

ГИДРОАЭРОМЕХАНИКА

Б. Л. Буннятян, Н. К. Иоаннисян

О движущем моменте гидротурбины
при переходных процессах

Для аналитических исследований ряда вопросов, связанных с переходными процессами в гидроэнергосистемах, необходимо иметь математическое выражение движущего момента гидротурбины в функции от времени. Такие исследования затрудняются тем, что нет общих аналитических выражений основных факторов, влияющих на движущий момент.

При переходных процессах, в общем случае изменение движущего момента M_d турбины зависит от изменения напора H , угловой скорости вращения агрегата ω , расхода Q , к. п. д. — η , открытия направляющего аппарата F и конструктивных особенностей данной турбины. В результате изменения угловой скорости вращения, на валу турбины возникает некоторый дополнительный вращающий момент $M_t = M_d - M_c$ [1], где M_c — момент при статическом режиме.

Переходные процессы в гидроагрегатах могут быть либо с отключением генератора от электросистемы (при этом скорость вращения агрегата резко изменяется), либо без отключения генератора (при этом обороты агрегата практически не изменяются).

Рассмотрим переходный процесс, при котором можно полагать $\omega = \text{const}$, следовательно $M_t = 0$, т. е. характеристики гидротурбины, снятые при установившихся режимах, не изменяются при переходных процессах.

Изменения режима работы турбины во времени t при вышеизложенных допущениях происходят в результате изменения открытия турбины при сбросах и набросах нагрузки. В силу этого, вследствие инерции воды, в системе напорный трубопровод — спиральная камера — отсасывающая труба происходит изменение напора.

В общем случае в любой момент времени имеем

$$M = \frac{\gamma Q H \eta}{\omega}, \quad (1)$$

где γ — объемный вес воды.

При больших возмущениях, закон изменения открытия всегда можно принять линейным по времени, т. е.

$$F = F_0 \left(1 - \frac{t}{T_s}\right), \quad (2)$$

где T_s — время полного закрытия турбины.

Обозначая

$$\alpha = \frac{F}{F_0}, \quad q = \frac{\Delta Q}{Q_0}, \quad h = \frac{\Delta H}{H_0},$$

относительное изменение расхода в зависимости от t и H [2] выражается зависимостью

$$1 + q = [1 + q_1(\alpha)] [1 + q_2(h)]. \quad (3)$$

Для активной турбины пропускная способность $1 + q(\alpha)$ изменяется линейно во времени, т. е.

$$1 + q_1(\alpha) = 1 - \frac{t}{T_s},$$

а для реактивной турбины, в начале и к концу переходного процесса, т. е. в зонах больших и малых открытий, хотя она несколько отходит от прямой линии, однако прямолинейность с достаточной точностью сохраняется, как это будет показано ниже.

Для более точного расчета пропускной способности реактивной турбины, можно разбить кривую $\bar{q}_1(\alpha)$ на три зоны — малых, средних и больших открытий — и для каждой зоны считать $\bar{q}_1(\alpha) = \alpha$. На основании сказанного, при постоянном числе оборотов турбины, для относительного расхода будем иметь

$$1 + q = \left(1 - \frac{t}{T_s}\right) \sqrt{1 + h}. \quad (4)$$

Если напорный трубопровод начинается от бассейна с зеркалом бесконечно больших размеров и постоянным уровнем наполнения, то его уравнение приводится к виду [3], [4]

$$2\rho\bar{q} = -\bar{h} \operatorname{ctg} p \frac{L}{a}, \quad (5)$$

где

$$p = \frac{V_0 a}{2gH_0},$$

$$\bar{q} = (p, L) \div q(t, L); \quad \bar{h} = (p, L) \div h(t, L).$$

Здесь V_0 — скорость движения воды,

a — скорость распространения волны давления гидравлического удара в трубопроводе длиной L .

Уравнение (5) можно привести к виду

$$T_T \bar{q} = - \left(\frac{1}{p} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{p^2 n^2}{p^2 n^2 + 4\pi^2 n^2} \right) \bar{h}. \quad (6)$$

где

$$\mu = \frac{2L}{a}; \quad T_T = \frac{V_0 L}{g H_0}.$$

При коротком трубопроводе фаза колебания гидравлического удара μ пренебрежительно мала по сравнению с T_s и практически $\mu \rightarrow 0$. Тогда из (6) получим

$$T_T \frac{dq}{dt} = -h(t). \quad (7)$$

Решив совместно (4) и (7), получим

$$V\sqrt{1+h} = \frac{C(V_0 L + \sqrt{-\Delta}) - (V_0 L - \sqrt{-\Delta}) \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m}{-2H_0 g T_s \left[\left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m - C\right]}, \quad (8)$$

