

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

А. А. АСЛАМАЗЯН

РАБОТА ГИДРОТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Сплошной поток жидкости, поступаая в канал равномерно вращающегося рабочего колеса турбины, подвергается на ее лопасти разрыву сплошности. При этом создаются такие условия работы турбины, которые выражаются общеизвестным уравнением:

$$H\gamma_1 = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (1)$$

или выражением для вращающего момента:

$$M_c = \frac{\gamma Q H}{\omega} \eta_1 \quad (2)$$

где v_1, v_2 абсолютные и u_1, u_2 окружные скорости потока у входа и выхода из рабочего колеса, α_1, α_2 углы между векторами v и u , H — напор, ω — угловая скорость, Q — расход, γ — объемный вес воды и η_1 — кпд турбины.

В случае неравномерного вращения рабочего колеса, т. е. при неустановившихся режимах, изменение M_c и ускорения агрегата связаны уравнением

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_c - M_z, \quad (3)$$

где J — момент инерции вращающихся масс агрегата, M_z — момент генератора, t — время.

Из уравнения (3) следует, что при $M_c \neq M_z$ агрегат получает некоторое ускорение $\frac{d\omega}{dt}$ под действием избыточного момента ($M_c - M_z$),

который согласно (2) при постоянном напоре и расходе в свою очередь изменяется с изменением угловой скорости. Значения M_c для различных ω при установившихся режимах можно получить из обычных характеристик турбины, снятых в условиях статических режимов. До сего времени неизвестна возможность использования характеристик турбин, построенных в условиях установившегося режима (статический) для случая исследования неустановившегося режима (динамический) работы турбины и не установлена соответствующая зависимость между вращающим моментом и угловой скоростью:

$$M_d = f(\omega_d).$$

Настоящая работа посвящена данному вопросу.

Для решения поставленной задачи рассмотрим движение потока по каналу неравномерно вращающегося рабочего колеса при $H = \text{const}$. В любой момент времени поток испытывает сложное ускорение, благодаря чему векторы абсолютной скорости v , и ее составляющих — окружной скорости и относительной скорости w будут менять свое направление. Однако при всех режимах и для любого момента времени имеем:

$$\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}. \quad (4)$$

Следовательно, суммарное перемещающее ускорение будет

$$|j| = |j_u| + |j_w|, \quad (5)$$

где j_u и j_w — ускорения по направлениям u и w .

Если в канале неравномерно вращающегося рабочего колеса (рис. 1) выделить элемент потока площадью ds , длиной dl , массой dm

и применить к нему закон динамического равновесия, то уравнение (5) в проекции на направление w примет вид:

$$|i_w dm| = |\Sigma F_e|_w - |j_u dm|_w, \quad (6)$$

где ΣF_e — сумма внешних сил, действующих на выделенный элемент потока.

После замены отдельных членов уравнения (6) соответствующими значениями и вводя ряд обозначений, как это делает Тено [1], получим уравнение, выражающее работу гидротурбины при неустановившемся режиме в виде [2]:

$$H\eta = \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} + \frac{2A d\omega}{g dt}. \quad (7)$$

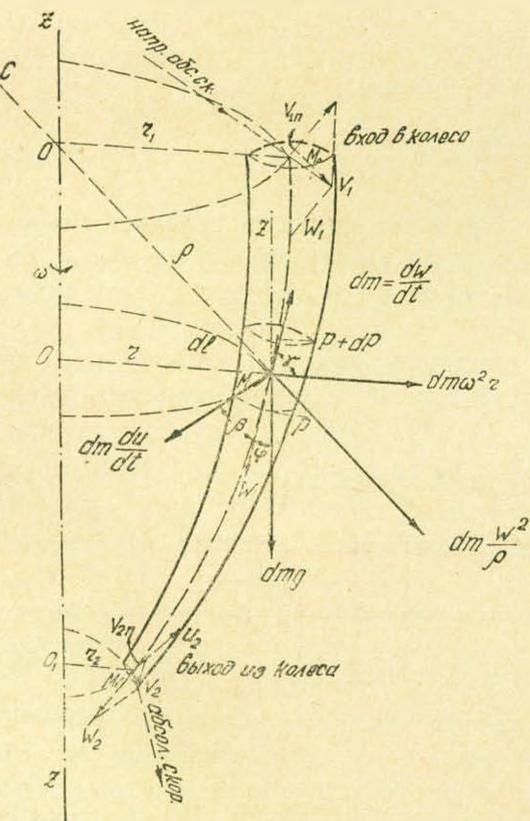


Рис. 1. Схема сил действующих на турбину.

