

ГИДРОТЕХНИКА

Б. Л. БУНИАТЯН

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

В связи с объединением энергосистем возникает необходимость изучения ряда вопросов, относящихся к работе системы как при статическом, так и при переходных режимах [1—4] на динамической модели системы.

При моделировании гидравлической части системы достаточно только ограничиться моделированием моментных, расходных и оборотных характеристик агрегата, ибо явление переходного процесса суммарно выражается через изменения во времени —  $t$ , движущего момента турбины —  $M$ , расхода воды —  $Q$  и числа оборотов —  $n$ .

На эти характеристики в значительной мере влияет инерция движения массы воды в напорной системе ГЭС, возникающая при переходных процессах.

Для учета этого влияния Н. В. Егизаровым была разработана [5] теория моделирования гидравлического удара в напорной системе ГЭС. При масштабе времени  $\sigma_t = 1$  она практически использована [6, 7].

В этой статье делается попытка дать теорию моделирования динамических характеристик гидротурбин, определить критерии подобия и масштабные множители для всех энергетических параметров.

Работа турбины при переходных режимах выражается следующим уравнением, полученным А. Tenot [9].

$$H\gamma = \frac{U_1 V_{a1} - U_2 V_{a2}}{g} = \frac{2A}{g} \frac{da}{dt}, \quad (1)$$

где  $H$  — напор;  $\gamma$  — кпд;  $U_1$ ,  $U_2$  — окружные скорости потока у входа и выхода из рабочего колеса;  $V_{a1}$ ,  $V_{a2}$  — проекция абсолютной скорости потока на  $U_1$  и  $U_2$ ;  $A$  — проекция площади, заключенной между кривой, проходящей через центр тяжести межлопастного пространства и ее входным и выходным радиусами, на плоскость, перпендикулярную к оси вращения;  $t$  — время; а  $g = 9.81 \text{ м/сек}^2$ .

Умножая (1) на  $\gamma Q$ , где  $\gamma$  — объемный вес воды, получим выражение для вращающего момента  $M$ , — при динамическом режиме [10]. Согласно закона динамического равновесия при сбросах нагрузки этот момент будет затрачиваться на создание углового ускорения вращения агрегата. Приравнявая полученное из (1) выражение для

момента к величине  $I \frac{d\omega}{dt}$ , где  $I$  — момент инерции вращающихся частей агрегата, на основании теории моделирования получим следующие безразмерные комплексы масштабных множителей

$$\frac{\alpha_a \alpha_r}{\alpha_g \tau_a \alpha_r} = 1, \quad (2)$$

$$\frac{\alpha_A \alpha_\omega}{\alpha_g \alpha_I \alpha_H \alpha_r} = 1, \quad (3)$$

$$\frac{\alpha_I \alpha_\omega^2}{\alpha_r \alpha_Q \alpha_H \alpha_r \alpha_t} = 1, \quad (4)$$

где  $\alpha$  — масштабный множитель, индекс которого относится к искомой величине.

Так как  $\alpha_a = \alpha_r$ , то из (2) получим:

$$\frac{V^2}{gH} = F_r \text{ — (критерий Фруда).}$$

Из комплекса (3) находим

$$\frac{A\omega}{gtHr} = S = \text{idem.} \quad (5)$$

Заменяя в (5)  $H = \frac{P}{\gamma}$  и  $\omega = \frac{U}{r}$ , получим:

$$\frac{j}{r} \frac{AU}{gr} = P_l \quad (6)$$

т. е. закон изменения количества движения единичной массы.

Из соотношения (4) будем иметь:

$$\frac{I\omega^2}{\gamma QH\alpha_t} = \frac{I\omega}{M t} = H_0 = \text{idem} \text{ (критерий гомохронности).} \quad (8)$$

Таким образом для моделирования гидротурбины, работающей в динамических режимах, необходимо соблюсти критерии  $F_r$ ,  $S$  и  $H_0$ .

В критерии гомохронности входит общезвестная постоянная времени агрегата:

$$T_a = \frac{I\omega}{M} \quad (7)$$

В  $S$  и  $H_0$  входит время  $t$ , благодаря чему нет возможности определить значения этих критериев в начальный момент переходного процесса. Поэтому пользуемся их отношением:

$$\frac{j}{H_0} = \frac{A\omega}{\tau_g H T_a} = \frac{Ak}{I} = \text{idem}, \quad (8)$$

где  $k = \frac{j}{g} \frac{Q}{\omega}$ .