где

$$-\Delta = 4H_0^2 g T_s^2 + V_0^2 L^2 > 0,$$

$$m = \frac{V_0 L}{V_0 L}.$$

При $t = t_0 = 0$ имеем $H = H_0$, $h = 0$, следовательно, из (8) получим постоянную интегрирования

$$C = \frac{-2H_0 g T_s + V_0 L - \sqrt{-\Delta}}{-2H_0 g T_s + V_0 L + \sqrt{-\Delta}}.$$

Подставив найденное значение постоянной C в (8), будем иметь

$$h = \left[\frac{A - \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m}{B \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m + G} \right]^2 - 1, \quad (9)$$

где

$$A = \frac{(1 + \sigma + \sqrt{1 + \sigma^2})^2}{2\sigma}; \quad B = \sigma + \sqrt{1 + \sigma^2};$$

$$G = \frac{1 + \sqrt{1 + \sigma^2}}{\sigma}; \quad m = \frac{\sqrt{1 + \sigma^2}}{\sigma}; \quad \sigma = \frac{T_T}{2T_s}.$$

При $t = T_s$ из (9) получим

$$h T_s = (\sigma + \sqrt{1 + \sigma^2})^2 - 1, \quad (10)$$

т. е. предельное значение относительного изменения напора при жестком ударе равно таковому при упругом ударе.

Подставив (9) и (4) в (1) и полагая, что $\tau = \text{const}$, для движущего момента будем иметь

$$M = M_0 \left(1 - \frac{t}{T_s}\right) \left[\frac{A - \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m}{B \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^m + G} \right]^3. \quad (11)$$

Нетрудно показать, что при $t=0$ по формуле (11) $M = M_0$, а при $t = T_s$, $M = 0$. Характер изменения M за время T_s зависит от изменения Q и H .

Для сравнения результатов расчета по формуле (11) с экспериментами, в лаборатории моделирования гидроэнергосистем Института энергетики и гидравлики АН Армянской ССР были проведены соответствующие эксперименты на динамической модели ГЭС. Модель состоит из гидротурбины с рабочим колесом К245, диаметром 0,3 м и из трубопровода длиной 69,5 м, диаметром 0,64 м (постоянная трубопровода $T_T = 0,61$ сек).

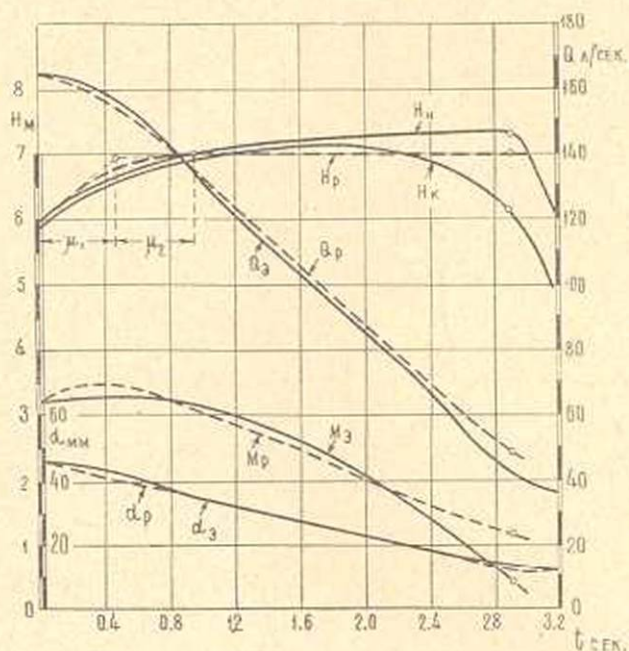
В этих экспериментах начальное открытие направляющего аппарата было равно 46 мм. Закрываясь, через время $t_s = 2,9$ сек, оно стало равным 12 мм. Так как это изменение во времени практически протекало по линейному закону (что подтверждено повторными опытами), то необходимое время для полного закрытия $T_s = 3,92$ сек.

В работе [5] было установлено, что при переходных процессах изменения давления перед направляющим аппаратом p_n и перед рабочим колесом p_k происходят по-разному, и при расчете движущего момента нужно пользоваться кривой $H_k = H_k(t)$, куда входит p_k . Поэтому, в экспериментах наряду с регистрацией изменения движущего момента M , на осциллографе были записаны изменения во времени p_n и p_k , что дало возможность определить H_n и H_k .

На фиг. 1 приведены кривые изменения z_p , M_p , H_k и Q_p во времени, полученные из экспериментов. Там же пунктирными линиями нанесены результаты расчетов Q_p , H_p , M_p и z_p по (4), (9) и (11) для времени от $t=0$ до $t=t_s = 2,9$ сек, а также значения H_p , полученные по цепным уравнениям Алиева с использованием формулы (4). До этих экспериментов специальным опытом было установлено, что скорость распространения ударной волны в трубопроводе, при наличии в нем резинового шланга [6], равна 290 м/сек, фаза колебания $\mu = 0,48$ сек, а постоянная ударная характеристика трубопровода $\rho = 1,28$.

