

интеграла $\int_0^t (\dot{v} - c) dt$, т.е. значения высот соответствующих участков

аппарата. В последнем столбце таблицы приведены значения высоты H от начального до данного сечения аппарата. В предпоследнем столбце таблицы приведены значения диаметров соответствующих сечений аппарата. Для рассчитанного примера общая высота аппарата составляет $H=5,158$ м при изменении его диаметра от $d_n=0,963$ м до $d=3,16$ м. Приведенная методика может быть успешно применена при расчете и проектировании аппаратов для осуществления в них разнообразных реальных процессов, в частности, процесса обогащения железной руды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаспарян А.М., Меликян Э.А. О некоторых процессах химической технологии в потоке суспензии // ДАН АрмССР. - 1961. - Т. 33, №1. - С. 7-11.
2. Гаспарян А.М., Меликян Э.А. Некоторые вопросы гидродинамики при массообмене в двухфазном потоке // ЖПХ. - 1963. - Т. 36, №3. - С. 594-604.
3. Гаспарян А.М., Замянян А.А. Стесненное падение частиц // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН. - 1959. - Т. 12, №4. - С. 23-25.

ГИУА

20.02.1998

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН), т. 111, № 1, 1989, с. 119-123.

УДК 626.823

ГИДРАВЛИКА

Э.П. АЦИЯНЦ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДЕ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОТЕРЕ ПРИВОДА НАСОСА

Առաջարկվում է նվազագույնի հեշտան ինքնաբերական մեթոդով արտաբերության միտքը խողովակաշարի սկզբում արժույթի անջատման ժամանակ: Փորձի ավարտները համեմատվել են առաջարկված բանաձևերով հաշվարկի արդյունքի հետ:

Разработан аналитический метод расчета понижения давления в напорном трубопроводе насосной установки при потере привода насоса. Результаты расчета сопоставлены с соответствующими экспериментальными данными.

Ил. 2. Библиогр.: 6 назв.

An analytical method of pressure reduction design in pumping plant pipeline with power pump loss is developed. The design results are compared with corresponding experimental data.

1/1 2. Ref. 6.

При проектировании напорных трубопроводов насосных станций необходимо иметь сведения о давлениях, возникающих в трубопроводе при переходных процессах. Как известно, переходной процесс может возникнуть в результате внезапного прекращения электропитания двигателей насосов и понижения давления, которое, в свою очередь, может привести к образованию разрывов сплошности течения, что является причиной последующего значительного его повышения.

В настоящее время наибольшее распространение получили численные методы расчета гидравлического удара в насосных установках [1,2], имеющие определенные недостатки. По сравнению с ними аналитические методы расчета значительно проще, дешевле и позволяют провести детальный анализ явления гидравлического удара.

Целью настоящей работы является разработка аналитического метода расчета понижения давления в начале трубопровода при потере привода насоса.

В [3,4] отмечается, что ряд основных показателей процесса потери привода насоса является главным образом функцией лишь постоянной инерции агрегата и водовода. Это утверждение справедливо лишь в случае возникновения в напорных трубопроводах не прямых гидравлических ударов. В случае же прямых гидравлических ударов неучет упругих свойств трубопровода и жидкости может привести к грубым ошибкам в расчетах.

В качестве примера (рис.1) приведена осциллограмма понижения давления у насоса Мхчанской насосной станции при внезапной его остановке. Длина магистрального трубопровода $l=5450$ м, скорость распространения волны гидравлического удара $a=850$ м/с. Как видно, при потере привода насоса время резкого понижения давления до определенной величины меньше фазы удара. Следовательно, в трубопроводе имеет место явление прямого гидравлического удара. Приведена также расчетная "кривая 1" понижения давления, при вычислении которой не учтены упругие свойства трубопровода и жидкости. Как видно из сопоставления, расчетная кривая существенно отличается от экспериментальной. Таким образом, в длинных трубопроводах больших диаметров при расчете переходных процессов необходимо учитывать упругость жидкости стенок и трубопровода.

