УДК 621.311.21.002.5:532.5

К.Х.Овсепян, О.В.Токмаджян, О.С.Оганесян, Р.М.Рафаэлян

Приближенные зависимости для оперативного определения параметров переходного процесса при отключении привода насоса

(Представлено академиком НАН Армении Ф.Т.Саркисяном 7/V 1996)

В последнее время в связи с энергетическими затруднениями имеют место частые отключения электропитания агрегатов мелиоративных насосных станций. По этой причине в трубопроводах возникают неустановившиеся процессы, которые сопровождаются изменением скорости движения воды и давления в трубопроводе, что отрицательно влияет на его прочность и приводит к нежелательным режимам работы агрегата.

Вопросы исследования переходных процессов в системе "насос — трубопровод" вновь начали привлекать внимание специалистов Республики Армения также в связи с проектированием и вводом в действие гидроэлектрических агрегатов "МикроГЭС" для фермерских хозяйств, которые для условий республики легко изготавливаются на базе центробежных насосов.

В работах (1,2) подробно исследованы сложные переходные процессы в системе "насос — трубопровод" и разработаны аналитические методы расчета гидромеханических параметров переходного процесса.

В настоящей статье для определения параметров переходного процесса используются приближенные уравнения движения воды в трубопроводе, агрегата и характеристик насоса, практическая применимость которых нами установлена в процессе численного эксперимента.

Исходными для расчета переходного процесса являются:

уравнение агрегата при потере привода насоса

$$A \frac{dn}{dt} = -M, \quad (1)$$

уравнение движения воды в трубопроводе, дополненное членом, приближенно учитывающим упругие свойства воды и стенок трубопровода⁽³⁾,

$$C \frac{dH}{dt} + B \frac{dQ}{dt} = H - H_H, \quad (2)$$

уравнение напорной характеристики насоса при изменении частоты вращения (4), аппроксимированное параболой вида

$$\frac{H}{n^2} = a_1 + b_1 \frac{Q}{n} + c_1 \left(\frac{Q}{n} \right)^2, \quad (3)$$

уравнение момента сопротивления, входящее в уравнение агрегата, приближенно представленное в виде

$$M = a_0 + k_1 Q n^2. \quad (4)$$

При выводе уравнения (4) нами использована зависимость между мощностью и расходом, которую для тихоходных и нормальной быстроходности насосов достаточно точно можно аппроксимировать линейной зависимостью.

В приведенных уравнениях введены следующие обозначения:

$A = \frac{GD^2}{375}$; GD^2 — маховая масса вращающихся частей насосного агре-

гата; $a_0 = 971 \frac{N_0}{n_H}$; N_0 — мощность насоса на холостом режиме; N_H ,

Q_H — номинальная частота вращения; $C = \frac{L}{4a}$; L — длина трубопро-

вода; a — скорость распространения волны гидравлического удара;

$K_1 = 971 \frac{N_H - N_0}{Q_H}$; $B = \frac{L}{gF}$; F — площадь сечения трубопровода; g —

ускорение силы тяжести; a_1 , b_1 и c_1 — коэффициенты аппроксимации.

Для конкретных параметров насосных станций система уравнений (1) — (4) решена на ЭВМ.

Прежде чем перейти к изложению результатов решений, отметим следующее обстоятельство. Точное описание переходного процесса, как известно, осуществляется с помощью волнового уравнения, описывающего движение воды в трубопроводе. Однако это связано с трудностями вычислительного характера. С другой стороны, хотя и использование уравнения "жесткого" гидравлического удара значительно упрощает процесс вычислений, однако в зависимости от параметров системы "насос — трубопровод" может привести к заметным отклонениям вычисленных значений от действительных.

Для того чтобы учесть влияние упругости воды и стенок трубопровода на переходный процесс и в то же время сравнительно легко реализовать решения уравнений, нами уравнение движения дополняется

членом $C \frac{dH}{dt}$, учитывающим упругие свойства воды и стенок трубопровода.

Уравнение (2) решено операторным методом. В результате получена аналитическая зависимость $H = H(Q)$, которая совместно с уравнениями (1)–(4) позволяет определить искомые значения $n(t)$, $Q(t)$, $H(t)$ и $M(t)$ при переходном процессе.