и открытия направляющего аппарата

$$Q = f(H, \omega, \alpha).$$

Если создать такие условия, чтобы при переходном процессе напор и открытие турбины оставались постоянными, то будем иметь:

$$Q = f(\omega).$$

Изменение Q в зависимости от изменения ω для реактивных турбин различных быстроходностей происходит по разному.

Для всех этих турбин закон изменения Q в зависимости от ω при $H = \text{const}$ практически можно принять за прямую, имеющую соответствующий наклон: для тихоходных турбин $\frac{Q - Q_0}{\omega} > 0$,

$$\text{для нормальных } \frac{Q - Q_0}{\omega} = 0$$

$$\text{и быстроходных } \frac{Q - Q_0}{\omega} < 0,$$

где Q_0 — расход через турбину при определенном открытии и при $\omega = 0$.

Как показали эксперименты, приведенные на динамической модели (при условии $\alpha_0 = \text{const}$, $H = \text{const}$), изменение расхода через турбину в зависимости от ω при динамических режимах происходит так, как при статическом режиме, т. е. независимо от того режим установившийся или неустановившийся, каждой ω_d динамического режима соответствует определенный Q_d и каждой ω_c статического режима соответствует определенный Q_c . Следовательно, когда $\omega_d = \omega_c$ имеем $Q_d = Q_c$.

На рис. 2 даны кривые $Q = f(n)$ статических режимов работы

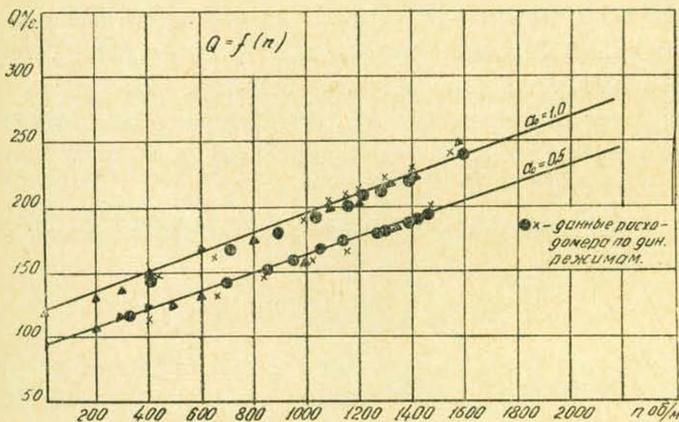


Рис. 2. Кривые зависимости $Q = f(n)$

турбины. Крестиками нанесены экспериментальные данные динамических режимов.

Вышесказанное дает право для данной турбины написать

$$\frac{Q_c - Q_0}{\omega} = \frac{Q_d - Q_0}{\omega} = \text{const}.$$

Умножая уравнение (7) на $\gamma \left(\frac{Q - Q_0}{\omega} \right)$, вводя обозначение

$K = \pm \frac{\gamma}{g} \left(\frac{Q - Q_0}{\omega} \right)$ и учитывая, что при $Q_0 = 0$, $\omega_0 = 0$ работа турбины равна нулю, получим:

$$M_d = \frac{\gamma Q H}{\omega} \tau_1 = \frac{\gamma Q}{\omega} \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \pm 2AK \frac{d\omega}{dt}. \quad (8)$$

Таким образом получено выражение для вращающего момента при динамическом режиме работы турбины.

