

## ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Բ. Լ. ԲՈՒՆՈՒՅԱՆ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ КАК ЭЛЕМЕНТА  
МОДЕЛИ ГИДРОЭНЕРГОСИСТЕМ

Для рационального проектирования и эксплуатации объединенной гидроэнергосистемы, наряду со всеми ее параметрами при стационарных режимах, необходимо знать ее поведение как системы в целом, так и отдельных, входящих в нее, агрегатов и звеньев в случае ее работы в условиях переходных режимов. Современный уровень знаний в области гидроэнергетики не позволяет с достаточной точностью решить эту задачу теоретически, не прибегая к эксперименту. Поэтому, в последнее время получило большое развитие [1—6] динамическое моделирование физических процессов гидроэнергосистемы в целом, начиная от напорных трубопроводов ГЭС и до потребителя электроэнергии.

И. В. Егизаровым была опубликована работа [1], посвященная затронутому вопросу. Согласно [1], полная модель гидроэнергосистемы должна состоять из следующих гидравлических и электрических элементов: трубопровод, моделирующий гидравлический удар, гидротурбина, моделирующая моментные и расходные характеристики действительной гидротурбины, отсасывающая труба, синхронный генератор с переменным маховым моментом, линии передачи и, наконец, нагрузки потребителя электрической энергии. Моделирование же автоматического регулятора скорости не требуется, так как масштаб времени должен быть равен единице.

Сущность задачи такого моделирования сводится к получению подобия между моментными и расходными характеристиками натурной и модельной турбины. Этого можно добиться [1] путем соблюдения полного геометрического подобия всех рабочих органов натурной и модельной турбины. Моделирование на основе соблюдения условия геометрического подобия приводит к автомодели и без каких-либо специальных мероприятий. Энергетические параметры натурной турбины качественно полностью будут повторены на модели. Для количественного решения задачи нужно использовать известные масштабные коэффициенты для вращающих моментов и чисел оборотов, при помощи которых можно будет пересчитать данные модельной турбины на натуру.

При таком моделировании приходится для турбины каждого типа сооружать отдельную модель, так как характеристики турбины разных типов разные и они не подобны друг другу.

Это приводит к увеличению числа моделей. Чтобы избежать этого, можно в модельной турбине предусмотреть возможность соответствующей замены рабочего колеса. Указанный подход к решению задачи, хотя несколько сократит число моделей и размер затрат, но не является универсальным, так как в этом случае необходимо иметь серию рабочих колес разных типов. Для получения универсальной модели необходимо найти способ, позволяющий изменять наклон моментных и расходных характеристик одного какого-то заранее выбранного рабочего колеса в требуемых пределах.

Для решения поставленной задачи особо важное значение имеет вопрос выбора модельной турбины, так как она должна иметь возможность при одних и тех же числах оборотов и открытии направляющего аппарата пропускать разные расходы.

Модельная турбина должна обладать этим свойством не только для подгонки характеристики, но и для удовлетворения условиям моделирования гидравлического удара [3, 6], по которому определяется расход через турбину как и в начальный момент, так и за все время переходного процесса. Если в качестве модели взять радиально осевую турбину, то при данном открытии направляющего аппарата и числе оборотов расход через турбину будет постоянным и его нельзя будет увеличить, в случае когда это потребуется для моделирования гидравлического удара или для подгонки характеристики.

Поставленным условиям может удовлетворить только осевая турбина с переставляемыми лопастями рабочего колеса. По этим соображениям в лаборатории Водно-энергетического института АН Армянской ССР в качестве модельной турбины была применена турбина с поворотной-лопастным рабочим колесом типа К 245, диаметром  $D = 300$  мм и спиральной камерой от стандартной турбины F 13—ГМ42 (рис. 1).

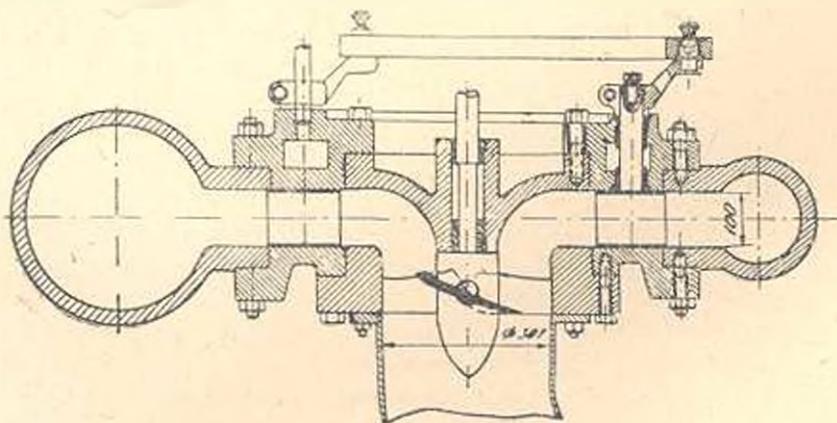


Рис. 1.

