

ГИДРАВЛИКА

Р. М. РАФАЭЛЯН, Р. С. АВETИСЯН

К РАСЧЕТУ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ПРИВОДА НАСОСА

В практике проектирования нагнетательных трубопроводов часто возникает необходимость оперативной оценки величин возможных скоростей и давлений, возникающих при отключении привода насоса.

Известно, что переходные процессы, возникающие в этом случае в системе насос-трубопровод, описываются уравнениями следующего вида:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= \rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda |v|}{8\delta} v \right]; \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= \rho c^2 \frac{\partial v}{\partial x}; \\ J \frac{d\omega}{dt} &= M_d - M_c, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P — приведенное давление; V — средняя по сечению скорость жидкости; ρ — плотность жидкости; c — скорость распространения волны возмущения; λ — коэффициент гидравлического сопротивления; δ — гидравлический радиус потока; J — момент инерции; ω — угловая скорость; M_d и M_c — движущий момент и момент сопротивления.

Решение системы (1) связано со значительными трудностями.

Как указывается в [1] при расчете переходных процессов в коротких водоводах $\left(\frac{T_n}{t_\Phi} > 1, \text{ где } T_n \text{ — постоянная времени насосного агрегата; } t_\Phi \text{ — фаза гидравлического удара} \right)$ при отсутствии обратного клапана

можно пренебречь влиянием упругости стенок трубопровода и жидкости. Это допущение существенно упрощает процесс расчета.

В этом случае уравнения движения несжимаемой жидкости в системе представляются в виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq}{d\tau} &= Aq^2 + Bq\eta + C\eta^2 + D; \\ \frac{T_a}{T_l} \cdot \frac{d\eta}{d\tau} &= A_1q^2 + B_1q\eta + C_1\eta^2; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $q = \frac{Q}{Q_0}$; $\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$; $\xi = \frac{P}{P_0}$; $\tau = \frac{t}{T_l}$; T_l — постоянная времени трубопровода; Q_0 , ω_0 , P_0 — значения расхода, угловой скорости и давления при установившемся режиме работы насоса.

Изменение давления у насоса в насосном, тормозном и турбинном режимах дается соотношением:

$$\xi = A_0\eta^2 + B_0\eta q + C_0q^2 + D_0. \quad (3)$$

Постоянные коэффициенты, входящие в уравнения (2) и (3), определяются для каждого режима с помощью четырех квадрантных характеристик:

$$\begin{aligned} \frac{H}{n^2} &= f_1\left(\frac{Q}{n}\right); & \frac{H}{Q^2} &= f_2\left(\frac{n}{Q}\right); \\ \frac{M}{n^2} &= f_3\left(\frac{Q}{n}\right); & \frac{M}{Q^2} &= f_4\left(\frac{n}{Q}\right), \end{aligned}$$

путем аппроксимации последних параболическими кривыми.

В работе [2] доказывается, что после отключения электропитания привода насоса изменение числа оборотов рабочего колеса до подхода к насосу отраженных волн гидравлического удара может быть определено по зависимости

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{T_a}{t + T_a}. \quad (4)$$

Однако с учетом допущения о несжимаемости стенок трубопровода и жидкости полагаем соотношение (4) действительным до момента наступления тормозного режима.

Используя формулу (4) для исключения неизвестной функции $\eta(\tau)$ из первого уравнения системы (2), получим следующее нелинейное дифференциальное уравнение:

$$\frac{dq}{d\tau} = Aq^2 + \frac{BT_a}{T_a + T_l\tau} q + \frac{CT_a^2}{(T_a + T_l\tau)^2} + D. \quad (5)$$

Уравнение (5) решается методом последовательных приближений [3]. Заменяя уравнение (5) интегральным уравнением

$$q_n = 1 + \int_0^\tau \left[Aq_{n-1}^2 + \frac{BT_a}{T_a + T_l\tau} q_{n-1} + \frac{CT_a^2}{(T_a + T_l\tau)^2} + D \right] d\tau, \quad (6)$$

для первого приближения удовлетворяющим начальному условию

$$\tau = 0 \quad q = q_0 = 1,$$

получим

$$q = 1 + (A + D)\tau + \frac{BT_a}{T_1} \ln \frac{T_a + T_1\tau}{T_a} + \frac{CT_a\tau}{T_a + T_1\tau}. \quad (7)$$

Аналогично определяются второе и последующие приближения. Отметим, что сопоставление результатов расчета по уравнению (7) с точными решениями (1) на ЭВМ показало практическую приемлемость первого приближения.

Уравнение (7) определяет изменение скорости жидкости в трубопроводе в насосном режиме и может служить для оценки влияния постоянных системы T_1 и T_a на переходный процесс.

Определяя из (4) и (7) η и q для соответствующих моментов времени и подставляя их значения в (3), вычисляется давление до наступления тормозного режима.