Для аналитического решения задачи используются следующие зависимости:

1. Зависимость между изменением напора и расхода воды в магистральном трубопроводе при прямом гидравлическом ударе:

$$H_p - H = \frac{za(Q_0 - Q)}{gA}, \quad (1)$$

где H_p - напор, развиваемый насосом при установившемся движении;

Q_0 - расход воды, подаваемой насосом при напоре, равном H_p ;

H и Q - напор и расход воды при переходном процессе; A - площадь сечения магистрального трубопровода; k - число насосов, подающих воду в трубопровод; g - ускорение силы тяжести.

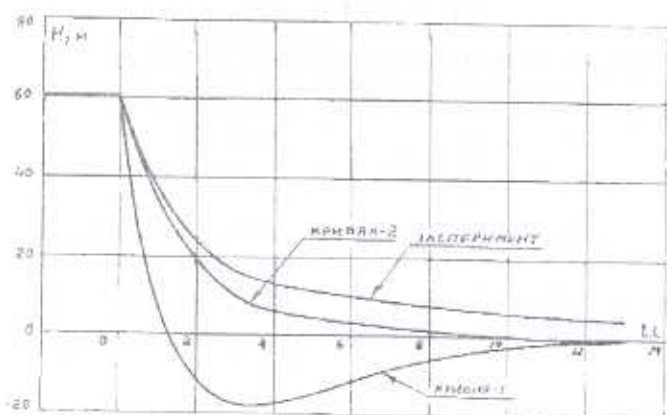


Рис. 1. Кривые понижения напора у насоса

2. Напор, развиваемый насосом при потере привода [1]:

$$\frac{H}{\beta^2} = K_1 \left(\frac{Q}{\beta} \right)^2 + K_2 \left(\frac{Q}{\beta} \right) + K_3, \quad (2)$$

где β - относительное число оборотов электродвигателя, $\beta = n / n_0$, n_0 - номинальное число оборотов; K_1, K_2, K_3 - коэффициенты аппроксимации напорной характеристики насоса $Q-H$.

Зависимости (1) и (2) позволяют определить расход Q как функцию от β с учетом влияния упругих свойств трубопровода:

$$Q(\beta) = -\frac{1}{2K_1} \left(K_2 \beta - \frac{aZ}{gA} \right) + \sqrt{\left[\frac{1}{2K_1} \left(K_2 \beta - \frac{aZ}{gA} \right) \right]^2 + \frac{1}{K_1} \left(H_0 - \frac{aZQ_0}{gA} - K_3 \beta^2 \right)} \quad (3)$$

Определяя из (3) Q при различных значениях β и подставляя их в (2), устанавливается изменение напора в начале трубопровода: $H = f(\beta)$.

Изменение относительного числа оборотов в зависимости от времени t в интервале $1 > \beta > 0.5$ рекомендуется определять по формуле [5]

$$\beta = T_u / T_u + t, \quad (4)$$

где $T_u = \frac{GD^2 n_0^2}{365N_0}$ - постоянная инерции насосного агрегата; GD^2 -

$kH \cdot M^2$ - маховый момент насосного агрегата; N_0 - мощность, развиваемая двигателем при установившемся режиме работы.

При значениях $\beta < 0,5$ изменение его в зависимости от времени определяется из уравнения движения агрегата [1]

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{375}{GD^2 n_0} M_c, \quad (5)$$

где M_c - момент сопротивления насоса, определяемый из полной характеристики насоса [1] при малых значениях β :

$$\frac{M_c}{Q^2} = K_4 + K_5 \left(\frac{\beta}{Q} \right), \quad (6)$$

K_4 и K_5 - коэффициенты аппроксимации моментной характеристики.

Подставляя (6) в (5), получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d\beta}{dt} = -(K_6 \beta^2 + K_7 \beta Q), \quad (7)$$

где $K_6 = \frac{375K_4}{GD^2 n_0}$, $K_7 = \frac{375K_5}{GD^2 n_0}$.