Зная, что
$$\frac{\gamma Q}{\omega} \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} = M_c$$

уравнение (8) перепишем в таком виде:

$$M_d = M_c \pm 2AK \frac{d\omega_d}{dt} = M_c \pm M_i, \quad (9)$$

где

$$M_i = 2AK \frac{d\omega}{dt}. \quad (10)$$

Из уравнений (9) и (10) следует, что при неустановившемся режиме работы турбины в результате влияния приращения угловой скорости на изменение количества движения потока во входном и выходном сечениях рабочего колеса возникает некоторый дополнительный момент, величина которого зависит от конструктивных особенностей турбины, характеризуемых коэффициентами A и K и от приращения угловой скорости турбины. С увеличением быстроходности и размеров рабочего колеса, увеличивается M_i .

В зависимости от величины M_i , характеристики гидротурбин при динамических режимах будут отличаться от таковых, снятых при статических режимах.

Полученный вращающий момент (9) затрачивается на ускорение вращения агрегата

$$M_d = J \frac{d\omega_d}{dt} \quad (11)$$

Приравнивая (9) к (11), получим:

$$J \frac{d\omega_d}{dt} = M_c \pm 2AK \frac{d\omega_d}{dt} \quad (12)$$

или

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{M_c}{J \pm 2AK}. \quad (13)$$

Для статического режима когда $M_i = 0$ формула (12) имеет вид:

$$J \frac{d\omega_c}{dt} = M_c. \quad (14)$$

Подставляя (14) в уравнение (13), получим:

$$\frac{d\omega_a}{dt_a} = \frac{J}{J \pm 2AK} \frac{d\omega_c}{dt_c} \quad (15)$$

Уравнения (12) и (15) связывают изменения во времени вращающего момента и скорости вращения агрегата при неустановившемся режиме, с учетом момента инерции агрегата и конструктивных особенностей турбины. Отметим, что во всех случаях принимается колесо как жестко-лопастное.

Значение коэффициента A для каждой турбины определяется из проекта рабочего колеса, а коэффициент K для турбин разных типов в зависимости от n_s дан на рис. 3. Для пересчета статических харак-

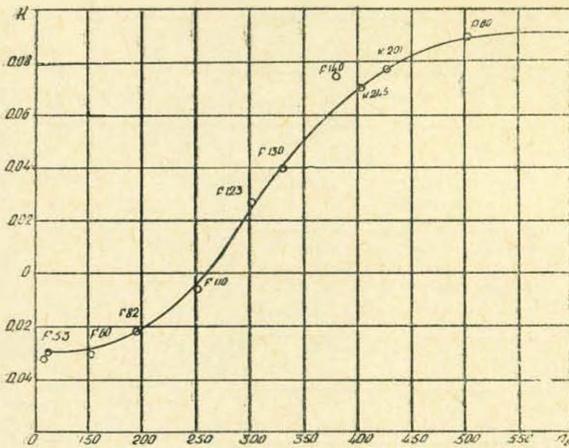


Рис. 3. Значение коэффициента „K“ в зависимости от n_s турбины.

теристик на динамические, в уравнении (15) ω заменяется на $\frac{\pi n}{30}$, а дифференциалы заменяются конечными разностями, т. е.:

$$\frac{\Delta n_a}{\Delta t_a} = \frac{J}{J \pm 2AK} \frac{\Delta n_c}{\Delta t_c} \quad (16)$$

Последовательность расчета динамического момента дана в работе [2].

Эксперименты, приведенные на динамической модели в лаборатории моделирования ИнЭГ АН АрмССР в условиях сохранения постоянства напора во всех режимах ее работы показали хорошее совпадение динамических кривых $M = f(n)$, полученных экспериментом и расчетами.

Для получения динамических характеристик с учетом влияния переменного по времени напора были произведены серии экспериментов [3]. Результаты исследований работы гидротурбины на динамической модели в условиях сохранения постоянства напора в установившихся и неустановившихся режимах ее работы, а также в случае нарушения постоянства напора в результате, изменений давления

в прямоосяжной отсасывающей трубе, опубликованы в [2]. Дальнейшие исследования были проведены на динамической модели с подводным трубопроводом длиной 69 м и диаметром $D=0,64$ м, спиральной камерой и коленообразной отсасывающей трубой. На рис. 4 приведены характеристики $M=f(n)$ колеса К 245, полученные при данных исследованиях.

