, а затем стали меньше интересоваться ею, так как значительное число установленных микрогэс не оправдало себя в работе. Причиной этого является периодическое обмеление водотока и уменьшение расходов воды ниже единственной допустимой для данной турбины величины, соответствующей расчетному режиму.

Заметим, что все установки этих сооружений почти однотипны [4] и состоят из следующих гидротехнических сооружений (рис. 1) Забор воды из реки осуществляется путем небольшой набросной дамбы (1), которая создает преграду потоку и направляет воду в деривационный канал. Эта дамба строится с таким расчетом, что во время паводков она будет сноситься, а после паводка будет вновь восстанавливаться.

По деривационному каналу (2), длиной, обычно, от 50 до 500 м, с уклоном дна в среднем $i_0=0,003$, вода подается в напорную камеру (3).

Деривационный канал в большинстве случаев строится без какой-либо облицовки, но иногда, когда канал проходит в песчаных грунтах, производится глиняная облицовка с мощением.

Напорная камера емкостью 8—10 м³ строится из бетона или каменной кладки, имеет донный промывник, водосливную стенку (4) для сброса излишка воды в реку через быстроток (5) и напорный трубопровод (6) длиной 10—12 м для подвода воды к турбине (7). По отводящему каналу (8) отработанная вода уходит в реку.

В разное время в тех или иных колхозах были установлены агрегаты микрогэс различных вариантов исполнения. Основные характеристики этих вариантов приведены в таблице 1.

Первые восемь установок, приведенные в таблице, имеют турбины старого типа (рис. 2-а), т. е. без направляющего аппарата. Остальные установки имеют турбины с направляющим аппаратом № 1 и № 2 (рис. 2б) и рабочим колесом марки К—245 с углом установки лопастей $\varphi=+10^\circ$ и $\varphi=0^\circ$.

На основании материалов обследования работы микрогэс в селах Мулки, Кучак, Басаргечар, Елпин, Азизбеков, Ахкенд, Джермук, Арени, Алучалу, Гелкенд, Чайкенд, Ахнидзор, Каракоюн, Б.

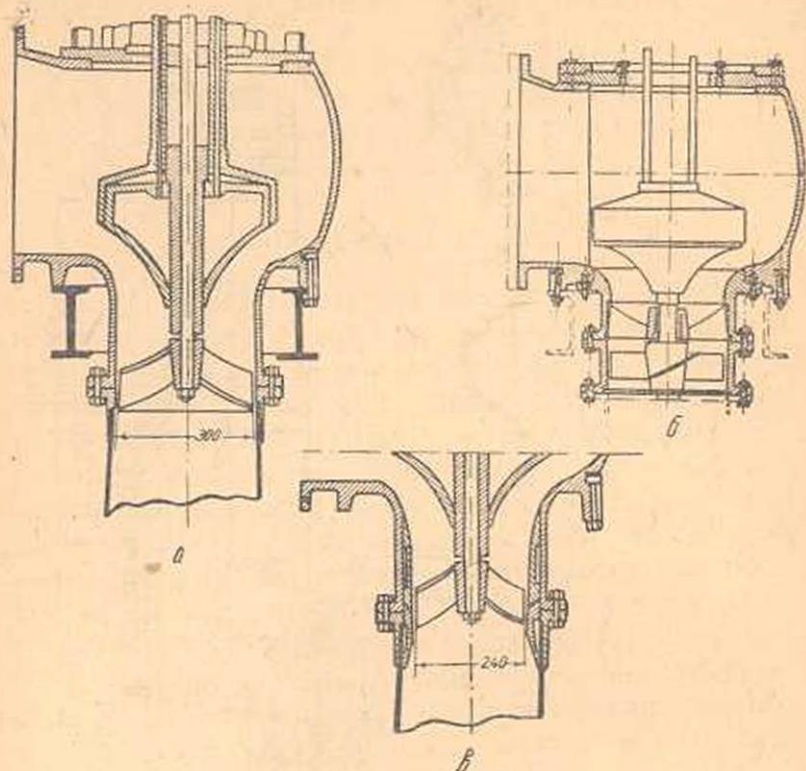


Рис. 2. Типы турбин микрогэс.

Мазра, Цахкаван и Паравакар можно наметить следующие группы установок.

Первая группа—это установки, которые обеспечены водой в течение всего года, т. е. средний расход в водотоке $Q_{b(ср)}$ больше, чем расход через турбину Q_t ; в этом случае через водослив напорной камеры сбрасывается излишек воды, благодаря чему поддерживается постоянство напора на установки, что обеспечивает нормальную работу агрегата.

Вторая группа—это установки, на которых расход в водотоке, изменяясь по временам года, может снижаться до расхода меньшего расчетного для турбины, т. е.

$$Q_{b(ср)} = Q_t.$$

Тогда, если разница между Q_t и $Q_{b(ср)}$ колеблется в пределах 10–15%, агрегат работает с пониженным числом оборотов. В случае увеличения разницы свыше 15% горизонт воды в напорной камере быстро снижается и на станции не обеспечивается необходимый напор.

В качестве примеров из числа обследованных гэс ниже даются установки первой группы: Мулки- и Басаргечаргэс с турбинами старого типа, без направляющего аппарата, Гезалдара- и Чайкендгэс с

Таблица 1

№ п.п.	Наименование установки	Название водотока	Тип турбины	Напор установки Н	Проектная мощность N квт	Средн. расх. водотока Q _{б(ср)} л/сек.	Расход турбин Q _т л/сек.
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Мужки	Касах	Без напр. апар.	5,5	12,0	400	360
2	Басаргечар	Родники	"	5,5	12,0	400	360
3	Елния	Елния	"	5,2	12,0	200	360
4	Азизбеков	Азизбеков	"	5,2	12,0	230	360
5	Ахкенд	Сали	"	6,0	12,0	270	360
6	Джермук	Вост. Арпа	"	6,0	12,0	280	360
7	Кучак	Родники	"	5,3	12,0	260	360
8	Марш	Бабаджан	"	5,5	12,0	320	360
9	Арени (Арпа)	Арпа	$\varphi=10^{\circ}$	5,1	12,0	400	300
10	Катнахпюр	Дзорагет	$\varphi=10^{\circ}$	5,3	13,8	250	330
11	Алучалу	Ванкиджур	$\varphi=10^{\circ}$	5,0	9,5	240	290
12	Варденик (Гезалдара)	Гезалдара	$\varphi=10^{\circ}$	7	19,5	400	360
13	Гелкенд	Тарса	$\varphi=10^{\circ}$	6,5	15,5	400	300
14	Чайкенд	Тарса	$\varphi=10^{\circ}$	6,5	15,5	400	300
15	Ахидзор	Ахидзор	$\varphi=10^{\circ}$	5,0	12,7	120	250
16	Каракоюн	Каракоюн	$\varphi=0^{\circ}$	9,1	11,4	100	250
17	Б. Мазра	Мазра	$\varphi=10^{\circ}$	5,2	10,0	400	250
18	Цахкаван	Гасан	$\varphi=0^{\circ}$	7,2	12,0	400	230
19	Паравакар	Гасан	$\varphi=0^{\circ}$	7,2	12,0	400	230

Примечание: В графе 7 цифра 400 л/сек соответствует водотокам, имеющим круглогодичную обеспеченность расходов в 400 л/сек и выше.

турбинами нового типа, с направляющим аппаратом № 1, и Цахкаван-и Паравакаргэс с направляющим аппаратом № 2.

На всех этих установках обеспеченный круглый год расход несколько больше расчетного при работе агрегата на полную мощность; поэтому часть воды постоянно сбрасывается в обход турбины.

На указанных установках при расчетной нагрузке наблюдается устойчивая работа и поддерживается нормальное напряжение в сети. На установках с агрегатами микрогэс старого типа, в случае быстрого уменьшения нагрузки на 10—20%, число оборотов агрегатов падает с 1000 до 900—850 об/мин, а потом начинает возрастать до номинального числа оборотов; при этом расход уменьшается не больше чем на 10%.

Те же самые результаты дают и турбины микрогэс, имеющие направляющий аппарат № 1 и № 2; разница заключается лишь

в том, что понижение числа оборотов начинается после уменьшения нагрузки на 20%, а потом снижается быстрее, чем на турбине старого типа.

Такая работа турбины объясняется тем, что при малейшем опускании конуса, которое диктуется уменьшением нагрузки, входное сечение под кромкой конуса уменьшается, следовательно, уменьшается и расход воды, а сечение перед входом в рабочее колесо, при старом типе турбины, или перед входом в направляющий аппарат, при новом типе, остается без изменения. При этом получается такое соотношение гидравлических параметров, что возникают большие потери напора; последние приводят к тому, что при уменьшении расхода на 10—20%, по сравнению с расчетом агрегат развивает число оборотов, отличное от номинального; процесс регулирования становится неустойчивым и получается колебание напряжения в сети.

На основании сказанного можно прийти к выводу, что установки, относящиеся к первой группе, могут работать лишь при расчетной нагрузке.

Здесь следует отметить и то, что при эксплуатации турбин микрогэс, имеющих направляющий аппарат, возникают дополнительные затруднения, состоящие в необходимости частой очистки направляющего аппарата (Чайкенд, Гелкенд), каналы которого засоряются плавающими телами.

В худшем положении находятся установки второй группы в селах Елпин, Азизбеков, Кучак (турбина без направляющего аппарата), Алучалу, Ахнидзор (турбина с направляющим аппаратом № 1), Каракоюн (турбина с направляющим аппаратом № 2) и другие. Эти установки обеспечены расчетным расходом лишь 3—4 месяца в году, а остальные месяцы они не работают, так как расход воды в водотоке на 10—20% меньше расчетного.

Если для этих турбин по каталогу завода [5], при определенном напоре установки, дается расчетный расход, скажем, 300 л/сек, то проектировщики считали возможной [4] работу турбин также и при расходах 200—250 л/сек и даже меньших (установки Катнахпюр, Алучалу, Ахнидзор, Каракоюн и др.). Такой подход оказался неправильным по следующим причинам.

Установки в селах Азизбеков и Кучак обеспечены расходом воды 230—260 л/сек в течение девяти месяцев. Построенная в 1943 г. в сел. Азизбеков микрогэс с первых же дней эксплуатации из-за недостатка воды не работала.

Для выяснения причин этого явления была произведена следующая работа. Перед пуском агрегата были наполнены напорная камера и канал, после чего была открыта дроссельная задвижка у турбины и приключена нагрузка в 5 квт. Агрегат проработал 20 минут. Напряжение в сети было поднято до 160 вольт. В течение 20 минут горизонт воды в напорной камере полностью снизился, после чего вода входила в трубопровод без напора. Напряжение в сети

начало сильно снижаться. То же самое повторилось и при нагрузке в 11 квт. Сперва агрегат работал при нормальном напряжении, а потом напряжение постепенно снижалось по мере снижения горизонта воды в напорной камере.

С такими же фактами столкнулось Армсельэлектро в 1945 г. во время пуска микрогЭС в селении Кучак Апаранского района, где располагаемый расход воды не превышает 260 л/сек. В этом случае пришлось в камеру рабочего колеса ввести специальную втулку с внутренним диаметром 242 мм, срезав концы лопастей на 30 мм (рис. 2в). Пропускная способность турбины уменьшалась, и расход воды через турбины регулировался не открытием конуса, а проходным сечением рабочего колеса. После указанных операций агрегат стал подавать в сеть ток нормального напряжения и давать максимальную мощность в 7 квт. При этом расход воды, проходящей через турбину, был равен 260 л/сек, а напор—5,3 м, *кпд* агрегата получался равным 0,53.

Более детальной проверке подверглись установки в селах Елпин и Ахкенд. При испытании установки в сел. Елпин нагрузкой ставились три группы осветительных сетей с суммарной мощностью 11,0 квт. При этой нагрузке напряжение на генераторе было 220/380 вольт, при числе оборотов агрегата 950 об/мин. После подключения еще дополнительной нагрузки в 600 ватт напряжение понизилось до 210/360 вольт. Это значит, что максимальной нагрузкой для данной установки является $N_{\phi} = 11,0$ квт при напоре $H = 5,2$ м. При этом расход, который измерялся на водосливе с тонкой стенкой, установленном в отводящем канале, был 350 л/сек.

Теоретическая мощность N_T определялась по формуле:

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

а *кпд* находился из выражения:

$$\eta = \frac{N_{\phi}}{N_T}.$$

Испытание производилось при четырех нагрузках. Результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 2

№ эксп.	Факт. мощность в квт	Напряжение на шинах генератора в вольтах	Расход м³/сек	Напор в м	Теоретич. мощность в квт	КПД
	N_{ϕ}		Q		N_T	η
1	11,0	230/380	0,350	5,2	17,8	0,62
2	7,68	216/370	0,325	5,15	16,4	0,47
3	6,40	204/340	0,316	5,15	15,9	0,40
4	3,6	142/240	0,296	5,10	14,8	0,245

Из таблицы видно, что при уменьшении расхода на 15% *кпд* уменьшается на 60%, а мощность на 67%. Если эти данные сравнить с данными испытаний на установке села Кучак, то окажется, что при уменьшении диаметра рабочего колеса, т. е. уменьшении пропускной способности турбины, *кпд* получает более высокое значение (0,51) по сравнению с неуменьшенным колесом при том же расходе, когда *кпд* $\eta=0,245$ (таблица 2). Отсюда можно сделать такой вывод: при уменьшении диаметра колеса проходное сечение становится меньше, чем сечение под кромкой конуса, вследствие чего на этом участке сохраняется конфузность в отличие от предыдущего случая, когда имело место расширение потока. Данные таблицы подтверждают вывод, что при расходе воды на 15% меньше расчетного агрегат работает с *кпд*, равным 0,24, т. е. практически не дает полезной мощности. Следовательно, работа турбины в таких условиях недопустима.

Необходимые типы микрогэс

Мелкие горные реки Армении, которые представляют энергетический интерес с точки зрения электрификации сельского хозяйства, имеют среднегодовой расход порядка 150—300 л/сек и уклоны 0,03 и выше. Многочисленность малых водотоков позволяет иметь большое количество мелких станций, для чего необходима организация массового производства соответствующих агрегатов, рассчитанных на работу при больших напорах (порядка 15—30 м) и малых расходах (150—300 л/сек). Наряду с этим нужно сказать, что энергоресурсы многих водотоков, в которых расходы порядка 350 л/сек и выше, т. е. обеспечены круглый год, используются нерационально из-за отсутствия подходящего агрегата.

С другой стороны, в настоящее время потребность колхозов в электроэнергии возросла, мощность микрогэс недостаточна для покрытия потребности даже одного села или колхоза.

Все это вместе взятое требует, с одной стороны, выявления водных энергетических ресурсов и определения числа и места установок малых гэс, а с другой стороны — получения рационального типа агрегата, удовлетворяющего местным условиям. С этой целью Водно-энергетическим институтом Академии наук Армянской ССР составлена „Схема энергоиспользования малых рек для электрификации сельского хозяйства Арм. ССР“ [6], согласно которой, на базе существующего оборудования, намечено построить гидроустановки с таким расчетом, чтобы мощность одной ступени была не менее 50 квт.

Использование водотоков, дающих меньшую мощность, найдено на данной стадии неэкономичным вследствие больших эксплуатационных расходов на единицу выработки ГЭС. Такое решение принято из-за отсутствия соответствующего типа агрегата с прямым

автоматическим регулированием, не требующего для эксплуатации специального эксплуатационного персонала.

В указанной „Схеме“ потребность в электроэнергии для среднего колхоза, подсчитанная на 1965 г., доходит до 40—50 квт. Поэтому, если до последнего времени под названием микрогЭС понимали агрегат мощностью до 10—20 квт, то теперь необходимо этот термин (под которым понимается гидротурбина с генератором на одном валу и с прямым автоматическим регулятором в общем кожухе, без специального здания станции) отнести к агрегатам мощностью 40—70 квт, а турбины мощностью больше 100 л. с. считать малыми турбинами.

Для удовлетворения нужд сельской электрификации необходимо создать серии турбин со стандартными рабочими колесами для разных мощностей. Если это удастся, то турбина должна быть с автоматическим прямым регулятором.

На основании материалов схемы использования малых рек составлена таблица 3, в которой приведены возможные комбинации из напоров и расходов при числе оборотов турбины 1000 в мин. и η ее от 0,8 до 0,85.

Ознакомление с таблицей приводит к выводу о возможности, в целях стандартизации, сгруппировать колеса в три группы, соответствующие мощностям в 40, 50 и 70 квт.

Учитывая, что указанные выше расходы воды приняты с обеспеченностью в 75%, и что отклонение от этой величины может достигать 50%, регулирующие органы турбины должны удовлетворять этому условию.

Далее, в соответствии с мощностью данной ступени, гидроагре-

Таблица 3

№ п.п.	Напор в мет. Н	Расход Q л/сек	Мощность		Коэффициент быстроход. Ns
			л. с.	квт N	
1	25	150	41,5	30,6	115
2	30	150	49,5	36,5	100
3	20	200	44,0	32,4	156
4	25	200	55,0	40,4	132
5	30	200	66,0	48,5	115
6	15	250	41,5	30,6	218
7	20	250	55,0	40,4	174
8	25	250	69,0	50,8	148
9	30	250	82,5	60,6	129
10	15	300	49,5	36,5	238
11	20	300	66,0	48,5	192
12	25	300	82,5	60,6	162
13	30	300	99	72,6	141

гат, представляющий стандартную турбину для трех указанных ступеней мощности, должен быть с простым, например прямым, автоматическим регулированием, обеспечивающим высокий η и устойчивые рабочие характеристики при различных расходах. Это, повидимому, может быть достигнуто за счет некоторого изменения рабочего колеса существующей турбины микрогэс и проточной части, подводящей воду к рабочему колесу.

Для решения поставленной задачи становится необходимым изучение процесса работы гидромашин с целью определения характера движения потока в турбине. Это изучение может быть проведено с помощью тщательных экспериментальных исследований как по определению внешних, так и внутренних характеристик турбины. Последние дают представление о характере движения жидкости и об основных закономерностях этого движения, на основании чего можно выбрать рациональное очертание проточного тракта турбины.

Достижение цели, заключающейся в создании турбины такого типа, должно привести к максимальному использованию природных энергоресурсов малых водотоков.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. В. Егиазаров—Гидро-электростанции Армении, их роль в электрификации сельского хозяйства и основное направление развития производства оборудования для малых гидростанций. Доклад на Всесоюзной научно-технической сессии по вопросам электроэнергооборудования для электрификации сельского хозяйства. Изд. АН Арм. ССР, 1948.
2. Номенклатура гидротурбин Френсиса Каплана и пропеллерных. ВИГМ, 1946.
3. Материалы Всесоюзной научно-тех. сессии по вопросам электроэнергетич. оборудования для электрификации сельского хозяйства. Изд. АН Арм. ССР, 1948.
4. Материалы к техническим проектам микрогэс Армсельэлектро и Министерства коммунального хозяйства Арм. ССР.
5. А. Н. Регентов и М. А. Есаян—Гидроэлектрический агрегат „микрогэс“. Ереван, 1947.
6. Материалы к „Схеме энергоиспользования малых рек Арм. ССР для электрификации сельского хозяйства“. Водно-энергетический ин-т АН Арм. ССР, 1949.

Բ. Լ. Բուճիարյան

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՄԻԿՐՈԳԷՍԵՐԻ ՇԱՀԱԳՈՐԾՄԱՆ ՓՈՐՁԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Դյուդատնտեսության էլեկտրիֆիկացման պահանջը բավարարելու համար անհրաժեշտ է օգտագործել այն լեռնային բազմաթիվ փոքր գետերը, որոնք ունեն վայրկյանում 150—300 լիտր ելք և տեղանքը թույլատրում է ստեղծել 15—30 մետր ջրի ճնշում: Այդ իրականացնելու համար անհրաժեշտ է ստեղծել համապատասխան հիդրոտուրբին, ընդ որում այդ տուրբինը պետք է ունենա ավտոմատիկ ուղղակի կանոնավորիչ և հնարավոր լինի նրա սերիական թողարկումը:

Դսյուժյուն ունեցող փոքր հզորությամբ հիդրոտուրբիններն իրենց կոնստրուկցիայով չեն տարբերվում մեծ տուրբիններից և նրանց կանոնավորումը կատարվում է ձեռքով, իսկ հաճախ ունենում են փոքր պտույտների թիվ, ուր և կարիք է զգացվում պտույտների փոխանցման հատուկ սարքավորում, որը և թանկացնում ու բարդացնում է ագրեգատը: Այդ տեսակետից նպատակահարմար կլինեն որոշ կոնստրուկտիվ փոփոխություններից հետո օգտագործել Երևանի մեքենաշինական գործարանի թողարկած միկրոգէսը կամ ստեղծել այդ տիպի մի նոր միկրոգէս ավելի մեծ հզորությամբ, բայց այնպիսին, որը կարողանաք աշխատել ջրի փոփոխական ելքերի և ավելի մեծ ճնշումների դեպքում:

Ուսումնասիրելով մի շարք ագրեգատների աշխատանքը տեղում պարզվել է, որ նախ այդ տուրբինն ունի շատ ցածր օգտակար գործողության գործակից (0,63) և ապա ջրի ելքը 15—16% պակսելու դեպքում տուրբինի օգտակար գործողության գործակիցը իջնում է մինչև 0,25: Բացի դրանից, ագրեգատի հզորություներն այնքան փոքր է, որ չի կարող բավարարել ժամանակակից կոլտոգի պահանջներին:

Հեղինակն արտահայտում է այն միտքը, որ անհրաժեշտ է ավելացնել միկրոգէսի հզորություներ և այն հասցնել մինչև 40—70 կ. վատի: Այդ պահանջում է ստեղծել համապատասխան տուրբին, որի Օ.Գ.Գ. լինի բավականաչափ կայուն տուրբինի փոփոխական ելքերի դեպքում, ընդ որում տուրբինը պետք է աշխատի 15—30 մետր ջրի ճնշմամբ և վայրկյանում 150—300 լիտր ելքերի համար և պետք է ունենա ուղղակի ավտոմատիկ կանոնավորման սարքավորում:

Նախնական տվյալների հիման վրա նշվում են ստեղծվելիք տուրբինների մատավոր տիպերը, որոնք պետք է որ բավարարեն ժամանակակից պահանջները:

ГИДРОТУРБИНЫ

Б. Л. Буниatian

Испытание турбины микрогэс Ереванского машиностроительного завода

Изготавливавшаяся в Армении микрогэс, мощностью от 8 до 20 квт, была предназначена для электрификации отдельных колхозов. Опыт [1] показал, что входящая в агрегат турбина не отвечает своему назначению, так как она удовлетворительно работает только при расчетном расходе воды. При уменьшении расхода воды в водотоке регулирующий конус турбины, опускаясь, создает большие потери напора, приводящие к резкому снижению *кпд*. Поэтому Ереванским заводом, по рекомендации Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ), установлен в проточной части турбины, ниже конуса, осевой направляющий аппарат с неподвижными лопатками. После внедрения этого мероприятия в производство выпускавшиеся турбины не подвергались испытанию и их характеристики завод не имеет. При массовом производстве необходимо иметь характеристики турбин для количественной оценки эффективности их работы. Следовательно, становится необходимой постановка исследований с целью установления оптимального *кпд* турбины, а также влияния регулирующего конуса и направляющего аппарата как при совместной, так и при раздельной работе.

Описание конструкции и принцип действия турбины

Первый тип турбины микрогэс, изготовления Ереванского машиностроительного завода, мощностью 16 л. с. с расчетным расходом 360 л/сек, расчетным напором 5,2 м, числом оборотов 1000 в минуту, коэффициент быстроходности $P_n = 510$, имел тот крупный недостаток, что у него нехорошая характеристика.

В 1943 г. эта турбина была подвергнута испытаниям в ВИГМ [2]. При этом выяснилось, что регулирование при помощи конуса не обеспечивает нормальной работы агрегата; при уменьшении расхода на 16%, *кпд* снижается на 60%, приводя, естественно, к очень низкому *кпд*.

Это объясняется несоответствием между циркуляцией, создаваемой камерой и требуемой колесом. Поэтому заводом были введены

некоторые изменения в конструкцию проточного тракта, а именно: в целях повышения $\eta_{\text{кпд}}$ и устранения указанных дефектов, а также для создания серий усовершенствованных турбин, работающих при разных напорах и расходах, введен осевой направляющий аппарат с неподвижными лопастями и рабочее колесо заменено колесом К-245, диаметра $D=300$ мм. В результате получены следующие серии турбин (табл. 1).

Таблица 1

Напор в м	Направляющий аппарат № 1		Рабоч. колесо $\varphi=+10^\circ$	Направляющий аппарат № 2		Рабоч. колесо $\varphi=0^\circ$
Н	Q л/сек	$\eta^0/\%$	N квт	Q л/сек	$\eta^0/\%$	N квт
4,0	270	78	8,2	—	—	—
5,0	290	80	11,3	205	82	8,2
6,0	300	80	14,1	220	82	10,6
7,0	315	80	17,3	230	81	12,7
8,0	330	79	20,3	240	79	15,0
9,0	—	—	—	250	79	17,4
10,0	—	—	—	255	78	19,5

Однако эти изменения не дали желаемого улучшения харак-

теристик турбин, о чём говорит как опыт эксплуатации модернизированных микрогэс, так и приводимые ниже характеристики, полученные при испытаниях турбин указанных типов. Как старая, так и модернизированная турбина микрогэс [3] представляют из себя вертикальную пропеллерную турбину с прямым регулированием (рис. 1). Подвод воды к рабочему колесу турбины осуществляется специальной чугунной камерой (1), которая создаёт некоторую циркуляцию потока перед рабочим колесом. Подводящая камера в нижней части плавно переходит в камеру рабочего колеса (2), к которой присоединена всасывающая труба (3). Регулирование скорости производится центробежным автоматическим регулятором прямого действия, который воздействует на регулирующий конус. Конус (4) помещен внутри подводящей камеры на валу турбины и, перемещаясь вверх или вниз, меняет проходное сечение и тем самым регулирует поступление воды в камеру рабочего ко-

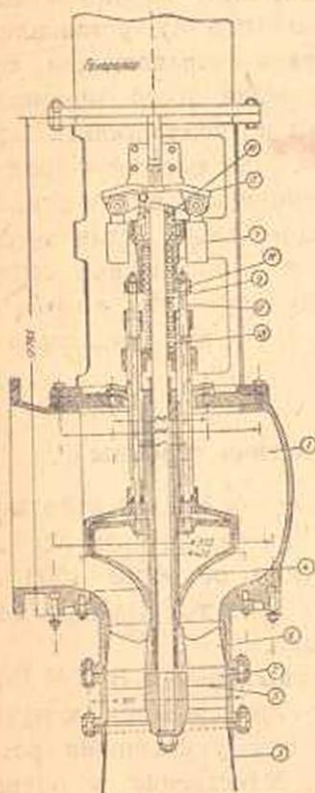


Рис. 1 Конструкция турбины микрогэс.

леса. Рабочее колесо (5) пропеллерного типа К—245 имеет четыре профилированные неподвижные лопасти.

Направляющий аппарат (6) имеет двенадцать неподвижных радиально расположенных лопаток, находящихся между регулирующим конусом и рабочим колесом.

Осевой центробежный маятник состоит из 2-х грузов (7), подвешенных на шарнирах к регуляторному диску (8). Центробежный маятник, под влиянием центробежной силы, возникающей при вращении вала турбины (9), воздействует через посредство двух рычагов (10) на муфту регулятора (11) и опускает его; при этом опускается и регулирующий конус, который соединен с муфтой регулятора посредством двух стальных тяг (12). Опускаясь, регулирующий конус уменьшает открытие турбины.

Центробежная сила уравнивается натяжением спиральной стальной пружины (13), которая опускается в соответствии с опусканием муфты регулятора. При уменьшении числа оборотов муфта регулятора поднимается под действием натяжения пружины, поднимая за собой и регулирующий конус.

Использованное в данном агрегате прямое регулирование весьма редко применяется в турбинах большой мощности. Причиной этого является необходимость получения большой центробежной силы для регулирования турбины большой мощности, осуществление чего практически затруднительно. Кроме того, длительность периода регулирования и неустойчивость процесса заставляют отказаться от прямого регулирования в турбинах большой мощности.

Описание экспериментальной установки и методика экспериментов

В экспериментальной установке Гидро-электрической лаборатории питание турбины происходит из напорного бака (1), (рис. 2), емкость которого 30 м³. В напорный бак воду подают из нижнего железобетонного резервуара (2) два центробежных насоса (3) общей производительностью 1500 м³ в час.

В напорном баке, для поддержания постоянного горизонта воды, установлена система сбросных водосливов (4) общим фронтом 65 м, которые собирают и через специальную трубку (5) сбрасывают излишек воды в нижний резервуар. Тем самым поддерживается постоянство напора при разных расходах. Вода из напорного бака подводится к турбине по трубопроводу диаметром 500 мм.

Всасывающая труба (7) опущена в нижний отводящий бак (8), где для измерения расхода воды был установлен незатопленный водослив (9) с тонкой вертикальной стенкой и без бокового сжатия.