Определим теперь значения масштабных множителей.

$$\text{Имеем: } V = \frac{4Q}{\pi D^3}; \quad \alpha_D = \frac{\alpha_Q}{\alpha_D}; \quad \alpha_u = \alpha_n, \alpha_r = 1.$$

Тогда комплекс (2) примет вид:

$$\frac{\alpha_D^3}{\alpha_r \alpha_n \alpha_\eta} = \frac{\alpha_Q^3}{\alpha_D^3 \alpha_u \alpha_\eta} = 1.$$

Отсюда

$$\alpha_Q = \alpha_D \sqrt{\alpha_n \alpha_\eta}$$

или

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{D_n}{D_m} \sqrt{\frac{H_n \eta_n}{H_m \eta_m}}$$

Учитывая, что  $\alpha_n = \alpha_D \alpha_n$  и  $\alpha_r = \alpha_n$  получим из комплекса (2).

$$\alpha_n = \sqrt{\frac{\alpha_\eta \alpha_n}{\alpha_D}} \quad (10)$$

или

$$\frac{n_n}{n_m} = \frac{D_n}{D_m} \sqrt{\frac{H_n \eta_n}{H_m \eta_m}}$$

Масштаб для вращающего момента

$$\alpha_M = \frac{\alpha_Q \alpha_u \alpha_r}{\alpha_n} \quad (11)$$

Подставляя в (11) значения  $\alpha_Q$  и  $\alpha_n$ , получим

$$\alpha_M = \alpha_D^2 \alpha_n \alpha_\eta$$

или

$$\frac{M_n}{M_m} \left( \frac{D_n}{D_m} \right)^3 \frac{H_n \eta_n}{H_m \eta_m} \quad (14)$$

Если натурные и модельные турбины геометрически подобны и  $\eta_n = \eta_m$ , то формулы (9), (10) и (12) превратятся в обычные формулы пересчета, известные из теории подобия гидротурбин.

Если лабораторная турбина имеет характеристику, отвечающую параметрам с индексом ( $H$ ) в формулах (9), (10) и (12), то достаточно в эту турбину ввести дополнительное сопротивление с коэффициентом  $\Delta\eta$ , которое уменьшает ее КПД на величину  $\Delta\eta$ , то, как показано в работе (8), разность  $\Delta\eta = \eta_n - \eta_m$  увеличивается с увеличением числа оборотов турбины. Следовательно, в этом случае формулы (9), (10) и (12) примут вид:

$$\begin{aligned} Q_m &= Q_n \sqrt{\frac{\eta_m}{\eta_n}} \\ n_m &= n_n \sqrt{\frac{\eta_m}{\eta_n}} \\ M_m &= M_n \frac{\eta_m}{\eta_n} \end{aligned} \quad (13)$$

Формулы (13) не позволяют произвести расчеты по определению  $Q_m$ ,  $n_m$ , так как при  $\gamma_m = 0$ , когда  $v_1 \neq 0$ , получим  $n_m = 0$ ,  $Q_m = 0$ , между тем как эти величины фактически не равны нулю. Чтобы можно было пользоваться формулами (13) заменим  $\gamma_m$  и  $\gamma_m^c$  через коэффициенты сопротивления  $\zeta$ . Для этого обратимся к выражению

$$H - h_m = H\gamma_m \quad (14)$$

$$\text{где } h_m = \zeta^n \frac{V^2}{2g}.$$

Здесь напор  $H$  можно заменить через  $H = \zeta^c \frac{V^2}{2g}$ .

где  $\zeta^c$  — коэффициент сопротивления системы.

Подставляя это выражение в (14), находим

$$\gamma_m = 1 - \frac{\zeta^n}{\zeta^c}.$$

Отсюда

$$\alpha_{\gamma} = \frac{\gamma_m}{\gamma_m^c} = \frac{\frac{\gamma_m}{\gamma_m^c}}{\frac{\gamma_m^c}{\gamma_m^c}} = \frac{\gamma_m}{\gamma_m^c}. \quad (15)$$

Здесь  $\frac{\gamma_m}{\gamma_m^c} = \frac{\gamma_m}{\gamma_m}$  так как турбины ( $H$ ) и ( $M$ ) являются одной и той же турбиной, а введенное дополнительное сопротивление с коэффициентом  $\Delta\zeta$ , как будет показано ниже, увеличивает только  $\zeta^c$ .

