

УДК 532.595.2

Э. П. АШНЯНЦ

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ПЛАНОВОЙ ОСТАНОВКЕ НАСОСА

Предлагается упрощенная методика расчета гидравлического удара, возникающего в нагнетательном трубопроводе насосной станции при закрытии запорной арматуры в начале трубопровода. Приводятся сопоставление результатов расчета по полученным формулам с экспериментальными данными.

Ил. 2. Табл. 1. Библиогр.: 4 назв.

Առաջարկվում է հիդրավլիկական հարվածի հաշվարկի պարզեցված մեթոդ, Հիդրավլիկական հարվածն առաջանում է պոմպակայանի մոտը խողովակաշարում փակակաթի փակման նստահերթի փակումը և ստացված րսևածները և փորձերի տվյալների արդյունքները համեմատումքը:

При плановой остановке насоса обычно в начале закрывается затвор на напорной линии насоса, а затем производится обесточивание двигателя насоса. Исследования [1—3] показывают, что если на насосной станции в качестве запорных устройств используются задвижки типа «Лудло» или поворотные дисковые затворы, то в процессе закрытия затвора в начале трубопровода скорость течения жидкости изменяется по зависимости вида (рис. 1)

$$V = V_0 \left[1 - \left(\frac{t}{T} \right)^n \right], \quad (1)$$

где V_0 —скорость движения жидкости в трубопроводе до начала закрытия запорного устройства; T —время закрытия затвора; t —текущее время; n —показатель степени, зависящий от характеристики насоса и трубопровода.

В зависимости от продолжительности закрытия затвора в нагнетательном трубопроводе может иметь место явление прямого или непрямого гидравлического удара. В работе [2] приводится методика расчета непрямого гидравлического удара, возникающего в трубопроводе в процессе закрытия запорного устройства. Принимается, что в начале трубопровода скорость изменяется по кривой (1). В результате получена сложная аналитическая зависимость, неудобная для анализа, из которой выделены некоторые частные решения.

Целью настоящей работы является упрощение методики расчета гидравлического удара, возникающего в нагнетательном трубопроводе при закрытии запорного устройства и получение простых расчетных формул для оперативной оценки опасности гидравлического удара.

Рассматривается следующая расчетная схема (рис. 2). С помощью насоса вода по трубопроводу постоянного диаметра подается в открытый резервуар, расположенный на высоте H , от насоса. В начале трубопровода установлена задвижка, которая закрывается при работающем насосе. Предполагается, что при переходных процессах сплошность потока воды в трубопроводе не нарушается и давление на всех участках превышает атмосферное. При решении задачи используется линеаризованная система дифференциальных уравнений, предложенная в [4]

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial Z}{\partial x} + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} + 2mV' \right) = 0, \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2 \partial V}{g \partial x} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где $H(x, t)$ — пьезометрический напор; $Z(x) = \frac{H_0 x}{l}$ — отметка трубопровода относительно плоскости сравнения; V' — скорость движения воды в трубопроводе; a — скорость распространения волны гидравлического удара; g — ускорение силы тяжести.

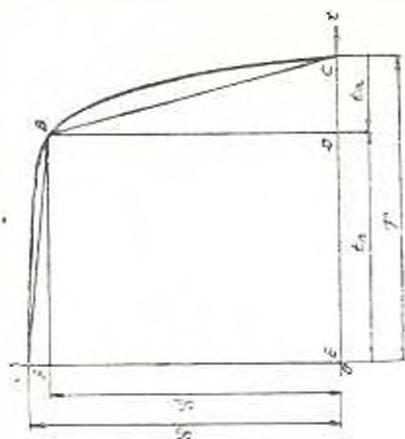


Рис. 1. Кривая изменения скорости в начале трубопровода при закрытии задвижки.

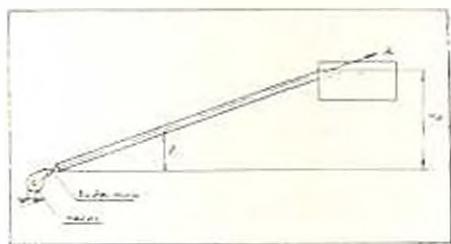


Рис. 2. Схема напорной установки.

Гидравлический уклон представлен выражением $\frac{2mV}{g}$, где $m = \frac{\lambda V_0}{4d}$, λ — коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода при установившемся движении; d — диаметр трубопровода.

Система уравнений (2) приводится к телеграфному уравнению относительно скорости

$$\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} + 2m \frac{\partial V}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2}. \quad (3)$$

Решение задачи осуществляется в следующей последовательности.

По методике, предложенной в [3], строится кривая изменения скорости в начале трубопровода при закрытии затвора за работающим насосом (рис. 1). Затем построенная кривая замещается ломаной линией ABC и допускается, что ABC определяет характер изменения скорости в начале трубопровода. Отрезок AB определяет область пассивного дросселирования скорости, а BC — активного. Время пассивного дросселирования определяется отрезком BT , а активного — $ТС$.

Для промежутка времени $0 < t < t_n$ начальные и граничные условия имеют вид

$$t = 0, \quad V = V_0, \quad \frac{\partial V}{\partial t} = 0, \quad (4)$$

$$V(0, t) = V_n - \Delta V_n \frac{t}{t_n} + \left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{x=0} = 0,$$

где $\Delta V_n = V_n - V_0$, а V_0 — значение скорости в трубопроводе, при которой начинается ее активное дросселирование.