Для измерения расхода пользовались прямоугольным, тонко-

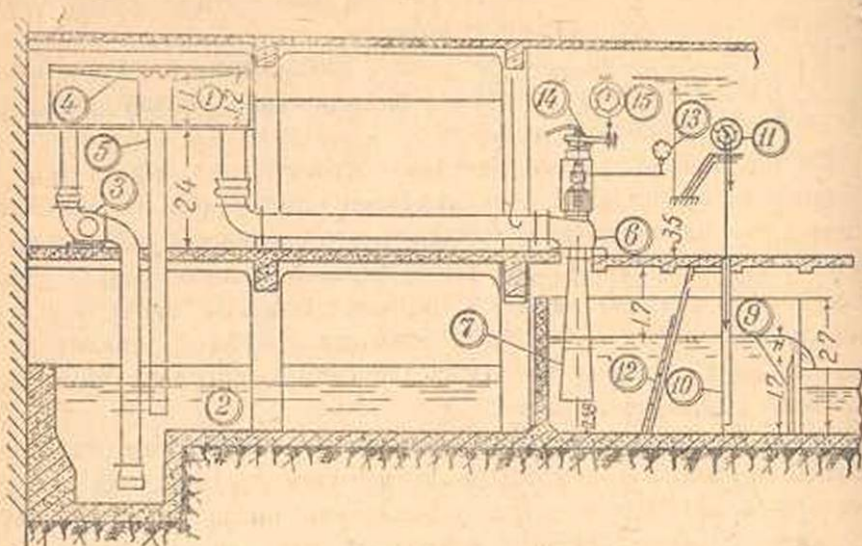


Рис. 2. Схема испытательной установки.

стенным водосливом без бокового сжатия. Расход определяли по формуле

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} H^{3/2},$$

где коэффициент m_0 взят по Базену

$$m_0 = \left(0.405 + \frac{0.0027}{H} \right) \left[1 + 0.55 \frac{H^2}{(H+P)^2} \right].$$

Для замера толщины переливающегося слоя через водослив, в отводящем баке, на расстоянии 1,3 м от водослива была установлена труба (10), имеющая диаметр 150 мм. Внутри этой трубы был подвешен поплавок, посредством которого определялась толщина переливающегося слоя. Колебания уровня определялись с точностью до одной десятой доли миллиметра. Для этого на блок специально стрелочного прибора (11) на нитке был подвешен поплавок, вес которого уравнивался гирей. Стрелочный прибор показывал ход поплавка с десятикратным увеличением, так как радиус шкалы в десять раз больше радиуса блока.

Для получения спокойной поверхности воды перед водосливом энергия воды, выходящей из турбины, полностью гасилась с помощью решеток (12).

Следует отметить, что одновременные пульсационные изменения имели место в показаниях пьезометра, тахометра и динамометра.

Действительный напор определялся путем суммирования показания пьезометра (h_1), подсоединенного к трубопроводу перед вхо-

дом в турбинную камеру скоростного напора $\left(h_2 = \frac{v^2}{2g} \right)$, в высоты всасывания (h_s), т. е.

$$H_g = h_1 + h_2 + h_s,$$

где высота всасывания h_s — является переменной величиной и определяется как разность между расстоянием от оси рабочего колеса до гребня водослива (1,7) и величиной переливающегося слоя (H) на водосливе.

Число оборотов турбины измерялось тахометром (13), присоединенным к валу турбины. Показания периодически контролировались по показаниям специального высокочувствительного тарировочного тахометра. Момент на валу турбины измерялся посредством фрикционного тормоза (14), который был соединен с динамометром (15) при помощи троса.

Эффективная мощность турбины равна:

$$N_{\phi} = \frac{Tv}{75}, \quad (1)$$

где T — сила трения между тормозным шкивом и фрикционным тормозом,

V — окружная скорость шкива

$$V = \frac{2\pi r n}{60}.$$

Здесь

r — радиус шкива.

Момент трения $M_T = Tr$ и момент динамометра имеют одинаковую величину, но противоположны по знаку.

P — показания динамометра в кг,

l — плечо силы относительно оси турбины, равное 0,65 м.

При вращении турбины $M_T = M_g$, следовательно,

$$Tr = Pl \quad (2)$$

$$\text{или } T = \frac{Pl}{r}.$$

Подставляя это значение в (1), получим выражение для мощности в следующем виде:

$$N_{\phi} = \frac{Pl}{75} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (3)$$

$$\text{или } N_{\phi} = \frac{Pn}{1100}.$$

Испытания модели микрогэс производились при пяти открытиях регулирующего конуса. Максимальное открытие равнялось

70 мм. Оно определялось расстоянием кромки конуса от корпуса турбины.

Промежуточные открытия отличались друг от друга на один сантиметр, что устанавливалось по ходу муфты регулятора, который равен ходу конуса.

При каждом открытии и разных числах оборотов, менявшихся от 400 в минуту до разгонного, определялись напор, расход и мощность турбины, которые приводились к единичному напору. Результаты испытаний представлены в виде характеристик типа:

$$Q'_1 = f(n'_1), \quad N'_{\phi 1} = f(Q'_1), \quad \eta = f(Q'_1) \\ \eta = f(N'_{\phi 1}), \quad \eta = f(a^0).$$

Испытанию подверглись в шести вариантах микрогэс трёх основных типов:

Вариант I. Турбина микрогэс Ереванского машиностроительного завода выпуска 1947 года с направляющим аппаратом № 1, рабочим колесом К-245, диаметром 300 мм, с углом установки лопастей $\varphi = 10^\circ$.

Вариант II. Та же турбина, с направляющим аппаратом № 2, колесом К-245, диаметром 300 мм и углом установки лопастей $\varphi = 0^\circ$.

Вариант III. Та же турбина с рабочим колесом $\varphi = 10^\circ$ и со снятым направляющим аппаратом.

Вариант IV. Та же турбина с рабочим колесом $\varphi = 0^\circ$ и со снятым направляющим аппаратом.

Вариант V. Колесо типа Джемс-Лефель в вышеуказанной турбине, но со снятым направляющим аппаратом.

Вариант VI. Турбина типа Джемс-Лефель.

Указанные варианты были рассмотрены по следующим соображениям:

Рассмотрение первого и второго вариантов дает возможность получить характеристики выпускаемых турбин и определить регулируемую способность направляющего аппарата и конуса при их совместной работе.

Рассмотрение третьего и четвертого вариантов дает возможность установить влияние направляющего аппарата на $к\eta$ и определить регулируемую способность конуса.

Пятый и шестой варианты дают возможность сравнить влияние изменения очертаний проточной части на колеса и регулируемую способность конуса.

Следует сказать, что для приспособления направляющего аппарата к турбине старого типа заводу пришлось нижнюю часть конуса поднять и тем самым изменить его очертания, а также конус и форму подводящего канала. В этом заключается разница проточной части турбины старого и нового типов.

Сопоставление экспериментальных данных и выводы

Если, например, сопоставить полученную экспериментальным путем зависимость $\eta_{кпд}$ от числа оборотов (рис. 3), то увидим, что направляющий аппарат значительно ухудшает условия работы

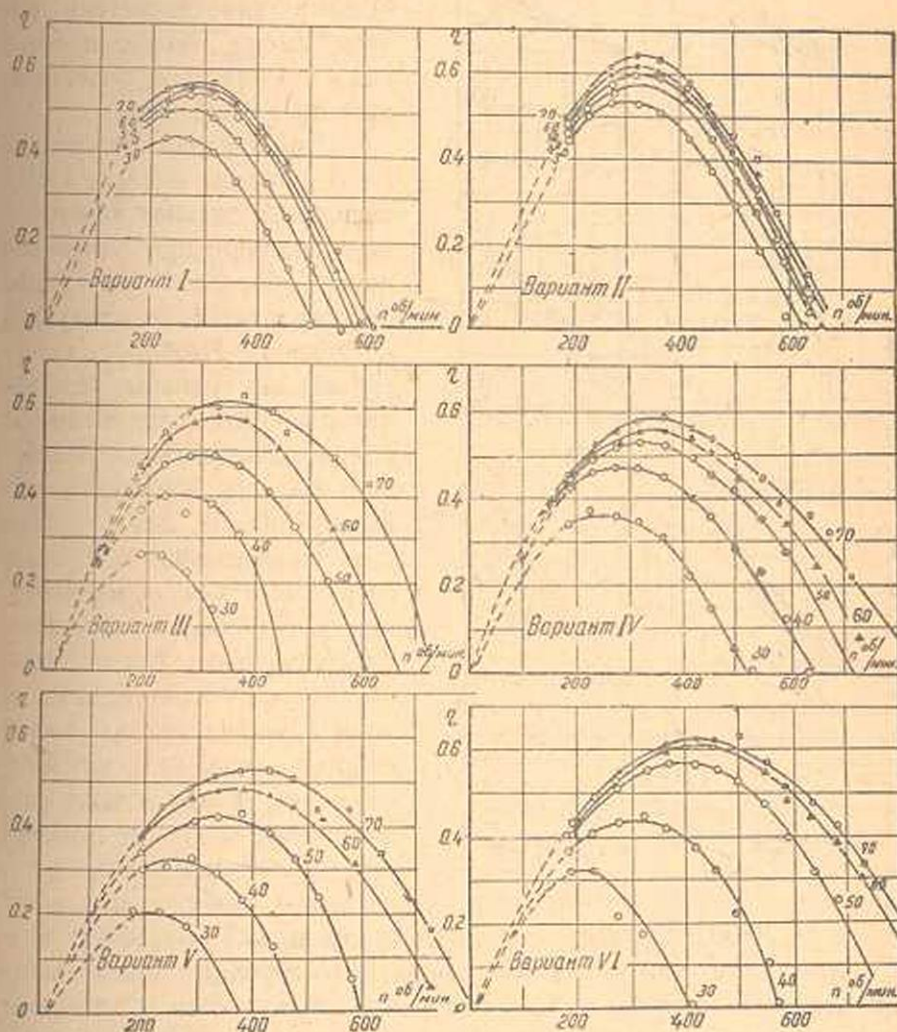


Рис. 3. Кривая зависимости $\eta_{кпд}$ от числа оборотов турбины.

турбины при больших открытиях и исключает возможность регулирования при помощи конуса. При этом пропускная способность турбины лимитируется не открытием конуса, а открытием направляющего аппарата, вследствие чего область изменения режимов работы турбины суживается, о чем говорят графики (рис. 4).

Из анализа кривых $\eta_{кпд}$ видим, что наибольший $\eta_{кпд}$ получается при втором варианте, когда пропускная способность направляющего аппарата меньше, чем при первом варианте. Это объясняет-

ся тем, что пропускная способность при втором варианте меньше, следовательно, и скоростные потери напора меньше. Для остальных вариантов, где расход воды лимитируется открытием конуса, $\eta_{\text{кпд}}$ получается ниже. Однако характеристики при этом имеют более пологий вид, что является существенным преимуществом.

При введении направляющего аппарата имелось в виду расширить плавное изменение этих величин; при изменении числа оборотов, как видно из результатов, это получить не удалось. Наоборот, характеристики турбины без направляющего аппарата имеют более пологий вид. Изменение $\eta_{\text{кпд}}$ при изменении расхода (рис. 5) для турбины без направляющего аппарата происходит более медленно, чем у турбины с направляющим аппаратом. Следовательно, при данном очертании проточной части турбин, данной форме подвода воды к рабочему колесу и при данном расположении конуса, направляющего аппарата и рабочего колеса $\eta_{\text{кпд}}$ турбины получается очень низкий ($\eta = 0,63$) и при-

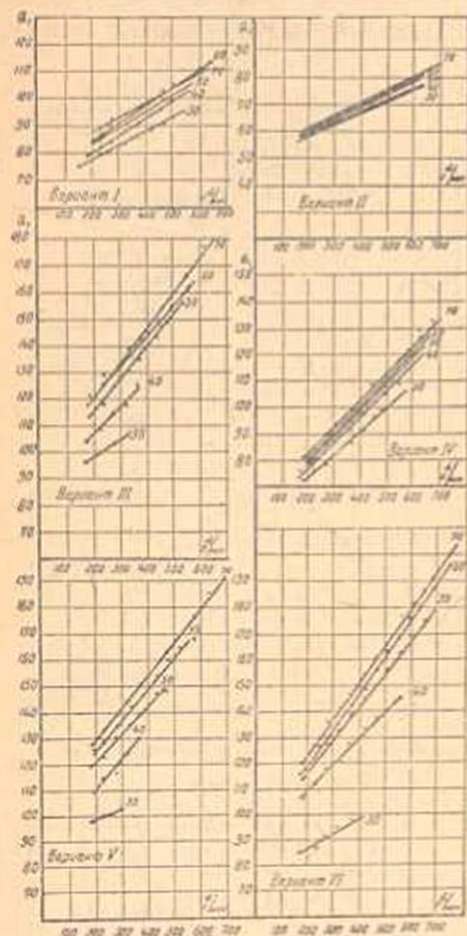
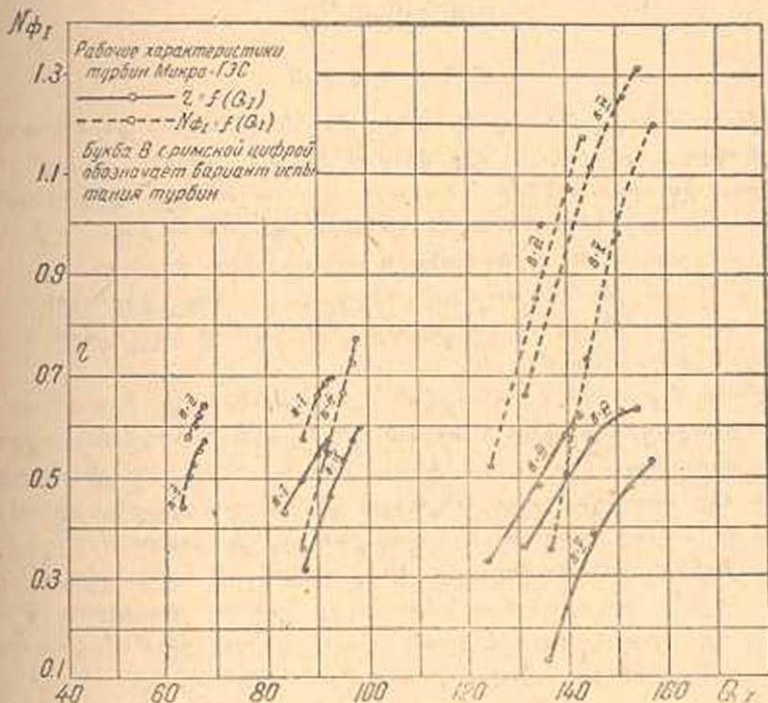


Рис. 4. Кривая зависимости расхода от числа оборотов турбин.

том только при максимальных открытиях турбины; при уменьшении открытия хотя-бы на 15%, $\eta_{\text{кпд}}$ резко падает. Это объясняется тем, что турбинная камера не обеспечивает равномерного распределения расхода при подходе воды к рабочему колесу. При изменении открытия турбины изменяется только проходное сечение под кромкой конуса, где поток сжимается, а остальная часть сечения остается неизменной.

Если при подводе воды посредством направляющего аппарата с поворотными лопатками потери напора незначительны и регулирование происходит за счет изменения циркуляции и расхода воды, то в данном случае, так как конус не создает и не изменяет циркуляцию, перед рабочим колесом получается уменьшение скорости воды и увеличение потерь на сужение и расширение струи.

Необеспеченность нормальной работы агрегата при расходах воды, отличных от расчетного, является основным недостатком выпускаемых микрогэс.



Բ. 1. Բունիատյան

ԵՐԵՎԱՆԻ ՄԵՔԵՆԱՇԻՆԱԿԱՆ ԳՈՐԾԱՐԱՆԻ ՄԻԿՐՈԳԷՍ-Ի
ՓՈՐՁԱՐԿՈՒՄԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգւածում նշվում է, որ Երևանի մեքենաշինական գործարանի կողմից թողարկվող միկրոգէսը, որը կոչված է օգտագործել փոքր գետերի հիդրոէներգետիկ ռեսուրսները և ծառայել դյուղական էլեկտրիֆիկացիային, չի կարող օգտագործվել լեռնային գետերի պայմաններում, որն ապացուցվել է տեղակայված ագրեգատների աշխատանքի փորձով:

Այնուհետև նշվում է, որ անհրաժեշտ է գիտնալ միկրոգէսի տուրբինի աշխատանքը բնութագրող կորերը, որի համար կաաարված է լաբորատորիական փորձարկում:

Հոգւածում բերված է տուրբինի կոնստրուկցիայի և գործողության համառոտ նկարագրությունը և տրված են նրա փորձարկման սարքավորման նկարագրությունն ու մեթոդիկան. բերված է տուրբեր վարիանտների փորձարկումից ստացված արդյունքների համեմատումը, ընդ որում ցույց է տրված, որ ավյալ կոնստրուկցիայով տուրբինի ղեպքում, ավյալ ձևի կոնսոլ տուրբինի կանոնավորումը չի ապահովում նրա նորմալ աշխատանքը և ուղղիչ ասպեքտը ոչ միայն չի օգնում տուրբինի կանոնավորմանը, այլև խանգարում է նրան, առաջացնելով ճնշման կորուստներ, իջեցնելով տուրբինի օգտակար գործողության գործակիցը:

Ստացված արդյունքների հիման վրա եզրակացություն է արված, որ այս տուրբինը պիտանի չէ փոփոխական հլքերով աշխատելու համար, հետևարար անհրաժեշտ է մտցնել որոշ կոնստրուկտիվ փոփոխություններ, որի համար անհրաժեշտ է գիտնալ ջրի հոսանքի պատկերը տուրբինի մեջ:

Այդ նպատակով Խնստիտուտում կատարվում է համապատասխան աշխատանք:

ГИДРОТУРБИНЫ

А. А. Асламазян

Работа турбины при различных видах регулирующего органа

С целью повышения эффективности использования малых рек нашей республики необходимо, в первую очередь, разрешить вопрос создания гидроагрегата, пригодного для работы в условиях переменных расходов и высоких напоров.

Ни один из существующих типов турбин полностью не удовлетворяет тем условиям, которые возникают при использовании горных водотоков и, в частности, горных рек Армении.

Вопрос о требованиях, которые необходимо предъявить к малым турбинам и, в частности, к самым малым, уже освещен в предыдущей статье [1].

В послевоенный период новые конструкции малых турбин были разработаны и внедрены в Советском Союзе, в основном, Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидромашиностроения (ВИГМ). В последнее время этим институтом создана спиральная гидротурбина малой быстроходности ($n = 110$) марки Ф-13-ГМ 35 с однолопаточным регулированием—поворотным носиком спирали, предназначенная для горных районов.

Гидро-электрическая лаборатория Водно-энергетического института АН Армянской ССР, также работая над этой проблемой, провела ряд испытаний, изучая упрощенный тип пропеллерной турбины с прямым автоматическим регулированием, стремясь найти пути улучшения характеристик турбины и повышения её *кпд*. В одном из таких исследований было проведено сопоставление работы колеса при двух различных способах регулирования: 1) с помощью обычного направляющего аппарата с поворотными лопатками и 2) посредством опускающегося конуса, при возможности прямого автоматического регулирования.

Эксперименты показали, что направляющий аппарат с поворотными лопатками увеличивает *кпд* турбины (колесо К-245, $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = +10^\circ$) на 7—10%* по сравнению с тем же колесом турбины, регулируемой конусом.

Ниже изложены результаты этих экспериментов.

* Согласно подсчетам по теории ошибок точность экспериментов лежит в пределах 2,3%.

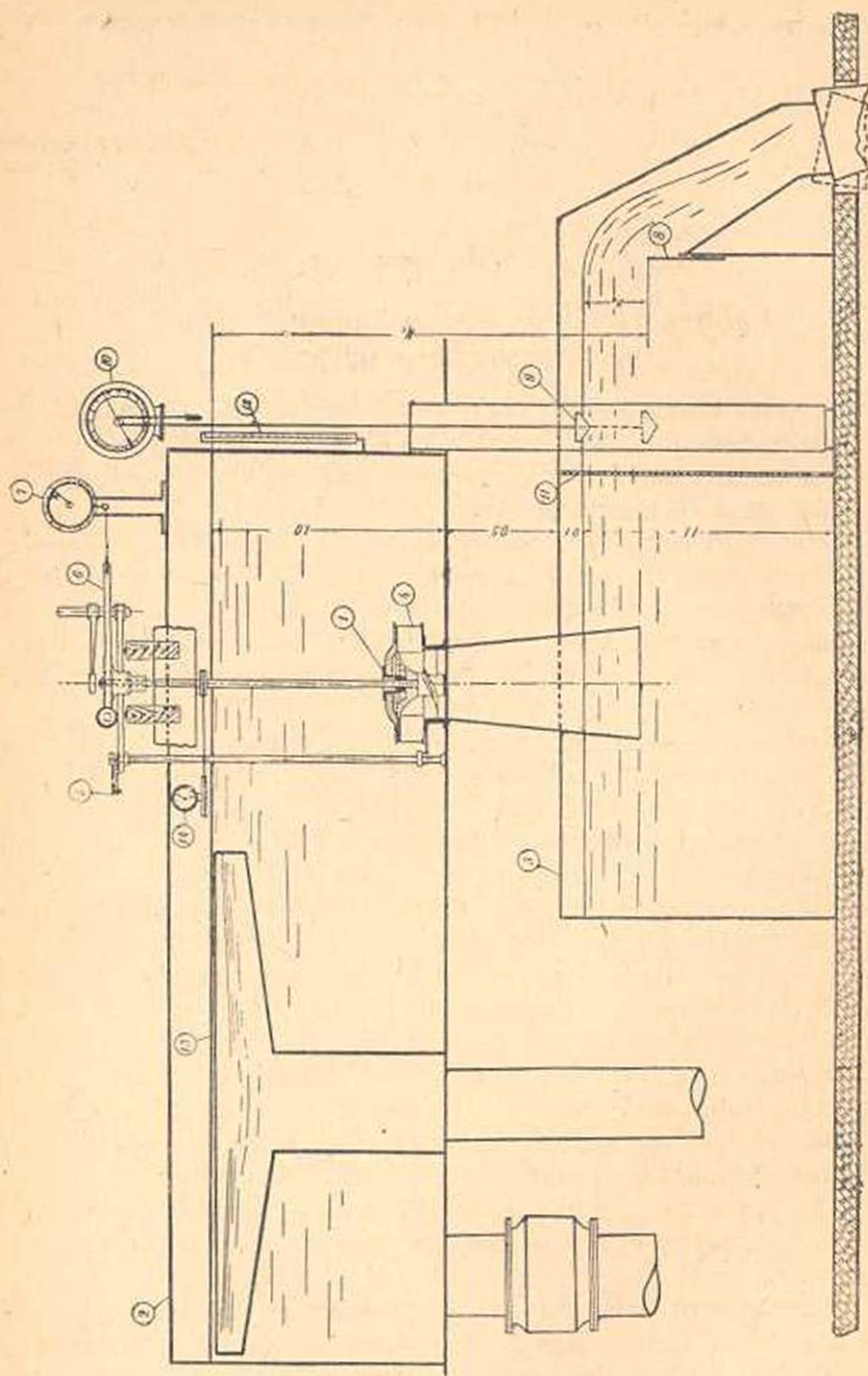


Рис. 1. Схема испытательной установки.

Результаты испытания колес К-245

Испытание рабочего колеса К-245 с направляющим аппаратом, с поворотными лопатками (рис. 1 и 2), производилось при углах установки лопастей рабочих колес $\varphi = +10^\circ$ и $\varphi = 0^\circ$ на модели турбины с вертикальным валом (рис. 1).

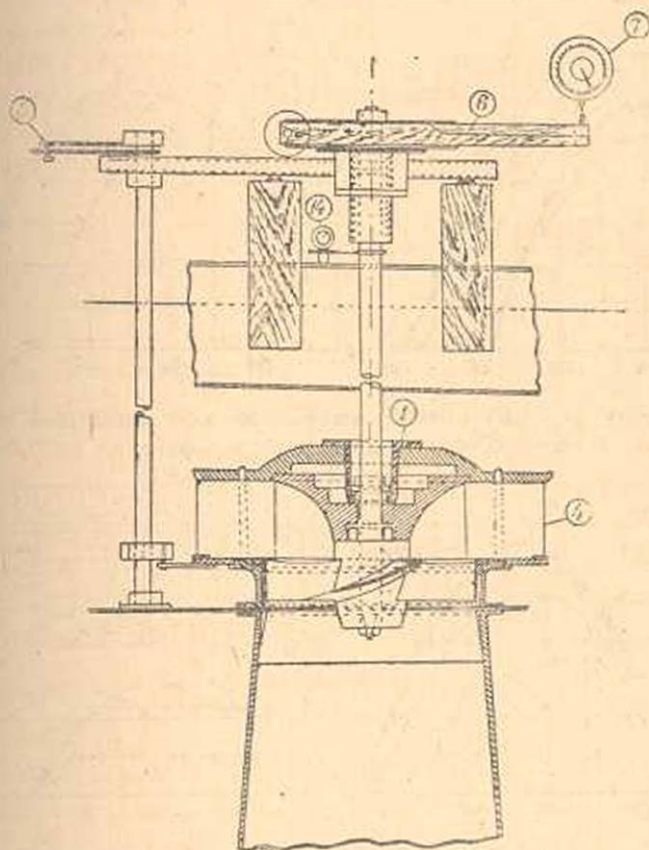


Рис. 2. Схема испытываемой турбины.

Пропеллерная турбина (1) в этой установке расположена между двумя резервуарами (2—3), в которых создаются соответственно верхний и нижний бьефы. Подвод воды к турбине осуществлялся направляющим аппаратом с поворотными лопатками (4), (рис. 1—2). Регулирование ручное (5). Для определения момента использован колодочный тормоз (6); измерение нагрузки производилось динамометром (7). Прямоугольный водослив (8), (рис. 1) служил для определения расхода. Измерение толщины переливающегося слоя над водосливом производилось поплавком (9) с помощью шкалы (10) и дополнительно проверялось тастером. Для успокоения потока до водослива в нижнем баке установлена решетка (11). Напор определялся с помощью пьезометра (12), шкала которого связана с гребнем водослива (8). Для сохранения постоянства напора в верхнем баке уста-

новлены водосливы (13), которые поддерживают постоянство напора с точностью 5—6%. Вследствие того, что в процессе исследований имело место колебание напора в этих пределах, а также для возможности сопоставления результатов испытаний на двух установках, имевших разные напоры, результаты испытаний приведены к одному метру напора.

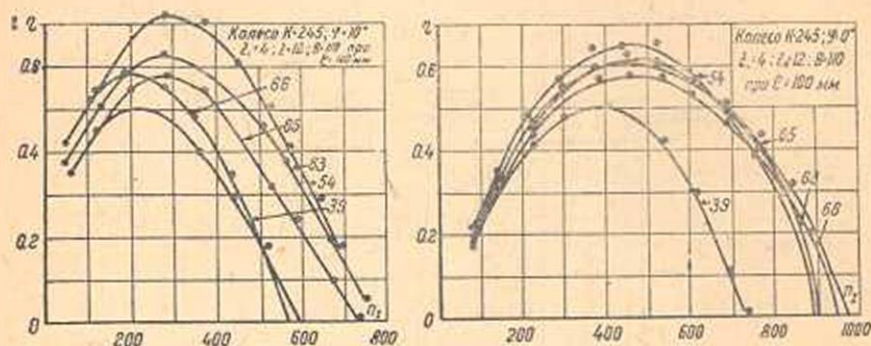


Рис. 3а. Кривая зависимости между η и числом оборотов турбины при регулировании направляющим аппаратом с поворотными лопатками.

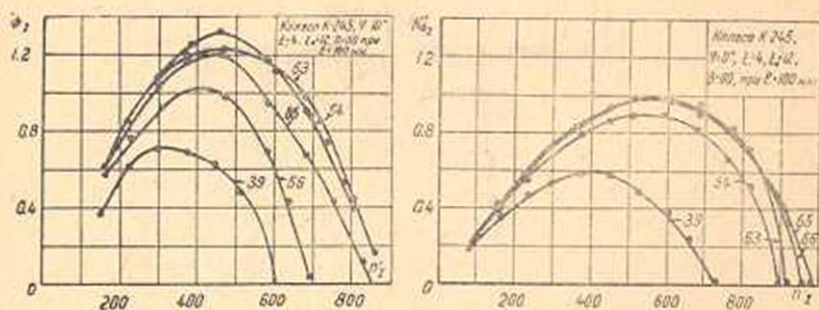


Рис. 3б. Кривая зависимости между мощностью и числом оборотов турбины при регулировании направляющим аппаратом с поворотными лопатками.

Число оборотов турбины определялось стационарным тахометром (14), соединенным с валом турбины ременной передачей с передаточным числом, равным 1,89. Для контроля применялся тарированный нестационарный тахометр. Величины действительной и теоретической мощностей, а также коэффициента полезного действия подсчитывались по общеизвестным формулам.

С целью определения влияния направляющего аппарата на работу колеса и последующего сравнения с другим видом регулирования, были проведены две серии испытаний колес К-245 в установке с направляющим аппаратом с поворотными лопатками (4), (рис. 2), при разных углах установки лопастей рабочих колёс $\varphi = +10^\circ$ и $\varphi = 0^\circ$.

На рис. 3а и 3б представлены графики изменения η и мощности в зависимости от приведенного числа оборотов турбины. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что испытание колеса произведено и при открытиях направляющего аппарата, выходящих за пределы допускаемого полного открытия (63); поэтому для таких открытий (65 и 66) величины открытий мало отличались друг от друга, но при резком расхождении в углах, образованных между касательной к окружности рабочего колеса и осью между лопатками направляющего аппарата.

