

Р. М. РАФАЭЛЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОТЕРЬ
 ПОВОРОТНОГО ОБРАТНОГО КЛАПАНА И ТРОЙНИКА
 ПРИ СЛИЯНИИ ПОТОКОВ

Экспериментальному исследованию гидромеханических характеристик поворотных обратных клапанов посвящена работа [1], а в [2, 3] приведены формулы В. Н. Талнева для коэффициентов гидравлических сопротивлений ответвлений тройника, которые получены при допущении равенства статических давлений сливающихся потоков [4].

Целью настоящей работы является получение аналитической зависимости для определения коэффициента потерь поворотного обратного клапана и уточнение формул, приведенных в [3], для расчета сопротивлений тройника использованием экспериментальных данных. Для этого определим силовое воздействие потока на тарель и применим к объему жидкости ABCDEMN, ограниченному участком трубопровода и тарелью (рис. 1), уравнение количества движения, согласно которому секундное приращение количества движения рассматриваемой системы равно сумме проекций на ось потока внешних сил:

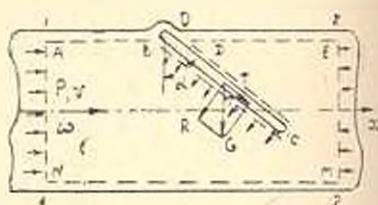


Рис. 1. Расчетная схема обратного клапана.

$$\rho(\alpha_{02} v_2^2 \omega_2 - \alpha_{01} v_1^2 \omega_1) = p_1 \omega_1 - p_2 \omega_2 - R_x, \quad (1)$$

где ρ — плотность воды; α_{01} , α_{02} — коэффициенты количества движения потока в сечениях 1—1 и 2—2 трубопровода до и после тарели; v_1 , v_2 — средние скорости движения воды в трубопроводе в сечениях 1—1, 2—2; ω_1 , ω_2 — соответствующие площади поперечного сечения трубопровода; p_1 , p_2 — гидродинамические давления; $R_x = \frac{G \sin 2\alpha}{2}$ —

проекция на ось X составляющей веса тарели обратного клапана, действующей по нормали к поверхности BC (рис. 1); G — вес тарели в воде; α — угол поворота тарели.

Имея ввиду, что $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$, а для цилиндрического трубопровода $\omega_1 = \omega_2 = \Omega$, из соотношения (1) при условии $\alpha_{01} = \alpha_{02} = 1$, получим выражения для потерь напора обратного клапана:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \Delta h = \frac{G \sin 2\alpha}{2\rho g \Omega} = \xi_a \frac{v_0^2}{2g} \quad (2)$$

Используя формулу (2) и экспериментальные данные [1], выражение для коэффициента потерь поворотного обратного клапана можно представить в виде:

$$\xi_a = \frac{G \sin 2\alpha}{\rho \Omega v_0^2} + \Delta \xi = \frac{q \sin 2\alpha}{2E_a} + \Delta \xi, \quad (3)$$

где $q = \frac{G}{\Omega}$ — давление веса тарели; $E_a = \frac{\rho v_0^2}{2}$ — удельная объемная кинетическая энергия потока; $\Delta \xi$ — экспериментальный поправочный коэффициент, равный:

$$\Delta \xi = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < v_0 < 1 \text{ м/с;} \\ 0,5 & \text{при } 1 < v_0 < 2 \text{ м/с.} \end{cases}$$

Зависимость угла поворота тарели обратного клапана от скорости движения воды в трубопроводе определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha = C(\alpha) \frac{\rho \pi D_0^2 v_0^2}{16 G l_{\text{м.т.}}}, \quad (4)$$

которое следует из условия равенства моментов от гидродинамической силы, действующей на тарель, и веса тарели относительно точки O подвеса.

В формуле (4) приняты следующие обозначения: $C(\alpha)$ — коэффициент гидродинамического момента; $l_{\text{м.т.}}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести тарели обратного клапана; D_0 — диаметр тарели клапана.

На рис. 2 представлена зависимость $C(\alpha)$, полученная из формулы (4) с использованием экспериментальных данных [1]. На рис. 3 сопоставлены результаты экспериментов, проведенных в АрмНИИВПиГ по исследованию потерь напора в поворотном обратном клапане диаметром 200 мм, и расчета по формуле (2).

Приведенные в [3] формулы для коэффициентов сопротивлений бокового $\xi_{c.б.}$ и прямого $\xi_{c.п.}$ ответвлений тройника типа $F_0 + F_a > F_c$, $F_0 = F_c$ имеют вид:

$$\xi_{c.б.} = A \left[1 + \left(\frac{Q_0}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_0} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_0} \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \left(\frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 \frac{F_c}{F_0} \cos \varphi \right] + K_b; \quad (5)$$

$$\xi_{c.п.} = 1 + \left(\frac{F_c}{F_0} \right)^2 \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_0} \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_0} \left(\frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 \cos \varphi + K_n, \quad (6)$$

где F_0 , E_0 , F_c — соответственно площади сечения бокового и прямого ответвлений, а также сечения тройника в месте слияния потоков; Q_0 , Q_c — соответствующие расходы; φ — угол ответвления; A — поправочный коэффициент, зависящий от отношений $\frac{F_0}{F_c}$ и $\frac{Q_0}{Q_c}$. $K_0 = 0$, $K_n = 0$ [3].

