Доклады Академии Наук СССР
1951. Том LXXX, № 3

ГИДРОМЕХАНИКА

М. Г. РИПП

К ВОПРОСУ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ В РУДНИЧНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАСОСАМИ

(Представлено академиком А. П. Германом 6 VII 1951)

Теоретическое решение вопроса о гидравлическом ударе и экспериментальная проверка этого решения даны выдающимся русским ученым Н. Е. Жуковским в его классической работе „О гидравлическом ударе в водопроводных трубах".

Идеи Н. Е. Жуковского получили дальнейшее развитие в трудах Л. С. Лейбензона, М. А. Мосткова, А. А. Сурина и др.

А. А. Сурин (1), наряду с другими вопросами неустановившегося движения, рассматривает весьма важную практическую задачу о гидравлическом ударе, возникающем при внезапной остановке центробежных электронасосов. Для определения величины гидравлического удара в последнем случае необходимо знание зависимости числа оборотов насоса от времени после внезапного выключения двигателя. А. А. Сурин правильно отмечает, что точное решение этого вопроса для всех насосных установок возможно лишь на основании практических данных.

Однако специфика водоотливных установок (близкое к единице отношение длины трубопровода к полной геодезической высоте) вертикальных шахт позволяет найти указанную выше зависимость $n = f(t)$ в аналитической форме.

Мы будем решать поставленную задачу, учитывая только изменение параметров мгновенных режимов работы центробежного насоса.

При нормальной работе рудничной водоотливной установки с центробежным насосом рабочий режим ее определяется координатами точки M пересечения характеристики трубопровода с индивидуальной характеристикой насоса (см. рис. 1).

В момент выключения двигателя число оборотов насоса начинает падать. Точки, координаты которых определяют мгновенные режимы работы водоотливной установки, будут перемещаться влево от точки M по характеристике трубопровода. Допустим, что в момент t мгновенный режим водоотливной установки определяется координатами точки a. Из рис. 1 видно, что для движения воды в трубопроводе в момент времени t необходимо создать напор $H = \overline{a_2a}$. Этот напор складывается из манометрического напора $H_м = \overline{a_1a_2}$ насоса при числе оборотов n и инерционного напора $H_и = \overline{aa_1}$. Точка a_1 лежит на пунктирной линии MN, представляющей собой геометрическое место режимов, создаваемых насосом до момента прекращения движения воды через насос. Поэтому

$$H = H_м + H_и, \tag{1}$$

где H — сумма геодезической высоты и гидравлического сопротивления трубопровода в м; $H_м$ — манометрический напор, создаваемый насосом, в м; $H_и$ — инерционный напор в м.

Напор H может быть определен из уравнения характеристики трубопровода

$$H = H_г + \frac{Q^2}{2g\mu^2 A^2}, \tag{2}$$

где $H_г$ — полная геодезическая высота водоподъема в м; Q — расход водоотливной установки в м²/сек; μ — коэффициент расхода при истечении из отверстия в тонкой стенке; A — эквивалентное отверстие трубопровода в м².

Уравнение характеристической поверхности для центробежных насосов с направляющими аппаратами представляется в виде [2]

$$H_м = k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2, \tag{3}$$

где k_1, k_2, k_3 — величины, постоянные для одного и того же насоса.

Величину инерционного напора находим из выражения [3]

$$H_и = \frac{1}{g}\int_0^l \frac{\partial V_{ср}}{\partial t}\, ds, \tag{4}$$

где l — длина трубопровода в м.