Как видно из рис. 3а и 3б, этот фактор особенно сказывается на результатах испытания колеса К-245, $\varphi = +10^\circ$, предназначенного для больших расходов, и имеет малое влияние на колесо К-245,

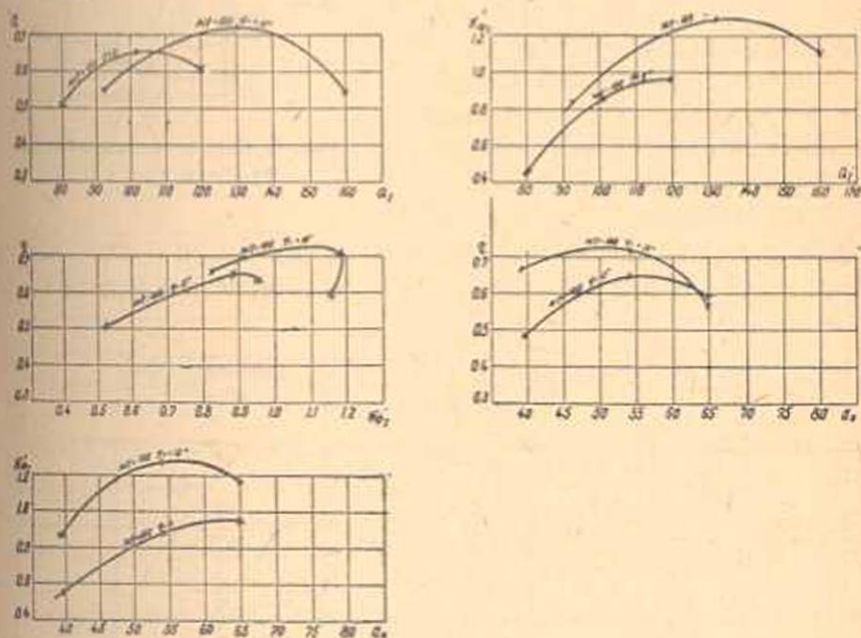


Рис. 4. Рабочие характеристики турбины при регулировании направляющим аппаратом с поворотными лопатками.

$\varphi = 0^\circ$, предназначенное для малых расходов. Максимальный η колеса К-245, при угле установки лопастей $\varphi = +10^\circ$, достигает значения $\eta = 0,72$ при открытии $a_0 = 54$ мм (которое соответствует 85% площади открытия) и при числе оборотов $n'_1 = 380$ об/мин. При этом максимальная мощность была равна $N_{\Phi 1} = 1,26$ л. с. (рис. 3б). Кривые имеют пологий вид и не меняются по форме при всех открытиях. Колесо К-245 при угле установки $\varphi = 0^\circ$, на тех же режимах, пропускает в 1,5 раза меньший расход; максимальный η при этом достигает $\eta = 0,66$ при $n'_1 = 480$ об/мин. Соответственно мак-

симальная мощность имела значение $N\phi_1 = 1,0$ л.с. Вследствие малого расхождения в величинах скоростей потока при разных открытиях, характеристики этого колеса получаются более пологими. Почти все кривые ложатся в зоне высоких η . На рис. 4 представлены рабочие характеристики колеса при $\varphi=0^\circ$ и $\varphi=+10^\circ$. Они построены для оптимальных чисел оборотов, при которых достигается максимальный η . Из кривых $\eta=f(a_0)$ видно, что у колеса К-245 при $\varphi=+10^\circ$ зона высоких η начинается уже при малых открытиях. Аналогичная характеристика колеса К-245 при $\varphi=0^\circ$ расположена ниже предыдущей. От максимальной точки вправо кривая η колеса с $\varphi=0^\circ$ — пологая и до полного открытия имеет относительно высокий η , находящийся в пределах между 0,66 и 0,605. Графики $\eta=f(Q_1)$ и $\eta=f(N'\phi_1)$ показывают, что характеристика колеса К-245

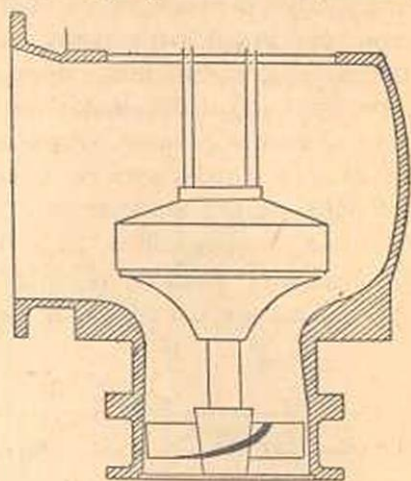


Рис. 5. Схема регулирования турбины конусом.

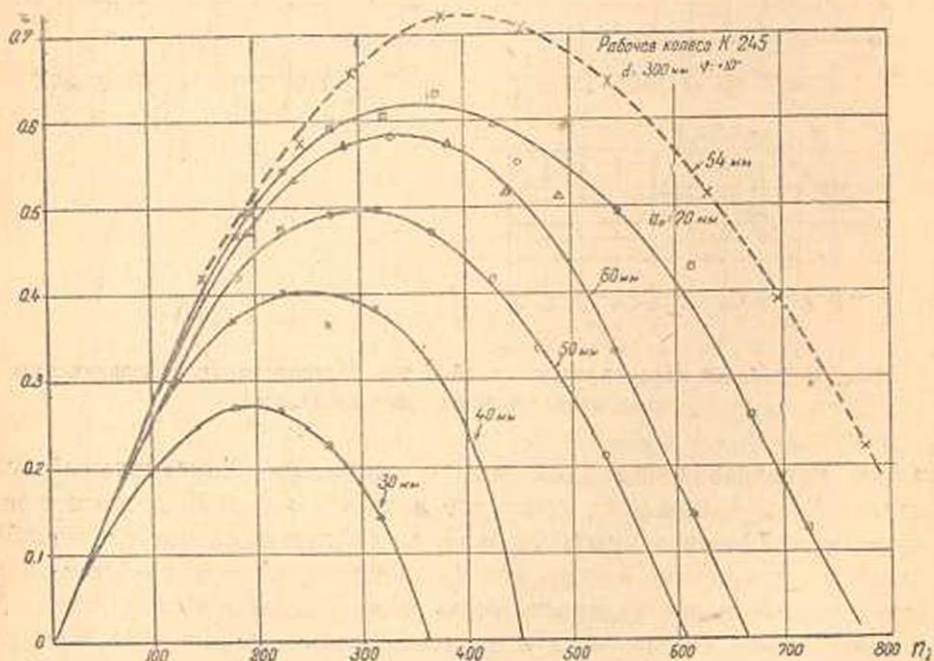


Рис. 6а. Кривые зависимости η и число оборотов турбин при регулировании конусом.

при $\varphi=0^\circ$ сдвинута влево и ложится опять ниже кривой для колеса с $\varphi=+10^\circ$. Это объясняется тем, что колесо К-245 с углом установки лопастей $\varphi=0^\circ$ предназначено для пропуска малых расходов.

Параллельно с изложенными исследованиями были проведены испытания тех же колес при их работе в агрегате микрогэс [2].

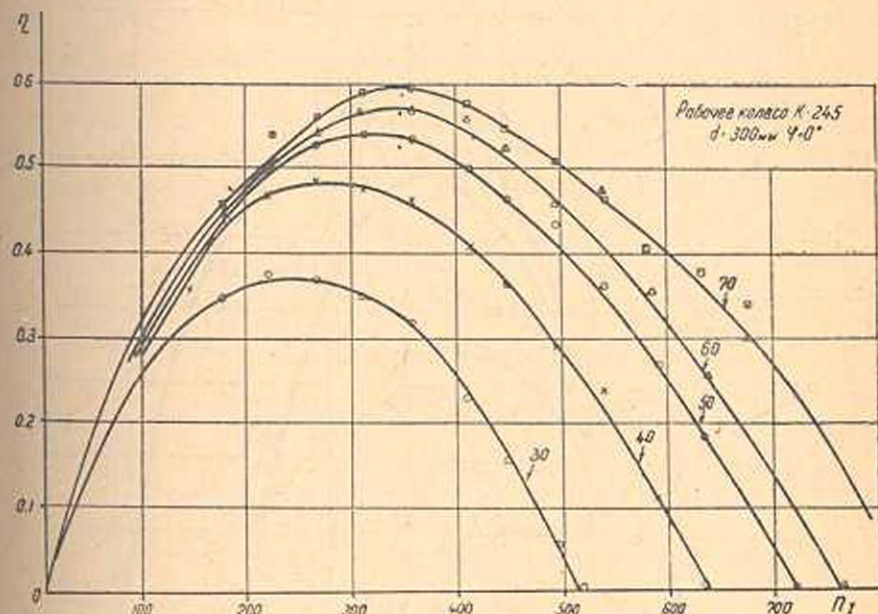


Рис. 6.6. Кривые зависимости η и n от P_1 при регулировании конусом.

В этом случае подвод воды осуществлялся через канал, образованный конусом (рис. 5), и корпусом турбины. Регулирование количества поступающей воды осуществлялось перемещением конуса, получающего импульс от регулятора прямого действия. Режимы устанавливались путем перемещения конуса.

На рис. 6а и 6б дана зависимость η от числа оборотов турбины $\eta=f(n')$. Как видно из графика, при регулировании конусом максимальный η колеса К-245 при угле установки лопастей $\varphi=+10^\circ$ достигает значения всего лишь $\eta=0,62$, при максимальной $N_{P1}=1,2$ л.с. (рис. 7а), а при $\varphi=0^\circ$ η так же, как и в первом случае имеет меньшее значение $\eta=0,59$ и максимальная мощность получается $N'_{P1}=0,8$ л.с. (рис. 7б).

Следует отметить, что η при регулировании конусом достигает наибольшего значения при полном открытии, в то время как в случае регулирования направляющим аппаратом с поворотными лопатками наибольшее значение η получается при открытии 85% .

На рис. 8а и 8б даны рабочие характеристики колес К-245 ($\varphi=0^\circ$) и К-245 ($\varphi=+10^\circ$) при регулировании конусом.

При начальных открытиях кривые η имеют малое значение и наибольшего значения достигают лишь при максимальных откры-

тиях. На установке с направляющим аппаратом, имеющим поворотные лопатки для случая колеса К—245 ($\psi = +10^\circ$), (рис. 4), уже при начальных открытиях получают высокие значения $\eta_{\text{плд}}$, и характеристика при всех остальных открытиях располагается в зоне высоких $\eta_{\text{плд}}$.

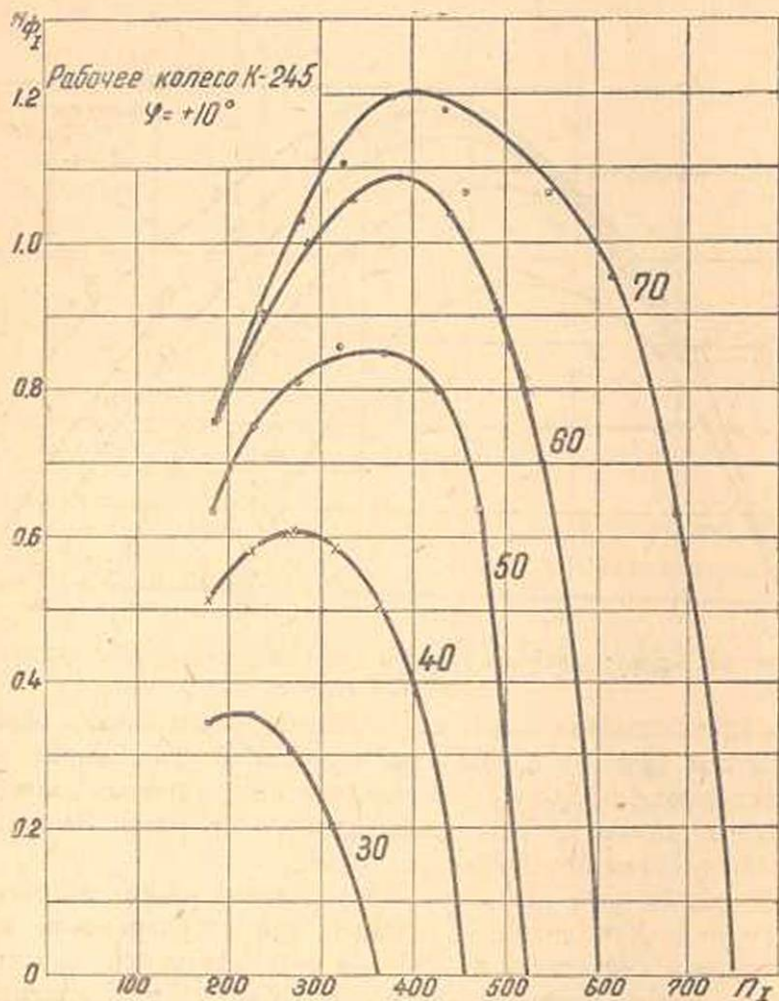


Рис. 7 а. Кривые зависимости между мощностью и числом оборотов турбины при регулировании конусом.

Выводы

Сравнение результатов исследований одного и того же колеса, испытанного при различных регулирующих органах, подтвердило известное преимущество направляющего аппарата с поворотными лопатками по сравнению с регулирующим конусом. Сопоставление кривых $\eta = f(p'_1)$, (рис. 3 и 6), полученных при указанных двух способах регулирования, приводит к следующим результатам:

Вид регулирования	η макс.		N' ϕ_1 в л. с.	
	$\varphi = +10^\circ$	$\varphi = 0^\circ$	$\varphi = +10^\circ$	$\varphi = 0^\circ$
I. Регулирование направляющим аппаратом с поворотными лопатками	0,72	0,66	1,26	1,0
II. Регулирование конусом	0,62	0,59	1,2	0,8

В первом случае, почти при одних и тех же значениях $N' \phi_1$, $k\eta$ колеса К-245 при $\varphi = +10^\circ$ оказывается на 10% выше, чем во втором случае. $k\eta$ колеса К-245 при $\varphi = 0^\circ$ в первом случае выше на 7%. Такое различие в значениях $k\eta$ объясняется наличием соот-

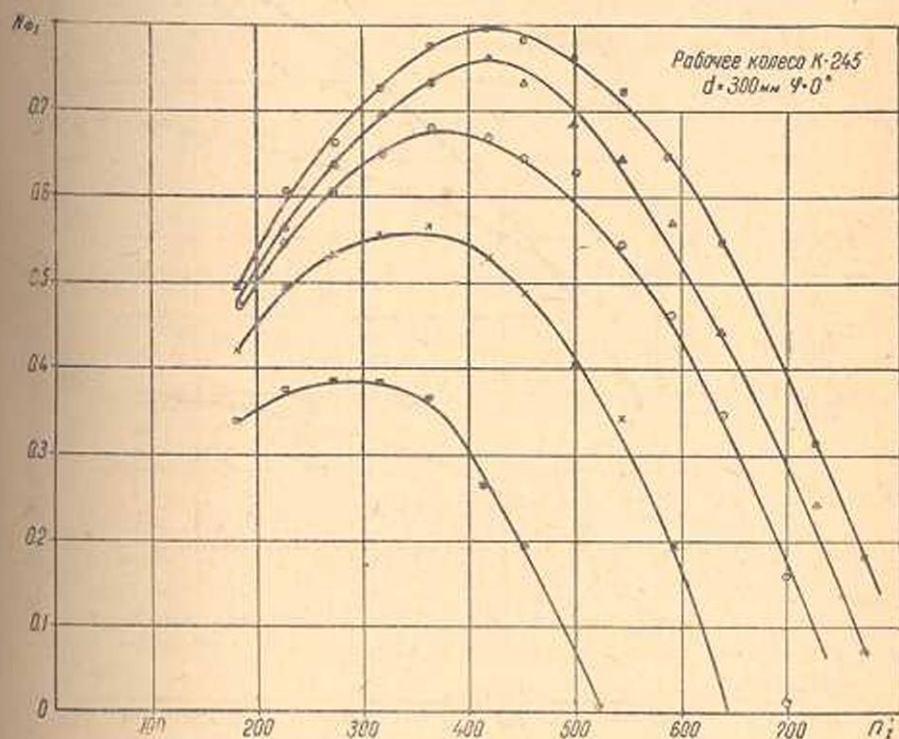


Рис. 7.6. Кривые зависимости между мощностью и числом оборотов турбины при регулировании конусом.

ветствующей циркуляции, создаваемой направляющим аппаратом с поворотными лопатками, что положительно сказывается на работе колеса. Становится ясным, что отрицательное влияние регулирующего конуса при существующей его конструкции особенно сильно чувствуется при работе колеса, предназначенного для больших расходов ($\varphi = +10^\circ$), как это видно из таблицы и рис. 6 а, где кривая $k\eta$ данного колеса при регулировании направляющим аппаратом с

поворотными лопатками, изображенная пунктирно, сопоставляется с кривой $\kappa\eta\delta$ данного колеса, регулируемого направляющим конусом.

Приведенное сопоставление влияния регулирующего конуса на работу колеса микрогэс, по сравнению с работой такого же колеса при обычном поворотном направляющем аппарате, показывает, как и следовало ожидать, лучшую работу при обычном направляющем аппарате. Но обычный направляющий аппарат требует применения непрямого регулирования, тогда как регулирующий конус допускает и применяется при прямом, очень простом и эффективном регулировании. Поэтому необходима работа над улучшением циркуляции

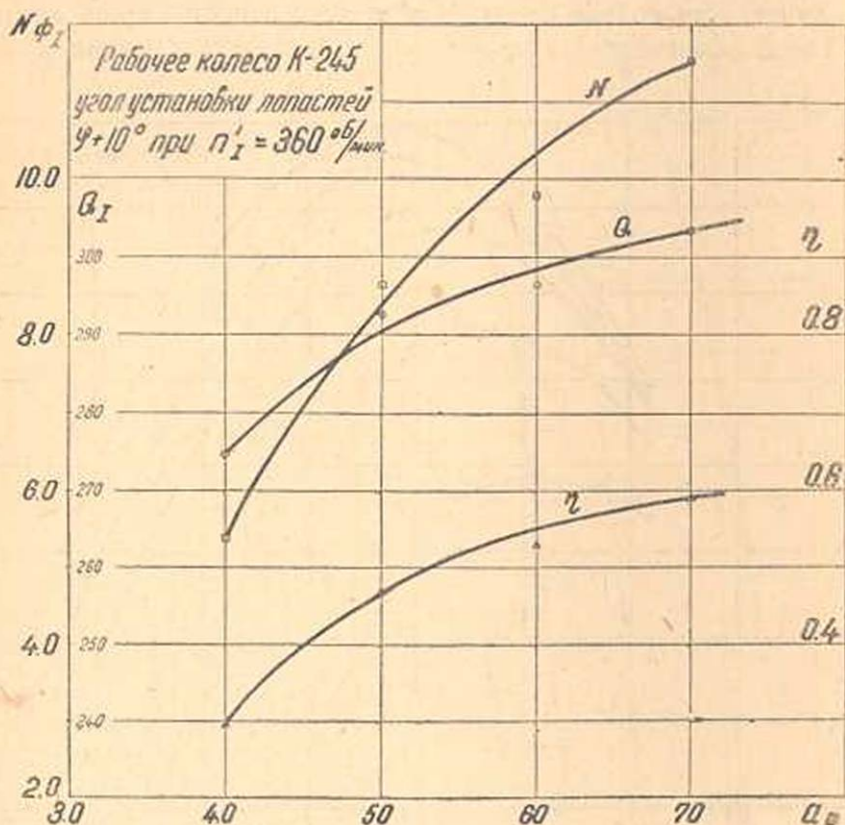


Рис. 8 а. Рабочие характеристики турбин при регулировании конусом.

при наличии регулирующего конуса, а следовательно, над улучшением спирали кожуха турбины микрогэс, улучшением условий обтекания конуса, а также подъемом колеса ближе к конусу. Последнему вопросу посвящено специальное небольшое исследование.

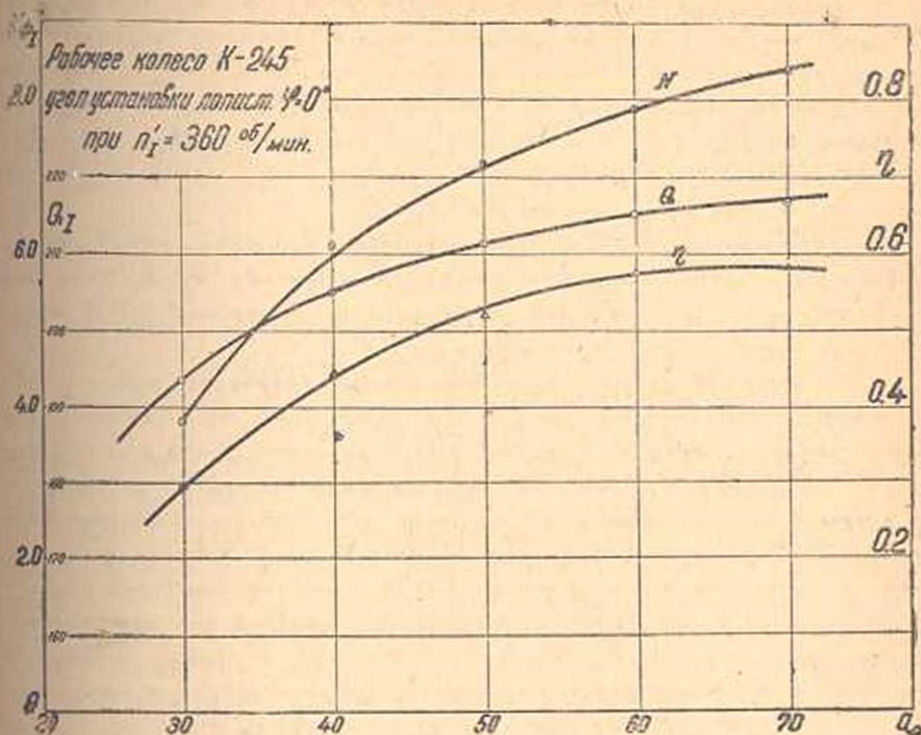


Рис. 8.6. Рабочие характеристики турбин при регулировании конусом.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

Поступило 23 XI 1950

ЛИТЕРАТУРА

1. Б. Л. Бунятян—Опыт эксплуатации микрогэс в Армении. Изв. АН Арм. ССР (Физ-мат., естеств. и тех. науки), IV, № 1, 1951.
2. Б. Л. Бунятян—Испытание турбины микрогэс Ереванского машиностроительного завода. Изв. АН Арм. ССР (Физ-мат., естеств. и тех. науки), IV № 1, 23, 1951.

Հ. Ս. Ասլամազյան

ՏՈՒՐԲԻՆԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՏԱՐԲԵՐ ԿԱՆՈՆԱՎՈՐՈՂ ՕՐԳԱՆՆԵՐԻ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Աշխատանքում շարադրված են պտտվող Թիակային ուղղիչ ապարա-
տի և կանոնավորող կոնի միջոցով տուրբինի աշխատանքի կանոնավո-
րումը պարզելու համար կատարված տուրբինի К-245 տիպի աշխատող
անիվի փորձարկման արդյունքները:

Փորձերը ցույց են տվել, որ պտտվող թիակային ուղղիչ ապարատի միջոցով տուրբինի կանոնավորման դեպքում օգտակար գործողություն զորակիցը, համեմատած կոնով կանոնավորելու հետ, $7-10\%$ բարձր է: Այդ բացատրվում է նրանով, որ պտտվող թիակային ուղղիչ ապարատն աշխատող անիվի մուտքի մոտ ստեղծում է այն անհրաժեշտ հիդրավիկական պայմանները (գլխավորապես ցիրկուլյացիան), որ պահանջում են առհասարակ այդ տիպի աշխատող անիվները:

Համեմատելով փորձերի արդյունքներն աշխատող անիվի թիակի տեղակայման երկու տարբեր անկյունների դեպքում, այն է՝ $\varphi = +10$ և $\varphi = 0$, պարզվում է, որ անկյան փոքրացումով փոքրանում է նաև տուրբինի օգտակար գործողության գործակիցը:

Այս աշխատանքները ցույց են տալիս, որ միկրոգէսն ավելի բարձր օգտակար գործողության գործակից կունենար, եթե կանոնավորող կոնը փոխարինվեր պտտվող թիակային ուղղիչ ապարատով: Քանի որ այդ գործնականում կիրառելի չէ, անհրաժեշտ է, որ փոքր տուրբինները, առավելապես միկրոգէսը, կանոնավորվեն ուղղակի ավտոմատ կանոնավորիչով: Հետևաբար անհրաժեշտ է միկրոգէսում մտցնել որոշ կոնստրուկտիվ փոփոխություններ, այն է՝ աշխատող անիվին մոտեցող հոսանքին տալ համապատասխան ուղղություն և արագություն, արագացի ստացվի պահանջվելիք ցիրկուլյացիան: Այդ կպահանջի բարելավել տուրբինի սպիրալային կամերան և աշխատող անիվը բարձրացնել՝ կոնին մոտեցնելու նպատակով:

Այս հարցի մշակումը ներկայումս շարունակվում է:

ГИДРОТУРБИНЫ

А. А. Асламазян

Влияние величины заглубления рабочего колеса на работу пропеллерной турбины

В настоящей статье даются результаты небольшого исследования, проведенного в Гидро-электрической лаборатории (ГЭЛ) Водно-энергетического института (ВЭИ) Академии наук Армянской ССР, посвященного вопросу установления влияния величины заглубления рабочего колеса на работу гидравлической турбины. С этой целью были подвергнуты исследованию два пропеллерных рабочих колеса типа К—245 для трех вариантов заглубления колеса. В дальнейшем изложении через МК—245 обозначено пропеллерное колесо с углом установки лопастей $\varphi = +10^\circ$, взятое из установки микрогэс, изготовления Ереванского машиностроительного завода, а через ПЛК—245—поворотно-лопастное колесо, с углом установки лопастей $\varphi = 0^\circ$, изготовления Всесоюзного института гидромашиностроения.

Оба колеса по суммарным характеристикам показали одинаковую тенденцию к падению $\eta_{\text{кпд}}$ при увеличении заглубления.

При работе как с одним, так и с другим рабочим колесом выяснилось, что с удалением колеса от направляющего аппарата на предельное для данной установки расстояние, 330—350 мм, $\eta_{\text{кпд}}$ уменьшался на 4% (на основании данных многочисленных опытов)*.

Результаты испытания колеса МК—245

Рабочее колесо МК—245 с диаметром $D=300$ мм и числом лопастей $Z_1=4$, изготовления Ереванского машиностроительного завода, было испытано на низконапорной установке и направляющем аппарате с поворотными лопатками, с числом лопаток $Z_0=12$, при высоте лопасти $b_0=110$ мм. Измерение напоров производилось пьезометром. Производительность насосной установки $Q=400$ л/сек. Расход измерялся при помощи протарированного прямоугольного тонкостенного водослива.

Располагаемая мощность водотока подсчитывалась по известной формуле:

* По подсчетам теории ошибок точность экспериментов составляет 1,3%.

$$N_T = \frac{100 Q \cdot H}{75} \text{ л.с.}$$

Фактическая мощность, развиваемая на валу турбины, определялась по формуле:

$$N_{\Phi} = \frac{M_T \cdot \omega}{75} \text{ л.с.}$$

где ω — угловая скорость вращения вала,

M_T — момент на валу турбины.

Угловая скорость вращения вала турбины определялась из соотношения

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}.$$

Число оборотов турбины измерялось стационарным тахометром и контролировалось высокочувствительным нестационарным тахометром. Точность определения оборотов была равна ± 5 об/мин.

Момент на валу турбины M_T определялся с помощью колодочного тормоза и подсчитывался по формуле:

$$M_T = r \cdot l,$$

где r — сила, действующая на рычаг тормоза,

l — длина рычага тормоза, считая от оси вала турбины до точки опоры.

Измерение нагрузки производилось динамометром.

Коэффициент полезного действия рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{N_{\Phi}}{N_T}.$$

Испытания колеса производились в следующих трех вариантах.

В первом варианте было испытано колесо при угле установки лопастей $\varphi = +10^\circ$ с расположением колеса непосредственно под направляющим аппаратом (рис. 1). Расстояние от оси при этом испытании было равно $l = 100$ мм. Предполагалось, что при таком расположении направляющий аппарат оказывает максимальное влияние на работу колеса, обеспечивая необходимую циркуляцию над ним.

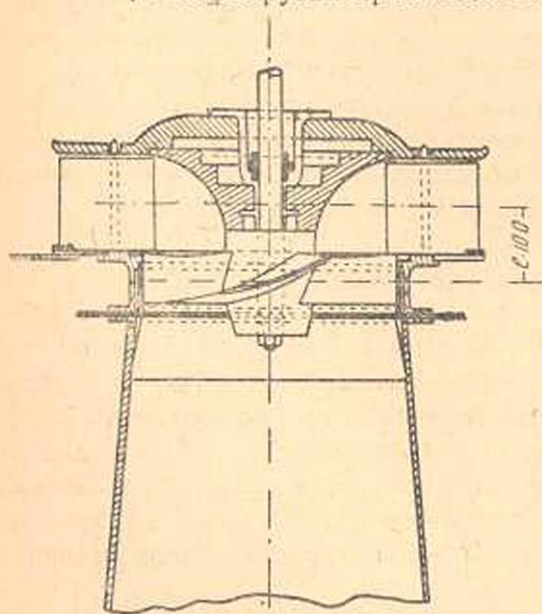


Рис. 1. Схема испытываемой турбины при $l=100$ мм.

жени направляющий аппарат оказывает максимальное влияние на работу колеса, обеспечивая необходимую циркуляцию над ним.

* Во втором варианте рабочее колесо было опущено на 151 мм ниже, чем в первом варианте; при этом величина заглубления была равна $l=250$ мм (рис. 2).

Наконец, в третьем варианте рабочее колесо было опущено на 230 мм ниже, чем в первом варианте, благодаря чему величина заглубления достигла $l=330$ мм (рис. 2).

Результаты исследований изображены на рис. 3 в виде характеристик, представляющих из себя зависимости коэффициента полезного действия от приведенного числа оборотов турбины n' . Заметим, что все данные приведены к одному метру напора. Как видно из графиков, во всех трех вариантах оптимальный режим устанавливается при открытии направляющего аппарата $a_0=54$ мм и при $n' = 380$ об/мин, что соответствует 85% максимального открытия. При этом коэффициент полезного действия достигает величины $\eta=0,72$.