В тормозном режиме переходный процесс рассчитывается по рекуррентным формулам, полученным из (2) и (3) путем перехода к конечным разностям:

$$\begin{aligned} q_n &= (Aq_{n-1}^2 + Bq_{n-1}\eta_{n-1} + C\eta_{n-1}^2 + D)\Delta\tau + q_{n-1}; \\ \eta_n &= \frac{T_1}{T_a} (A_1q_{n-1}^2 + B_1\eta_{n-1}q_{n-1} + C_1\eta_{n-1}^2)\Delta\tau + \eta_{n-1}; \\ \xi_n &= A_0\eta_n^2 + B_0\eta_n q_n + C_0\eta_n^2 + D_0. \end{aligned} \quad (8)$$

В турбинном режиме, в случае неизменного статического напора установки, имеет место затухающее периодическое изменение во времени угловой скорости и расхода, что вызывает колебание давления.

Изменения расхода $Q(t)$ и угловой скорости $\omega(t)$ в турбинном режиме рассчитываются по уравнениям:

$$\begin{aligned} Q - Q_* &= e^{\alpha t} (C_1 \cos \Omega t + C_2 \sin \Omega t); \\ \omega - \omega_* &= e^{\alpha t} (C_3 \cos \Omega t + C_4 \sin \Omega t); \end{aligned} \quad (9)$$

где α и Ω — действительная и мнимая части корней характеристического уравнения, соответствующего (2);

ω_* , Q_* — предельные значения $\omega(t)$ и $Q(t)$ при $t \rightarrow \infty$, способ определения которых приводится в [5].

На рис. 1 представлены результаты некоторых расчетов, выполненных по уравнениям (1) на ЭВМ методом характеристик и по уравнениям (7), (8) и (9) вручную.

Сопоставление приведенных результатов показывает практическую приемлемость излагаемых соотношений для расчетов переходных процессов, вызванных отключением привода насоса в коротких водах.

Значения η и q , при которых давление $\xi(\tau)$ достигает экстремальных величин, определяются из (3) при условии $\frac{d\xi}{d\tau} = 0$.

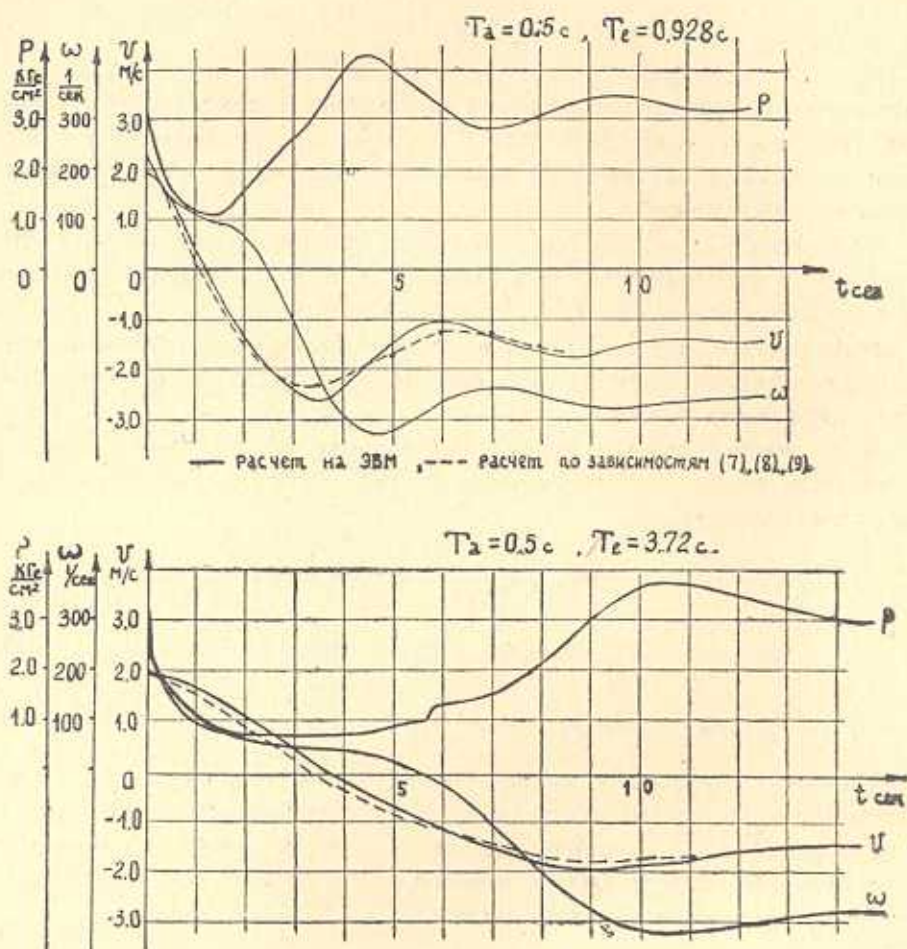


Рис. 1. Графики переходного процесса насоса 4К-12.