Подставляя (15) в (13), получим:

$$Q_m = Q_n \sqrt{\frac{\zeta^c}{\zeta^c + \Delta\zeta}}. \quad (16)$$

$$n_m = n_n \sqrt{\frac{\zeta^c}{\zeta^c + \Delta\zeta}}, \quad M_m = M_n \frac{\zeta_n^c}{\zeta_m^c}.$$

Из (16) видно, что при  $\zeta^c > \zeta_n^c$   $Q_m$ ,  $n_m$  и  $M_m$  становится меньше, чем  $Q_n$ ,  $n_n$  и  $M_n$ , и поскольку отношение  $\frac{\zeta_n^c}{\zeta_m^c}$  уменьшается с увеличением числа оборотов турбины, то наклон моментных характеристик увеличивается, а расходных характеристик уменьшается.

Чтобы убедиться в этом производим численный расчет характеристик турбины с рабочим колесом К245 ( $D = 0,3$ ,  $H = 5,7$  м), приведенных на рис. 1 в виде кривых  $Q_n = f(n_n)$ ;  $M_n = f(n_n)$ ;  $\gamma_n = f(n_n)$ .

Пользуясь кривой  $Q_n = f(n_n)$  по формуле

$$\zeta^c = \frac{2gHF^2}{Q_n^2}$$

определим значение  $\zeta^c$ , а затем с учетом коэффициента  $\Delta\zeta = 10$ , получим  $\zeta_m^c = \zeta_n^c + 10$ .

По данным  $\zeta_n^c$  и  $\zeta_m^c$  определим по формулам (16) значения  $Q_m$ ,  $n_m$ ,  $M_m$ , а затем определим теоретический момент турбины

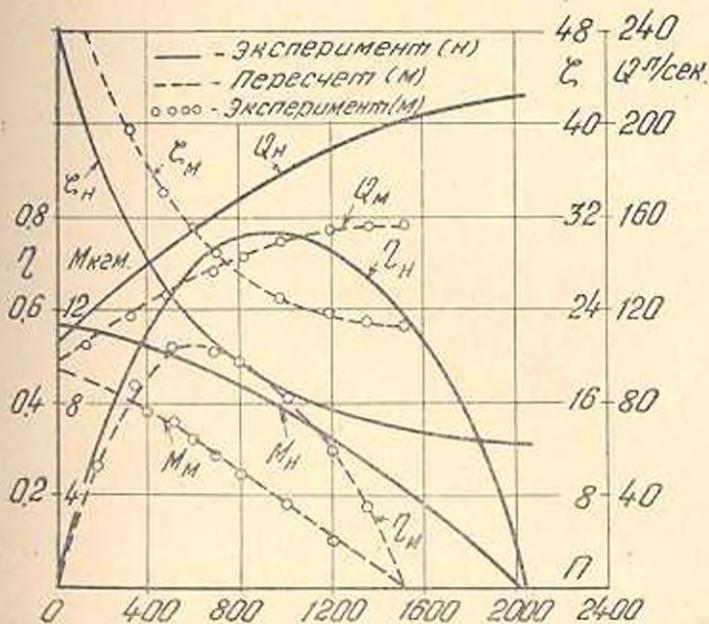


Рис. 1.

$$M_m = \frac{1 Q_m H_0 30}{n_m}$$

и ее кид  $\eta = \frac{M_m}{M_m}$

Имея  $\eta_m, \zeta_m, \eta_m, \zeta_m$  из выражения (15) находим, что  $\frac{\eta_m}{\zeta_m} = 1$ . Следовательно, введение  $\Delta \zeta$  влияет только на  $\zeta_m$ .

Результаты этих расчетов нанесены на рис. 1 пунктирными линиями, где видно, что точки, полученные экспериментально, хорошо согласуются с теорией. Нетрудно видеть, что наклон моментных характеристик увеличивается, а расходных уменьшается.

Поскольку значения  $\Delta \zeta$  от открытия турбины не зависят, то изменения наклонов для всех открытий будут одинаковы.

Эти же характеристики в координатах  $\mu = \frac{M}{M_0}, \delta = \frac{n}{n_0}$  приведены на рис. 2, где  $M_0$  и  $n_0$  постоянные для данного открытия турбины и соответствуют номинальному числу оборотов  $n_0 = 1000$  об/мин. На этом же рисунке кружками нанесены данные турбины F 140. Как видно из рис. 2 модельная турбина с рабочим колесом K245 и с коэффициентом быстроходности  $n_s = 500$ , после ввода в нее дополнительного сопротивления с  $\Delta \zeta = 10$  будет иметь характеристики, наклоны которых совпадают с характеристиками турбины F140, которая имеет  $n_s = 250$ .