Характер кривых η для всех открытий остается одинаковым, за исключением случая, когда открытие $a_0=39$ мм. В последнем случае кривая η правее максимальной точки имеет крутой наклон.

Из графиков (рис. 3) видно, что с увеличением величины заг-

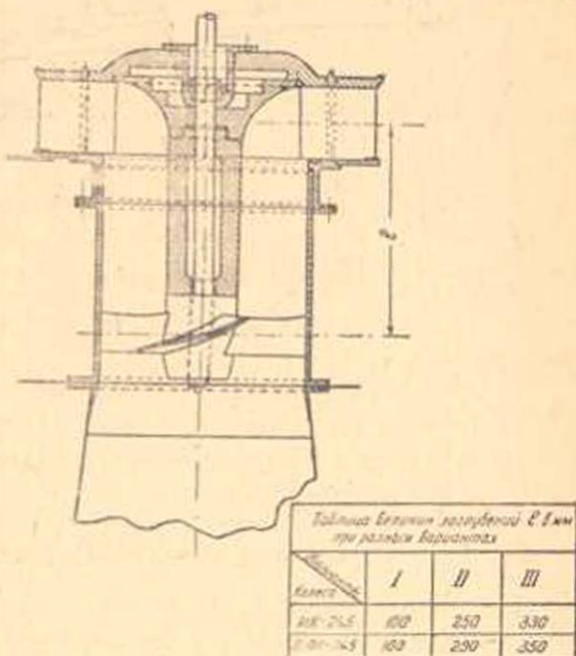


Рис. 2. Схема испытуемой турбины при $l=350$ мм.

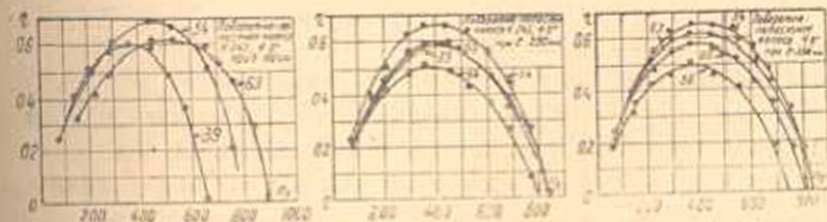


Рис. 3. Кривая зависимости между η и числом оборотов при $\varphi=0$.

лубления рабочего колеса имеет место падение коэффициента полезного действия. Из рис. 4, представляющего связь между максимальными значениями η и заглублениями колеса, следует, что с увеличением заглубления l от 100 мм до 330 мм имеет место падение

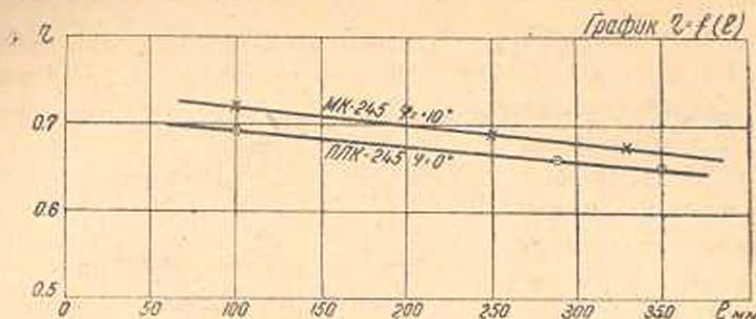


Рис. 4. Кривая зависимости между η и величиной заглабления.

η на 4% . Указанная зависимость, как видно из графика, прямолинейная.

Наибольший коэффициент полезного действия, равный $\eta=0,72$, получается при $l=100$ мм, т. е. при расположении рабочего колеса непосредственно у направляющего аппарата. При $l=250$ мм $\eta=0,69$ и при $l=330$ мм $\eta=0,68$.

Результаты испытания колеса ПЛ К—245

При проведенных испытаниях поворотно-лопастное колесо ПЛ К—245, диаметром 300 мм, изготовления Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ), работало как обычное пропеллерное колесо при угле установки лопастей $\varphi=0^\circ$. Так как колеса МК—245 и ПЛ К—245 изготовлены по одним и тем же чертежам, то и проведенные опыты с колесом ПЛ К—245 при $\varphi=0^\circ$ можно рассматривать как продолжение экспериментов с колесом МК—245, но с углом установки лопастей $\varphi=0^\circ$.

Исследование колеса ПЛ К—245 было проведено также при трех различных величинах заглабления $l=100$; 290 и 350 мм.

Результаты исследований также изображены в виде характеристик, выражающих зависимость коэффициента полезного действия от приведенного к 1 метру напора числа оборотов турбины n'_1 (рис. 5). Из графиков следует, что максимальный коэффициент полезного действия в этом случае имеет значение $\eta=0,69$, при том же открытии $a_0=54$ мм и числе оборотов $n'_1=370$ об/мин. Далее, с увеличением заглабления η падает. Так, при $l=290$ мм $\eta=0,66$, а при $l=350$ мм $\eta=0,65$. Общее падение η составляет 4% . Закономерность изменения η получается также линейной (рис. 4).

Вышеизложенное подтверждается также тем, что с увеличением заглабления падает линейно и мощность, что видно из рис. 6. Максимальные мощности, соответствующие максимальным η для колеса МК—245 достигаются при

$l=100$ мм	$N\phi_1=1,26$ л.с.
$l=250$ мм	$N\phi_1'=1,18$ л.с.
и $l=330$ мм	$N\phi_1'=1,13$ л.с.

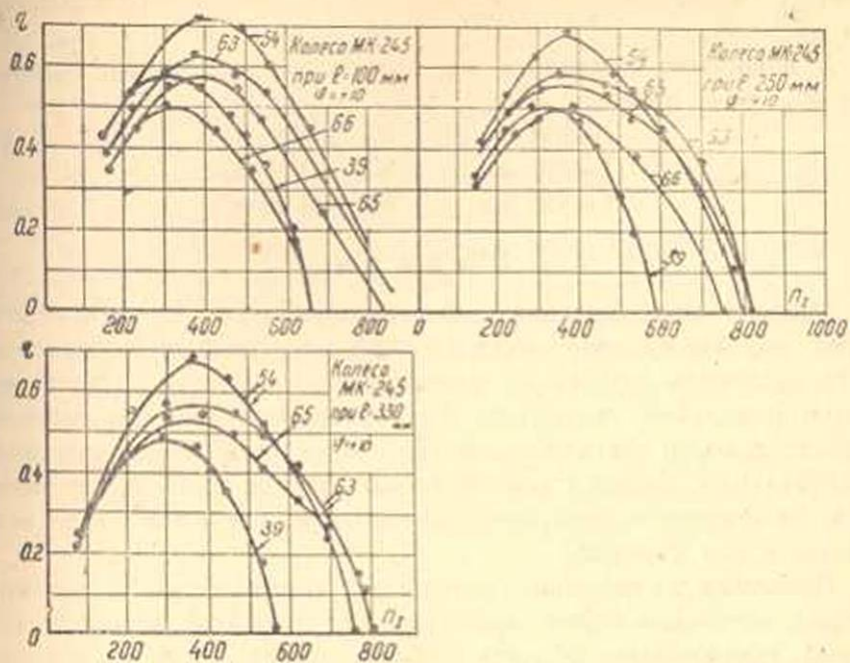


Рис. 5. Кривая зависимости между η и n для турбины при $\varphi=+10$.

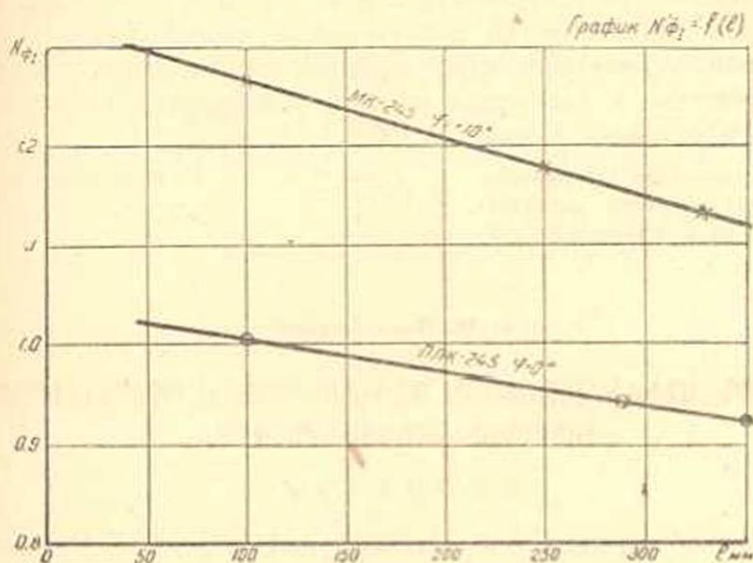


Рис. 6. Кривая зависимости между η и величиной заглубления колеса.

то-есть с увеличением заглубления колеса мощность предельно падает на 10,3%.

У поворотно-лопастного же колеса падение мощности составляет 8%, т. е. при:

$l=100$ мм	$N_{\phi} = 1,0$ л. с.
$l=290$ мм	$N_{\phi} = 0,94$ л. с.
$l=350$ мм	$N_{\phi} = 0,92$ л. с.

В ы в о д ы

Рассмотренное явление уменьшения $\eta_{\text{кпд}}$ с углублением рабочего колеса, подтвержденное двумя сериями испытаний, объясняется тем, что с удалением колеса от направляющего аппарата имеет место перераспределение скоростей, что сказывается на циркуляции, а следовательно, и на $\eta_{\text{кпд}}$ турбины. Далее, с углублением колеса увеличиваются также гидравлические потери (на перемешивание струи, на некоторое расширение потока и на утечку в зазоре между колесом и его камерой).

Принимая во внимание результаты проведенного исследования, в целях получения более высокого $\eta_{\text{кпд}}$ турбины микрогес, необходимо максимально поднять рабочее колесо, путём укорочения направляющего конуса и вала.

Это мероприятие, наряду с другими, отмеченными в предыдущей нашей статье в настоящем номере, т. е. с улучшением циркуляции, изменением очертания спирали кожуха турбины и улучшением условий обтекания регулирующего конуса турбины, возможно, позволит создать автоматически регулируемый микроагрегат с прямым регулятором, удовлетворяющий требованиям, изложенным в статье Б. Л. Бунятяна в настоящем номере, освещающей работу микроагрегатов в условиях Армянской ССР.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

Поступило 23 XI 1950

Հ. Ա. Ասլամազյան

ԱՇԽԱՏՈՂ ԱՆԻՎԻ ՇԵՌԱՑՄԱՆ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՊՐՈՊԵԼԼԵՐԱՅԻՆ ՏՈՒՐԲԻՆԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՎՐԱ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոդվածում շարադրված է Հիդրոէլեկտրական լաբորատորիայում հեղինակի կատարած K—245 տիպի պրոպելլերային և պտտվող-թիակային անիվների աշխատանքի հետազոտությունը, ուղղիչ ապարատից անիվի ունեցած տարբեր հեռավորությունների դեպքում:

Հետազոտությունները ցույց են տվել, որ այդ հեռավորությունը մեծացնելիս տուրբինի օգտակար գործողության գործակիցը փոք-

բանում է, ընդ որում այդ կապն ուղղաձիգ է և հեռավորությունը 330 մմ-ից մինչև 450 մմ մեծացնելիս օդառակար գործողության գործակիցը (օգգ) փոքրանում է 4⁰/₆-ով:

Այդ երևույթը, հեղինակը բացատրում է հիդրավիկական կորուստների մեծացմամբ և ջրի տրագությունների վերաբաշխմամբ, որոնք առաջանում են ուղղիչ ապարատի ազդեցության թուլացման հետևանքով, երբ մեծացնում ենք այդ հեռավորությունը:

Այնուհետև, հեղինակը հանդում է այն եզրակացության, որ երևանի Մեքենաշինական գործարանի թողարկած միկրոգէտի օգգ բարձրացնելու համար անհրաժեշտ է նրա աշխատող անիվը բարձրացնել և մոտեցնել կանոնավորող կոնին, համապատասխանորեն փոխելով նրա ձևը, և բարելավել հոսանքի կոնին շրջանցելու պայմանները, հիդրավիկական կորուստները շատ ավելի քչացնելու համար:

Այդ միջոցառումները կպահանջեն ստեղծել նոր ձևի տուրբինային կամերա և կանոնավորող կոն, որը հնարավոր կլինի ղեկավարել ուղղակի ալտոմետիկ կանոնավորիչով:

Б. И. Бек-Мармарчев

Многолетняя кривая колебаний уровня озера Севан

Огромная потребность в оросительной воде, которую испытывает Араратская котловина, и электрификация страны, базирующаяся исключительно на водной энергии, вызвали к жизни идею использования для народного хозяйства безвозвратно теряемой, за счет испарения, воды, поступающей в оз. Севан. Возникла мысль* резко сократить площадь зеркала озера и освобождающийся сток пропустить через турбины каскада гидростанций на р. Раздан (Зангу), и затем подать на орошение полупустынь страны.

Советская власть осуществляет эту сложную и грандиозную проблему, на которой построена почти вся экономика республики.

Подобно другим замкнутым, или почти замкнутым, водоемам оз. Севан в его естественном состоянии испытывало значительные многолетние колебания уровня.

С 1933 года уровень озера нарушился искусственным отводом из него на орошение и энергетику больших масс воды.

При проектном снижении уровня озера осушается «Большой Севан», сокращается в 7 раз испаряющая поверхность воды и наступает новое равновесное состояние в водном балансе. Новый Севан (в пределах «Малого Севана») будет испытывать совсем другие, чем теперь, колебания уровня, обусловленные в основном режимом, диктуемым потребностями народного хозяйства. При этом озеро превращается в регулирующее водохранилище со сложным уровнем режимом.

На протяжении многовекового существования Севана его уровень испытывал значительные колебания, о чем свидетельствует большое количество следов: террасы, погребенные под лавами аллювиальные отложения древних притоков Севана, имевших более высоко расположенный базис эрозии, и др.

Высокое стояние уровня вызывалось геологическими и климатическими причинами.

В течение последних веков и даже тысячелетий побережье озера, повидимому, не испытывало крупных вертикальных перемещений, которые могли отразиться на горизонтах воды.

* Впервые высказанная в 1909 году С. Е. Манасеряном.

Режим озера, близкий к современному,* установился далеко за пределами рассматриваемого здесь промежутка времени. Об этом говорят памятники, относящиеся к началу первого тысячелетия до нашей эры, среди них урартская клинопись на прибрежных скалах у сел. Цовинар, так называемая Колагранская надпись** (рис. 1) и урартская надпись у сел. Лчашен (Ордаклу).***



Рис. 1. Озеро Севан у Колагранской скалы в 1942 г.

В современную эпоху условия жизни озера резко отличны от условий в геологическом прошлом; теперь масштаб явлений несравненно более мелкий.

Но и в современном, в общем установившемся с геологической точки зрения, состоянии уровень озера в различные периоды испытывал различные по размерам колебания. Свидетелями их являются широкая белая полоса известкового налета на прибрежных скалах и образующиеся при соответствующих условиях на берегу конгломераты, представляющие из себя сцементированные известью пески, гравий и гальку.

* Здесь и далее, если нет соответствующей оговорки, имеется в виду естественный режим, т. е. без учета искусственного снижения уровня в результате пусков воды на орошение и энергетику.

** Царя Русы I, сына Аргишти (722—705 г. до н. э.).

*** Царя Аргишти, сына Менуа (770 г. до н. э.).

Связь этих образований с водой озера и его уровнями давно доказана исследователями Севана.

Экспедиции Водно-энергетического института АН Армянской ССР (ВЭНИ), работавшие под руководством автора, зафиксировали остатки конгломератов на высоте нескольких метров над современным уровнем, а также обнаружили их и ниже современного уровня, стоящего очень низко в связи с попусками воды в р. Раздан.

Об этих образованиях упоминают и на них базируются при установлении уровней уже самые ранние исследователи озера. Кроме того, они приводят и другие сведения, прямо или косвенно говорящие о состоянии уровня в то или иное время.

Наблюдения указанных исследователей носили преимущественно визуальный характер и дают только приближенное представление об уровнях.

История исследований уровней Севана представляет интерес.

Хотя о самом озере есть упоминание уже у Плиния Старшего в его знаменитой «Естественной истории», а также у Марко Поло и у других, но уровнями исследователи и путешественники начали интересоваться только с начала XIX века. Среди них: Морие (1814 г.), Эйхвальд (1826 г.), Гурьев (1829 г.), Шопен (1830 г.), Монтейт (1830 г.), Вагнер (1843 г.), Нёшель (1852 г.), Оверин (1856 г.), Брандт и Поляков (1879 г.), Данилевский, Зигер, Гульельми и Биндер (1885, 1887), Жилинский и Митте (1889), Бельк (1890, 1891), Ивановский (1893), Марков и Золотарев (1894), Лемани-Гаупт (1898), Пауль (1900), Ландсман (1903), Берг (1909), Медзыховский (1909), Лайстер (1914) и другие.

С июля 1889 года начались более или менее систематические инструментальные наблюдения над колебаниями уровня озера у сел. Еленовка (теперь г. Севан).

Эти наблюдения были организованы «Экспедицией по орошению на Юге России и на Кавказе», возглавляемой генералом И. И. Жилинским, работавшим по заданию Министерства Земледелия и Государственных имуществ. Задачей «Экспедиции» было составление проекта использования воды озера для орошения земель, лежащих по нижнему течению реки Раздан.

В последующем, в связи с намечавшейся концессией английского инженера Ч. Стюарта (1912—1914 гг.), вновь возникла необходимость в изучении уровня режима, так как проектировалось регулирование последнего в основном для улучшения режима гидростанций, которые должны были работать на севанской воде.

Война 1914—18 годов прекратила всякие работы в этом направлении. Изучение Севана возобновилось уже после установления советской власти в Армении и, отличаясь несравненно большей глубиной и всесторонностью, учитывало все нужды народного хозяйства. Встал вопрос о комплексном использовании вековых запасов воды в озере для ирригации и энергетики. В связи с этим был всесторонне изучен гидро-

логический режим озера специально организованным Севанским гидрометеорологическим бюро.

С разворотом строительства Севан-Зангинской системы и значительным возрастанием искусственного вывода воды из озера по временному каналу, вопрос срока службы водозаборного шлюза мог быть решен на основании изучения уровенного режима озера.

В основу соответствующего проекта шлюза, составленного Севан-Зангастроём, были положены материалы Севанского бюро и более поздние наблюдения.

Та же причина заставила вернуться к этой теме в 1942 году, когда, по заданию Арменэнерго, Водно-энергетическим сектором Армянского филиала АН СССР была организована первая из указанных выше экспедиций по изучению следов стояния уровня озера и колебаний его в многолетнем разрезе.

Вторая экспедиция (Водно-энергетического института), проведенная в 1946 году уже с целью изучения изменений физико-географической обстановки на побережье, связанных с отступанием береговой линии озера, собрала некоторые дополнительные сведения о предельных уровнях озера.

В настоящей статье дается характеристика уровенного режима озера Севан за многолетний период.

Данные по уровням озера Севан

Как отмечалось выше, наблюдения над уровнями оз. Севан носили различный характер. В прошлом—это были по преимуществу визуальные эпизодические наблюдения; в настоящее время—это инструментальные стационарные наблюдения (по рейке или лимниграфу).

Принимая во внимание весьма низкую точность визуальных наблюдений, приобретающих ценность после их увязки с наблюдениями инструментальными, не имеет смысла подходить очень придирчиво к точности стационарных наблюдений и использовать даже те данные по уровням, которые признаны сомнительными с точки зрения ведомственных требований к качеству этих наблюдений.

Сказанное в равной мере относится к такому вопросу как необходимость приводки среднегодовых данных речных наблюдений по уровням к данным наблюдений в июле—августе месяцах, к каковому сезону относится большинство свидетельств путешественников.

Ввиду наличия инструментальных наблюдений, имеющиеся в литературе сведения об уровнях, относящиеся к периоду после 1889 года, теряют свое значение и могут быть использованы только для некоторых косвенных суждений о наблюдениях в прошлом. Эти материалы дают некоторый критерий оценки достоверности свидетельств путешественников, что является известной гарантией от грубых ошибок в выводах.

Что такой контроль не является лишним, видно из рассмотренных ниже случаев ошибочности некоторых эпизодических наблюдений.

Н. П. Надеждин [1] сообщает, что остров Севан в 1890—91 г. был удален от берега на расстояние 2-х верст, а периметр острова составлял около 3-х верст.

Оба эти сведения неверны, так как они резко противоречат данным съемки Севанского бюро.

Далее имеются сведения Белька [2], что в 1891 г. урартская клинопись у сел. Лчашен находилась в двадцати метрах от берега озера и на 2,0—2,5 м выше уровня воды в нем.

По измерениям экспедиции ВЭНИ в 1946 г. абсолютная отметка расположения низа надписи оказалась равной $+ 5,94$ (условно). Уровень 1891 года, по инструментальным данным, был на отметке $+ 0,34$. Тогда отметка низа надписи по Бельку должна быть равна 2,34—2,84, что не совпадает с вышеуказанным результатом непосредственного измерения.

Бельк, в цитированной выше работе, сообщает о своей попытке подойти к Колагранской надписи со стороны озера. Он в течение трех часов стоял по пояс в воде. При этом смог с трудом заснять только $\frac{1}{2}$ всей надписи.

Если верить описаниям Белька, то можно по его данным приблизительно вычислить отметку уровня 1891 г. Она получается около $+ 2,50$, если учесть, что отметка низа надписи равна $+ 3,39$, а полная высота надписи 89 см. Но отметка $+ 2,50$ резко расходится с фактически наблюдаемой величиной, равной 0,48.

Из сказанного можно сделать вывод, что к сведениям Белька нужно подходить с осторожностью.

Можно было бы привести еще много примеров ошибочности свидетельств путешественников.

Стационарные наблюдения над уровнем

Для характеристики уровней озера в настоящей работе приняты данные по посту у гор. Севан, причем предполагается, что они действительны для всего озера.

Действительно, одновременные наблюдения Севанского бюро на нескольких постах (Еленовка, Норадуз и Арданыш) показали, что разница в среднегодовых уровнях на этих постах не превосходит 1,0 см. Из указанных же выше постов пост Еленовка (гор. Севан) имеет наибольший ряд лет наблюдений.

Вся история поста достаточно подробно изложена в работах Е. С. Маркова [3], Т. Г. Чикнаверова [4] и Б. Д. Зайкова [5].

До 1924 г. наблюдения велись нерегулярно.

В истории Еленовского поста могут быть отмечены три периода. Первый—с 1889—1908 г., когда наблюдения производились по футштоку, установленному экспедицией Жилинского. Второй—с ноября 1910 г. по ноябрь 1919 г., когда наблюдения велись по каменным плитам-сваям, установленным Гидрометрической частью при Водном управлении на

Кавказе. Третий—с июня 1924 года по настоящее время, когда наблюдения велись по рейкам, установленным Армводхозом, а с 1926 г. по 1930 г. находившимся в ведении Севанского бюро.

Несмотря на внесение Т. Г. Чикнаверовым ряда существенных коррективов в материалы наблюдений, приводимые Е. С. Марковым данные достоверны только за 1889 г., за периоды 1895—1897 г. (включительно) и 1911—1918 (включ.) и с 1925 г. по настоящее время.

Достоверность наблюдений периода 1895—1897 гг. подтверждается наличием контролирующих данных по посту вблизи сел. Чкалово (Александровка).

Для восстановления уровней за все прочие сроки в пределах периода 1889—1925 гг. нужно было прибегнуть к косвенным методам. Эта работа была выполнена В. К. Давыдовым [6] на основе отрывочных данных, имевшихся за указанные годы.

Как отмечалось выше, с 1933 г. начались попуски из озера Севан, которые исказили его естественные уровни.

Для получения более длинного ряда естественных уровней их восстановление за период после 1933 г. приблизительно можно выполнить следующим образом. Пользуясь данными Б. Д. Зайкова [7], относящимися к естественным уровням озера за период 1925—1946 годы на 1 января каждого года, вычисляется средний уровень за каждый год, как среднеарифметическое из уровней на 1 января данного и последующего годов.

Полученные таким образом уровни можно связать со средними годовыми уровнями.

Связь эта хорошо изображается прямой линией (см. рис. 2).

Далее, после вычисления по уравнению водного баланса озера средних уровней по данным на 1-е января данного года и на 1-е января последующего года, в предположении отсутствия попусков из озера, определяются по графику (рис. 2) среднегодовые уровни за период с 1933 г. по 1946 г.

Полученные таким методом восстановленные горизонты оказались высокими, как это и было в действительности. Ожидавшееся, благодаря сливу вековых запасов воды, понижение уровня было значительно смягчено за счет того, что естественные уровни имели тенденцию к повышению.

Эпизодические наблюдения над уровнями оз. Севан

Еще в конце прошлого века работа, аналогичная настоящей, была впервые выполнена, упоминавшимся выше, Робертом Зигером [8], который, на основании литературных данных, попытался дать картину колебаний уровней озер Севан, Вана и Урмии, а также ряда других, более мелких, водоемов Армянского Нагорья.

Ознакомление с основными литературными источниками, которыми пользовался Зигер, а также с дополнительной литературой, почему либо не использованной этим автором или вышедшей в свет позже, привело

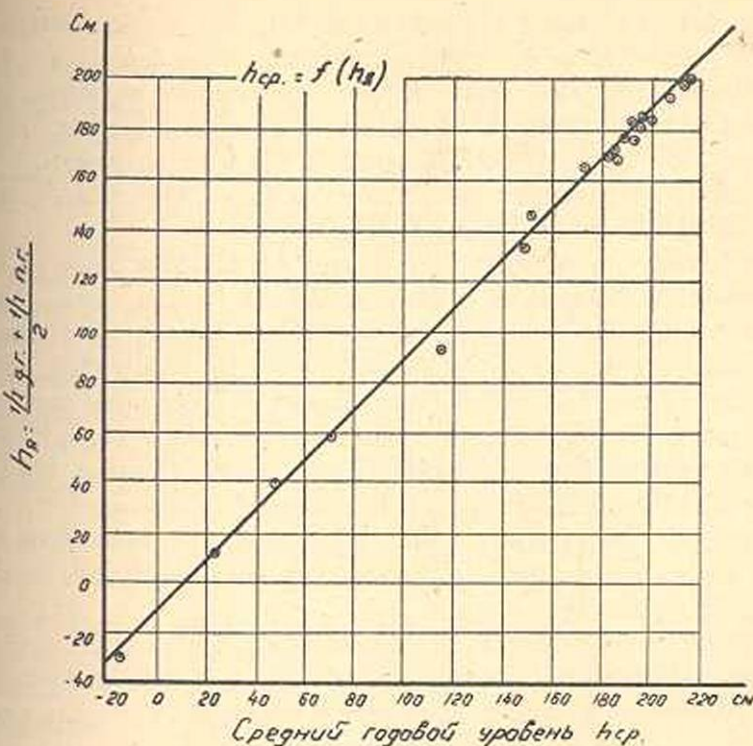


Рис. 2. График связи между многолетним среднегодовым уровнем оз. Севан и уровнем на первое число года.

к необходимости внесения коррективов и дополнений в работу Зигера, в связи с разработкой данной темы.

Существенным недостатком кривой Зигера и некоторых других более поздних кривых (как-то: Маркова, Ляйстера и Чурсина, Давыдова) является отсутствие привязки данных эпизодических наблюдений к единым отметкам, что исключает возможность сопоставления уровней озера в прошлом с современными уровнями. Тем самым искажается характер кривой колебаний уровня и затрудняется установление их амплитуд.

В настоящей статье излагается попытка устранить этот недостаток путем сопоставления указаний прежних исследователей на положение уровней относительно тех или иных фиксированных точек, отметки которых установлены нивелировкой, проведенной экспедицией Водно-энергетического института Академии наук Армянской ССР.

Наблюдения разных лиц над уровнями здесь группируются по каждому из рассматриваемых лет. Переход при этом от года к году дает возможность построить кривую колебаний уровня за все время эпизодических наблюдений.

В качестве исходных материалов использованы различные данные. Среди них сведения о границе известкового налета на прибрежных скалах, о пределе распространения конгломерата (гокчинской плиты), о величине периметра острова Севан, о размере истока воды из озера, об об-

нажении или затоплении островов и полуостровов, о расположении уровня озера относительно тех или иных памятников на берегах и т. п.

Свидетельства некоторых авторов относительно величины периметра о. Севан повидимому основывались не на произведенных измерениях в натуре (тем более, что остров местами при всех возможных уровнях недоступен), а на данных географических карт. Но нужно отметить, что точность старых карт весьма низкая.

На большую неточность старых карт указывает и Зигер [8, стр. 96].

Относительно глубины воды в истоке р. Раздан, как показателе уровня озера, нужно сказать, что в условиях Севана связь между глубиной воды в истоке и уровнем озера не всегда может быть установлена. Дело в том, что количество вытекающей из озера воды часто не зависит от уровня озера, так как с подъемом горизонта в исток Раздан волнами приносится такое количество песка, гравия и гальки, что происходит его занесение и прекращается поступление воды в реку.

Наоборот, при низком горизонте озера, но при вмешательстве человека в работу истока Раздан, в последний могло поступать больше воды, чем при высоком горизонте.

Что касается вмешательства человека в работу истока, то оно производилось неоднократно и в прежние времена и носило стихийный характер, удовлетворяя нужды монастырских мельниц на р. Раздан у сел. Варсер (Чирчир), а также орошения прибрежных земель.

На работы по расчистке русла Раздан у истока имеются многочисленные указания в литературе [3, 9, 10 и др.].