С целью обеспечения пропуска через рабочее колесо требуемого расхода воды, высота направляющего аппарата и горловины спи-

ральной камеры увеличены вдвое по сравнению со стандартной. С переходом от одной моделируемой гидростанции к другой необходимо было менять рабочее колесо, сохраняя спиральную камеру и направляющий аппарат турбины.

В настоящей работе впервые показано, что моделирование колес разных быстроходностей можно осуществить одним модельным колесом. Можно с помощью очень несложных устройств добиться при одном и том же колесе любого наклона моментных и расходных характеристик  $M=f(n)$  и  $Q=f(n)$  при разных открытиях турбины.

Для проверки возможности такой операции на конусе обтекателя рабочего колеса К 245 при угле установки его лопастей  $\varphi=0$  было закреплено сопротивление в виде металлического кольца (рис. 2), выступающего по окружности обтекателя на величину  $s$ .

Отметим, что наклон характеристик можно увеличить также путем установки лопастей модельного колеса на разные углы, например, две противоположные лопасти на один угол  $\varphi_1$ , а две другие лопасти на другой угол  $\varphi_2$  (рис. 2г).

На рис. 2 и 3 приведены характеристики, полученные из опыта для случаев  $s=0$  (рис. 2а),  $s=2$  см (рис. 2б) и  $s=3$  см (рис. 2в) при  $\varphi_1=\varphi_2=0^\circ$ ,  $s=0$ , при  $\varphi_1=0^\circ$ ,  $\varphi_2=-10^\circ$  (рис. 2г). На этих рисунках координаты

$$M = \frac{M_1}{M_{10}}; \quad \varphi_0 = \frac{n_1}{n_{10}} + \varphi_1 = \frac{Q_1}{Q_{10}}$$

где  $M_{10}$  и  $Q_{10}$  постоянные при данном открытии турбины и соответствуют номинальному числу оборотов  $n_{10}$ .

Из приведенных рисунков видно, что эффект влияния  $s$  и разности  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  заметно сказывается на угле наклона характеристик, причем одинаково для всех открытий турбины.

Следовательно, указанный способ подгонки характеристик позволяет увеличить наклон поля моментных и расходных характеристик в довольно широких пределах.

В рабочей зоне турбины, т. е. в интервале от  $n_{11}$  до  $n_{12}$  (рис. 2 и 3) кривые  $M_1=f(n_1)$  и  $Q_1=f(n_1)$  с достаточной точностью можно при разных открытиях направляющего аппарата принять в виде прямых параллельных друг другу со средним наклоном [7, 8]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{M_{11} - M_{12}}{n_{12} - n_{11}}; \quad (1)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{Q_{12} - Q_{11}}{n_{12} - n_{11}}. \quad (2)$$

Для сопоставления характеристик, приведенных на рис. 2 и 3 с характеристиками существующих турбин разных быстроходностей  $n_s$ , на рис. 4 приведены кривые изменения  $\operatorname{tg} \alpha$  и  $\operatorname{tg} \beta$  в зависимости от  $n_s$ . На тот же график нанесены точки 1, 2, 3 и 4, которые получены