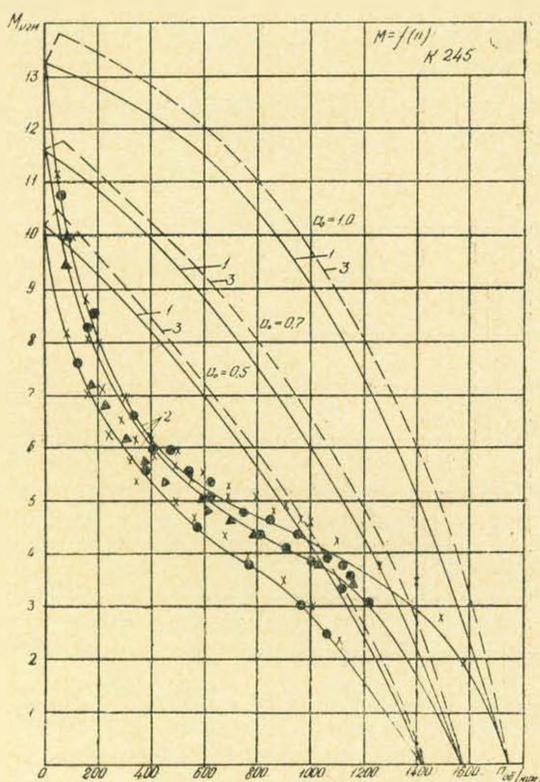


Рис. 4. Кривые зависимостей $M - t(n)$.

Кривые, проведенные пунктирной линией, соответствуют результатам расчетов динамических моментов по вышерекондованным выражениям. Поскольку эти формулы выведены из условия постоянства напора, то, как видно, экспериментальные динамические характеристики резко отличаются от расчетных. Для установления возможности сравнения динамических характеристик одной и той же турбины, работающей при переменном напоре, необходимо приведение характеристик к одним и тем же условиям.

Для этого из уравнения (7) согласно теории моделирования получаем следующий комплекс масштабных множителей

$$\frac{\alpha_u \alpha_v}{\alpha_D \alpha_H \alpha_\gamma} = 1, \quad (17)$$

$$\frac{\alpha_A \alpha_w}{\alpha_D \alpha_H \alpha_v \alpha_\sigma} = 1. \quad (18)$$

Величины, входящие в уравнение (7) относящиеся к условиям $H = \text{const}$, обозначены индексом „а“, а при $H = \text{const}$ индексом „в“. Отношение же этих величин обозначено через α , индекс при котором относится к искомой величине.

Принимая для одной и той же турбины $\alpha_D = 1$; $\alpha_A = 1$; $\alpha_g = 1$; $\alpha_\eta = 1$ и пренебрегая инерцией жидкости на коротком участке, получены формулы пересчета параметров M , n и t турбины, работающей в динамических режимах для перехода от условия $H = \text{const}$ к условию $H \neq \text{const}$.

$$n_a = n_b \sqrt{\frac{H_a}{H_b}}, \quad (19)$$

$$M_a = M_b \frac{H_a}{H_b}, \quad (20)$$

$$t_a = t_b \sqrt{\frac{H_b}{H_a}}, \quad (21)$$

г. е. получены обычные формулы пересчета.

Следовательно, общеизвестные формулы для пересчета статических характеристик турбины применимы и для пересчета ее динамических характеристик, но с пересчетом и времени. По указанным формулам 19, 20, 21 можно пересчитать динамические кривые (3, рис. 4) из условий $H = \text{const}$, на переменный напор $H = f(t)$. Результаты подобного пересчета нанесены на кривые $M = f(n)$ (рис. 4)