Что касается волнобойной деятельности озера, то в литературе [9] имеется интересное описание того, как в 1889 году во время постройки инженером Дудовым плотинки для устройства водомера на р. Раздан в течение нескольких часов, у самого истока реки, возле плотинки образовался, действием прибоя волн, холмик, высотой пять футов над уровнем воды, состоявший из гальки различной величины.

Эти обстоятельства приходится учитывать при оценке соответствующих свидетельств.

Некоторым критерием для оценки с качественной стороны явления колебаний уровня могут служить сообщения очевидцев о том, что в том или ином году уровень был высоким или низким или он был ниже или выше уровня того года, для которого отметка горизонта воды может быть установлена на основании соответствующего измерения. Но вобщем нужно отметить, что свидетельства очевидцев не так многочисленны, как это кажется на первый взгляд, так как часто сведения, сообщаемые рядом лиц, имеют один и тот же источник, хотя не всегда имеются на это указания.

Ниже приводятся данные по уровням, сообщенные лицами, посетившими Севан в течение XIX века.

1814 г.

Морие [11] сообщает, что периметр острова Севан в 1814 году был равен приблизительно одной мили и указывает на высокое стояние уровня озера в августе того же года.

Согласно батиметрической карте Севанского бюро такой периметр получается при уровне, почти совпадающем с нулевой изобатой, т. е. с отметкой + 1,59.

По сведениям Морие глубина воды в истоке Зангу была равна всего одному футу. Если считать, что глубина воды в истоке Зангу является показателем уровней озера, то приводимое Морие сведение скорее говорит о низком уровне озера.

Противоречие в этих двух свидетельствах Морие происходит из того, что, как указывалось выше, имеет место волнобойная деятельность озера, а также вмешательство человека в режим истока реки Зангу.

1820 г.

Со слов старожилов Брандт [12] указывает на низкий уровень в 1820 году и на то, что на месте Еленовского залива было болото с трясинной.

Данилевскому и Гульельми в 1885 г. рассказывал монах, живший к тому времени почти 40 лет в монастыре на острове Севан, что в молодости он слышал от старых монахов, что в начале 20-х годов поверхность воды в озере стояла очень низко, а затем вода стала постепенно прибывать, пока не достигла такой высоты, что покрыла часть острова, снесла в озеро роскошную ивовую рощу, росшую на северо-западной части острова вокруг монастыря, и затопила весь огород (см. Митте, стр. 226).

Со слов архимандрита Бульбуляна, приводимых Митте, в 20-х годах уровень Севана был ниже уровня 1889 года, который находился на отметке + 1,12 (август).*

1826—1829 гг.

Эйхвальд [13] отмечает в июле 1826 года низкий уровень, совпадающий с дном р. Зангу у истока. Вода только благодаря прибою поступала в исток озера.

Сопоставление данных Эйхвальда с данными Морие приводит к заключению, что отметка уровня 1826 года была примерно на 1 фут (30 см) ниже уровня 1814 года, т. е. была близка к + 1,20.

Однако Гурьев [14], побывавший на Севане летом 1829 г., указывает на высокий уровень в это время. По сведениям Гурьева нельзя доверять. Вот, к примеру, что он пишет (у него, стр. 27): «Занга, протекающая через Эривань, выходя с великою быстротою из озера Гокчи, означает свою серебристую струю посреди воды озерной...» (!).

* См. данные стационарных наблюдений.

1830—1833 гг.

Шопен [15] указывает на прекращение в 1830 г. истока из озера, повлекшее за собой остановку монастырских мельниц на р. Зангу у сел. Чир-чир (Варсер).

Далее, на основании следов на острове Севан он приходит к выводу, что вода в озере некогда стояла на 1 сажень выше в 1830 г. Повидимому Шопен имел в виду границу известкового налета на скалах. При принятой, на основании измерений экспедиции ВЭИ, отметке этой границы в $+3,50^*$ (см. ниже) уровень 1830 г. получается на отметке $+3,50 - 2,13 = +1,40$, что согласуется с другими свидетельствами, относящимися к ближайшим к 1930 году годам.**

Помимо приведенных данных Шопен указывает еще, что периметр острова Севан был равен трем верстам.

Рассмотрение батиметрической карты показывает, что подобное обнажение подводного контура острова возможно при снижении уровня озера примерно на шесть с лишним метров против уровней 1928—1930 года (когда производилась съемка).

Ошибочность этих данных Шопена становится очевидной, если учесть, что уже при периметре острова Севан около трех км остров превращается в полуостров. Ни сам Шопен и никто из лиц, посетивших озеро в это время, не отмечает ничего подобного. Да и вообще в литературе нет таких сведений.

В еще большем заблуждении относительно величины периметра острова находился путешественник Монтейт [16], определивший её в 4,5 версты.

Однако свидетельство Монтейта косвенно говорит о низком стоянии уровня озера, что подтверждает данные Шопена.

1843—1845 гг.

Отмечая большое количество воды в Занге, Мориц Вагнер [17] связывает это с высоким стоянием уровня озера. Он сообщает о сокращении периметра острова Севан, достигшем одной версты.

Это сведение не может считаться достоверным, так как при данном рельефе побережья острова должен был затопиться нижний монастырь. Последний возвышался, по сведениям Митте, примерно на отметке $+4,10$ (1,69 саж. над уровнем озера в 1889 году). Известно, однако, что монастырь со времени своего основания (1654 г.) не подвергался затоплению.

* С учетом волны.

** Здесь предполагается, что пределы заплеска волн у Шопена и у нас совпадают. Конечно, такое допущение несколько произвольно, но оно логично, т. к. имеется довольно отчетливая граница между налетами различной интенсивности и ее обнаружение доступно каждому внимательному наблюдателю. Кроме того, сделанные на этом основании подсчеты подтверждают имеющиеся сведения о низком уровне в 1830 году.

Митте, со слов архимандрита Бульбулянца сообщает, что около 1845 года уровень так сильно поднялся, что вода начала переливаться через низкий берег озера у р. Зангу, во всю ширину ее долины.

По данным нивелировки 1889 г., при этом горизонте должно было переливаться в Раздан около 1500 куб. фут. в секунду (около $42,5 \text{ м}^3/\text{сек}$).*

Однако, приводимые ниже сведения относительно уровней 50-х годов не позволяют считать уровень середины 40-х годов абсолютным максимумом. Можно только сказать, что в этот период уровни непрерывно возрастали.

1850—1852 гг.

Описывая исток озера, Нёшель [18] указывает на наличие здесь двух параллельных каналов, вырытых, по его мнению, человеком. Один из этих каналов в июне 1852 года был почти сухим: озерная вода текла по нему маленьким ручейком. Вдоль другого канала выходило на протяжении около 50—60 саженей множество родников, дававших значительное количество воды.

Связь этих родников с высокими горизонтами озера была доказана исследованиями Севанского бюро и подтверждена тем фактом, что уже в 1946 г. эти родники иссякли в связи с искусственным понижением уровня озера (отметка уровня лета 1946 г.—0,30).

Многоводность родников, отмечаемая Нёшелем, была обусловлена значительным повышением уровня озера в 1852 году. Нёшель указывает, что с 1854 г. началась полоса более низкого стояния озера.

По данным заведывающего севанским рыбным промыслом А. В. Золотарева, уровень 1852 года был на 1,28 саж. (2,73 м) выше уровня 1894 г.

Это сведение, так же как и водомерная рейка, высечено Золотаревым на прибрежной скале у сел. Чкалово (Александровка). Отметка нуля рейки Золотарева на 0,858 м превышает нуль рейки в Еленовке, т. е. она равна $-0,07^{**} + 0,858 = +0,79$. Таким образом, уровень 1852 г. получается по данным Золотарева на отметке $+3,50 (0,79 + 2,73)$.

Сведения Золотарева и Нёшеля согласно говорят о высоком уровне озера.

Надо полагать, что Золотарев высокий уровень озера ставил в связь с границей известкового налета на скалах, в частности на той скале, в которой им был высечен футшток. К этому предположению можно притти на основании близкого совпадения отметки $+3,50$ с измерениями экспедиции Водно-энергетического института, выполненными на южном и северном побережье острова Севан (с расхождением всего около 20 см).

* Этот расход совершенно невероятен, почему свидетельство Бульбулянца не заслуживает доверия.

** Отметка нуля рейки в Еленовке.

Поэтому, в среднем, отметку предельного уровня можно считать близкой $+3,50$.

Марков, базируясь, повидимому, на данных Вагнера, считает, что сведение, приводимое Золотаревым, должно относиться к более раннему, чем 1852 год, периоду, а именно, к половине 40-х годов. Мнение Маркова нельзя считать убедительным, тем более, что автор не дает ему никакого обоснования.

Кривая уровней, составленная Зигером в противоположность Нёшлю и Золотареву, дает в 1852 г. один из самых низких, если не самый низкий уровень, соответствующий приблизительно уровню 1830 года.

Данилевский, который в то время был на озере вместе с академиком Бером, говорит о высоком уровне в 50-х годах.

На непрерывное повышение уровня с 1840 г. до начала 50-х годов указывает Озаровский.

Один из монахов Севанского монастыря, который рассказывал Данилевскому и Гульельми о низком уровне в 20-х годах (см. выше), и о его непрерывном повышении в последующие годы, достигшем наивысшей отметки, говорил, что на его же глазах, начиная с 1850 года, после переполнения озера, вода в нем стала быстро спадать.

Уровень озера поднялся еще раз в 60-х годах, но уже не так высоко как прежде, а затем стал непрерывно понижаться (см. у Митте, стр. 226).

Монахи Севанского монастыря говорили Данилевскому, что уровень после 50-х годов пошел на снижение.

В. К. Давыдов считает излом в начале 50-х годов сомнительным.

Все это согласно говорит о весьма высоком уровне Севана в начале 50-х годов.

1879—1880 гг.

Археолог Поляков отмечает в 1879 году низкое стояние уровня озера. Острова в Еленовском заливе соединились с берегом, превратившись в полуострова. Озеро на мысе Шор-гель совершенно высохло.

Превращение указанных островов в полуострова возможно при снижении уровня до отметки около $+0,50$, т. е. примерно на $1,00$ м ниже нуля съемки Севанского бюро. Об этом можно судить на основании приводимых ниже схем (рис. 3 и 4), согласно которым глубины над перешейками, соединяющими острова между собой и с берегом, не превосходят 1 метра.

Хорошо согласуются с данными Полякова показания Брандта, который в 1880 г. нашел значительное понижение уровня. Он приводит те же сведения о превращении островов Еленовской бухты в полуострова.

На основании приведенных данных можно считать, что в конце 70-х и начале 80-х годов уровень озера был ниже отметки $+0,50$.

Из приведенного материала по эпизодическим наблюдениям можно сделать тот вывод, что три точки кривой уровней между 1814 и 1889 го-

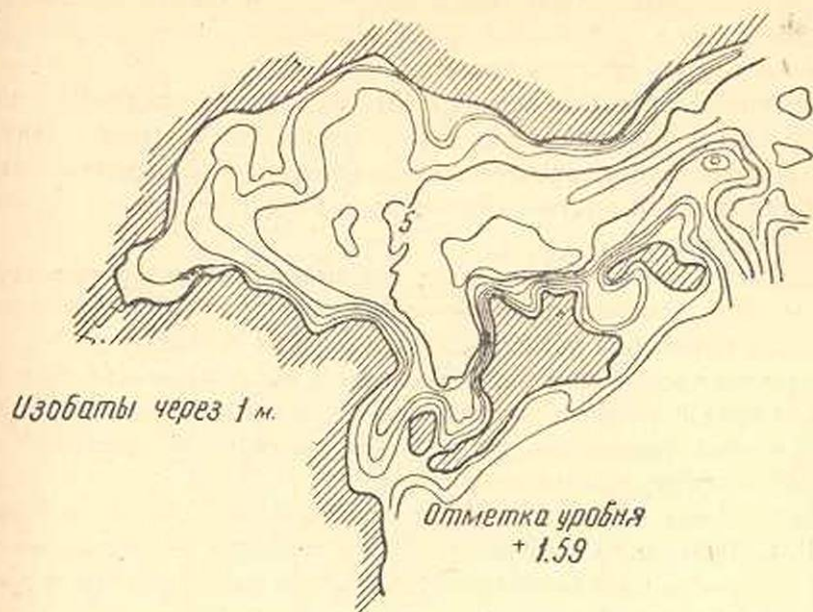


Рис. 3. Еленовский залив при горизонте воды на отметке +1,59.

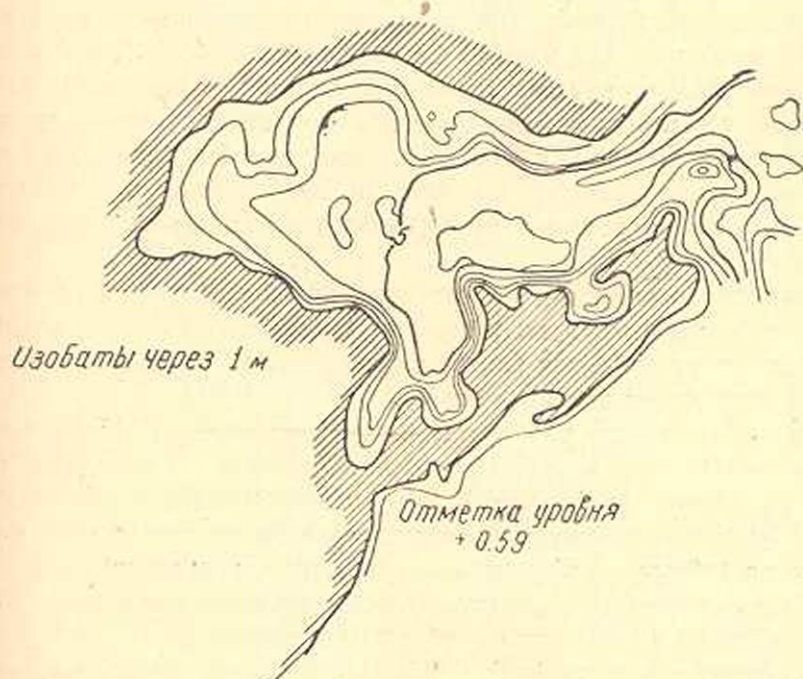


Рис. 4. Еленовский залив при горизонте воды на отметке +0,59.

дами, соответствующие 1830, 1850 и 1880 годам, являются надежными. В то же время они с достаточной определенностью характеризуют поведение уровня озера в прошлом столетии.

Дополнение кривой за период с 1814 по 1889 год данными за последующие годы по материалам инструментальных наблюдений с 1889 по 1933 год, а также восстановленными естественными уровнями с 1933 по 1946 год включительно, дает картину колебаний уровня за истекшие 133 года (см. рис. 5).

Колебания уровня Севана носят циклический характер, т. е. группы лет с высоким стоянием уровня без какой-либо видимой закономерности чередуются с группами лет с низким положением уровня.

Характер колебаний и малое различие в амплитудах для двух главных волн кривой уровней, относящихся к XIX и XX векам, говорят с достаточной убедительностью, что не наблюдается ни прогрессивное усыхание озера, ни накопление воды в нем.

Этот важный вывод лишний раз подтверждает точку зрения академика Л. С. Берга относительно отсутствия заметных, в многолетнем разрезе, изменений в климатической обстановке на нашей планете в течение исторического времени.

В дополнение к приведенным выше материалам могут быть использованы еще некоторые данные об уровнях в значительно более отдаленные исторические времена. Так, например, в осушившемся (в результате искусственных пусков воды из Севана) протоке из оз. Гилли, в песках берегового вала, ограничивающего этот проток, обнажилось древнее кладбище, которое по определению к-та исторических наук, археолога О. Егназаряна относится к XIII веку нашей эры. На существование этого кладбища есть указания у Белька. В 1890 г. оно было под водой, а в 1891 году вышло из под воды. Отметка этого кладбища разна примерно $+0,70$.

Совершенно очевидно, что жители ближайшего, теперь несуществующего, населенного пункта, к которому относится описанное кладбище, не могли его устроить так близко к берегу озера. Повидимому в те времена уровень стоял довольно низко.

Далее, в пределах рабочего поселка Севанстроля, на северном берегу Еленовского залива, в крайней восточной части гор. Севан, во время рытья котлована под фундамент жилого дома, техником Д. Яламовым было обнаружено в береговом валу древнее погребение на высоте около 2,20 метра (абсолютная отметка около $+3,00$) н. у. озера.

В погребении были найдены человеческие и конские кости, а также глиняный сосуд и стеклянная колбочка (слезница).

По определению проф. Б. Б. Пиотровского, это погребение относится к эпохе римского владычества в Армении, т. е. к III веку нашей эры.

Археологом Е. А. Лалаяном были раскопаны в 1909 г. на побережье озера 250 могильников-курганов, часть из которых находилась непосредственно на берегу озера или на расстоянии нескольких десятков метров от него.

В частности, курганы у сел. Загалу (юго-восточный угол озера), находившиеся на 1—2 метра выше воды,* содержали могилы. На глубине 3,5 метра от верха курганов, т. е. на отметке —0,70 — —1,70 были найдены обгорелые долигокефальные черепа и кости людей, а также бронзовые браслеты.

Эти курганы принадлежат бронзовой эпохе, характеризующейся, как известно, обычаем сожжения умерших и погребения их под курганами.

Очевидно, древние устраивали могилы на отметках более высоких, чем известные им высокие уровни озера.

Урартский царь Руса I, по приказу которого высекалась Колагранская надпись, желая оставить потомкам сведения о своих славных походах, не мог выбрать для этой цели пункт, который мог быть обозреваем только с воды. Следовательно в VIII веке до н. э. уровень был на отметке не выше —0,50, при которой становится возможным проезд перед скалой.

Следовательно уровень озера 2500—3000 лет тому назад стоял примерно на той же отметке, что и в настоящее время.

Водно-энергетический институт
Академии наук Армянской ССР

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Надеждин Н. П.—Опыт географии Кавказского края. Тула, 1891.
2. Belck, Waldemar—Die Niveau-Schwankungen des Goktschasees. Globus, B. LXV, № 19, 1894.
3. Марков Е. С.—Озеро Гокча. Географическое описание озера. Ч. 1. География физическая. СПб, 1911.
4. Чикнаверов Т. Г.—Обработка наблюдений над колебанием уровня оз. Севан (Гокча) с 1889—1928 гг. Бюллетень гидромет. исслед. из оз. Севан (Гокча) № 5—6, Ереван, 1928.
5. Зайков Б. Д.—Гидрологический очерк бас. оз. Севан. Севанское гидромет. бюро. Мат. по исслед. оз. Севан и его бассейна. Ч. 1, вып. 3, Ленинград, 1933.
6. Давыдов В. К.—Водный баланс оз. Севан. Мат. по исслед. оз. Севан и его бассейна. Ч. 6, Ленинград, 1938.
7. Зайков Б. Д.—Водный баланс оз. Севан за 1925—1946 гг. Ереван, 1947.
8. Sieger Robert—Die Schwankungen der hocharmenischen Seen seit 1800 in Vergleichen mit einigen verwandten Erscheinungen. Mitteilungen der K. K. Geograph. Gesellschaft in Wien, XXXI, 1888.
9. Мутте М. Ф.—Бассейн Гокчинского озера. Горный журнал, Т. 2, апрель—май—июнь, СПб, 1891.
10. Озаровский И.—Материалы для военного обозрения Эриванской губ. Тифлис, 1890.
11. Morier, James—A second journey through Persia, Armenia and Asia Minor to Constantinople between years 1810—1816. London, 1818.
12. Брандт А.—В Карсской области и Закавказье. Голос, № 264, 1879.

* Абсолютная отметка кургана +2,80—+3,80.

13. *Eichwald Ed.*—Reise auf dem Kaspischen Meere und in den Kaukasus, unternommen in den Jahre 1825—1826. Stuttgart, Bd. I, Abt. 2, 1837.
14. *Гурьев*—Путешествие по Казахской и Шамшадинской дистанциям и Елизаветпольскому округу в 1829 году. Горный журнал, ч. IV, кн. 10, СПб, 1830.
15. *Шопен*—Исторический памятник состояния Армянской области в эпоху присоединения к Российской империи. СПб, 1852.
16. *Monteith*—Journal of tour through Aserbajian and the shores of the Caspian. The Journal of the Royal Geographical Society of London, V, III, 1833.
17. *Wagner M.*—Reise nach dem Ararat und dem Hochland Armenien. Stuttgart u. Tübingen, 1848.
18. *Nöschel A.*—Bemerkungen über den Goktschasees an Kaukasus in geognostischer, hydrographischer und meteorologischer Beziehungen. Petersburg, 1854.

Բ. Ի. Բեկ-Մարմարշեկ

ՍԵՎԱՆԱ ԼՃԻ ՄԱԿԵՐԵՎՈՒՅՔԻ ՏԱՏԱՆՄԱՆ ԲԱԶՄԱԴԱՐՅԱՆ ԿՈՐԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում ցույց է արված, որ Սևանի մակերևույթը հարյուրավոր տարիների ընթացքում չի փոխվել և տատանման ամպլիտուդը դանդաղ է երեք մետրի սահմաններում:

Այնուհետև, հեղինակը հորիզոնի տատանման իր առաջարկած նոր կորի հիման վրա գալիս է այն եզրակացության, որ հորիզոնի տատանումները ոչ թե պարբերական են, այլ ունեն ցիկլային բնույթ, հեղինակը ցույց է տալիս նման կորերի սխալ լինելը, որոնք արված են Թ. Զիգերի և ուրիշների կողմից:

Նշված եզրակացությունների համար հիմք են հանդիսացել ճանապարհորդների և տեղացիների ցույցմունքների քննադատական անալիզը, անցյալ դարի վերջից մինչև այժմ հորիզոնի նկատմամբ եղած գիտումները և այն երկու հետադադարյունների նյութերը, որոնք կատարվել են հեղինակի զեկավարությամբ:

Э. В. Амбарцумян

К вопросу об оптимальном режиме гидросистемы, включающей гидростанцию, работающие по режиму, диктуемому ирригацией

Вопросы режима работы гидростанции в зависимости от гидрологической характеристики водотока и при его комплексном энергетически-ирригационном использовании слабо освещены в литературе.

По этому поводу д. т. н. В. Г. Айвазян [3] пишет:

„Приведенные соображения позволяют считать вполне своевременным заняться изложенными вопросами и установить общую методику экономического обоснования энергетических характеристик гидроэлектростанций как при энергетическом режиме, так и при ограничении их режима смежными водопользователями“.

Вопросу режима работы гидростанций на водотоках различных типов посвящена статья к. т. н. С. В. Клопова [4]. Однако эта работа не касается случая комплексного использования водисточника. Между тем плановое развитие народного хозяйства весьма способствует эффективности применения этого мероприятия ввиду того, что в руках государства находится согласовывание интересов отдельных водопотребителей.

Этот путь уже нашел широкое развитие в народном хозяйстве Союза. Закавказье и Среднеазиатские республики являются пионерами в этом деле.

Возникает необходимость исследовать работу гидростанции в условиях комплексного использования водисточника с целью установления ее оптимального режима, соответствующего доведению до минимума потребности в регулирующей энергии.

Изолированная гидростанция, работающая по режиму, диктуемому ирригацией, не в состоянии обеспечить народное хозяйство электроэнергией требуемого качества, так как ирригационные пуски из водохранилища имеют резко выраженный сезонный характер с максимальными расходами в июле и августе месяцев. Поэтому необходимо регулирование такой станции в годовом и многолетнем разрезе.

В настоящей статье рассматривается вопрос наличия только годичного регулирования.

Многолетнее регулирование должно производиться на основе принятых в литературе общих методов. Вопросы суточного регулирования должны являться предметом особых исследований. Ниже приводится анализ режима работы гидроэнергетической системы, включающей в себя: 1) станция, работающие на ирригационных попусках ($\Gamma_{ир}$), 2) станции, работающие на естественном стоке водотока ($\Gamma_{ест}$) и 3) станции, регулирующие в сезонном разрезе ($\Gamma_{рег}$).

Работа системы, включающей в себя $\Gamma_{ир}$, своеобразна, так как режимы станций $\Gamma_{ест}$ и $\Gamma_{ир}$ отличны друг от друга, благодаря чему возможно взаимное регулирование, что в известной степени уменьшает величину потребной дорогой регулирующей электроэнергии.

Перед нами стоят следующие задачи:

1. Определить регулируемую способность $\Gamma_{ир}$ для гидросистемы, включающей в себя $\Gamma_{ест}$, и установить оптимальный режим системы.

2. Определить оптимальную обеспеченную мощность $\Gamma_{ест}$, включаемую в рассматриваемую систему.

Режим работы $\Gamma_{ест}$ зависит, как известно, от режима водотока.

Б. Д. Зайков [2, стр. 43] режим рек Кавказа классифицировал по 3 группам:

1. Реки с половодьем в теплую часть года, характеризующиеся одним максимумом летом, в июне, июле или августе, и одним минимумом зимой.

2. Реки с весенним половодьем, имеющие годовой ход стока, характеризующийся двумя максимумами и соответственно двумя минимумами.

Главный весенний максимум большей части рек данной группы приходится на май и только на некоторых реках падает на апрель. Второстепенный максимум наблюдается осенью, в октябре—ноябре. Основной минимум наблюдается в зимние месяцы.

3. Реки с паводочным режимом. Главный максимум на этих реках наступает в апреле, а второстепенный—зимою, в декабре.

Основной минимум падает на конец лета, начало осени (август—сентябрь), а второстепенный—на январь.

Эти группы включают в себя реки разных типов. В настоящей работе рассмотрены реки второй группы, как наиболее распространенные на Кавказе. (Эти реки в работе Зайкова отнесены к типам за №№ 12, 13, 14, 15).

Исследования показали, что в случае, когда требуется регулирование гидросистемы, включающей и $\Gamma_{ест}$ и $\Gamma_{ир}$, необходимо меньше регулирующей энергии, чем в случае, когда регулируется одна сезонная или одна ирригационная станция.

Нами рассмотрены два случая:

1) когда $\Gamma_{ест}$ и $\Gamma_{ир}$ регулируются независимо друг от друга и

2) когда $\Gamma_{сез}$ и $\Gamma_{ир}$ регулируются совместно, т. е. когда они включены в одну энергетическую систему.

На рис. 1 даны графики к этим двум случаям.

Первые два графика относятся к первому случаю, третий график — ко второму.

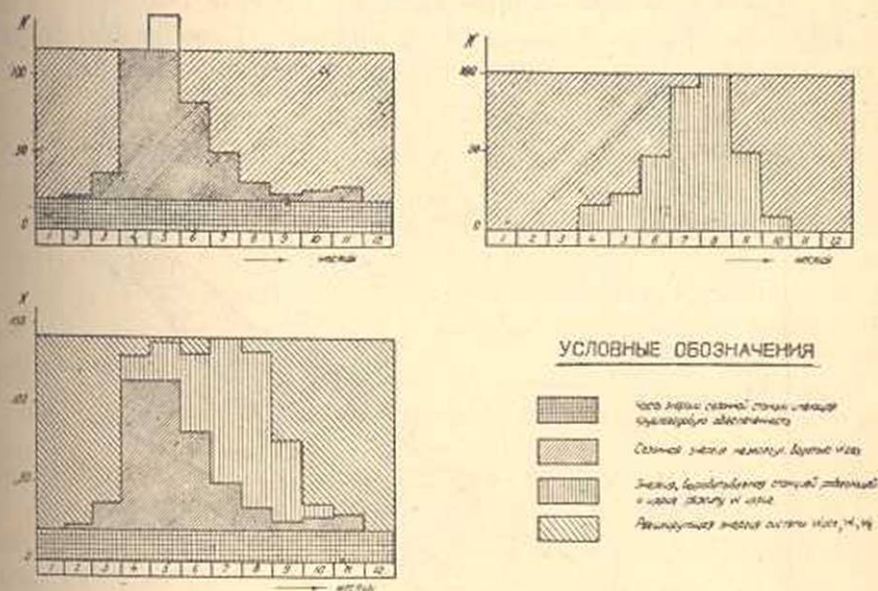


Рис. 1.

Граф. 1: Выработка электрической энергии по режиму водотока и его регулирование.

Граф. 2: Выработка электрической энергии по ирригационному режиму и его регулирование.

Граф. 3: Оптимальный режим работы системы при включении в нее $\Gamma_{ир}$ и $\Gamma_{сез}$.

Для выравнивания первого и второго графиков требуется количество энергии W_1 и W_2 соответственно. Уровень, до которого производится выравнивание этих графиков, равен $N_{\max, пр}$ и $N_{сез}$, где $N_{сез}$ — мощность станции с заданной 3-х—4-месячной обеспеченностью.

Для выравнивания третьего графика, соответствующего случаю, когда $\Gamma_{ир}$ и $\Gamma_{сез}$ включаются в одну систему, требуется количество регулирующей энергии, равное $W_{рег}$. При этом $W_{рег} < W_1 + W_2$. Но уровень, до которого будет отрегулирована новая объединенная система, равен $N_{сист} < N_{\max, пр} + N_{сез}$. Следовательно, для того, чтобы сравнить рассмотренные два случая, необходимо величину потребной регулирующей энергии для первого случая изменить в отно-

$$\text{шении } \frac{N_{сист}}{N_{пр} + N_{сез}}.$$

Сравнение рассмотренных двух систем дано на рис. 2, показы-

вающем изменении требуемой регулирующей энергии в связи с вливанием в систему сезонной энергии.

Для случая I это изменение происходит по кривой (А). Для случая II изменение $W_{\text{рег}}$ в зависимости от изменения $W_{\text{сез}}$ происходит по кривой (В), отстоящей от линии (А) на расстоянии, равном регулирующей способности ирригационной станции.