Для определения значений β в зависимости от времени в интервале $0 < \beta < 0,5$ необходимо зависимость (3) подставить в (7) и проинтегрировать ее. Однако такой способ значительно усложняет вычисления. Для этого целесообразно функцию (3) представить в упрощенном виде. Например, для насоса марки 24НДс эту функцию приближенно можно представить в виде линейной:

$$Q(\beta) = 0,375 + 1,25\beta. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7) и интегрируя уравнение при начальных условиях: $t = T_a$, $\beta = 0,5$, получим

$$t = T_a + \frac{1}{0,375K_7} \ln \frac{0,375K_7 + \beta(K_6 + 1,25K_7)}{\beta(K_6 + 1,25K_7) + 0,75K_7}. \quad (9)$$

Полученные выше зависимости справедливы для промежутка времени $0 < t \leq 2\ell/a$.

На рис.1 приведена расчетная "кривая 2" понижения напора, построенная по полученным формулам с использованием следующих значений расчетных параметров: $Q_0 = 2,3 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_p = 61 \text{ м}$, $a = 850 \text{ м/с}$, $N = 1570 \text{ кВт}$, $n_0 = 750 \text{ об/мин}$, $z = 1$, $GD^2 = 19,62 \text{ кН м}^2$, $T_a = 2 \text{ с}$, $A = 2,54 \text{ м}^2$, $K_1 = -8$, $K_2 = 6$, $K_3 = 93$, $K_4 = -260$, $K_5 = 1530$, $K_6 = -0,065$, $K_7 = 0,382$.

Как видно, "кривая 2" значительно лучше совпадает с экспериментальной. Одной из причин расхождения расчетных и экспериментальных данных может явиться несоответствие действительной характеристики насоса и характеристики, принятой при расчете.

На рис. 2 приведена осциллограмма изменения числа оборотов β насосного агрегата марки 24НДс при отключении электропитания двигателя. Показаны расчетные значения β , определенные по формуле (9). Как видно, результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными.

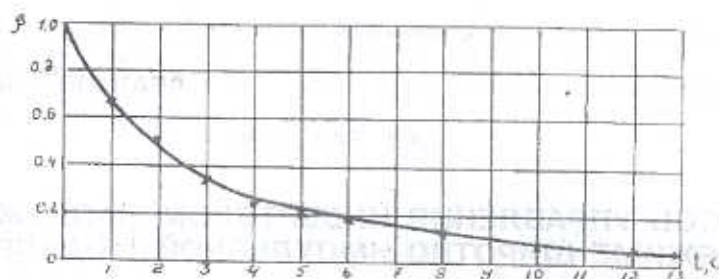


Рис. 2. Экспериментальная осциллограмма снижения относительного числа оборотов насоса, β^* - расчетные значения

Таким образом, с помощью полученных зависимостей можно определить первоначальное граничное условие в начале магистрального трубопровода при решении задачи гидравлического удара. Следует отметить, что при дальнейшем решении задачи граничные условия в начале водовода могут меняться несколько раз [6].

ЛИТЕРАТУРА

1. **Руководство** по применению гидротехнической трубопроводной арматуры на внутрихозяйственной оросительной сети / В/О "Союзводпроект". - М., 1983. - 171 с.
2. **Хусанов М.А., Фан Ши Хуан.** Исследование переходных процессов в насосных установках при переводе их из насосного в турбинный режим: Сб. тр. / ТашГТУ. - Ташкент, 1991. - С.
3. **Аршеневский Н.Н., Поспелов Б.Б.** Переходные процессы крупных насосных станций. - М.: Энергия, 1980. - 112 с.
4. **Карелин В.Я.** и др. Исследование переходных процессов и явлений нестационарности с целью совершенствования конструктивных решений ГЭС, ГАЭС и насосных станций // Гидротехническое строительство. - 1983. - № 8. - С. 8-11.
5. Указания по защите водоводов от гидравлического удара / **Л.Ф. Мошнин, Е.Т. Тимофеева** / ВОДГЕО. - М., 1961. - 227 с.
6. **Ащиянц Э.П.** Гидравлический удар в простом нагнетательном трубопроводе при понижении давления // Мат. науч.-техн. конф. молодых науч. работников и специалистов Минводхоза АрмССР. - Ереван: Айастан, 1977. - С. 138-141.

НПО водных проблем
и гидротехники РА

02.03.1998