

Б. Л. БУНИАТЯН

# НЕУСТАНОВИВШИЙСЯ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИНАХ

## С о о б щ е н и е 2

В предыдущем сообщении [10]\* изложен приближенный метод расчета неуставовившегося одномерного движения в отсасывающей трубе гидротурбины с учетом воздушно-вихревого шипура и ней. В действительности это движение трехмерно-винтовое, однако затруднение по математическому описанию сложного явления и отсутствие достаточного количества экспериментального материала вынуждают рассматривать течение одномерное, направленное вдоль трубы. При быстром уменьшении расхода воды через турбины в предколесном пространстве и в отсасывающей трубе иногда образуется глубокий вакуум, являющийся причиной нарушения сплошности течений и аварий [5, 9]. Поэтому большое практическое значение имеет исследование характера течения потока с целью установления параметров безопасных режимов регулирования турбины. Такие исследования возможны только на физических моделях гидротурбинного блока, созданных на основании теории моделирования и законов подобия. В статье предлагается метод моделирования трехмерного неуставовившегося движения водо-воздушного потока в отсасывающих трубах гидротурбин в случае нарушения сплошности течения.

Поток со скоростью  $v$ , стекая из вращающегося рабочего колеса гидротурбины в отсасывающую трубу, совершает винтовое движение, характер которого определяется режимом работы рабочего колеса и геометрией самой трубы.

При моделировании гидротурбины в переходных процессах установлено [11], что для геометрически подобных турбин режимы работы будут подобны, если они удовлетворяют следующим масштабным соотношениям

$$a_0 = a_n \sqrt{a_H}; \quad (1)$$

$$a_n = \frac{V a_H}{a_0}; \quad (2)$$

$$\frac{a_f a_n}{a_M a_r} = 1; \quad (3)$$

\* Номерация литературных ссылок продолжена преемственно от сообщения [1].

$$T_d = \frac{J_\alpha}{M}, \quad (4)$$

где  $\alpha$  — масштабный множитель, индекс которого относится к искомой величине,  $Q$  — расход,  $H$  — напор,  $t$  — время,  $D$  — диаметр,  $n$  — число оборотов,  $\omega$  — угловая скорость,  $M$  — движущий момент турбины,  $J$  — момент инерции агрегата.

Скорость турбинного потока можно выразить формулой:

$$v = K \sqrt{H} = K \sqrt{y'' + z^B}. \quad (5)$$

где  $y''$  и  $z^B$  удельные энергии перед направляющим аппаратом и за рабочим колесом,  $K$  — некоторый коэффициент.

При переходных процессах высоту отсасывания  $h$  можно считать постоянной, однако вакуум под рабочим колесом  $z^B$  может резко изменяться, доходя до предельного  $z_d$ . Поскольку предельный вакуум, при котором происходит разрыв сплошности течения, обычным способом не моделируется, то очевидно, что для моделирования явления разрыва сплошности необходимо принять  $\alpha_z = 1$ , т. е.  $z_H^B = z_M^B$ , где нижние индексы  $H$  и  $M$  относятся соответственно к натуре и модели. Величину  $y''$  для модели можно считать постоянной ввиду слабой связи  $z^B$  от  $y''$ .

При этих условиях находим

$$\alpha_H = \frac{y_H'' + z^B}{y_M'' + z^B} > 1.$$

Пользуясь формулами (1) и (2) для геометрических подобных турбин можно определить требуемые параметры модели, обеспечивающие подобие изначального режима. Для последующих моментов времени условия подобия будут соблюдены, если изменения скорости вращения и режимы движения регулирующих органов натурной и модельной турбины будут соответственно подобными. Для моделирования кривой изменения скорости вращения необходимо из (3) или из (4) получить требуемый  $J_M$  отвечающий масштабу времени  $\alpha_t$ . Для моделирования же режима регулирования согласно (5) необходимо принять  $K_H = K_M$ , где  $K_H$  и  $K_M$  соответственно коэффициенты натурной и модельной турбины.

При соблюдении условия геометрического подобия и при одинаковом законе регулирования имеем  $\alpha_k = 1$ . Иначе говоря, для моделирования режима регулирования необходимо принять:

$$K_p = \frac{K_H}{K_M} = idem.$$

Это выражение можно назвать критерием режима регулирования.

Таким образом, моделируются начальные и граничные условия неустановившегося движения в отсасывающей трубе. Для получения подобия потоков по длине отсасывающей трубы обратимся к следую-

щей системе уравнений движения по направлению к координатным осям  $X_z$ ,  $X_n$  и  $X_w$ , совпадающим с направлениями  $v_x$ ,  $u$  и  $w$ .

$$\begin{aligned}\frac{\partial v_x}{\partial t} &= -g \frac{\partial z^n}{\partial x_z}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} &= -g \frac{\partial z^B}{\partial x_u}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} &= -g \frac{\partial z^B}{\partial x_w}\end{aligned}\quad (6)$$

и в уравнению неразрывности

$$\frac{\partial v_x}{\partial x_z} = -\frac{g}{a^2} \frac{\partial q^B}{\partial t}, \quad (7)$$

где  $a$  — скорость распространения возмущения в отсасывающей трубе.