Fig. 2

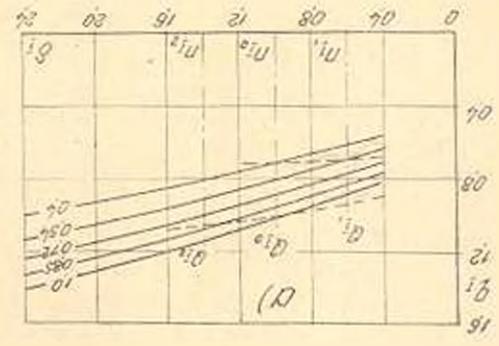
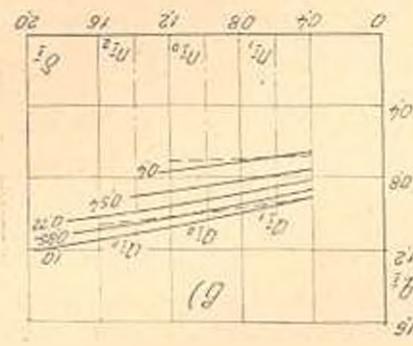
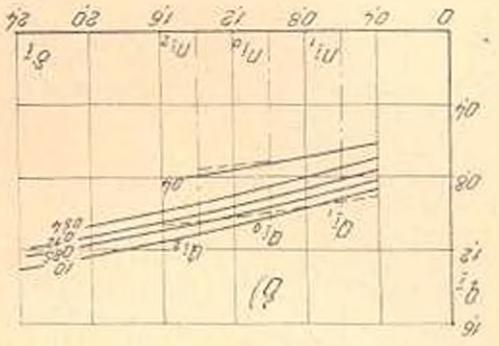
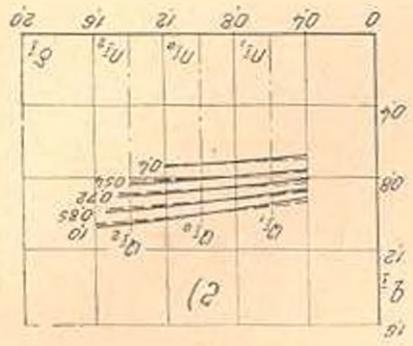
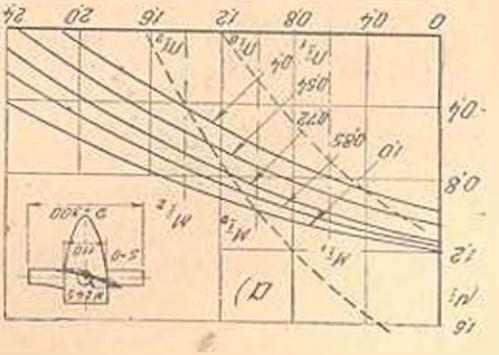
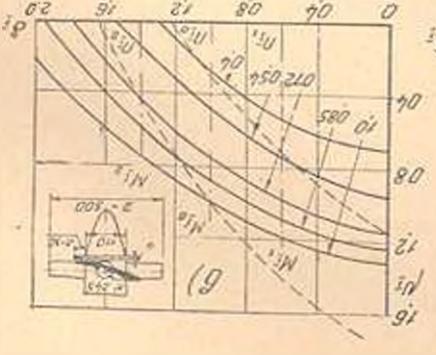
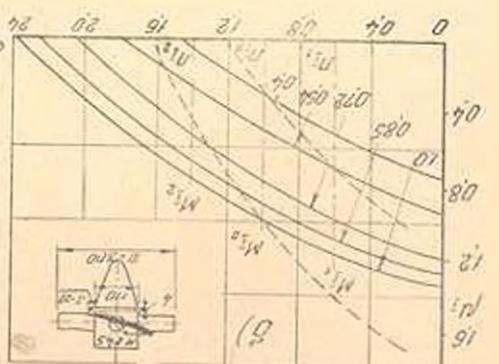
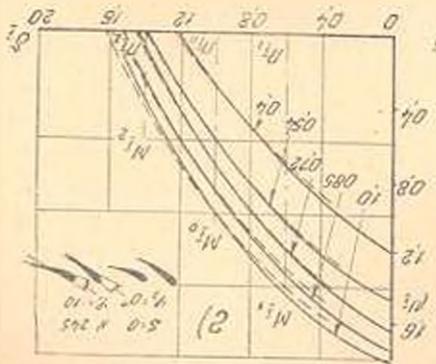


Fig. 3



по характеристикам *а, б, в, г*, показанным соответственно на рис. 2 и 3.

Нетрудно заметить, что указанным точкам соответствуют наклоны характеристик турбины *K 245; P 40; F 140 и F 130*. Следовательно, изменение наклона характеристик на рис. от 2а до 2г дает переход от *K 245* до другой турбины, характеристики которой находятся между *K 245 и F 130*, т. е. охватываются все турбины быстроходностью от 500 до 250.

На рис. 2 и 3, где пунктиром показаны характеристики турбины *F 130* при  $n_s = 250$ , видно, что характеристики модельной турбины (рис. 2г) совпадают с характеристиками турбины *F 130*. Следовательно, модельная турбина с достаточной точностью моделирует турбину *F 130* при всех ее открытиях. При моделировании гидроэнергосистемы требуется моделирование только моментных и расходных характеристик, так как объектом изучения является работа турбины в системе, а не процесс протекания потока в самой турбине. Поэтому влияние дополнительных устройств на коэффициент полезного действия модельного колеса турбины не имеет значения при такой постановке задачи.

Таким образом установлена возможность использования одного и того же быстроходного колеса для моделирования поля моментных и расходных характеристик турбин различных типов, и тем самым обеспечить условия моделирования гидротурбины как элемента модели гидроэнергосистемы.