Принтегрировав уравнение (3) при указанных начальных и граничных условиях, определяется изменение скорости в трубопроводе для этого интервала времени. В промежутке времени $t_n \leq t < T$ начальные условия определяются из полученной зависимости для скорости при $t = t_n$, а граничные условия будут иметь вид

$$V(0, \tau) = V_0 \left(1 - \frac{\tau}{t_n}\right) + \left. \frac{\partial V}{\partial t} \right|_{x=0} = 0, \quad 0 \leq \tau \leq t_n. \quad (5)$$

При новых граничных условиях зависимость для скорости приобретает вид

$$V(x, \tau) = V_0 \left(1 - \frac{\tau}{t_n}\right) + \frac{8l\tau e^{-\alpha x} \sin^2(\alpha x)}{\pi^2 a} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{(2k+1)^2} \times$$

$$\left[\frac{\Delta V_n}{t_n} \sin(2k+1) \frac{\pi(\tau + t_n)}{t_\phi} + \left(\frac{V_0}{t_n} - \frac{\Delta V_n}{t_n}\right) \times \right.$$

$$\left. \times \sin(2k+1) \frac{\pi x}{t_\phi} \right] \sin \frac{(2k+1)\pi x}{2l}, \quad (6)$$

где $t_\phi = 2l/a$, l — длина трубопровода.

Для определения изменения скорости в трубопроводе после закрытия задвижки ($t > T$) начальные условия вновь определяются из (6) при $\tau = t_n$, а граничные условия имеют вид

$$V(0, \tau_1) = 0, \quad \left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad \tau_1 = t - T. \quad (7)$$

Интегрируя уравнение (3) при новых начальных и граничных условиях, получаем соответствующую зависимость для скорости. Под-

ставляя полученную зависимость для скорости в первое уравнение системы (2), определяется соответствующее изменение напора

$$H(x, \tau) = H_0 \left(1 - \frac{x}{l}\right) + \frac{2l e^{-m\tau}}{g} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{(2k+1)} |q_k (B_k \cos q_k \tau_1 - A_k \sin q_k \tau_1) + m (A_k \cos q_k \tau_1 + B_k \sin q_k \tau_1)| \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2l} \quad (8)$$

где

$$q_k = \sqrt{\left|\frac{(2k+1)\pi a}{2l}\right|^2 - m^2}; \quad A_k = \frac{2}{l} \int_0^l \Phi(x) \sin \frac{(2k+1)\pi x}{2l}$$

$$\Phi(x) = V(x, t_a); \quad B_k = \frac{2}{l q_k} \int_0^l F(x) \sin \frac{(2k+1)\pi x}{2l};$$

$$F(x) = \left. \frac{\partial V}{\partial t} \right|_{t=t_a}$$

После закрытия задвижки максимальные амплитуды колебания напора возникают в начале трубопровода. Из зависимости (8) можно определить максимальное понижение в начале трубопровода при $t=T$, предполагая, что $m=0$

$$H(0, T) = H_0 - \frac{lV_0}{gt_0} + \frac{lV_0}{gt_0} \frac{8}{\pi^2} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{(2k+1)^2} \cos(2k+1) \frac{\pi t_0}{t_\phi} + \frac{l\Delta V_0}{gt_0} \frac{8}{\pi^2} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{(2k+1)^2} \left[\cos(2k+1) \frac{\pi T}{t_\phi} - \cos(2k+1) \frac{\pi t_0}{t_\phi} \right] \quad (9)$$

Зависимость (9) показывает, что максимальное понижение напора имеет место в случае, когда отношения $\frac{T}{t_\phi}$ и $\frac{t_0}{t_\phi}$ являются целыми нечетными числами. При этом

$$\Delta H = - \frac{2lV_0}{gt_0} \quad (10)$$

С помощью формулы (10) можно определить безопасное время закрытия запорной арматуры. Например, если допустить, что $t_0=0,2T$, то из (10) получим

$$T = \frac{10lV_0}{g\Delta H_0} \quad (10)$$

где ΔH_0 — допускаемое понижение напора.

В таблице приведено сопоставление результатов расчета по формуле (9) с соответствующими экспериментальными данными, приведенными в [2]. При проведении экспериментов скорость в начале тру-

болпровода изменялась по зависимости $V(0, t) = V_0 \left[1 - \left(\frac{t}{T} \right)^2 \right]$. Построив указанную кривую, с ее помощью определялись значения расчетных параметров V_{01} , t_{01} , ΔV_{01} , V_{01}^1 .

Таблица

Данные опытов			Данные расчета						Расхождение, %
V_0 , м/с	T , с	M , м	V_{01} , м/с	t_{01} , с	ΔV_{01} , м/с	V_{01}^1 , с	m , кг	ΔH , м	
1,51	20	45	1,42	6,0	0,09	14	0,024	45,3	0,67
1,55	14	32	1,46	4,2	0,09	10	0,024	53,4	2,78
1,51	26	43	1,42	7,8	0,09	16	0,024	41,4	3,7
1,37	10	56	1,29	3,0	0,08	7	0,022	52,7	6,8
1,63	26	43	1,53	7,8	0,1	18	0,025	43,4	0,86

Как видно, расчетные величины хорошо согласуются с экспериментальными данными, что указывает на приемлемость разработанной методики расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сурин А. А. Гидравлический удар в трубопроводах и борьба с ним. М.: Техн.-желдориздат, 1916.—371 с.
2. Хитковский Е. М. Методика расчета непрямого гидравлического удара // Строительство и архитектура—1979.—№ 10.—С. 90—97.
3. Акилиш Э. П. Об оптимальном времени закрытия запорной арматуры на магистральном трубопроводе насосной станции // Проблемы обводнения и сельскохозяйственного водоснабжения сельских населенных пунктов. М., 1985.—С. 55—58.
4. Чарный Н. А. О неустановившемся движении реальной жидкости в трубах. М.: Гостехиздат, 1951.—223 с.