Пользуясь методом моделирования, разработанным И. В. Егизаровым [12—14] в силу (6) получим следующий комплекс масштабных множителей.

$$\begin{aligned}\frac{z^n z^B}{\alpha_n \alpha_l \alpha_z} &= 1; \\ \alpha_z &= \alpha_l = \alpha_n.\end{aligned}\quad (8)$$

Согласно (7) получим:

$$\frac{\alpha_n^2 \alpha_l \alpha_z}{\alpha_n \alpha_l \alpha_z} = 1. \quad (9)$$

При  $\alpha_z = 1$  и  $\alpha_l = 1$  из (8) и (9) находим  $\alpha_n = \alpha_l$ ,  $\alpha_z = \alpha_l = 1$ ,  $\alpha_n = 1/\alpha_l$ . Определяя из (1)  $\alpha_v$  и  $\alpha_B$ , легко получить условия изменения поперечного сечения отсасывающей трубы на модели. Как видно при этом  $\alpha_n < 1$  т. е.  $\alpha_n > \alpha_n$ . Иначе говоря скорость распространения волны давления гидравлического удара на модели должна быть больше чем в натуре.

Для определения значения скорости распространения волны давления гидравлического удара в отсасывающей трубе с учетом влияния воздушно-вихревого шнура в [8] дается формула, которая переписана здесь в виде

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \Omega}}, \quad (10)$$

где  $E$  и  $\varepsilon$  модули упругости воды и воздуха,  $D$  — диаметр,  $\delta$  — толщина стенки трубы  $\Omega$  — коэффициент, зависящий от размеров поперечного сечения воздушного шнура в трубе.

Поперечные сечения выделенного воздуха и пара можно принять [13] равным:

$$\Delta \Omega = \frac{0,02 F z^B}{z_n}; \quad (11)$$

$$\Delta Q_0 = \frac{\gamma F z^B}{\epsilon}, \quad (12)$$

где  $F$  — поперечное сечение трубы.

Из (11) и (12) получим

$$\alpha_0 = \alpha_F \alpha_z = \alpha_D^2. \quad (13)$$

Анализируя приведенные выражения приходим к выводу, что  $\alpha_m > \alpha_n$ .

Таким образом, для моделирования неустановившегося винтового движения водовоздушного потока в отсасывающей трубе гидротурбины, при  $\alpha_z = 1$  необходимо принять  $\alpha_l > 1$ ,  $\alpha_0 = \alpha_l$ ,  $\alpha_x = \alpha_z = 1$ . Выведенные масштабные множители позволяют определить параметры модели и экспериментальным путем найти кривую  $z^B(t)$ . В [14] приведены экспериментальные данные по изменению вакуума в отсасывающей трубе.

Пользуясь характеристикой турбины  $M_{(0)}$  и  $Q_{(0)}$ , [14] по формулам

$$\Delta t = J \frac{\Delta \omega}{M}, \quad Q = \frac{M_{(0)}}{\gamma H}, \quad K = \frac{Q}{V H}$$

находим кривую  $K(t)$  при  $H = \text{const}$ , нанесенную на рис. 1. Разби-

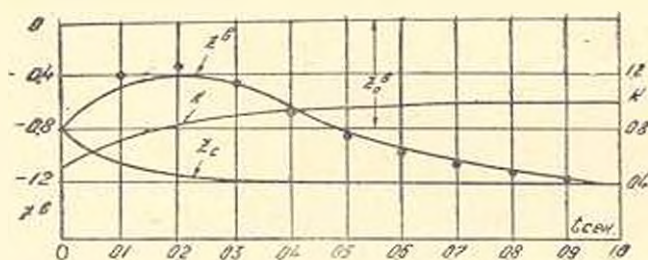


Рис. 1.

ная эту кривую по фазам, на основании общей теории гидравлического удара получим

$$\begin{aligned} z_0^B - z_1^B &= \frac{\alpha v_0}{g} \left( K \sqrt{\frac{y_0^H + z_1^B}{H_0}} - 1 \right); \\ 2z_0^B - z_2^B - z_1^B &= \frac{\alpha V_0}{g} \left( K_2 \sqrt{\frac{y_0^H + z_2^B}{H_0}} - K_2 \sqrt{\frac{y_0^H + z_1^B}{H_0}} \right). \end{aligned} \quad (14)$$

откуда находим точки  $z^B$  нанесенные на рис. 1.