Отметим, что при подготовке характеристик только путем установки на разные углы лопастей рабочего колеса, расход воды через турбины может быть больше, чем того требует условие моделирования гидравлического удара [3 и 6]. В таком случае необходимый результат получается путем уменьшения разности углов установки лопастей  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и увеличения  $s$ . При моделировании каждой конкретной турбины всегда можно подобрать углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и величину  $s$  так, чтобы поля моментных и расходных характеристик натурной и модельной турбины были подобны, и турбина обеспечила бы тот расход воды, который необходим для моделирования гидравлического удара.

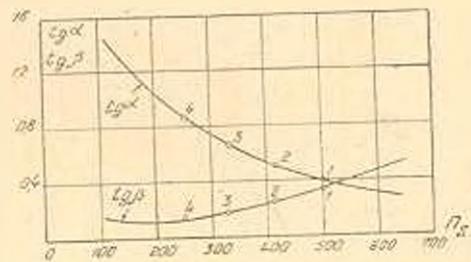


Рис. 4.

Բ. 1. ԲՈՒՆԻԱԹՅԱՆ,

## ՀԻԴՐՈՏՈՒՐԻՆԻ ՄՈՒԵԼԱՏՈՒՄԸ ՈՐՊԵՍ ՀԻԴՐՈ ԷՆԵՐԳՈՒՄԻՍՏԵՄԻ ՄՈՒԵԼԻ ԷԼԵՄԵՆՏ

Ա մ փ ո փ ս ռ մ

Ժամանակակից հիդրոէներգոսիտանեմների աշխատանքային փոխանցման ռեժիմները հետազոտելու համար անհրաժեշտ է ունենալ ամբողջ սիստեմի ֆիզիկական պրոցեսները մոդելացնող ղեկավարական մոդել, որի հիմնական սղակներից մեկը հիդրոատորիների մոդելն է: Այդ կապակցությամբ հոգվածում շնորհիվ է հիդրոատորիների մոդելացման հարցը, որի էությունը կայանում է նրանում, որ մոդելային և իրական ստորինների քարակտերիստիկ կորերը լինեն միմյանց նման:

Հոգվածում առաջին անգամ ցույց է տրվում, որ եթե բարձր արագընթացությամբ զործակից ունեցող ստորինի տշխատող անիվի մեջ մոտցենք լրացուցիչ ղեկավարություն և կամ, եթե նրա անիվի թիակներից երկուսը ունենան մեկ տեղակայման անկյուն, իսկ մյուս երկուսը՝ արիշ անկյուն, ապա հնարավոր է դառնում ստորինի քարակտերիստիկ կորերի թեքման անկյունը փոփոխել ցանկացած մեծությամբ:

Կատարված փորձերը, որոնց արդյունքները բերված են նկ. 2 և 3, ցույց են առելիս, որ հիշյալ մեթոդներով կարելի է արագընթաց ստորինի մասնատային քարակտերիստիկ կորերի թեքման անկյունը մեծացնելով, այն նվազեցնել այնպիսի ցածր արագընթացությամբ զործակից ունեցող ստորինի քարակտերիստիկ կորերին և այդպիսով միևնույն լաբորատոր ստորինով մոդելացնել հիդրոէներգոսիտանեմներում աշխատող բազմաթիվ այլ հիդրոատորիներ: Մոդելացման այլ մեթոդը հնարավորություն է տալիս ղեկավարական մոդելի վրա ուսումնասիրելու ցանկացած հիդրոկայանի և սիստեմի աշխատանքային փոխանցման ռեժիմները, հաշիվ անելով ավելի ստորինի քարակտերիստիկ կորերի առանձնահատկությունները:

### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егизаров И. В. Задачи научных исследований по изучению режимов работы гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. Известия ОТИ АН Арм. ССР, № 1, 1953.
2. Егизаров И. В. Моделирование явления неустановившегося волнового движения безнапорного и напорного потока. Известия ОТИ АН СССР, № 10, 1953.
3. Егизаров И. В. Моделирование гидравлического удара. ДАН СССР, т. ХСII, № 3, 1953.
4. Костенко П. М. Моделирование электромашинного оборудования при изучении устойчивости параллельной работы энергосистем связанных с главными линиями передачи. Известия ОТИ АН СССР, № 12, 1953.
5. Hochrainer H. Das dynamische Kraftwerksund Netzmodell an der Technischen Hochschule Wien—Elektrotechnik und Maschinenbau 7/6, 1956.
6. Бунятыян Բ. Լ., Зорян Э. А. Искусственное уменьшение скорости распространения волны давления гидравлического удара в целях его моделирования. Известия ОТИ АН АрмССР, т. IX, № 4, 1956.
7. Шапов И. М. Турбинное оборудование в гидроэлектростанции. Госэнергоиздат, 1956.
8. Иванов В. И. Метод расчета переменной неравномерности хода гидроагрегата. Труды ВИГМ, выпуск XII, 1950.