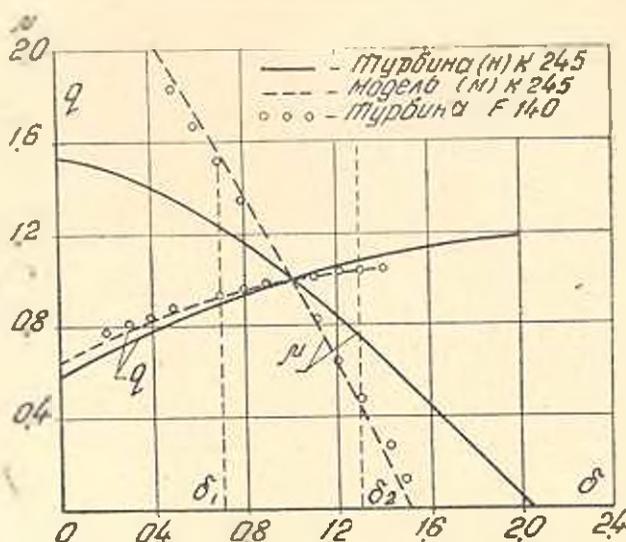


Рис. 2.

Путем уменьшения  $\Delta z$  можно получить подобие характеристик модельной турбины и другой турбины, характеристики которой находятся между K245 и F140, т. е. охватить все турбины быстроходностью от 500 до 250.

Если  $\Delta z$  вызовет отрыв потока и кавитационные явления, то они в суммарном виде будут сказываться на кпд, следовательно на  $\Delta z$ .

Из сказанного следует, что путем изменений  $\Delta z$ , как это сделано в (8), можно характеристики турбины динамической модели гидроэнергосистемы подогнать к характеристикам разных натуральных турбин меньшей быстроходности, благодаря чему модель делается универсальной.

После такой подгонки характеристик необходимо выбрать параметры модельной турбины для начального режима переходного процесса и условия ее работы при статическом режиме.

Эти параметры должны удовлетворять всем критериям подобия для того, чтобы при переходных процессах изменения  $M$ ,  $Q$  и  $n$  во времени происходили идентично натуре. Для этого должны быть известны  $H_n$ ;  $\omega_n$ ;  $M_n$ ;  $Q_n$ ;  $T_{2n}$ ;  $I_n$  и  $\tau_n$ .

На модельной установке имеется  $H_n$  и  $\omega_n$ , следовательно имеем  $\alpha_n$  и  $\alpha_m$ . После подгонки характеристик определим  $Q_n$  и  $\tau_m$  по которым находим  $\alpha_Q$  и  $\alpha_\tau$ . По (13) находим  $\alpha_M$  и  $M_n$ .

Так как по условиям моделирования имеем  $T_{2n} = T_{2m}$ , то из критерия (9) получим:  $I_m = \frac{M_n T_{2n}}{\omega_m}$ .

Из этого следует, что на модельной установке должен быть предусмотрена возможность менять момент инерции агрегата, чтобы могли удовлетворяться критерии  $j$ ,  $H_n$  и  $T_n$ . Для этого на динамической модели Института энергетики и гидравлики АИ Армянской ССР предусмотре-

рени возможность изменения параметров начального режима переходного процесса в пределах  $H_n = 4 - 6$  м,  $Q_n = 150 - 400$  л/сек,  $M_n = 4 - 14$  кгм,  $T_n = 4 - 30$  сек. Изменение расхода (при данном открытии турбины) и напора осуществляется путем перестановки лопастей рабочего колеса на разные углы и изменения  $h_n$ .

Указанный диапазон изменений параметров модели делает ее универсальной с точки зрения моделирования многочисленных натуральных установок, имеющих самые различные параметры.

Эти масштабные множители должны удовлетворять условиям моделирования гидравлического удара (5):

$$\lambda = \frac{aQ}{2gHF}, \mu = \frac{2l}{a}$$

где  $a$  — скорость распространения ударной волны,  $l$  — длина трубопровода,  $F$  — его сечение.

Для моделирования гидравлического удара необходимо, чтобы

$$\rho_n = \rho_m, \mu_n = \mu_m.$$

Имея  $\alpha_n$ ,  $l_n$  и  $l_m$ ,  $\alpha_l$  находим, что  $\alpha_l = \alpha_n$  и

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_n \alpha_h}{\alpha_l} \tag{17}$$

Подставляя (17) в (11) будем иметь:

$$\alpha_m = \frac{\alpha_n^2 \alpha_h \alpha_1}{\alpha_l \alpha_n} \tag{18}$$

При таком моделировании, когда  $\alpha_l = \alpha_n$ ,  $\alpha_h$  и  $\alpha_1$  заданы, путем подбора  $H_n$  и  $Q_n$  можно получить желаемое значение  $\alpha_m$ .