Разность ординат кривой (А) и кривой (В) изображает регулирующий эффект ирригационной станции при совместной работе $\Gamma_{\text{пр}}$

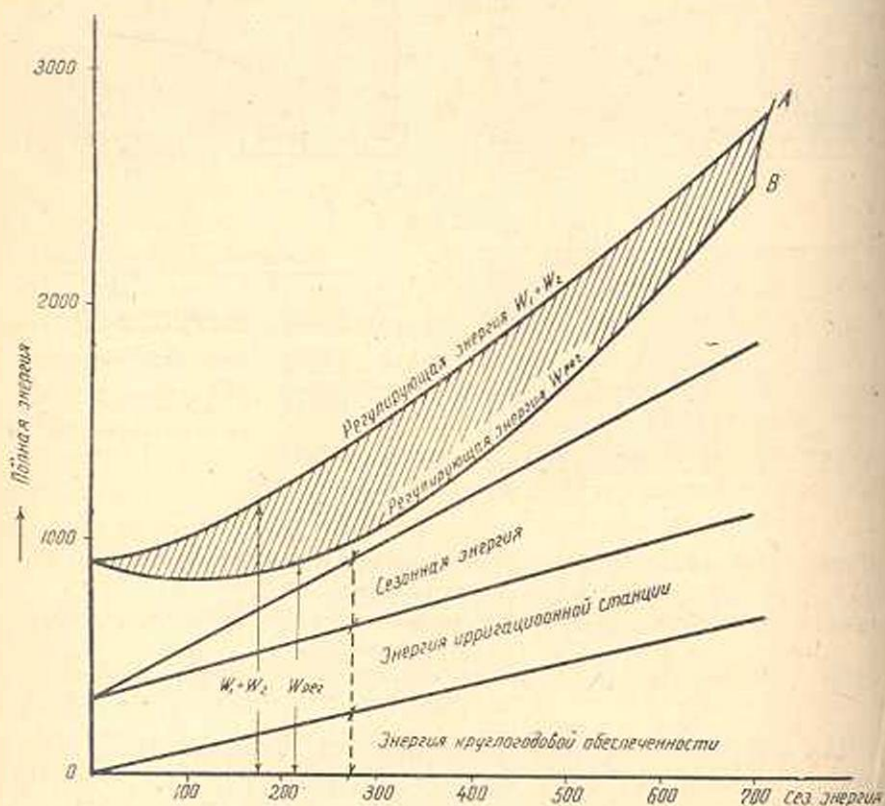


Рис. 2. Изменение потребной регулирующей энергии в связи с вливанием в систему сезонной энергии.

и $\Gamma_{\text{сез}}$. Эта разность возрастает до некоторой определенной величины и далее остается постоянной, т. е. регулирующие возможности $\Gamma_{\text{пр}}$ исчерпываются.

Тангенсы углов наклона к оси абсцисс касательных к кривым (А) и (В) в любой их точке характеризуют изменение величины требуемой регулирующей энергии в связи с вливанием в систему сезонной энергии.

Для иллюстрации сказанного приводится таблица 1.

Из вышесказанного видно, что энергия ирригационной станции является в известной мере регулирующей для сезонных гидростанций и способствует выравниванию графиков работы последних.

Таблица 1

Типы рек по классификации Б. Д. Зайкова [2, стр. 43]	Энергия, требуемая при совместной работе Гир и Гсез на 1 квтч энергии	Энергия, требуемая для регулирования при изолированной работе Гир и Гсез в квтч
Тип 12	1,12	1,54
Тип 13	1,25	1,45
Тип 14	1,26	1,80
Тип 15	1,43	1,75

Настоящая работа преследует цель определить параметры такой системы, в которой на единицу сезонной электроэнергии приходилось бы минимальное количество регулирующей энергии, т. е. чтобы отношение сезонной энергии $W_{сез}$ к регулирующей энергии $W_{рег}$ стремилось бы к максимуму (под сезонной энергией здесь понимается энергия $\Gamma_{сез}$ работающих по гидрографу среднегидрологического года за вычетом энергии, получаемой по мощности, обеспеченной в течение всего года и энергии станций, работающих по ирригационному графику).

Отношение $\frac{W_{сез}}{W_{рег}}$ мы принимаем за критерий оптимального режима гидросистем и обозначаем через коэффициент α .

Для иллюстрации пределов изменения коэффициента α на рис. 3 приведены значения этого коэффициента для некоторых зарегулированных гидроэнергосистем, где ирригационные попуски, используемые гидростанцией, остаются постоянными, а величина сезонной энергии возрастает. Режим работы этих станций характеризуется графиками, изображенными на том же рис. 3.

Величина коэффициента α повышается—доходит до оптимума, а затем постепенно снижается. С момента начала снижения коэффициента α регулирующая способность ГЭС, работающей на ирригационных попусках, начинает падать.

Переходим к характеристике изменения коэффициента α в зависимости от величины процента обеспеченности установленной мощности $\Gamma_{сез}$ в годовом разрезе.

Коэффициент α определяется с учетом степени обеспеченности установленной мощности $\Gamma_{сез}$ и соотношения мощностей станций $\Gamma_{сез}$ и $\Gamma_{ир}$, что видно из графиков рис. 4—7.

В графиках рис. 4—7 приняты величины отношения среднегодовой мощности сезонных станций $N_{ср. год. сез}$ к максимальной мощности станций $N_{макс. ир}$, равные 0,25, 0,5, 0,75, 1,0 и 1,5. При этом рассмотрены варианты системы при разных размерах обеспеченности установленной мощности $\Gamma_{сез}$ (6-ти, 4-х, 3-х, 2-х и 1-месячной) и при разных значениях отношения $\frac{N_{ср. год. сез}}{N_{макс. ир}}$ (сплошные линии на графиках).

По этим данным вычислены значения α в зависимости от величины сезонной энергии, вливаемой в систему.

Все точки графика, соответствующие одинаковым степеням обеспеченности установленной мощности для разных значений $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}}$, соединены пунктирными линиями. Получаемое из графика

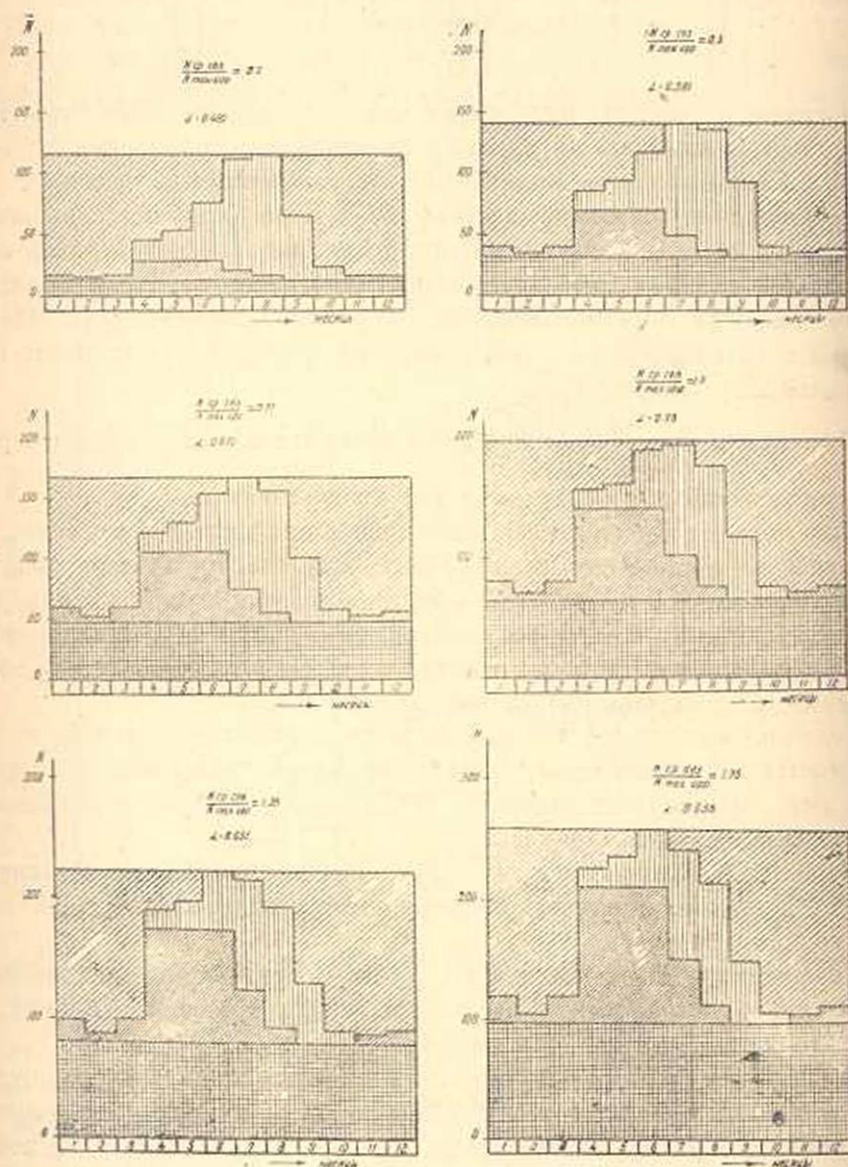


Рис. 3. Динамика коэффициента α в зависимости от величины регулируемой сезонной энергии.

максимальное значение α будет соответствовать наивыгоднейшему проценту обеспеченности мощности и наивыгоднейшему соотношению $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}}$ при заданном режиме $\Gamma_{\text{сез}}$.

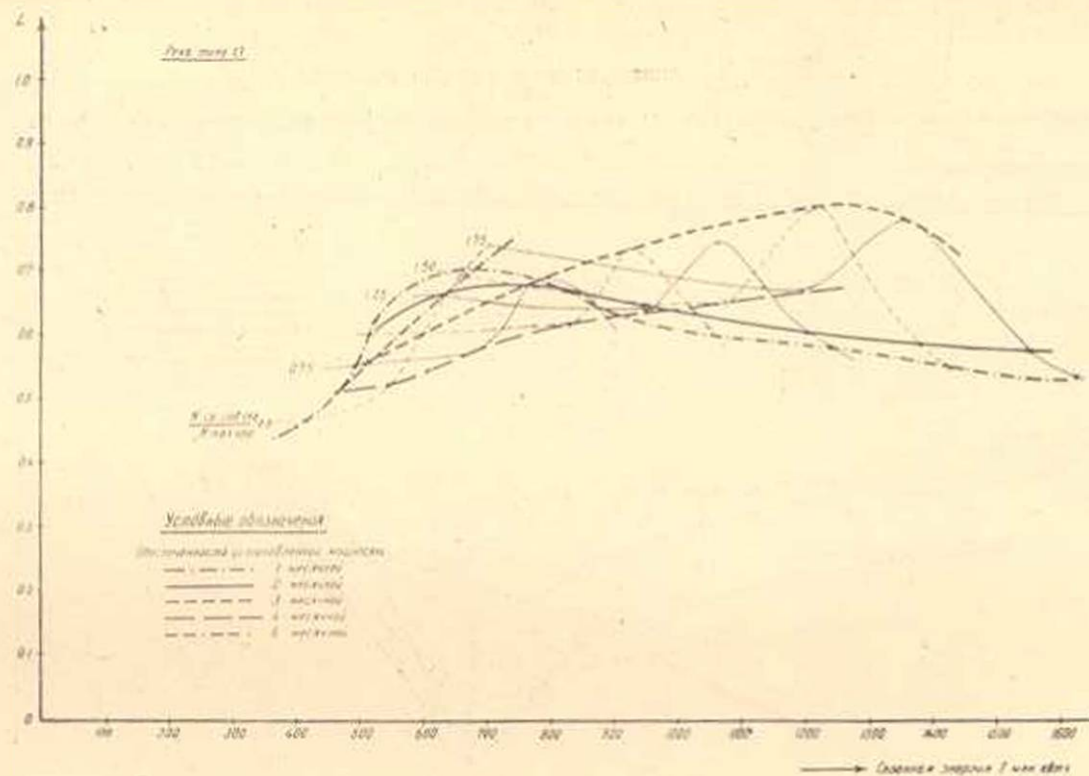


Рис. 5. Кривые изменения коэффициента α в зависимости от степени обеспеченности мощности сезонных станций и соотношения $\frac{N_{\text{ср. год. сез.}}}{N_{\text{макс. вр.}}}$.

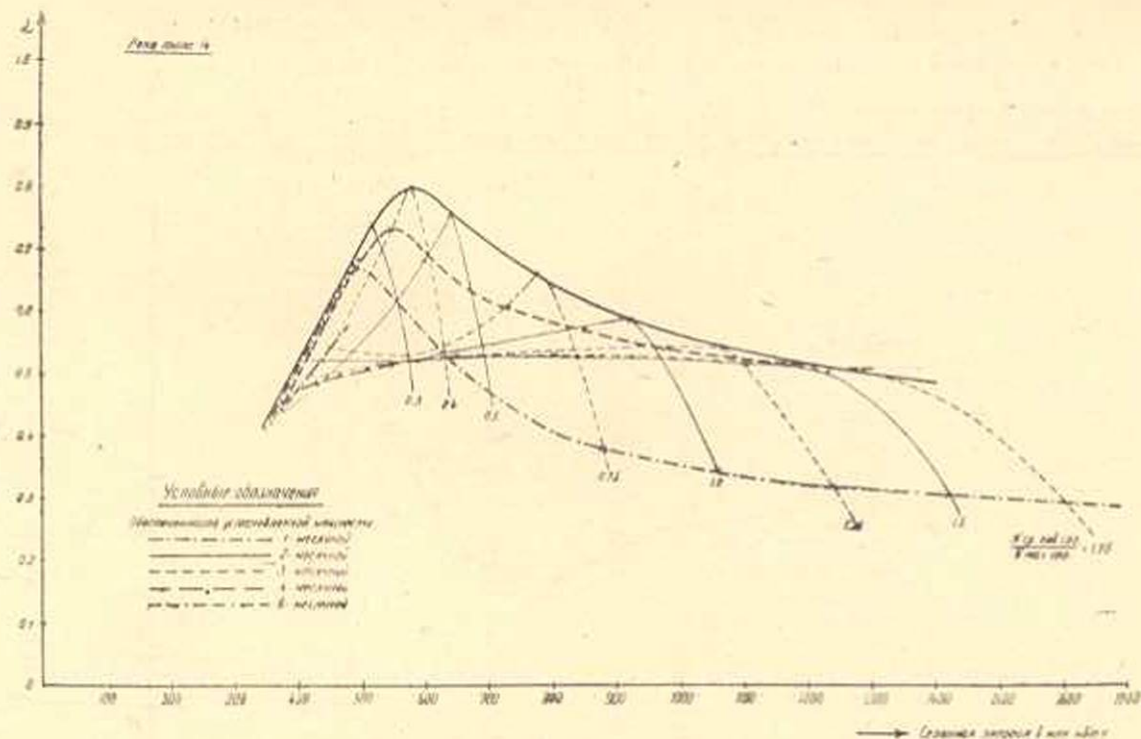


Рис. 6. Кривые изменения коэффициента α в зависимости от степени обеспеченности мощности сезонных станций и соотношения $\frac{N_{\text{ир. год. сез.}}}{N_{\text{макс. пр.}}}$.

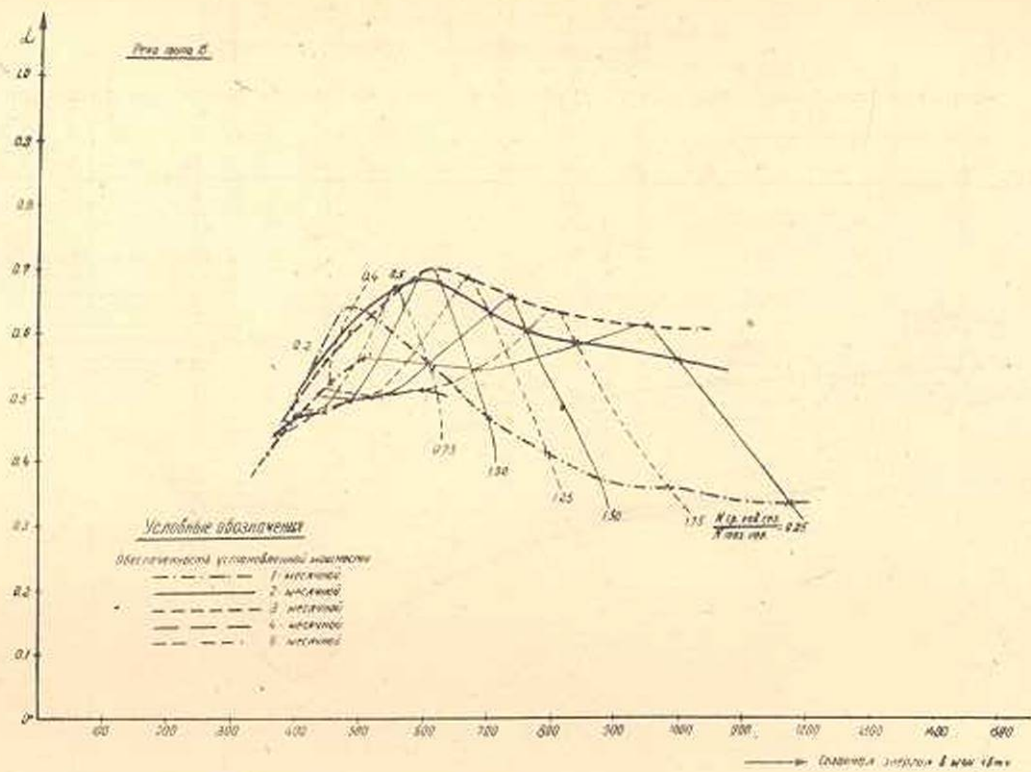


Рис. 7. Кривые изменения коэффициента α в зависимости от степени обеспечения мощности сезонных станций и соотношения $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}}$.

Для одного из рассматриваемых типов рек (тип 15) приводим таблицу 2 изменения $\alpha = \frac{W_{\text{сез}}}{W_{\text{рег}}}$ при разных отношениях $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}}$ и при разных степенях обеспеченности.

Таблица 2

Обеспеченность установленной мощности в году (месяцы)	$\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}}$							
	0,2	0,4	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75
6	0,41	0,42	0,43	0,44	0,47	0,48	0,50	0,52
4	0,44	0,47	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,51
3	0,48	0,56	0,58	0,64	0,70	0,68	0,65	0,64
2	0,49	0,57	0,60	0,67	0,69	0,63	0,60	0,59
1	0,52	0,64	0,68	0,54	0,46	0,41	0,37	0,36

Как было отмечено, наиболее правильно выбранной будет та система, у которой α имеет максимальное значение, т. е., когда для регулирования 1 квтч сезонной энергии требуется наименьшее количество регулирующей энергии.

Для реки типа 15 $\alpha=0,70$, что соответствует случаю, когда отношение $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}} = 1,0$.

Следовательно, для рек типа 15 нужно, чтобы вливаемая в систему сезонная энергия отвечала бы условию: $\frac{N_{\text{ср. год. сез}}}{N_{\text{макс. ир}}} = 1,0$. При этом обеспеченность сезонной энергии в году получается 3-месячной. Значения α для рек различных типов различны. Максимальные значения этого коэффициента, взятые из графиков рис. (4-7), приведены в таблице 3.

Таблица 3

Типы рек	Наивыгоднейшая обеспеченность сезонной станции в году	$\alpha = \frac{W_{\text{сез}}}{W_{\text{рег}}}$	Необходимое количество рег. энергии на 1 квтч сезонной энергии в квтч
Тип 12	2-месячная	0,89	1,120
Тип 13	3-месячная	0,79	1,265
Тип 14	3-месячная	0,79	1,215
Тип 15	2-месячная	0,70	1,428

Приведенные графики и таблицы устанавливают оптимальные размеры потребной регулирующей электроэнергии для гидросистем, работающих на реках рассматриваемых типов и включающих в себя $\Gamma_{\text{ир}}$ и $\Gamma_{\text{сез}}$.

Численное выражение коэффициента α для рассматриваемых типов рек колеблется от 0,7 до 0,9.

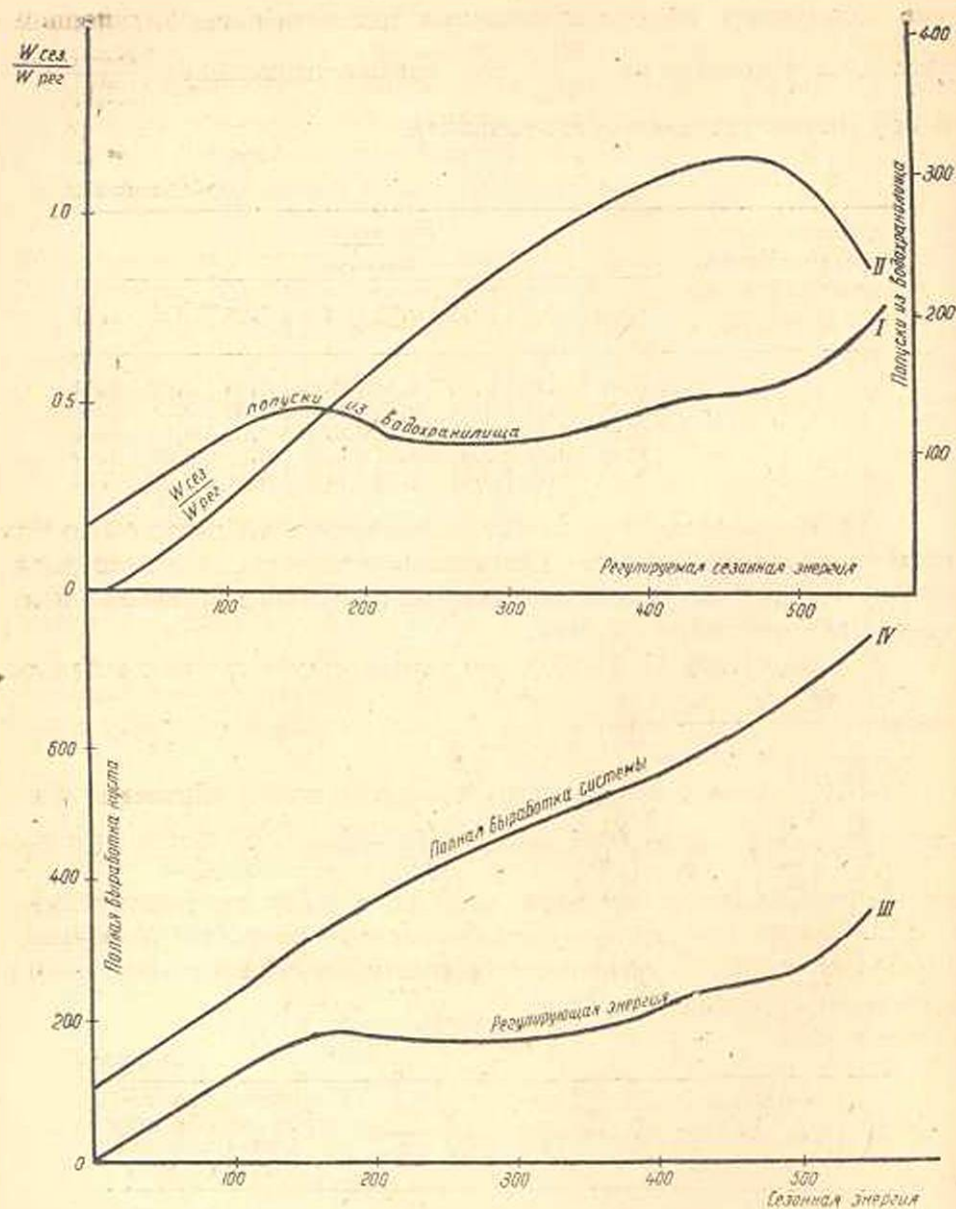


Рис. 8. Схема изменения энергетических показателей системы.

На рисунке 8 дана характеристика гидросистемы, включающей $\Gamma_{сез}$, $\Gamma_{ир}$ и $\Gamma_{рег}$. Из рисунка видно, что до некоторого определенного предела влияние в систему сезонной энергии не влечет за собой увеличения требуемой регулирующей энергии или, что то же, увеличения пусков из водохранилища сезонного регулирования, а наоборот, уменьшает потребные пуски, что видно из рис. 8, кривая I.

Кривая II, характеризующая значение коэффициента $\alpha = \frac{W_{сез}}{W_{рег}}$,

резко поднимается вверх в связи с тем, что вливание новых порций сезонной энергии не требует увеличения регулирующей энергии, доходит до своего максимального значения и резко падает вниз. С момента уменьшения значения коэффициента α требуемое количество регулирующей энергии сильно увеличивается (кривая III). Кривая IV характеризует изменение общей выработки рассматриваемой гидросистемы.

Статья освещает вопросы режима, не затрагивая экономической стороны вопроса. Энерго-экономические расчеты, по определению предельной величины капитальных вложений на дополнительный квт мощности сезонной станции, в зависимости от степени обеспеченности мощности, являются предметом дальнейших исследований.

В ы в о д ы

1. Гидростанция, работающая на ирригационных попусках, является в известной мере регулятором гидростанций, работающих на сезонном стоке реки.

2. При параллельной работе двух гидростанций, из которых одна работает в соответствии с режимом водотока, а другая на ирригационных попусках, требуется меньше регулирующей электроэнергии, чем в случае, когда гидросистема не включает в себя ГЭС, работающую по ирригационному графику.

3. В зависимости от характера стока, при кратковременной (2—3-месячной) обеспеченности установленной мощности $\Gamma_{сез}$, работающей совместно с $\Gamma_{ир}$, требуется меньше регулирующей энергии, чем если бы $\Gamma_{сез}$ имела большую обеспеченность (4—6-месячную).

4. Исследования дают возможность установить способ расчета по определению регулирующих возможностей $\Gamma_{ир}$.

Водно-энергетический институт
Академии наук Армянской ССР

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. И. В. Егiazаров—Гидро-электрические силовые установки, ч. I, 1934.
2. Б. Д. Зайков—Средний сток и его распределение в году на территории Кавказа. Тр. НИУ, сер. IV, вып. 40, Ленинград, 1946.
3. В. Г. Айвазян—Определение расчетных норм обеспеченности гидростанций. Гидр. строит-во, № 5, 1947.
4. С. В. Клопов—Некоторые вопросы развития гидроэнергетики в горных районах. Гидр. строит-во, № 3, 1948.

Է. Վ. Համբարձումյան

ՈՌՈԳՄԱՆ ԹԵԼԱԴՐԱԾ ՌԵԺԻՄՈՎ ԱՇԽԱՏՈՂ ՀԻԴՐՈԿԱՅԱՆՆԵՐԻ
ՀԻԴՐՈՍԻՍՏԵՄԻ ՕՊՏԻՄԱԼ ՌԵԺԻՄԻ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հաղվածում քննարկվում է էներգետիկ սխեման՝ բաղկացած ուսղման ռեժիմով աշխատող կայաններից, սեղոնային ռեժիմով աշխատող կայաններից և կարգավորող ռեժիմով աշխատող կայանից:

Քննարկման արդյունքն են հանդիսանում հետևյալ եզրակացությունները.

1. Հիդրոէլեկտրոկայանը, որն աշխատում է ուսղման թողարկմանների վրա, որոշակի իմաստով հանդիսանում է գետի սեղոնային հոսքի վրա աշխատող հիդրոէլեկտրոկայանի համար կարգավորիչ:

2. Երկու հիդրոէլեկտրոկայանների զուգահեռ աշխատանքի ժամանակ, երբ նրանցից մեկն աշխատում է ջրաղբյուրի բնական հոսքով, իսկ երկրորդը ուսղման թողարկմանների վրա, պահանջվում է ավելի պակաս կարգավորող էլեկտրոէներգիա, քան այն դեպքում, երբ հիդրոտեստանում չկա ուսղման դրաֆիկով աշխատող կայան:

3. Հաստատված $\Gamma_{\text{сез}}$ հզորություն ցածր (2—3 ամսյա) ապահովության դեպքում, որն աշխատում է $\Gamma_{\text{нр}}$ -ի հետ համատեղ, կախված հոսքի բնույթից, պահանջվում է ավելի պակաս կարգավորող էներգիա, քան եթե $\Gamma_{\text{нз}}$ ունենար ավելի բարձր (4—6 ամսյա) ապահովվածություն.

4. Ուսումնասիրությունները հնարավորություն են տալիս հաշվելու $\Gamma_{\text{нр}}$ ունեցած կարգավորման հնարավորությունները. հայտնաբերված է $\Gamma_{\text{нр}}$ նախնական կարգավորման հնարավորությունը և վերջինիս աճման դինամիկան՝ կախված կարգավորիչ սեղոնային էներգիայի քանակից:

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОЭНЕРГОСИСТЕМ

В. А. Веников

Исследование режимов сбросов и набросов мощности в электрических системах

В настоящее время весьма обстоятельно разработаны методы исследования переходных режимов в электрических системах применительно к задачам расчета токов короткого замыкания и устойчивости параллельной работы. Однако эти, как их называют, расчетные режимы, вообще говоря, являются некоторыми частными случаями переходного режима системы в целом. Так, расчеты токов короткого замыкания ведутся, как правило, в предположении постоянства скорости вращения генераторов, без рассмотрения изменения баланса мощности в нестационарном процессе. Здесь, таким образом, рассматриваются только электромагнитные процессы.

При расчетах устойчивости рассматриваются как электромагнитные, так и электромеханические процессы, но предполагается, что изменения скорости малы и механическая мощность принимается пропорциональной электрической мощности.

Изменение мощности первичного двигателя (турбины) при этом, обычно, не учитывается и предполагается, что в любой момент времени, следующий за изменением режима, она постоянна и равна мощности, имевшей место перед изменением режима. С другой стороны, исследования работы первичных двигателей и их регулирования производятся без учета реального процесса изменения электрической мощности в нестационарном режиме. Значительное время инженера удовлетворяла такая постановка задачи, но в последнее время все более и более выявляется необходимость в разработке отсутствующей пока методики расчета нестационарных режимов, в которых происходят не только электромагнитные процессы, но и электромеханические, связанные с изменением скорости вращения ротора и действием механического регулятора, изменяющего мощность турбины.