Для апробации предлагаемых уравнений и метода решения и суждения о точности и практической их применимости нами в качестве контрольных расчетов определены значения времен T_n и T_Q в насосном и тормозном режимах, когда после отключения электропривода расход и частота вращения обращаются в нуль.

Сопоставление полученных данных с соответствующими параметрами, полученными в работе (1), показало, что уравнения (1)–(4) применимы для практических расчетов. Расчеты выполнены и по параметрам действующей насосной станции со следующими данными: насос марки 14М–12×4, длина трубопровода 2200 м, диаметр 630 мм, расход 220 л/с, напор 300 м, скорость распространения волны гидравлического удара – 1100 м/с.

При проектировании и выборе средств защиты трубопроводов насосных станций весьма важно иметь сведения о величинах минимального и максимального напоров при переходных режимах. С этой целью нами проведены расчеты гидравлического удара, где учитывается влияние инерции насосного агрегата. При анализе использованы также данные Дж. Пармакяна (1) относительно этих величин.

Отметим некоторые результаты исследований качественного характера. В зависимости от соотношений фазы гидравлического удара t_ϕ и постоянного трубопровода T_T , характер изменения давления в трубопроводе может качественно различаться. А именно, если $t_\phi < 0,7T_T$, то изменение давления в трубопроводе носит колебательный характер, если же $t_\phi > 0,7T_T$, то процесс в трубопроводе близок к апериодическому.

Надо также отметить, что в интервале $1 < \frac{T_T}{t_\phi} < 1,5$, как по цепным

уравнениям Аллиевы, так и в результате наших решений с использованием уравнения (2) получается, что первый пик давления при гидравлическом ударе незначительно превышает предельное значение, полученное из условия "жесткого" гидравлического удара. Исследования показывают (2), что для насосных установок, где выполняется условие

$\frac{T_a}{t_\phi} > 1$, при расчетах переходных процессов с практической точностью

можно использовать уравнение "жесткого" гидравлического удара.

Этот важный вывод позволяет не только упростить процесс вычислений, но и в некоторых случаях получать аналитические решения.

Например, при потере привода насоса или сбросе нагрузки на генераторе гидроэлектрического агрегата нужно предварительно иметь сведения о разгонной частоте вращения и расхода в турбинном режиме.

В этом случае использование уравнений движения воды в трубопроводе и агрегата сводится к системе динамических дифференциальных уравнений, а качественный анализ их устойчивости позволяет определить отмеченные параметры как особую точку типа "фокус" (5).

Армянский научно-исследовательский институт
водных проблем и гидротехники

Կ. Խ. ՀՈՎՍԵՓՅԱՆ, Հ. Վ. ԹՈՔՄԱՋՅԱՆ, Հ. Ս. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ, Ռ. Մ. ՌԱՖԱՅԵԼՅԱՆ

Պոմպի շարժիչի անջատման ժամանակ առաջացած անցումային գործընթացի
պարամետրները որոշելու համար մոտավոր առընչություններ

Էներգետիկ դժվարությունների հետևանքով վերջին ժամանակները հաճախ տեղի են ունենում մելիորատիվ պոմպակայանների հոսանքի անջատում: Այդ հետևանքով խողովակաշարերում տեղի է ունենում հիդրավիկական հարվածի երևույթը, որը բացասական է ազդում պոմպակայանների հոսալի աշխատանքի վրա, հաճախ բերում է վթարների: Հողվածում, ելնելով ագրեգատի հավասարումներից և ջրի շարժման մոտավոր հավասարումից, կազմվել է ալգորիթմ և կատարվել են թվային հաշվարկներ: Ցույց է տրված, որ ստացված կախվածությունները գործնականորեն ճիշտ են բնութագրում անցումային գործընթացը «պոմպ-խողովակաշար» համակարգում:

ЛИТЕРАТУРА –ՊՐԱՎԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

¹ Г. И. Кривченко, Н. Н. Аршеневский, Е. В. Квятковская и др., Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках, М., Энергия, 1975. ² К. П. Вишневский, Моделирование переходных процессов в сложных напорных системах с насосными станциями, Афтореф. докт. дис., Л., 1987. ³ К. Х. Овсепян, Изв.АН АрмССР. Техн. науки, т. 29, № 1 (1976). ⁴ Б. И. Находкин, Гидротехника и мелиорация, №6, с. 42-47, 1956. ⁵ Р. М. Рафазян Изв.АН АрмССР. Техн. науки, т. 28, № 6 (1975).