Таким образом для моделирования гидравлической части гидроэлектростанции необходимо соблюсти критерии  $F$ ,  $j$ ,  $H_0$ ,  $T_n$ ,  $\rho$  и  $\mu$ , которые дают возможность определить все масштабные множители для перехода от модели к натуре.

Институт энергетики и гидравлики АН Армянской ССР

Поступило 12 VIII 1959

В. Л. РАВЕНЦОВА

ՀԻՊԵՐՏՈՒԿՐԻՆԵՑԻՍ ՄՈԳՆԱԾՅՈՒՄՆ ԱՆՑՄԱՆ ՈՒՍԻՄԱՆԵՐՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Հիպերէներգութիւններէ միակցման մամտնակ տաշանում են մի շարք նարգեր, որոնց ուսումնասիրութիւնը անհրաժեշտ է նրանց ակտուալ տիկ կանոնադրումն ու զինամիկ կաշտնութիւնը ապահովելու համար: Փամանակակից միակցված էներգութիւններէ անցման սեւիւններէ ուսումնասիրութիւնները հնարաւոր են միայն նրանց զինամիկ մոդելներէ:

օգնությունը, որոնք ֆիզիկոսներն մոդելացնում են այն բոլոր հիդրավիկական, մեխանիկական և էլեկտրական պրոցեսներն ու երևույթները, որոնք տեղի են ունենում իրական էներգոսխառմաներում:

Նման պինամիկ մոդել ստեղծելու նախապայմաններից մեկը համարվում է հիդրոատորմների մոդելացումը, որը հանդիսանում է մոդելային և իրական տատրիսների մոմենտային ու ելքային խարակտերիստիկ կրթերի նմանությունը:

Մոդելացման թևորիայի հիման վրա, տատրիսի անցման պրոցեսներն արտահայտող հախտարումից հողվածում արծարվել են նմանության կրիտերիաները, որոնք հնարավորություն են տալիս որոշելու բոլոր մասշտաբային բաղմապատկիչների արժեքները:

Հողվածում տպացուցվում է, որ բարձր արագրնիմացություն գործակից ունեցող տատրիսների աշխատող անիվի մեջ լրացուցիչ զիմպրաթիան մայնելով կարելի է նրա խարակտերիստիկ կրթերի թևքութիանը փոխել և հախտարնցնել մեկ այլ տվելի ցածր արագրնիմացություն գործակից ունեցող տատրիսի խարակտերիստիկ կրթերի թևքութիանը և տղպիսով ստանալ նրանց նմանութիանը:

Անցման սևժիմներում տատրիսների այլ նմանութիանը տպահողելա համար, հողվածում շարպրվում է հղորութիան մասշտաբային բաղմապատկի ընդաման մեթող, որը հաշվի է առնում հիդրավիկական հարվածի և աղրեղատի իներղիան մոմենտի աղգեյութիանը տատրիսի անցման սևժիմի աշխատանքի վրա:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егиазаров И. В. Задачи научных исследований по изучению режимов работы гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. Известия ОТИ АН Армянской ССР, № 1, 1953.
2. Егиазаров И. В. Modeles reduits, de grands reseaux avec usines hydroelectriques et influence du coup de belier—La Houille Blanche, № 4, 1958.
3. Арутюнян Г. Г., Асламазян А. А., Бунятыян Б. Л., Овсепян К. Х. О динамических моделях гидроэнергосистемы. Электричество, № 10, 1958.
4. Венников В. А. Применение теории подобия и физического моделирования в электротехнике. Госнадат, 1949.
5. Егиазаров И. В. Моделирование гидравлического удара. ДАН СССР, т. ХСII, № 3, 1953.
6. Бунятыян Б. Л., Зорин З. А. Искусственное уменьшение скорости распространения волны давления гидравлического удара в целях его моделирования. Известия ОТИ АН Армянской ССР, т. IX, № 4, 1956.
7. Зорин З. А. Физическое моделирование гидравлического удара. Энергетика НДВШ № 1, 1958.
8. Бунятыян Б. Л. Физическое моделирование моментных и расходящих характеристик гидротурбины. Энергетика НДВШ, № 1, 1958.
9. Tenot A. Turbines hydrauliques et regulateurs automatiques de viteses, Ivre (V) 1935.
10. Асламазян А. А. О характеристиках гидротурбины при переходных процессах. Энергетика НДВШ, № 2, 1958.