Вычислив производную функции $\xi(\tau)$ и используя выражение $\frac{d\eta}{d\tau}$ и $\frac{dq}{d\tau}$, из системы (2) получим, что значения η и q , при которых функция $\xi(\tau)$ достигает экстремумов, связаны соотношением;

$$\begin{aligned} & \left(2A_0C_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0C\right) \eta^3 + \left(2A_0B_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0C_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0B + 2C_0C\right) q\eta^2 + \\ & + \left(2A_0A_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0B_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0A + 2BC_0\right) q^2\eta + \left(B_0A_1 \frac{T_1}{T_a} + 2AC_0\right) q^3 + \\ & + B_0D\eta + 2C_0Dq = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

В параметрическом представлении $\eta = uq$ соотношение (11) примет вид:

$$q = -\sqrt{\frac{-2C_0D - B_0Du}{Mu^2 + Nu^2 + Pu + R}}, \quad (11)$$

где u — параметр;

$$M = 2A_0C_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0C; \quad N = 2A_0B_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0C_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0B + 2C_0C;$$

$$P = 2A_0A_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0B_1 \frac{T_1}{T_a} + B_0A + 2BC_0; \quad R = B_0A_1 \frac{T_1}{T_a} + 2AC_0.$$

На основании полученных зависимостей (3) и (11) построена номограмма для определения угловой скорости и расхода, соответствующих экстремальным давлениям в турбинном режиме (рис. 2). Приведенной кривой $\eta = j(q)$ принадлежит разделяющая точка F с координатами η_* и q_* , являющаяся особой точкой типа устойчивого фокуса системы дифференциальных уравнений (2).

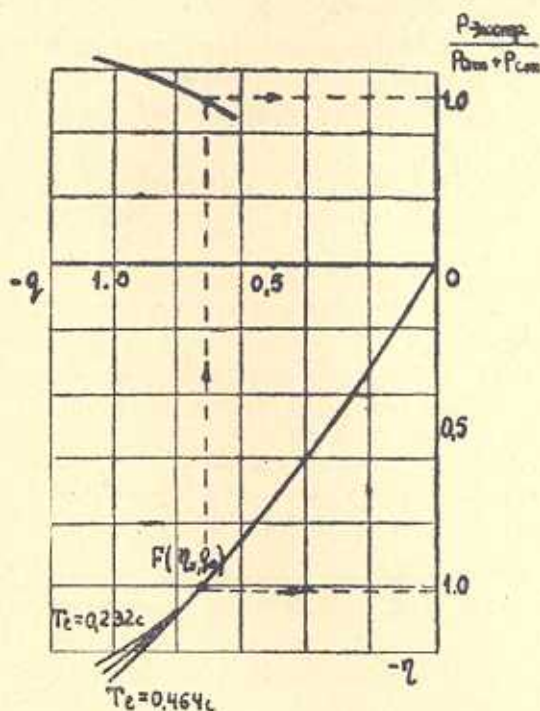


Рис. 2. Номограмма экстремальных давлений.

В турбинном режиме точки кривой с координатами $\eta > \eta_*$ и $q > q_*$ соответствуют максимальным давлениям, а $\eta < \eta_*$ и $q < q_*$ — минимальным давлениям в трубопроводе.

Как показала серия расчетов на ЭВМ при различных T_a и T_l , максимальные и минимальные давления близки по фазе с соответствующими значениями угловой скорости.

Это позволяет, исходя из величины разгонных оборотов насоса в зависимости от быстроходности n_s [4], используя номограмму, определить значение q и экстремальное давление $P_{\text{экстр}}$ в трубопроводе.

Институт водных проблем и гидротехники
ММиВХ АрмССР

Поступило 25.IV.1977

Ռ. Մ. ՌԱՖԱԵԼՅԱՆ, Ռ. Ս. ԱՎԵՏԻՍՅԱՆ

ՄՂԻԶ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐՈՒՄ ՊՈՄՊԻ ՀԱՂՈՐԳԱԿԻ ԱՆՁԱՏՄԱՆ
ԱՆՑՈՂԻԿ ՊՐՈՑԵՍԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ա մ փ ո փ ու մ

Պոմպային կայանների հիդրոմեխանիկական սարքավորումների ընտրման ժամանակ հաճախ անհրաժեշտություն է առաջանում զննհատել հնարավոր ճնշումների և արագությունների մեծությունները անցողիկ սրոցեսում:

Մղիչ կարճ խողովակաշարում հետադարձ փականի բացակայության դեպքում այդ մեծությունների հաշվարկի համար հողվածում առաջարկվում են պարզեցված կախումներ:

Ջրանիվային ուժիմում առաջացած մաքսիմալ և մինիմալ ճնշումները որոշելու համար բերվում է նոմոգրամ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Герасимов Г. Г. Расчет и исследования процессов в насосных установках с короткими водоводами. Диссертационная работа, Ровно, 1973.
2. Мошник Л. Ф., Тимофеева Е. Т. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. М., Госстройиздат, 1961 (ВОДГЕО).
3. Степанов В. В. Курс дифференциальных уравнений. М., 1959.
4. Находкин Б. И. Круговая характеристика насоса. «Гидротехника и мелiorация» № 6, 1956.
5. Рафаэлян Р. М. Исследование неустановившегося движения в системе насос—трубопровод. «Известия АН АрмССР, серия технич. наук», т. XXVIII, № 6, 1975.