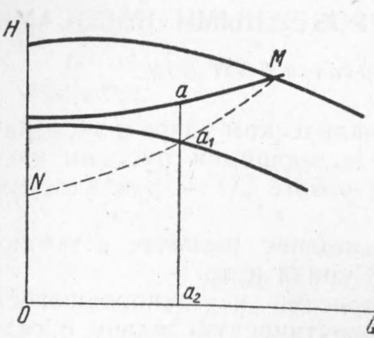

Рис. 1

Трубопровод рудничной водоотливной установки имеет постоянное сечение по всей длине (некоторым увеличением сечения всасывающего трубопровода, вследствие его малой длины, можно пренебречь). Таким образом, скорость движения воды в трубопроводе не зависит от места, а является только функцией времени, $\partial V_{ср}/\partial t = dV_{ср}/dt$, и, так как $V_{ср} = Q/F$ (F — площадь поперечного сечения трубопровода в м²), то

$$H_и = \frac{1}{gF}\frac{dQ}{dt}\int_0^l ds = \frac{l}{gF}\frac{dQ}{dt} = C\,\frac{dQ}{dt}, \tag{5}$$

где обозначено $l/gF = C$ (производную dQ/dt можно вынести за знак интеграла, так как, согласно условию непрерывности потока, она сохраняет постоянное значение вдоль потока).

Подставляя H, $H_и$ и $H_м$ из уравнений (2), (3) и (5) в (1), получаем

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{H_г + \dfrac{Q^2}{2g\mu^2 A^2} - (k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2)}{C}. \tag{6}$$

Знак минус в правой части выражения (6) определяется физическим смыслом величины dQ/dt.

Дифференциальное уравнение (6) содержит две неизвестные величины Q и n, являющиеся функциями только времени, и для определения их необходимо еще одно уравнение, которое может быть получено из основного уравнения динамики

$$M_д = M_с + I\,\frac{d\omega}{dt}, \tag{7}$$

где для данного случая: $M_д$ — движущий момент на валу насоса в кг-м; M_c — момент сопротивления насоса в кг-м; I — момент инерции вращающихся частей насоса, мотора и соединительной муфты в кг-м·сек^2; ω — угловая скорость в сек$^{-1}$.

При внезапном выключении двигателя насоса $M_д = 0$. Следовательно, $M_c = -I d\omega / dt$, и, так как $M_c = \gamma Q H_м / \eta\omega$ и $\omega = \pi n / 30$, то

$$\frac{dn}{dt} = -91\,250 \frac{QH_м}{\eta n I}, \tag{8}$$

где η — коэффициент полезного действия насоса.

Заменяя $H_м$ из уравнения (3), имеем:

$$\frac{dn}{dt} = -91\,250 \frac{Q(k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2)}{\eta n I}. \tag{8'}$$

Уравнение (8′) — искомое второе дифференциальное уравнение.

Итак, получаем систему:

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{dt} &= -\frac{H_г + \dfrac{Q^2}{2g\mu^2 A^2} - (k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2)}{C}, \\ \frac{dn}{dt} &= -91\,250 \frac{Q(k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2)}{\eta n I}. \end{aligned} \tag{9}$$

Для решения системы (9) следует применить метод численного интегрирования дифференциальных уравнений ([4]).

Коэффициент полезного действия η — величина переменная и определяется из универсальной характеристики центробежного насоса.

На основе решения системы дифференциальных уравнений (9) для различных случаев практики мы пришли к выводу о возможности применения более простого выражения для определения зависимости $n = f(t)$:

$$n = \frac{n_0}{1 + \psi t}, \tag{10}$$

$$\psi = 91\,250 \frac{Q_0 H_0}{\eta_0 I n_0^2}, \tag{11}$$

где Q_0, H_0, n_0 — параметры нормального режима работы насосной установки.

Формула (10), полученная интегрированием уравнения (8) вдоль параболы подобия, действительна в интервале времени от момента внезапного выключения двигателя насоса до момента прекращения прямого течения воды в трубопроводе и позволяет решать практические задачи, устраняя необходимость в решении сложной системы дифференциальных уравнений (9) при определении величины гидравлического удара.

Поступило
4 VI 1951

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

[1] А. А. Сурин, Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним, 1946. [2] К. Пфлейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы, 1937. [3] Н. З. Френкель, Гидравлика, 1947. [4] Г. В. Оппоков, Численный анализ, 1939.