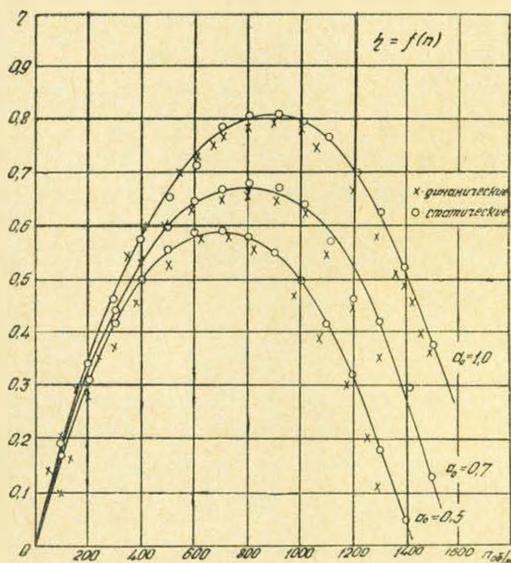


Рис. 5. Изменение $\eta = f(n)$ по схеме III.

крестиками. Как видно, эти точки хорошо ложатся на экспериментальные кривые, что подтверждает правильность формул пересчета. Из вышесказанного вытекает, что при одинаковых напорах в любой мо-

мент времени $M_i = M_0 - M_c$. При этом динамические характеристики турбин отличаются от статических тем, что в них учитывается M_i , зависящий от конструктивных особенностей (A и K) момента инерции и величины ускорения данной турбины. Этим доказывается также, что коэффициент полезного действия турбины, в статическом и динамическом режимах ее работы остается одинаковым, т. е. $\eta_0 = \eta_c$, что очень важно для исследования переходных процессов гидроэнергосистем. На рис. 5 даны кривые $\eta = f(u)$ статических режимов работы модельной турбины по вышеуказанной схеме. Крестиками нанесены данные динамических режимов.

Таким образом выведенные расчетные формулы и формулы пересчета дают возможность по статическим характеристикам турбины получить ее динамические характеристики, не прибегая к эксперименту.

Институт энергетики и гидравлики
АН АрмССР

Поступило 20.V 1960

Հ. Ա. ԱՍԼԱՄԱԶՅԱՆ

ՀԻՒՐՈՏՈՒՐԲԻՆԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ԱՆՑՄԱՆ ԹԵԺԻՄՆԵՐՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Ներկա հոդվածում շարադրվում է շհաստատված ռեժիմներում տուրբինի աշխատանքը արտահայտող հավասարման արտածումը:

Պարզվում է, որ այդ ռեժիմներում տուրբինի պտտող մոմենտը ավելանում է մի ինկրցիոն մոմենտով, որի մեծությունը կախված է ադրեղատի պտտող մասերի ինկրցիայի մոմենտից և աշխատող անիվի կոնստրուկտիվ առանձնահատկությունները բնորոշ A և K մեծություններից: Հոդվածում շարադրված է նաև տուրբինի հանրահայտ քարակտերիստիկ կորերը վերահաշվելու և նրանցման քարակտերիստիկ կորերն ստանալու մեթոդը: Այս դեպքում անտես է առնվում ադրեղատի որևէ մասում գոյություն ունեցող ճնշման տատանում և հետևաբար նշված հավասարումը ընդունելի է հաստատուն էջքի առկայության պայմանների համար:

Հոդվածում բերվում են տուրբինի ցանկացած քարակտերիստիկ կորը հաշվելու բանաձևեր, որոնք հնարավորություն են տալիս ստանալու նրա շհաստատված ռեժիմում ունեցած քարակտերիստիկ կորերը ցանկացած էջքի և շափերի դեպքում: Բոլոր հաշվումները համեմատված են փորձերից ստացած արդյունքների հետ, որը ցույց է տալիս, որ արժարժված բանաձևերը ունեն բավարար ճշտություն և նրանք կարող են կիրառվել գործնական հաշիվներում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. A. Aenot. Turbines hydrauliques et regulateurs automatiques de vitesse. Paris, 1935.
2. Асламазян А. А. О характеристиках гидротурбин при переходных процессах Н/ДВШ, «Энергетика» № 2, 1958.
3. Асламазян А. А. Энергетическое испытание турбин. «Известия АН Армянской ССР» (сер. техн. н.), № 3, 1959.