Сопоставление показывает, что в отсасывающих трубах замечания трехмерного потока одномерным допустима, так как ошибка при этом не превышает 3%.

Перейдем к определению параметров модели турбины и отсасывающей трубы по выведенным масштабным множителям.

В табл. 1 представлены данные турбинного блока Каховской ГЭС. Там же даны значения масштабных множителей и полученные по ним параметры модели.

Таблица 1

| Параметры | Ед. измерения       | Натура | Масштаб            | Модель  |
|-----------|---------------------|--------|--------------------|---------|
| $D$       | м                   | 8,0    | 26,7               | 0,3     |
| $Q$       | м <sup>3</sup> /сек | 480    | 1170               | 0,41    |
| $n$       | об/мин              | 62,5   | 0,0615             | 1010    |
| $H$       | м                   | 16     | 2,68               | 6       |
| $u$       | м/сек               | 9,6    | 1,64               | 5,85    |
| $y^H$     | м                   | 11     | 3,67               | 1,0     |
| $z^k$     | м                   | 5,0    | 1,0                | 5,0     |
| $F$       | м <sup>2</sup>      | 50,2   | 715                | 0,070   |
| $l$       | м                   | 37,0   | 1,0                | 37,0    |
| $J$       | тмс <sup>2</sup>    | 1200   | 12,10 <sup>5</sup> | 0,00084 |
| $M$       | тм                  | 1070   | 15,10 <sup>1</sup> | 0,0196  |
| $T_a$     | сек                 | 7,25   | 1,64               | 4,45    |
| $a$       | м/сек               | 197    | 0,61               | 320     |

Полученные данные позволяют построить физическую модель неустановившегося движения воды в отсасывающей трубе, и произвести соответствующие исследования. Эти исследования позволяют определить условия появления вакуума, разрыва сплошности течения, кинематику прямого и обратного движения в случае разрыва сплошности потока и минимальное время регулирования агрегата обеспечивающее сплошность течения.

Институт водных проблем  
АН Армянской ССР

Поступило 14.IX 1962

Բ. Լ. ԲՈՒՅԱԿՅԱՆ

# ՀԵՂՈՐԹԱՐՐԻՆՆԵՐԻ ՋԶԱՍՏԱՏՎԱՅ ՇԱՐԺՄԱՆ ՈՒՅԴՈՐ ՌԵԿԼՄԻՆՏԻՆԵՐԻ

## Հաղորդում 2

Ու Վ Ո Վ Ո Վ Ո Վ

Հեղրոտարրինների ծծող խողովակներում հիդրավիկական հարվածը հաշվելիս, երբ հոսաչափ պատաստկաչին շարժումը փոխարինում ենք միաչափ շարժումով, կատարում ենք մի սխալ, որի մեծությունը որոշելու համար անհրաժեշտ են համապատասխան լարսրառողը հետազոտություններ: Այդ նպատակով ներկա հոդվածում քննարկվում է ծծող խողովակների մոդելացման հարցը, երբ նրանց մեջ առկա են օդախառն մրրկային պալտրներ:

Սկզբնական ուժի մոդելացման համար ելնելով (1—4) պայմանից, որոշում ենք մոդելի պատկանների թիվը, աշխատող անիվի արամագիծը, ջրի էջեր և էջերի մասշտաբը:

Այնուհետև համաձայն մոդելացման տեսության, հոսաչափ չհաստատված շարժման հաճախություններից որոշում ենք նմանության չափանիշները և բոլոր մեծությունների մասշտաբները: Բերված վերլուծություններից պարզվում է, որ երևույթի մոդելացման համար ստացված կրիտերիաները և մասշտաբային գործակիցները հնարավորություն են ընձեռում որոշելու մոդելի հիդրավիկական և երկրաչափական մեծությունները և լաբորատոր պայմաններում որոշելու  $z^*(t)$  կորը: Համեմատելով հաշվումներից և փորձերից ստացված  $z^*(t)$  կորերը կարելի է որոշել այն սխալի մեծությունը, որն ստացվում է, երբ հոսաչափ չհաստատված շարժումը փոխարինում ենք միաչափով:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

10. Буннятян Б. Л. Неустойчивый режим движения в реактивных гидротурбинах (сообщение 1). Изв. ОН АН Армянской ССР, № 4, 1962.
11. Буннятян Б. Л. Моделирование гидротурбин при переходных процессах. Изв. ОН АН Армянской ССР № 1, 1960.
12. Егизоров И. В. Моделирование явления неустойчивого волнового движения безнапорного и напорного потока. Изв. ОН АН СССР, № 10, 1953.
13. Буннятян Б. Л. О скорости распространения волны давления гидравлического удара в отсасывающих трубах. Изв. ОН АН Армянской ССР, № 3, 1959.
14. Аслимзян А. А. О характеристиках гидротурбин при переходных процессах НДВШ, (Энергетика) № 2, 1958.