Интересно отметить, что в данном случае результаты расчетов жесткого и упругого удара практически дают полное совпадение, хотя и значением μ по сравнению с T_s нельзя пренебречь. Следовательно, возможность замены в расчетах упругого удара жестким — зависит не только от μ , но и от ρ , от граничных условий задачи, которые требуют специального изучения.

Особый интерес представляют расхождения кривых H_n и H_k при малых открытиях направляющего аппарата. В зоне больших открытий, когда коэффициент гидравлического сопротивления направляющего аппарата ζ_n практически остается постоянным, а расход через турбину определяется пропускной способностью рабочего колеса [5], $H_n = H_k$ и совпадают с расчетными H_p . В зоне малых открытий ζ_n резко увеличивается, что приводит к резкому снижению p_k и H_k . Так, например, согласно фиг. 1, после времени $t = 2,2$ сек опытный H_k резко падает, а H_n и расчетный H_p — нет, так как в действительности с этого момента граничное условие гидравлического удара определяется пропускной способностью направляющего аппарата.



Фиг. 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов.

Для кривой изменения моментов характерно то, что значения движущего момента сначала увеличиваются, а затем уменьшаются. Это объясняется характером изменения Q и H_k . Сравнивая кривые M_p и M_z , находим, что их расхождение, составляющее максимум 7%, вызвано разностью H_p и H_k . Следовательно, выведенные формулы (4), (9) и (11) дают вполне приемлемые результаты и могут быть рекомендованы для инженерных расчетов. Точность полученных результатов расчета зависит от точности определения H_k .

Բ. Լ. Բունյան, Ն. Կ. Իոաննիսյան

ԱՆՑՄԱՆ ՊՐՈՑԵՍՆԵՐՈՒՄ ՀԻԴՐՈՏՈՒՐԲԻՆԻ ՇԱՐԺԻԶ
ՄՈՍԵՆՏԻ ՄԱՍԻՆ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Ս

Հիդրոէներգոսիստեմների անցման պրոցեսների հետազոտությունների և հաշվումների համար անհրաժեշտ է տննելու տարրերի շարժիչ մոմենտի անալիտիկ արտահայտությունը՝ կախված ժամանակից:

Քանի որ հիդրոսիստեմների ճնշող մեծամասնությունը աշխատում է ընդհանուր էներգոսիստեմների մեջ և բևեռավորման ու բևեռալիցքի ժամանակ պրեզատի օդաման արագությունը մնում է անփոփոխ, ապա ստատիկ ռեժիմներում հիդրոտարրերի խառակտերիստիկները պահպանվում են նաև անցման պրոցեսներում:

Հիշյալ պայմանների առկայության, ինչպես նաև $O\Phi\Phi$ $\gamma = \text{const}$ դեպքում հիդրոտարրերի աշխատանքի ռեժիմի փոփոխվելը պայմանավորվում է զլխավորապես նրանով, որ բևեռավորման ու բևեռալիցքի ժամանակ տարրերի բացվածքը փոխվում է: Երբև հետևում են ճնշման ու ելքի փոփոխություններ, այսինքն՝ հիդրավլիկական հարված:

Օգտվելով գրականության մեջ եղած հայտնի բանաձևերից, հողվածում տրվում է անսեղմելի հեղուկի համար հիդրավլիկական հարվածի ալիկի ճնշ. զըրաված բանաձև (9), որի հիման վրա էլ ստացված է տարրերի շարժիչ մոմենտի արտահայտությունը (11):

Հողվածում բերված փորձի արդյունքների և առաջարկվող (11) բանաձևով հաշվված մոմենտների տարբերությունը չի գերազանցում 7 տոկոսից և հետևանք է (9) արտահայտությամբ հաշվված էջքի H_p ու տարրերում փորձից ստացված H_k միջև եղած տարբերության: Ուղղիչ ապարատի մեծ բացվածքների դեպքում հիդրոտարրերի շարժիչ մոմենտի ինժեներական հաշվումների համար կարելի է երաշխավորել հիշյալ (11) բանաձևը՝ առանց ալի նպատակով էքսպերիմենտներ ղնելու:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Асламазян А. А. О характеристиках гидротурбин при переходных процессах. «НДВШ, Энергетика», № 2, 1958.
2. Кривченко Г. И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций. ГЭИ, 1951.
3. Картвелишвили Н. А. Устойчивость в малом динамических систем, содержащих малые параметры. «Известия АН СССР, ОТН», № 9, 1957.
4. Воронов А. А., Первозванский А. А. Электродинамическая модель гидравлической турбины и ее регулятора скорости. «Известия АН СССР, ОТН», № 1, 1956.
5. Буннян Б. Л. Об ограничителе расхода через реактивные гидротурбины. «ДАН АрмССР», 23, № 3, 1955.
6. Буннян Б. Л. и Зорян Э. А. Искусственное уменьшение скорости распространения волны давления гидравлического удара в целях его моделирования. «Известия АН АрмССР, ФМЕТ науки», 9, № 4, 1956.