При этом должны одновременно рассматриваться и электромагнитные процессы (изменение электрической мощности, изменение напряжения и связанное с этим действие регуляторов напряжения, влияющих на ток возбуждения генератора), и электромеханические процессы (изменения вращающего электромагнитного момента), и ме-

ханические процессы в регуляторах турбины, в результате которых происходит изменение её мощности.

При более строгом подходе здесь следует учесть и влияние процессов, происходящих в трубопроводах. В этом случае мы имеем весьма сложную задачу, сводящуюся к исследованию комплекса: с одной стороны—генератор—турбина—регулятор турбины—трубопровод и с другой—генератор—сеть—нагрузка—регулятор напряжения и, возможно, регулятор частоты. Легко видеть, что все указанные здесь задачи (исследование токов короткого замыкания, устойчивости системы, исследования работы первичного двигателя и его регулирования) составляют лишь частные случаи сформулированной выше комплексной задачи.

Отсюда ясно ее общее методическое значение, помимо уже отмеченного большого значения при решении практических задач.

Трудности, возникающие при решении такой обобщенной задачи, весьма велики. Они заключаются прежде всего в недостаточной практической, экспериментальной изученности этого вопроса, весьма ограниченной в своих возможностях, поскольку экспериментирование здесь должно происходить в мощной электрической системе и в сложности и громоздкости нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих происходящие процессы.

Применение методов теории подобия и моделирования и сооружение динамических моделей электрических систем позволяет заменить экспериментирование в мощных системах экспериментированием в лабораторных условиях и дает возможность обоснованно упростить сложные уравнения, проверив вводимые упрощения экспериментально.

Настоящая работа содержит первый этап исследования, заключающийся в выводе и решении основных уравнений, описывающих комплекс рассматриваемых вопросов.

Составление дифференциальных уравнений комплекса—генератор—турбина—регулятор—трубопровод начнем с записи уравнений отдельных элементов системы, схематически представленной на левой части рис. 1.

Уравнение маятника центробежного регулятора записываем, как обычно, в виде

$$T_r p^2 h + T_k p h + \sigma h = \varphi = S,$$

где σ —коэффициент неравномерности регулятора,

$$\sigma = \frac{\Delta \omega_{\max}}{\omega_0};$$

S —скольжение,

$$T_r = \sqrt{\frac{M_r J_{\max(m)}}{2E}}; \quad T_k = \frac{r J_{\max(m)}}{2E};$$

здесь $J_{\text{макс}(м)}$ — максимальное смещение муфты регулятора, M_z — приведенная масса муфты, γ — коэффициент трения,

$$E = G_1 + 2G_2 \frac{U}{V} + 2F_n \frac{W}{V},$$

где G_1 — вес муфты, G_2 — вес одного шара, $\frac{U}{V}$ — отношение вертикальной составляющей скорости движения шаров и скорости движения муфты, $\frac{W}{V}$ — то же, но горизонтальной составляющей, F_n — натяжение пружины. Пренебрегая собственными колебаниями муфты регулятора и его демпфированием и полагая $T_r = 0$, $T_k = 0$, получаем упрощенное уравнение маятника регулятора: $\sigma h = -\varphi$.

Относительное смещение золотника сервомотора (ρ) связано со смещением муфты регулятора (h) уравнением $\rho = h - \beta h$, где β — коэффициент обратной связи, наличие которой приводит к запаздыванию смещения поршня относительно муфты.

Движение задвижки направляющего аппарата, связанное непосредственно* с поршнем сервомотора, характеризуется уравнением:

$$T_m \rho^2 \ddot{\mu} + T_s \rho \dot{\mu} - \rho = 0,$$

где μ — относительное смещение поршня $\mu = \frac{\Delta Z}{Z_{\text{макс}}}$.

Здесь T_m характеризует приведенную массу (M) подвижных частей, связанных с поршнем сервомеханизма:

$$T_m = \sqrt{\frac{M_n Z_{\text{макс}}}{F_c \Delta P_n}},$$

$Z_{\text{макс}}$ — максимальное абсолютное смещение поршня,

F_c — рабочая площадка сервомотора,

ΔP_n — максимальный перепад давления, действующий на поршень сервомотора,

T_s — постоянная, характеризующая скорость открытия направляющего аппарата, численно равная времени, которое необходимо для того, чтобы сервомотор, открывая клапаны, прошел максимальный путь $Z_{\text{макс}}$ при максимальном открытии золотника и неизменном перепаде давлений.

Строго говоря, величина T_s не является постоянной, т. к. зависит от уровня подъема поршня. Кроме того, T_s при открытии и закрытии клапанов, т. е. при сбросе и набросе нагрузки, имеет различные значения. Однако мы, следуя обычно принимаемым допущениям, не будем учитывать этих уточняющих обстоятельств и примем $T_s = \text{Const}$.

Определение T_s через конструктивные параметры регулятора

* Аналогично могли быть рассмотрены и системы с двойным усилением.

может быть сделано, в зависимости от конструкции регулятора и в зависимости от методики исследования, различным образом. Так, например, можно воспользоваться формулой:

$$T_s = \frac{F_s Z_{\max}}{X_{\max} b \alpha \sqrt{\frac{2g\Delta P_n}{\gamma}}},$$

где, кроме обозначений, поясненных выше,

$X_{\max}$ — максимальный рабочий ход золотника,

α — коэффициент расхода окон золотника,

b — ширина окон золотника,

γ — удельный вес,

g — ускорение силы тяжести.

Объединяя уравнение золотника и уравнение сервомотора, получим:

$$T_m^2 p^2 \mu + T_s p \mu = h - \beta \mu.$$

Это уравнение иногда записывают в таком виде:

$$T_s T_s p^2 \mu + T_s p \mu = h - \beta \mu,$$

где $T_s T_s = T_m^2$ или, иначе, $T_s = \frac{T_m^2}{T_s}$.

T_s — называют постоянной времени золотника. Очевидно, что она попрежнему характеризует приведенную массу подвижных частей сервомотора $T_s = M$.

Исключая теперь из обобщенного уравнения сервопривода смещение муфты регулятора η , которое согласно уравнения маятника может быть выражено через скольжение (S) и коэффициент неравномерности (σ), получим:

$$T_s T_s p^2 \mu + T_s p \mu + \beta \mu = - \frac{\varphi}{\sigma}. \quad (1^a)$$

Если пренебречь массой M_n и положить $T_s = 0$, то получим упрощенное уравнение:

$$T_s p \mu + \beta \mu = - \frac{\varphi}{\sigma}. \quad (2)$$

Для поставленной задачи можно с достаточной точностью* считать, что относительное изменение вращающего момента турбины под действием регулятора $M_{\text{рег}} = \frac{M_{\text{рег}}}{M_{\text{нт}}}$ численно равно относительному смещению поршня золотника. Тогда уравнение (2) может быть переписано в следующем виде:

$$p M_{\text{рег}} + \beta \frac{M_{\text{рег}}}{T_s} = \frac{M_{\text{нт}}}{\sigma T_s} \cdot \frac{d\delta}{dt}. \quad (2^a)$$

* Вопрос о границах этого допущения должен быть рассмотрен дополнительно. Это будет сделано в следующей статье.

Отсюда легко перейти к мощности, заменив значение M на $\frac{P}{\omega}$,

$$\text{где } \omega = \omega_0 + \frac{d\delta}{dt}.$$

Если приближенно принять $\omega \cong \omega_0$, то можно записать уравнение (2^а) в следующем виде:

$$pP_{\text{пер}} + \beta \frac{P_{\text{пер}}}{T_s} = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma T_s} p\delta. \quad (2^6)$$

Аналогично через моменты или мощности может быть записано и уравнение (1^а).

В любой момент времени следующий за изменением относительной скорости $\left(\frac{d\delta}{dt} \neq 0\right)$ момент турбины будет определяться как разность между моментом, имевшим место до изменения скорости ($M_{\text{то}}$), и изменением момента под действием регулятора ($M_{\text{рег.}}$):

$$M_{\text{т}} = M_{\text{то}} - M_{\text{рег.}}$$

или

$$P_{\text{т}} = \frac{\omega}{\omega_0} P_{\text{то}} - P_{\text{рег.}}$$

В случаях небольших изменений скорости можно записать:

$$P_{\text{т}} = P_{\text{то}} - P_{\text{рег.}}$$

Решение приведенных выше уравнений позволит найти с указанными нами допущениями мощность или момент турбины в любой момент времени с учетом действия регулятора.

Если учесть инерционность чувствительного элемента регулятора и его демпфирование и, следовательно, не полагать $T_r = 0$ и $T_k = 0$, то дифференциальное уравнение регулирования получится более сложным. Это будет уравнение четвертого порядка:

$$P_{\text{рег}} \left(T_s p^2 + p + \frac{\beta}{T_s} \right) \left(\frac{T_r}{\sigma} p^2 + \frac{T_k}{\sigma} p + 1 \right) = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma T_s} p\delta.$$

Очевидно, что уравнения (1^а) и (2) являются частными случаями этого более общего уравнения.

В случае применения изодромного регулятора дифференциальное уравнение, определяющее мощность регулирования, будет записано следующим образом:

$$P_{\text{рег}} p \left(\frac{T_r}{\sigma} p^2 + \frac{T_k}{\sigma} p + 1 \right) \left[\left(T_{\text{м(н)}} p^2 + T_{\text{т(н)}} p + 1 \right) \left(T_s p + 1 \right) + \right. \\ \left. + k \frac{T_{\text{т(н)}}}{T_s} \right] = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma T_s} p\delta.$$

Это уравнение будет наиболее общим, учитывающим изодромный механизм, массу маятника регулятора, его демпфирование, инерцию подвижных частей сервомеханизма.

Уравнения эти записаны применительно к случаю, когда при вычислении момента принято $\omega \cong \omega_0$. Формулы для случая более резких изменений скорости, когда указанное равенство нарушается, получаются заменой P_{per} на $\frac{P_{\text{per}}}{\omega_0 + p^2}$ и $P_{\text{то}}$ на $\frac{P_{\text{то}}}{\omega_0}$.

До сих пор мы рассматривали связь между изменением мощности (P_{per}) турбо- или гидрогенераторов, изменением скорости ротора генератора и параметрами регулирующих устройств и устанавливали уравнения имеющего место механического процесса.

В случае гидрогенератора рассматриваемый процесс может осложниться наличием гидродинамических явлений в трубопроводах. Попытаемся теперь учесть и их.

Дифференциальные уравнения, отражающие переходные процессы, имеющие место в трубопроводе при изменении положения задвижки, т. е. при смещении поршня сервомотора (μ), имеют следующий вид:

$$g \frac{d\xi}{dx} = \frac{dv}{dt}, \quad (3)$$

$$g \frac{1}{\alpha^2} \frac{d\xi}{dt} = -\frac{dv}{dx},$$

где ξ —гидродинамическое давление, α —скорость распространения гидравлического удара, v —скорость воды, g —ускорение силы тяжести.

Переходный процесс в трубопроводе возникает при движении задвижки, которая может с известными допущениями рассматриваться как граница области рассматриваемого процесса.

Пусть некоторому начальному для рассматриваемого процесса открытию задвижки Z_0 , отвечающему мощности $P_{\text{ит}}$, соответствует начальное значение скорости v_0 и давления ξ_0 .

Граничное условие для уравнений (3) может быть записано в следующем виде:*

$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{Z}{Z_0} \sqrt{\frac{\xi_1}{\xi_0}}. \quad (4)$$

Здесь индекс (1) соответствует текущим значениям давления и скорости в месте нахождения задвижки, а индекс (0) соответствует некоторому начальному открытию задвижки.

Поскольку нас интересуют отклонения переменных от некоторых начальных значений, соответствующих мощности, то мы можем в уравнении (4) перейти к приращениям давления и скорости и, предполагая, что эти приращения невелики, написать:

* Метод решения автором заимствован из работы В. В. Солодовникова (Технический отчет ВЭИ, 1938 год).

$$\frac{\Delta v}{v_0} = \frac{\Delta Z}{Z_0} + \frac{1}{2} \frac{\Delta \xi_1}{\xi_0} = \mu + \frac{1}{2} b, \quad (5)$$

$$\text{где } b = \frac{\Delta \xi}{\xi_0}.$$

Уравнение мощности турбины, выраженное через начальную мощность и отклонение мощности, может быть записано так:

$$P_T = \left[\left(\kappa \rho \dot{\omega} \right) J Z_0 \frac{v_0^3}{2} \right] \kappa + \Delta P_T$$

или, с учетом (5), запишем:

$$P_T = P_0 \left(1 + \mu + \frac{3}{2} b \right). \quad (5^a)$$

Общее решение уравнений имеет, как известно, вид:

$$\xi - \xi_0 = F \left(t - \frac{x}{\alpha} \right) + \Phi \left(t + \frac{x}{\alpha} \right), \quad (6)$$

$$v - v_0 = -\frac{g}{\alpha} F \left(t - \frac{x}{\alpha} \right) + \frac{g}{\alpha} \Phi \left(t + \frac{x}{\alpha} \right).$$

Из рассмотрения граничных условий следует, что поскольку при $x=0$, $\xi = \xi_0 = 0$, то $F(t) = -\Phi(t)$.

С учетом этого, уравнение (6) можно преобразовать в следующие, относящиеся к точке $X=L$ (задвижка),

$$\Delta \xi_1 = \xi_1 - \xi_0 = (-e^{-\tau p} + e^{\tau p}) \Phi(t), \quad (7)$$

$$\Delta v = v_1 - v_0 = \left(\frac{g}{\alpha} e^{-\tau p} + \frac{g}{\alpha} e^{\tau p} \right) \Phi(t).$$

Здесь $\tau = \frac{L}{\alpha}$ время, равное половине фазы гидравлического удара. Исключая из уравнения (6) функцию Φ и вводя соотношения, записанные в уравнении (7), найдем:

$$b = \frac{e^{\tau p} - e^{-\tau p}}{k_2 e^{\tau p} + k_1 e^{-\tau p}} = \phi_1 \mu,$$

$$\text{где } k_1 = \frac{2g\xi_0 - \alpha v_0^3}{2\alpha v_0},$$

$$k_2 = \frac{2g\xi_0 + \alpha v_0^3}{2\alpha v_0}.$$

Теперь, подставляя значение b в уравнение (5^a), получим уравнение мощности:

$$P_{T(y)} = P_{T0} \left[1 + \left(1 + \frac{3}{2} \phi_1 \right) \mu \right].$$

Как мы уже привели выше, $P_T = P_{T0} - P_{\text{рег}}$. Введем теперь следующие обозначения:

$P_{\text{рег}}$ — мощность регулирования (изменение мощности под действием регулятора, реагирующего на изменение скорости ротора) в случае неучета явлений, связанных с гидравлическим ударом.

$P_{\text{рег}(y)}$ — мощность регулирования, с учетом гидравлического удара. Следовательно, на основании (5^a), можно написать:

$$P_{\text{рег}(y)} = P_{\text{рег}} \left[1 + \frac{3}{2} \psi \right],$$

или, обозначая $\left[1 + \frac{3}{2} \psi \right] = \psi_y$,

имеем:

$$P_{\text{рег}(y)} = P_{\text{рег}}(\psi_y).$$

Итак, учет гидравлического удара в процессе регулирования в первом грубом приближении сводится к тому, что во всех приведенных выше уравнениях величину $P_{\text{рег}}$ следует заменить на величину $P_{\text{рег}(y)}$, т. е. ввести в уравнение функцию ψ_y . При этом следует помнить, что при преобразовании уравнений были сделаны допущения о малых значениях $\Delta \xi$ и ΔZ , что накладывает определенные ограничения на методику решения уравнений в случае учета гидравлического удара.

Несмотря на значительные осложнения уравнений регулирования с учетом гидравлического удара, решение их все же может быть найдено.

В уравнения комплекса турбина—регулятор—трубопровод вошла величина $p\delta$, т. е. относительная скорость движения ротора.

$$p\delta = \omega - \omega_0.$$

Эта величина зависит от баланса механической и электрической мощности, в свою очередь зависящего от параметров генератора, параметров сети и их изменений, параметров устройств регулирующих напряжение генератора. Следовательно, решение поставленной задачи требует рассмотрения совместной работы механической и электрической части гидро- или турбогенератора, с его регулирующими устройствами и сетью, включая в нее и нагрузку.

Для решения второй части рассматриваемой задачи необходимо составление дифференциальных уравнений комплекса генератор—сеть—нагрузка—регулятор напряжения.

Составление уравнений опять-таки начнем с записи уравнений отдельных элементов системы, представленной на правой части схемы рис. 1.

Начнем с уравнения генератора. Нестационарные электромеханические процессы в генераторе наиболее полно могут быть отражены с помощью так называемых уравнений Парка—Горева, записываемых в операторной форме.

Уравнение баланса мощностей или вращающих моментов выглядит следующим образом:

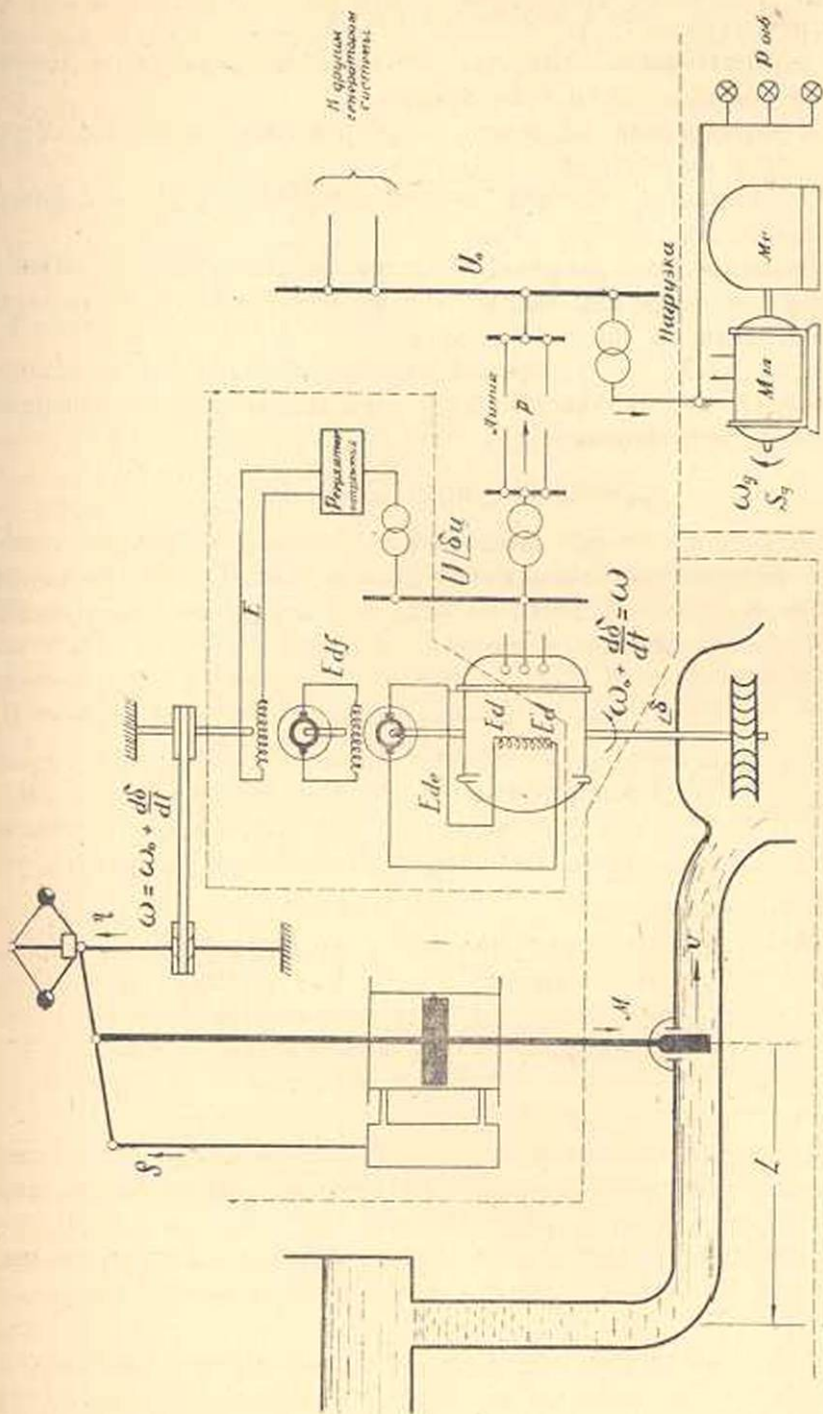


Рис. 1. Схема испытательной установки.

$$M p^2 \delta = P_T - P_{эл} - P_d, \quad (8)$$

где P_d — асинхронная мощность, обусловленная действием демпферных обмоток и обмотки возбуждения,

$P_{эл}$ — синхронная мощность, обусловленная действием обмоток возбуждения и реактивным моментом,

P_T — мощность турбины, определяющаяся, согласно сделанных выше замечаний, как $P_{T0} - P_{пер}$,

M — постоянная инерции, численно равная времени разгона ротора под действием номинального вращающего момента от неподвижного состояния до синхронной скорости.

Величины $P_{эл}$ и P_d , представляющие электрическую мощность или, точнее, противодействующий вращающий момент генератора, изменяются во времени:

$$P_{эл} = f(t); P_d = i(t); P'_{эл} = P_d + P_{эл}.$$

Характер изменения зависит от параметров генератора, сети нагрузки, регуляторов напряжения и того, какое имеет место нарушение режима, т. е. зависит от величины и вида возмущения. Величина $P'_{эл}$, в соответствии с теорией двух реакций, может быть определена как

$$P'_{эл} = \psi_d i_q - i_d \psi_q,$$

где ψ , i — потокосцепление и, соответственно, ток статора по продольной (d) или поперечной оси (q).

ψ_d и ψ_q связаны с параметрами генератора и сети током возбуждения и напряжением на клеммах генератора следующим уравнением:

$$U_d = p\psi_d - \frac{r}{x_d(p)} \left[G(p)E - \psi_d \right] - \psi_q p(t+\delta),$$

$$U_q = p\psi_q - \frac{r}{x_q(p)} \psi_q + \psi_d p(t+\delta),$$

где

r — активное сопротивление цепи статора, $X_d(p)$; $X_q(p)$ — операторное сопротивление, определяющееся через параметры машины и параметры сети.

Продольная и поперечная составляющие тока статора выражаются как

$$i_d = \frac{G(p)E - \psi_d}{x_d(p)},$$

$$i_q = \frac{\psi_q}{x_q(p)},$$

где E — относительное напряжение на клеммах обмотки возбуждения. Сложность записанных уравнений, еще более увеличивающаяся при

учете системы возбуждения, делает нерациональным использование их при решении рассматриваемой задачи — анализе процессов сброса и наброса мощности в электрической системе.

Можно резко упростить записанные выше выражения, отказавшись от учета членов, отражающих апериодические составляющие цепи статора и периодические составляющие цепи ротора, а также не учитывая активного сопротивления обмоток статора.

В этом случае $U_d = -\psi_q$,

$$U_q = \psi_d.$$

Система уравнений принимает вид:

$$P'_{\text{эл}} = i_d U_d + U_q i_q; \quad (10)$$

$$i_d = \frac{G(p)}{X_d(p)} U_d - \frac{U_q \cos \delta}{X_d(p)}; \quad i_q = -\frac{U_d \sin \delta}{X_d(p)}.$$

Следует отметить, что такая форма записи уравнения мощности соответствует работе Парка, где составляющая напряжения по продольной оси обозначается U_q , а составляющая по поперечной оси U_d (аналогично токам). В советской литературе более распространена иная запись уравнений, при которой составляющая напряжения по продольной оси обозначается U_d . В этом случае уравнение мощности записывается в виде:

$$P'_{\text{эл}} = i_d U_q + i_q U_d. \quad (10^*)$$

Мы будем пользоваться в дальнейшем этим выражением. При этом

$$U_d = \psi_d = U \cos \delta,$$

$$U_q = \psi_q = U \sin \delta.$$

Подставляя приведенные выше значения U_d , U_q , i_d , i_q в уравнение (10*), получим:

$$P'_{\text{эл}} = \frac{E_{d0} U}{X_d} \sin \delta + \frac{U^2}{2} \frac{X_d - X_q}{X_q X_d} \sin 2\delta + U^2 \sin \delta \frac{X_d - X_d(p)}{X_d X_d(p)} \cdot$$

$$(\cos \delta_0 - \cos \delta) + U^2 \cos \delta \frac{X_q - X_q(p)}{X_q X_q(p)} (\sin \delta - \sin \delta_0).$$

Последние два члена отражают мощность, обусловленную как обмоткой возбуждения, так и демпферными обмотками.

Мощность эта появляется только в переходном процессе в связи с появлением свободных токов и токов, обусловленных скольжением в обмотках генератора.

Принимая что скольжение постоянно, можно относительно просто раскрыть приведенные выше выражения во времени, перейдя к зависимости $P'_{\text{эл}} + f(t)$. В этом случае, прибегая к приближенному приему наложения мощностей*, получаем:

* Лебедев и Жданов — Устойчивость параллельной работы электрических систем. Москва, 1934.

$$P'_{\Sigma} = P_{\Sigma n} + P_{d_{\text{возб}}} + P_{d(d)} + P_{d(q)} = P_{\Sigma n} + P_D,$$

где $P_{\Sigma n}$ — синхронная мощность, обусловленная как свободными, так и установившимися токами ротора (при $S=0$); значение этой мощности может быть записано в следующем виде:

$$P_{\Sigma n} = \frac{E'_d U}{X'_d} \sin \delta - U^2 \frac{X_q - X'_d}{2X_q X'_d} \sin 2\delta, \quad (11)$$

$$E'_d = E_d \frac{X'_d}{X_d} + \frac{X_d - X'_d}{X_d} U \sin \delta, \quad (12)$$

$P_{d_{\text{возб}}}$ — мощность, появляющаяся при $S \neq 0$ и обусловленная обмоткой возбуждения,

$P_{d(d)}$ — мощность, появляющаяся при $S \neq 0$ и обусловленная наличием демпферной обмотки в продольной оси,

$P_{d(q)}$ — то же в поперечной оси.

Автор настоящей работы, совместно с канд. техн. наук Л. А. Жуковым, пользуясь методом, предложенным П. С. Ждановым, получил выражение для P_D , пригодное для расчетов в системе, содержащей любое число станций при учете нагрузок и полных сопротивлений сети.*

Эти выражения для гидрогенератора имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} P_D = & P_{\text{ср}b} \left[1 \mp \sqrt{1 + (ST'_d)^2} \sin \left(2\delta + 2\alpha - 2\alpha_{12} - \arctg \frac{1}{ST'_d} \right) \right] + \\ & + P_{\text{ср}d} \left[1 \mp \sqrt{1 + (ST''_d)^2} \sin \left(2\delta + 2\alpha - 2\alpha_{12} - \arctg \frac{1}{ST''_d} \right) \right] + \\ & + P_{\text{ср}q} \left[1 \mp \sqrt{1 + (ST''_q)^2} \sin \left(2\delta + 2\alpha - 2\alpha_{12} - \arctg \frac{1}{ST''_q} \right) \right], \quad (13) \end{aligned}$$

где $P_{\text{ср}b}$, $P_{\text{ср}d}$, $P_{\text{ср}q}$ — средние значения асинхронной мощности, обусловленной, соответственно, обмоткой возбуждения, демпферной продольной и демпферной поперечной обмотками. Эти величины определяются так:

$$\begin{aligned} P_{\text{ср}b} = & U^2 \frac{(X_d - X'_d)}{2Z_{12}^2 \left(1 - \frac{X_q - X'_d}{Z_{11}} \cos \alpha_{11} \right)} \cdot \frac{ST'_d}{1 + (ST'_d)^2}, \\ P_{\text{ср}d} = & U^2 \frac{(X_d - X''_d)}{2Z_n^2 \left(1 - \frac{X_q - X'_d}{Z_{11}} \cos \alpha_{11} \right) \left(1 - \frac{X_q - X''_d}{Z_{11}} \cos \alpha_{11} \right)} \cdot \\ & \frac{ST''_d}{1 + (ST''_d)^2}, \end{aligned}$$

* См. статью в журнале „Электричество“, № 7, стр. 8, 1950.

$$P_{ср} = U^2 \frac{X_q - X_q''}{2Z_{12} \left(1 - \frac{X_q - X_q''}{Z_{11}} \cos \alpha_{11} \right)} \cdot \frac{ST_q''}{[1 + (ST_q'')^2]},$$

где α — начальный угол отсчета.

При небольших изменениях скорости ротора, например, при исследовании устойчивости в режимах, когда рассматривается первый цикл качаний, следует пользоваться развернутым выражением демпферного момента. В случаях же исследований асинхронного хода, длительных качаний, исследований условий синхронизации и самосинхронизации, когда ротор совершает периодические качания около положения равновесия с некоторой средней скоростью, рекомендуется пользоваться только выражениями средней мощности, определяя P_D так:

$$P_D = P_{срб} + P_{срд} + P_{срл}. \quad (14)$$

Разумеется, что решив операторное уравнение при условии постоянного скольжения, т. е., иными словами, приняв зависимость

$$\delta = i(t) = \frac{\pi}{2} - \alpha \pm S_{ср} t,$$

допускаем известную неточность.

Кроме того, при решении тех или иных задач мы должны заранее оценить возможное изменение скольжения и принять некоторые его значения в качестве средней величины ($S_{ср}$).

При расчетах методом последовательных интервалов можно будет разрешить указанное противоречие, применяя приведенные выше формулы в каждом расчетном интервале и используя значение скольжения, определенное в каждом последующем интервале по предыдущему, и значение угла, соответствующего концу предыдущего интервала.