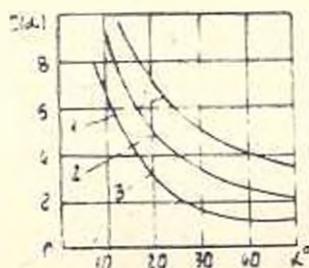


Рис. 2. Изменение коэффициента гидродинамического момента. 1 — $D_y = 300$ мм, 2 — $D_y = 200$ мм, 3 — $D_y = 100$ мм

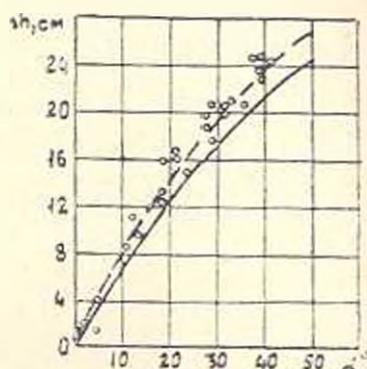


Рис. 3. Зависимость потерь напора в образном клапане от угла поворота тарелки. о о о — эксперимент, - - - - расчет по формуле (2)

Значения $\xi_{0,0}$, вычисленные по формуле (5), достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными, приведенными в [2]. Однако, для углов $\varphi = 45^\circ$ и $\varphi = 60^\circ$ значения $\xi_{0,0}$ заметно отличаются от этих экспериментальных данных. Расчеты и сопоставление результатов с экспериментальными данными [2] и [5] показывают, что формулы для $\xi_{0,0}$ и $\xi_{c,n}$ можно уточнить, представив их в виде:

$$\xi_{c,0} = A_0 \left[1 + \left(\frac{Q_0}{Q_c} \frac{F_c}{F_0} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_n} \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \left(\frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 \frac{F_c}{F_0} \cos \varphi \right] + K_0; \quad (7)$$

$$\xi_{c,n} = A_n \left[1 + \left(\frac{F_c}{F_n} \right)^2 \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_n} \left(1 - \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_0} \left(\frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 \cos \varphi \right] + K_n; \quad (8)$$

где поправочные коэффициенты A_0 , A_n , K_0 , K_n нами предлагается определить в виде:

$$A_n = A_0 = \left(1 - \frac{1}{4} \left(\sqrt[4]{\frac{Q_0}{Q_c} \frac{F_0}{F_c}} \sin \varphi \right) \right) < 1; \quad (9)$$

$$K_n = K_0 = - \frac{1}{8} \sqrt[4]{\frac{Q_0}{Q_c} \frac{F_0}{F_c}} \sin \varphi < 1. \quad (10)$$

Результаты расчетов величин $\zeta_{с.в.}$ и $\zeta_{с.п.}$ по формулам (7), (8) с учетом коэффициентов (9) и (10) и сопоставление с экспериментальными данными [2], [5] показало их практическое соответствие.

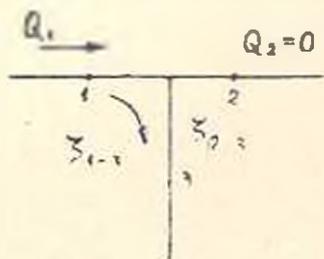


Рис. 4. Схема движения воды в исследуемом тройнике.

Исследование в лаборатории АрмНИИВПиГ сварного тройника симметричной формы диаметром 55 мм с поворотом на 90° при схеме движения воды, представленной на рис. 4, показало, что $P_1 < P_2$, $\xi_{1-2} = 2$, $\xi_{2-3} = 8$. Например, при расходе $Q_1 = 0,55$ л/с оказалось, что $\frac{P_1}{\rho g} = 53$ см, а $\frac{P_2}{\rho g} = 55$ см.

АрмНИИВПиГ

20. VII. 1984

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Рожков А. Н. Исследование работы обратных клапанов в системах водоводачи.— Дис. ... канд. техн. наук.— М., 1973.— 109 с.
2. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления.— М.—Л.: 1954— 315 с.
3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.— М.: Машиностроение, 1975.— 558 с.
4. Талиев В. П. Расчет местных сопротивлений тройников.— М.: ЦНИПС, вып. 9, 1952.— 35 с.
5. Peter Schmid. Beitrag zur experimentellen Untersuchung strömungsmechanischer Energieverluste in Rohrvereinigungen. — Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation. — München, 1977.