Определение величины E_d , входящей в уравнение (12), при этом будет производиться, исходя из следующей системы уравнений, характеризующей систему возбуждения:

$$E_d = E_{dv} - T_o p E_d', \quad (15^a)$$

$$E_{dv} = E_{df} - T_e p E_{dv}, \quad (15^b)$$

$$E_{df} = E_{рег} - T_f p E_{df}. \quad (15^c)$$

В этих уравнениях обозначено E_d — э.д.с. холостого хода по продольной оси,

E_d' — продольная составляющая переходной э.д.с.,

E_{dv} — э.д.с. возбудителя, E_{df} — э.д.с. подвозбудителя,

$E_{рег}$ — напряжение, подаваемое от регулятора в цепь обмотки возбуждения подвозбудителя,

T_o — постоянная времени цепи возбуждения генератора,

T_e — то же цепи возбудителя,

T_{12} — то же цепи возбуждения возбудителя.

Величина напряжения регулятора $E_{\text{рег}}$ зависит от типа регулятора, его параметров и вида нарушения аварии. Не уточняя сейчас этих факторов, можем в общем виде записать, что

$$E_{\text{рег}} = E_0 + K_u (U - U_0) + K_\delta (\delta - \delta_0) + K'_u pU + K''_u p^2 \delta, \quad (16)$$

где K_u , K_δ , K'_u , K''_u — коэффициенты регулирования.

При такой записи предполагается, что регулирование производится по отклонению напряжения, отклонению угла, производной по напряжению и производной по углу.* Инерционностью регулятора и переходными процессами в нем при этом пренебрегаем, предполагая что последние протекают значительно быстрее, чем процессы в обмотке возбуждения.

Разумеется, что тот или иной вид регулирования может отсутствовать. Например, при регулировании только по отклонениям напряжения имеем:

$$E_{\text{рег}} = E_0 + K_u (U - U_0). \quad (17)$$

Очевидно, что если даже не проводить в развернутой форме учета демпферной мощности, приняв упрощенно $P_d = k p \delta$ и не касаться пока процессов, происходящих в нагрузке, то и тогда система уравнений, дающих решение поставленной задачи, будет слишком сложной для непосредственного аналитического решения.

В самом деле это будет следующая система уравнений. Изменение мощности турбины под действием регуляторов будет определяться одним из уравнений.** Пусть это будет относительно простое уравнение. Тогда имеем:

I. Турбина с регулятором — (механические процессы)

$$(P_{T0} - P_T) \left[T_s p^2 + p + \frac{\beta}{T_s} \right] = \frac{P_{\text{нр}}}{\sigma T_s} p \delta. \quad (18)$$

II. Электромеханические процессы

$$\left. \begin{aligned} M p^2 \delta &= P_T - P_{\text{эл}} - k_d p \delta, \\ P_{\text{эл}} &= \frac{E'_d U}{x_d} \sin \delta - U^2 \frac{x_d - x'_d}{2 x_q x'_d} \sin 2\delta, \\ E'_d &= E_d \frac{x'_d}{x_d} + U \frac{x_d - x'_d}{x_d} \sin(90^\circ - \delta). \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

* Обычно в существующих в настоящее время в эксплуатации регуляторах напряжения имеет место только регулирование по отклонениям напряжения.

** Следует отметить, что Е. Л. Сиротинский в своей диссертационной работе для решения аналогичных (но для упрощенного частного случая) уравнений применял расчетную электрическую модель-аналогю. Однако и решение на такой модели, даже для упрощенного случая, весьма затруднительно.

Электромагнитные процессы системы возбуждения, снабженной регулятором напряжения.

$$\begin{aligned} E_d &= E_{dc} - T_o p E'_d, \\ E_{dc} &= E_{df} - T_o p E_{dc}, \\ E_{df} &= E_{per} - T_{fp} E_{df}, \\ E_{per} &= E_o + k_u (U - U_o) + k_\delta (\delta - \delta_o) + k'_u p U + k'_\delta p \delta. \end{aligned} \quad (20)$$

Решение этой системы уравнений позволит определить изменение во времени следующих величин: P_T — мощности турбины, $p\delta$ — относительной скорости ротора, следовательно, и частоты системы, а так же напряжения U на клеммах генератора, тока и т. д. Однако очевидно, что несмотря на все сделанные нами допущения, решение такой системы уравнений составит значительные трудности, усугубляющиеся необходимостью учета переходных процессов в других генераторах системы и ее нагрузки. Поэтому, хотя путь непосредственного решения системы операторных уравнений в ряде случаев и возможен, мы все же не можем рассматривать этот путь как рабочий, пригодный для повседневной практики. Для отыскания такого пути мы проведем дальнейшие упрощения. Прежде всего откажемся от непосредственного интегрирования исходных уравнений и перейдем к численному интегрированию, применяя так называемый *метод последовательных интервалов*.

В этом случае электрическая мощность любого из генераторов системы в любой момент времени может быть найдена по формуле:

$$\begin{aligned} P_{\Sigma} &= \frac{E_Q^2}{Z_{11}} \sin \alpha_{11} + \frac{E_Q E_{Q_2}}{Z_{12}} \sin(\delta_{12} - \alpha_{12}) + \\ &+ \frac{E_Q E_{Q_3}}{Z_{13}} \sin(\delta_{13} - \alpha_{13}) + \dots + \frac{E_Q E_{Q_m}}{Z_{1m}} \sin(\delta_{sm} - \alpha_{sm}). \end{aligned}$$

Э. д. с. E_Q , заменяющая генератор, находится согласно следующего выражения (для 1-го генератора):

$$E_{Q_1} = \frac{E'_d o}{1 - \frac{x_d - x'_d}{Z_{11(u)}} \cos \alpha_{j1(u)}} - \frac{U}{Z_{12(u)}} \frac{\cos(\delta_{o(u)} - \alpha_{12(u)})}{\frac{1}{x_q - x'_d} - \frac{\cos \alpha}{Z_{11(u)}}},$$

где все величины определены по отношению к напряжению U , принятому за ось отсчета (аналогично и для остальных).

Может быть также составлена система уравнений для определения E_Q , через э. д. с. $E_{Q_2} \dots E_{Q_m}$ и т. д.

Э. д. с. E_d находится по E'_d и E_Q :

$$E_d = E_Q \frac{x_d - x'_d}{x_q - x'_d} - E'_d \frac{x_d - x_q}{x_q - x'_d}.$$

Система уравнений (15) решается для конечных приращений за рассматриваемый интервал времени:

$$\Delta E_{d(n)} = \frac{E_{de(n)} - E_{d(n-1)}}{T_o} \Delta t,$$

$$\Delta E_{de(n)} = \frac{E_{df(n)} - E_{df(n-1)}}{T_e} \Delta t,$$

$$\Delta E_{df(n)} = \frac{E_{per(n)} - E_{per(n-1)}}{T_f} \Delta t,$$

$$E_{per(n)} = E_o + k_u \Delta U_{(n-1)} + k_\delta \Delta \delta_{(n-1)} + k'_u \frac{\Delta U}{\Delta t} + k_\delta \frac{\Delta \delta}{\Delta t}.$$

Во многих случаях можно ограничиться учетом системы возбуждения только по уравнению (15'), приняв экспоненциальный закон изменения с постоянной времени возбуждения возбудителя, так как это делается при обычных расчетах методом последовательных интервалов.

Приращения угла будут при этом находиться по формуле

$$\Delta \delta_n = \left(1 - \frac{\Delta t}{M} P_{d(n-1)}\right) \Delta \delta_{(n-1)} + \frac{\Delta t^2}{M} \left(1 - \frac{\Delta t P_{d(n-1)}}{2M}\right) \Delta P_{(n-1)}. \quad (21)$$

Последнее выражение (21) является расчетной формулой, могущей применяться при практических расчетах. Величина P_d , выше грубо рассматривавшаяся нами как постоянная величина, в действительности является величиной переменной, зависящей от абсолютного значения угла и от скорости изменения его.

Нагрузка электрических систем состоит в основном из осветительной и бытовой нагрузки, асинхронных двигателей и электрических печей промышленного значения.

Осветительная и бытовая нагрузка вполне обосновано может быть заменена постоянным сопротивлением или учтена по статиче-

ской характеристике $P = P_n \left(\frac{V}{V_n}\right)^{1,65} = P_n U^{1,65}$.

Вопрос об учете печной нагрузки решается в зависимости от типа печи; в первом приближении печная нагрузка, так же, как и бытовая, может быть заменена постоянным сопротивлением или некоторой статической характеристикой $P_n = f(u)$ или $R_n = f(u)$.

Более сложным является вопрос об учете асинхронных двигателей. В асинхронных двигателях при изменении режима происходит, вообще говоря, два вида процессов: механические, точнее, электромеханические и электромагнитные. Электромагнитные процессы не оказывают заметного влияния на относительное движение элементов системы (самых двигателей и генераторов) и поэтому ими с полным основанием можно пренебречь. Существенным оказывается только учет электромеханических процессов. Здесь мы пользуемся уравнением:

$$M_k \frac{ds}{dt} = M_c - M_{\text{эл}}, \text{ где } S = \frac{d\delta_z}{dt},$$

где M_k — постоянная инерции двигателя,

M_c — момент сопротивления,

$M_{\text{эл}}$ — электромагнитный вращающий момент двигателя.

Обозначим статический момент сопротивления $M_{\text{ст}}$.

M_n — момент сопротивления при нормальных оборотах. Тогда момент сопротивления (M_c) выражается формулой:

$$M_c = M_{\text{ст}} + (M_n - M_{\text{ст}})(1-S)^n,$$

где показатель степени n зависит от типа установки.

Вращающий момент $M_{\text{эл}}$ при обычных допущениях, которые мы не будем здесь подвергать критике, принимается равным.

$$M_{\text{эл}} = \frac{2M_{\text{макс}}}{\frac{S_k}{S} + \frac{S}{S_k}} \left[\frac{U}{U_n} \right]^2, \quad (22)$$

где S_k — критическое скольжение, соответствующее максимуму мощности двигателя, причем

$$S_k \approx \frac{R}{x_c}; \quad P_{\text{макс}} \approx \frac{U^2}{2x_c} \quad (\text{при обычных обозначениях})$$

к записанной выше системе уравнений (18, 19, 20), характеризующих переходные процессы в турбине и ее регуляторах, в генераторах и их регуляторах напряжения в системе возбуждения, мы должны добавить уравнение, характеризующее электромеханические процессы в асинхронных двигателях:

$$M_p \delta_z = S_k [M_{\text{ст}} + (M_n - M_{\text{ст}})(1-p\delta_z)^n] - \frac{2M_{\text{макс}} U^2}{S_k^2 + (p\delta_z)^2},$$

где все величины выражены в относительных единицах. Добавление такого уравнения к уже достаточно сложной системе уравнений (18—20) делает практически невозможным непосредственное интегрирование этой системы уравнений. Поэтому и в отношении учета нагрузки нам следует также обратиться к численному интегрированию, т. е. методу последовательных интервалов, применяя его аналогично тому, как это было сделано при расчетах изменения мощности генераторов.

Таким образом, метод последовательных интервалов дает возможность с достаточной полнотой учесть и поведение нагрузки при определении электрической мощности.

Подводя итоги, можем констатировать, что единственно практически приемлемым расчетным методом является метод последовательных интервалов, позволяющий найти в каждом интервале и, следовательно, в любой момент времени все значения мощностей, скоростей (скольжений) отдельных двигателей и генераторов, токов и напряжений.

В каждом интервале кроме электрических величин должна быть известна также мощность турбин с учетом регуляторов. Для введения её в вычисления последовательными интервалами необходимо решать в конечных разностях приведенные выше уравнения турбин и регуляторов.

Рассмотрим сначала простейшие из приведенных выше уравнений, а именно, уравнение (2^б). Переходя к конечным разностям, мы можем записать это уравнение в следующем виде:

$$\frac{\Delta P_{\text{пер}n}}{\Delta t} = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma T_s} \left(\frac{\Delta \delta}{\Delta t} \right)_{(\text{нсп})} - \beta \frac{P_{\text{пер}(n-p)}}{T_s},$$

где n — номер интервала, „ср“ — среднее скольжение за предшествующую половину интервала или, полагая

$$\Delta t_{(\text{нсп})} = \frac{\Delta \delta_n}{360 f}; \quad P_{\text{пер}(\text{нсп})} = P_{\text{пер}(n-1)} + \frac{\Delta P_{\text{пер}(n)}}{2},$$

получим

$$\Delta P_{\text{пер}(n)} = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma T_s} \cdot \frac{\Delta \delta}{360 f} - \beta \frac{P_{\text{пер}(n-1)} + \frac{\Delta P_{\text{пер}(n)}}{2}}{T_s} \Delta t;$$

отсюда нетрудно найти интересное нас значение:

$$\Delta P_{\text{пер}(n)} = \frac{P_{\text{ит}}}{\sigma \left(T_s + \frac{\Delta t}{2} \beta \right)} \frac{\Delta \delta_n}{360 f} - \frac{\Delta t \beta}{\left(T_s + \frac{\Delta t}{2} \beta \right)} P_{\text{пер}}.$$

Таким образом, мы имеем возможность найти приращение мощности в любой интервал времени и связать уравнение изменения мощности турбины с уравнениями электромеханического и электромагнитного процесса, получая полную картину переходного процесса в электрической системе.

В случае учета механических процессов в турбине и их регуляторов по формулам, отражающим большее количество влияющих факторов, чем приближенная формула (2^б), методика расчета осложняется, оставаясь все же, как будет показано в следующей статье, практически приемлемой.

В ы в о д ы

Настоящая работа позволила установить методику расчета любых переходных процессов в энергетической системе, рассматриваемой как единое целое, включая сюда электрическую часть (генераторы, сеть, нагрузка), механическую часть (турбина, регуляторы скорости или регуляторы частоты), гидромеханическую часть (учет влияния гидравлического удара).

Такое комплексное рассмотрение процесса, разумеется, далеко не всегда необходимо, но в ряде случаев такой подход является

единственно возможным для получения приемлемых с практической точки зрения результатов.

Одной из главных задач, которые должны быть разрешены при продолжении этой работы, будет установление границ, определение группы задач, при которых необходим учет переходных процессов во всех электрических, механических и гидромеханических элементах энергетической системы и установление случаев, когда возможно и когда следует пренебрегать теми или иными процессами.

Второй задачей является уточнение методики расчета, разработанной автором (основные положения этой методики изложены в настоящей статье). Это касается, в первую очередь, вопросов учета гидравлического удара, вопросов учета регуляторов частоты различных типов, уточнения уравнений цепей возбуждения и регуляторов напряжения и, наконец, уточнения вопроса о влиянии насыщения.

Здесь же, в процессе этих уточнений, должен быть более детально рассмотрен вопрос о системах со слабой и сильной связью (вопрос, рассмотренный автором в предыдущей работе, а также еще раньше в статье, написанной совместно с П. С. Ждановым и опубликованной в журнале "Электричество").

Далее, для расширения возможностей практического использования результатов настоящего исследования необходима большая работа в следующих направлениях:

а) уточнение параметров регуляторов скорости турбин и регуляторов частоты, имеющих в системах;

б) уточнение параметров электрических регуляторов напряжения схем компаундирования и т. д.;

в) уточнение полученных в настоящей работе общих уравнений, для чего необходимы исследования влияющих факторов, как теоретические, так и экспериментальные;

г) уточнение вопроса об учете изменения угловой скорости в уравнениях мощности, возможности введения допущения $P=M$;

д) в соответствии с результатами уточнений, указанных выше, необходимо провести работу по уточнению и одновременно упрощению методов решения полученных уравнений.

Это касается как методики решения последовательными интервалами, где можно применить вспомогательные номограммы, кривые и таблицы, так и методики аналитического решения, которая, в отдельных частных случаях, может быть с успехом проведена.

Такое аналитическое решение потребует, очевидно, весьма существенных упрощений и допущений. Но если эти последние будут разумно оценены, то такие решения могут быть исключительно полезны для установления общих закономерностей и общего анализа процессов в системе и в ряде случаев для конкретных целей при решении практических задач.

Этот вопрос рассмотрим в следующей статье.

П р и л о ж е н и е

Результаты решения уравнений, описывающих поведение системы

Непосредственное интегрирование уравнений поведения системы, с учетом происходящих в ней электрических, электромеханических и гидродинамических процессов, возможно только при наличии упрощающих допущений. Здесь можно идти следующими путями:

а) можно принять мощность или вращающий момент турбины постоянными, отбросив при этом все механические процессы. Так мы приходим к методике, применяемой в расчетах устойчивости электрических систем.

Если при этом отказаться от решения нелинейных уравнений и аппроксимировать тригонометрические функции какой-либо зависимостью, то в ряде случаев возможно найти обычно интересующие инженера значения f , δ , U , J , P в виде аналитических зависимостей от времени.

б) Можно принять постоянной электрическую мощность, или электрический момент генераторов и при таких условиях искать зависимость частоты и мощности турбины от времени.

в) Можно, наконец, задать тот или иной закон изменения электрической мощности в зависимости от скорости аппроксимировать трансцендентные зависимости приближенными аналитическими выражениями.

Эти вопросы более подробно будут рассмотрены в следующей статье; здесь мы проведем только некоторые предварительные исследования.

Разберем некоторые частные случаи поставленной задачи.

1. Если регуляторы турбины не действуют, и её мощность остается постоянной, то при набросе или сбросе мощности происходит непрерывный рост частоты системы:

$$M \frac{ds}{dt} = M_{\text{мех}} - M_{\text{эл}} \approx \Delta P \quad \begin{matrix} M_{\text{мех}} = \text{const}, \\ M_{\text{эл}} = \text{const}. \end{matrix}$$

Тогда имеем:

$$S = \frac{\Delta P}{M} t \equiv \Delta f.$$

Частота растет пропорционально времени, интенсивность возрастает пропорционально отношению наброса (ΔP) к суммарной, приведенной инерции системы.

2. Если при отсутствии регулирования механической мощности принять, что электрическая мощность изменяется по следующему закону:

$P_{\text{эл}} = P_0 (1 + S) \pm \Delta P = P'_0 + P_0 S$, где $P'_0 = P_0 \pm \Delta P$, то дифференциальные уравнения изменения скольжения принимают вид:

$$M \frac{ds}{dt} - P_{\text{мех}} + P_0 + P_0 S = 0,$$

$$M \frac{ds}{dt} + P_0 S \pm \Delta P = 0.$$

$$\text{Обозначим } T = \frac{M}{P_0}; \quad \text{тогда } \Delta f \equiv S = \frac{\Delta P}{P_0} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right).$$

т. е. происходит нарастание частоты по экспериментальной зависимости, причем при некотором значении электрической мощности, увеличивающейся с ростом частоты, наступает установившийся режим. Отклонение частоты определяется величиной наброса мощности.

3. Оценка эффекта регулятора напряжения. Действие регулятора напряжения сводится к увеличению электрической мощности. Это при сделанных допущениях означает, что благодаря действию регулятора напряжения при сбросе нагрузки отклонение частоты будет уменьшаться, процесс же изменения частоты будет идти быстрее.

4. Если отразить действие регуляторов и изменение механической мощности уравнением (2⁶) и одновременно принять $P_{\text{эл}} = \text{const}$, то мы приходим к следующей системе уравнений:

$$\frac{dP_{\text{пер}}}{dt} = \frac{sP_{\text{нт}}}{\sigma T_s} - \frac{P_{\text{пер}}}{T_s} \quad \text{и} \quad M \frac{ds}{dt} + P_{\text{эл}} - P_T = 0,$$

$$P_{\text{пер}} = P_0 - P_T, \quad P_T = P_0 - P_{\text{пер}}; \quad \beta = 1.$$

Пусть $P_{\text{эл}}$ изменилось скачком на величину $\pm \Delta P$; тогда

$$M \frac{ds}{dt} + P_{\text{эл}} \pm \Delta P - P_0 + P_{\text{пер}} = 0,$$

$$\text{но} \quad P_{\text{эл}} = P_0$$

$$\text{следовательно,} \quad M \frac{ds}{dt} + P_{\text{пер}} \pm \Delta P = 0,$$

где $\Delta P = \text{const}$.

Из этого уравнения определяем $P_{\text{пер}}$:

$$P_{\text{пер}} = -M \frac{ds}{dt} \pm \Delta P; \quad \frac{dP_{\text{пер}}}{dt} = -M \frac{d^2s}{dt^2}.$$

Следовательно уравнение (2⁶) может быть переписано так:

$$-M \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{sP_{\text{нт}}}{\sigma T_s} + M \frac{ds}{T_s dt} \pm \frac{\Delta P}{T_s},$$

откуда имеем:

$$\Delta f \equiv S = \frac{\sigma \Delta P}{P_{\text{нт}}} + \frac{\sigma \Delta P}{P_{\text{нт}}} \frac{1}{2\sqrt{1-q}} [(1 - \sqrt{1-q}) e^{a_1 t} - (1 + \sqrt{1-q}) e^{a_2 t}],$$

где

$$q = \frac{4T_s}{\sigma} \frac{P_{\text{нр}}}{M}; \quad \alpha_{1,2} = -\frac{1}{2T_s} \left(1 \pm \sqrt{1-q} \right).$$

Очевидно, что установившееся изменение частоты будет равно:

$\Delta f = \pm \frac{\sigma \Delta P}{P_{\text{нр}}}$, т. е. будет пропорционально коэффициенту неравномерности σ величине наброса мощности, отнесенного к мощности системы.

Полученной зависимости можно, как известно, придать и другой вид:

$$\Delta f = \pm \frac{\sigma \Delta P}{P_{\text{нр}}} - 2e^{-\frac{1}{2T_s}} \sqrt{A^2 + B^2} \Delta P \cos(\omega t + \varphi),$$

где

$$A = \frac{\sigma}{2P_{\text{н}}},$$

$$B = \frac{1}{2\omega M} \left[\frac{\sigma M}{2P_{\text{н}}} - 1 \right],$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{T_s - \frac{\sigma M}{2P_{\text{н}}}}{2T_s \omega A M},$$

$$\omega = \frac{1}{T_s} \sqrt{\frac{P_{\text{н}} T_s}{\sigma M} - 0,25}.$$

Изменение частоты будет, следовательно, состоять из постоянной, составляющей $\frac{\sigma \Delta P}{P_{\text{нр}}}$ (установившегося изменения Δf) и пере-

ходного (свободного) изменения, происходящего в зависимости от соотношения параметров аperiodических или с колебаниями частотой, постепенно затухающим с постоянной времени T_s (см. рис 5). Если принять, что электрическая мощность $P_{\text{н}} = P_0(1+s)$, т. е., что рост частоты приводит к возрастанию электрической мощности, то легко установить, что характер изменения частоты остается таким же,

но постоянная времени T_s принимает значение $T'_s = T_s \frac{M}{M+P_s T_s}$,

т. е. происходит более быстрое затухание колебаний частоты, причем меньше M , тем заметнее это явление. Частота колебаний при этом увеличивается тем заметнее, чем меньше M . При больших M это влияние ничтожно:

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{\text{н}}}{T_s \sigma M} - \frac{1}{4} \left[\frac{1}{T_s} - \frac{P_s}{M} \right]^2}.$$

В заключение приведем результаты некоторых расчетов* и сопоставим их с данными эксперимента.

На рис. 2 показано изменение частоты при набросе нагрузки. Расчет проведен методом последовательных интервалов при упрощенном учете регуляторов напряжения и при замене нагрузки постоянным сопротивлением. Регулирование турбины учтено согласно уравнения.

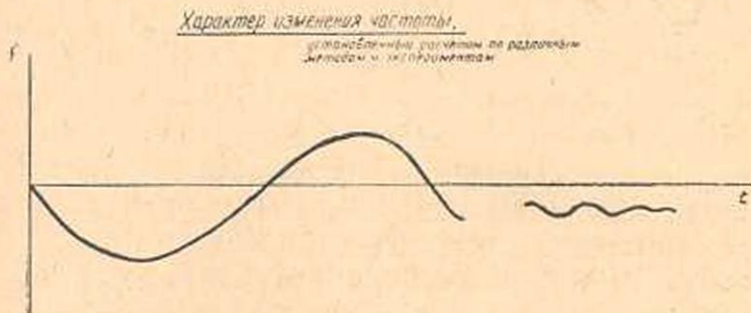


Рис. 2.

На рис. 3 показано то же изменение частоты, но при учете переменного скольжения двигателей и учете регулирования турбин по уравнению (18), а также при учете в последнем уравнении того обстоятельства, что $P \neq M$.

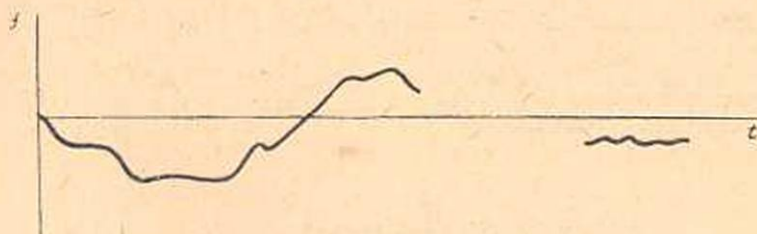


Рис. 3.

На рис. 4 показаны результаты расчета упрощенным методом в предположении, что $P_{эл} \equiv (1+S)$.

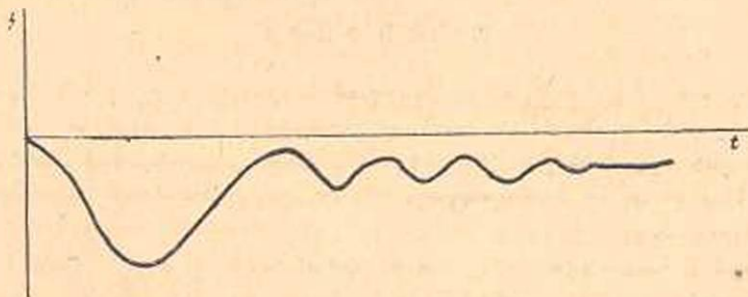


Рис. 4.

* Проводились при участии канд. техн. наук Л. А. Жукова.

Рис. 5 показывает то же изменение, полученное на основании эксперимента.*



Рис. 5.

Приведенные на этих рисунках результаты мы не будем подвергать подробному разбору, поскольку они носили только предварительный характер и имели целью выявление качественной картины процесса. Расчетные параметры здесь подбирались так, чтобы возможно ближе подойти к результатам, полученным экспериментально.

Сопоставление с экспериментом здесь весьма ориентировочно, ибо не были известны все параметры исследуемой системы и её регуляторов.

Более серьезное количественное сопоставление результатов, получаемых аналитически при различных допущениях и экспериментально — дело дальнейшего развития настоящей работы.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

Վ. Ս. ՎԵՆԻԿՈՎ

ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ՍԻՍՏԵՄՆԵՐԻ ՄԵՋ ՀԱՈՐՈՒԹՅԱՆ ԻՋԵՑՄԱՆ ԵՎ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՌԵԺԻՄՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա. Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգիածուժ քննության են առնված հզորության իջեցման և բարձրացման դեպքում (բեռնվածքի կամ դեներացիայի հզորության փոփոխում) էլեկտրական սխեմաների մեջ աեղի ունեցող պրոցեսների կոմպլեքսը և նրանց հետ կապված հաճախականության, լարվածության և հոսանքի փոփոխությունները:

Փորձ է կատարված առլ հաշվարկման մեթոդ, որը հաշվի է առնում դեներատորների էլեկտրական հզորության փոփոխումը ոչ ստացիոնար

* По данным опытов, проводившихся в системе Арменэнерго.

պրոպեսի դեպքում, որը տեղի ունի հղորութեան իջեցման և բարձրացման հետևանքով, արագութեան կանոնավորիչների ազդեցութեան ներքո, հաշվի առնելով տարրերի մեխանիկական հղորութեան փոփոխումը (այդ դեպքում մոտավորապես հաշվի են առնվում նաև հիդրավլիկական հարվածի հետ կապված երևույթները) և հաշվի առնելով բեռնվածքի շարժիչների ընթացքն ու կենցաղային սպառողների բնութագրերը: Հաճախականության դպարի փոփոխությունների դեպքում անհրաժեշտ է լինում հաշվի առնել ասինխրոն մոմենտները, որոնք պայմանավորված են դեմպֆերային փաթաթաններով, զրդուման փաթաթանով առաջարկված մեթոդիկան հաշվի է առնում նաև այդ ֆակտորները:

Նկարագրված են հեղինակի կատարած տնայիտիկ հետազոտությունների մի քանի արդյունքները, կատարված Հայկական ՍՍՌ ԳԱ իսկական անդամ, պրոֆ. Ռ. Վ. Նզիադարովի նախաձեռնությամբ:

Դրանք նպատակ ունեն ցույց տալ, որ թվային ինտեգրում կիրառելու դրա հիմնված հաշվարկման առաջարկված մեթոդիկան կարող է տալ պրոպեսի պատկերը, որը քանակապես և որակապես մոտենում է փորձականորեն ստացված արդյունքներին:

Անալիտիկ և փորձական հետազոտության արդյունքների մանրամասն քանակական համեմատությունն առաջիմ դժվար է, չնորհիվ իրական սխտեմի պարամետրների մասին թերի անգեկությունների, այն սխտեմի, որի մեջ կատարվել են որպես սառնակիչ ընդունված փորձերը:

Տվյալ աշխատանքը նպատակ ունի տալ խնդրի դրվածքը և նշում է նրա լուծման ուղիները:

Աշխատանքում ընդունված ելման դրույթների և ենթադրությունների հետադա՝ ճշգրտումը կգարգացվի հաջորդ հոդվածներում, որոնք կարտահայտեն հեղինակի ներկայումս կատարվող հետազոտությունների արդյունքները և կգարգացնեն սվյալ աշխատանքը:

