

Р.М. ХАЧАТРЯН

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И
ПОТЕРИ НАПОРА В ЗАДВИЖКЕ ПРИ ЕЕ ДРОССЕЛИРОВАНИИ**

Показано, что аналитическая и графическая интерпретации уравнения суммарной характеристики трубопроводов центробежного насоса при дросселировании задвижки, приведенные в технической литературе по насосам, не соответствуют действительности, так как являются следствием равномерного распределения вдоль водопро-водящей линии значительного сосредоточенного местного гидравлического сопротивления прикрытой задвижки, что, с гидравлической точки зрения, недопустимо. Между тем как при отдельном учете сосредоточенной местной потери напора в прикрытой задвижке действительная суммарная характеристика трубопроводов при любом расходе дросселирования будет параллельной таковой при полностью открытой задвижке и пройдет выше от нее на величину потери напора в прикрытой задвижке, соответствующей заданному расходу дросселирования.

Получены аналитические зависимости для определения гидравлического сопротивления и потери напора в прикрытой задвижке при совместной работе центробежного насоса любой марки с одноточечными трубопроводами любых суммарных характеристик, любой геометрической высоты подачи и любого расхода жидкости, нагнетаемой насосом при дросселировании.

Ключевые слова: уравнение суммарной характеристики трубопроводов, полностью открытая задвижка, прикрытая задвижка, гидравлическое сопротивление, потеря напора, дросселирование, аналитические зависимости.

Совместная работа системы резервуар чистой воды–центробежный насос–трубопроводы–бак водонапорной башни (или водонапорный резервуар) характеризуется координатами точки пересечения рабочей характеристики $Q_H - H_H$ центробежного насоса выбранной марки и суммарной характеристики $Q_{HT} - H_T$ всасывающего и нагнетательных трубопроводов при выбранных их диаметрах и длинах.

Допустим, что при постоянной частоте вращения рабочего колеса центробежного насоса и полностью открытой задвижке, установленной в начале нагнетательной линии, точкой пересечения вышеуказанных характеристик будет A_1 , координатами которой являются максимальный расход жидкости Q_{A1} , нагнетаемой насосом, и развиваемый им напор H_{A1} (рис.1).

В процессе эксплуатации насосных установок и станций часто возникает необходимость подачи меньших расходов жидкости, чем при полностью открытой задвижке. Одним из способов уменьшения производительности насосов в подобных случаях является дросселирование. Однако следует иметь в виду, что дросселирование допустимо, когда потребляемая насосом мощность уменьшается с уменьшением нагнетаемого им расхода жидкости ($\partial N / \partial Q > 0$), что характерно для центробежных насосов, и недопустимо, когда потребляемая

насосом мощность возрастает с уменьшением расхода жидкости ($\partial N / \partial Q < 0$), что характерно для осевых насосов.

Дросселирование весьма просто осуществимо. Оно обеспечивает плавное уменьшение расхода жидкости, но вызывает дополнительную затрату энергии, необходимую для преодоления дополнительного гидравлического сопротивления прикрытой задвижки. Несмотря на это, дросселирование широко применяется при уменьшении подачи центробежных насосов малой и средней производительности.

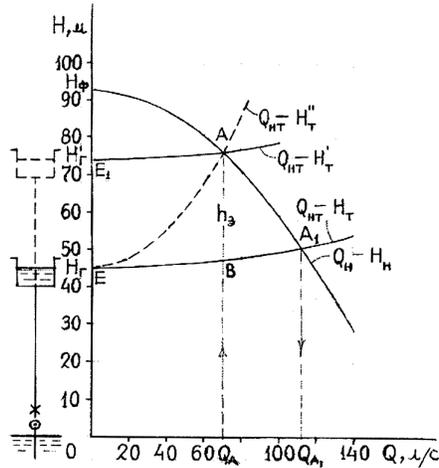


Рис. 1

В случае прикрытия задвижки точка A_1 передвинется по характеристике $Q_н - H_н$ влево, в результате чего уменьшатся нагнетаемый насосом расход жидкости, потребляемая им мощность и увеличится развиваемый им напор.

Предположим, что в результате дросселирования расход жидкости, нагнетаемой насосом, стал $Q_A < Q_{A_1}$. Очевидно, что новая суммарная характеристика трубопроводов пройдет через новую режимную точку A. Однако ее следует изображать не пунктирной кривой $Q_{нТ} - H_Т''$, проходящей через точки E и A, как неверно, на наш взгляд, это представлено в технической литературе по насосам [1-6], а параболой E_1A , параллельной E_1A_1 (сплошная кривая $Q_{нТ} - H_Т'$). Попытаемся доказать сказанное.

Суммарную характеристику трубопроводов насосной установки при дросселировании задвижки аналитически можно описать уравнением

$$H_Т = H_{\bar{A}} + h_{\zeta} + \sum h_Т, \quad (1)$$

где $H_Т$ – геометрическая высота подачи жидкости, равная разности отметок максимального уровня жидкости в верхнем и минимального ее уровня в нижнем

резервуарах, m ; h_{ζ} – потеря напора в прикрытой задвижке при дросселировании, m .

В технической литературе по насосам принимается:

$$h_{\zeta} = S_{\zeta} Q_{HT}^2, \quad (2)$$

S_{ζ} – гидравлическое сопротивление прикрытой задвижки, $(с/м^3)^2 \cdot м$;

$\sum h_T$ – суммарная потеря напора во всасывающем и нагнетательных трубопроводах, m ;

$$\sum h_T = S_T Q_{HT}^2, \quad (3)$$

S_T – суммарное гидравлическое сопротивление каждого из одинаковых водопроводящих линий, состоящих из всасывающего (S_{BT}) и нагнетательных трубопроводов, установленных внутри (S'_{HT}) и вне здания (S_{HT}) насосной станции, $(с/м^3)^2 \cdot м$.

При параллельной работе m одинаковых центробежных насосов с n одинаковыми нагнетательными трубопроводами, установленными вне здания насосной станции, S_T следует определять по зависимости [8]:

$$S_T = (S_{BT} + S'_{HT})(n/m)^2 + S_{HT}. \quad (4)$$

В случае, когда одиночный центробежный насос ($m=1$) работает совместно с однопоточным нагнетательным трубопроводом ($n=1$), зависимость (4) примет вид

$$S_T = S_{BT} + S'_{HT} + S_{HT}. \quad (5)$$

Q_{HT} – расход жидкости, проходящей по одной нитке нагнетательного трубопровода, установленного вне здания насосной станции, $м^3/с$.

Подстановка соответствующих выражений из (2) и (3) в (1) дает

$$H''_T = H_{\Gamma} + S_{\zeta} Q_{HT}^2 + S_T Q_{HT}^2 = H_{\Gamma} + (S_{\zeta} + S_T) Q_{HT}^2. \quad (6)$$

То есть, согласно технической литературе по насосам, суммарная характеристика трубопроводов при дросселировании выражается зависимостью (6), которая графически представляется параболической кривой, проходящей через точки Е и А (пунктирная кривая $Q_{HT} - H''_T$ на рис.1). Такая интерпретация, на наш взгляд, противоречит физике явления. Дело в том, что:

во-первых, гидравлическое сопротивление в прикрытой задвижке является сугубо местным, величина которого, в зависимости от степени ее дросселирования (от полностью открытой до полностью закрытой задвижки), колеблется в пределах $0 \leq S_{\zeta} \leq \infty$. Следовательно, оно не может быть равномерно распределенным по всей длине трубопроводов, как это вытекает из зависимости (6), приводящей к абсурду;

во-вторых, при известных энергетических характеристиках $Q - H$ выбранной системы насос-трубопроводы каждому значению расхода дросселирования Q_A соответствует одно определенное значение гидравлического

сопротивления прикрытой задвижки S_{ζ} (см. зависимости (17), (18) и (20)). Поэтому совершенно недопустимо применение зависимости (6) для определения ординат суммарной характеристики трубопроводов при дросселировании, поскольку их значения при расходах жидкости $Q_{HT} \neq Q_A$ будут фиктивными. Следовательно, зависимость (6) и форма суммарной характеристики трубопроводов при дросселировании $(Q_{HT} - H'_T)$, представленная на рис. 1 пунктирной кривой, также фиктивны. Единственное реальное значение ординаты суммарной характеристики трубопроводов, определяемое по зависимости (6), соответствует режимной точке А совместной работы насос-трубопроводы при расходе дросселирования $Q_{HT} = Q_A$.

Таким образом, потерю напора в прикрытой задвижке (h_{ζ}) при любом расходе дросселирования $Q_A < Q_{A1}$ необходимо учесть отдельно от потерь напора по длине (как это справедливо делается при решении соответствующих задач по гидравлике), а ординаты действительной суммарной характеристики трубопроводов при дросселировании $(Q_{HT} - H'_T)$ следует определять по предлагаемой зависимости:

$$H'_T = H_{\Gamma} + S_{\zeta} Q_A^2 + S_T Q_{HT}^2 = H'_T + S_T Q_{HT}^2, \quad (7)$$

где

$$h_{\zeta} = S_{\zeta} Q_A^2 \quad (8)$$

и

$$H'_T = H_{\Gamma} + S_{\zeta} Q_A^2. \quad (9)$$

На основании вышеизложенного можно утверждать, что в результате постепенного прикрытия задвижки суммарная характеристика трубопроводов плавно поднимается вверх, оставаясь в течение всего процесса дросселирования параллельной суммарной характеристике трубопроводов при полностью открытой задвижке.

Следовательно, дросселирование вызывает как бы фиктивный подъем уровня жидкости в верхнем резервуаре на величину потери напора в прикрытой задвижке, соответствующей расходу воды при дросселировании. Поэтому для построения суммарной характеристики трубопроводов при расходе дросселирования Q_A необходимо отложить от точки Е вверх отрезок $h_{\zeta} = EE_1 = BA$, так как $H'_T = H_{\Gamma} + h_{\zeta}$, и построение суммарной характеристики трубопроводов при дросселировании $(Q_{HT} - H'_T)$ начать с точки E_1 . Очевидно, что полученная кривая, согласно (7), будет параллельной суммарной характеристике трубопроводов при полностью открытой задвижке $(Q_{HT} - H_T)$ и пройдет через новую режимную точку А, как это показано на рис. 1.

Для подтверждения мысли о том, что местную потерю напора в прикрытой задвижке нельзя распределять вдоль трубопровода, проведем логическую параллель между рассматриваемой задачей и простейшей задачей истечения жидкости из бассейна по трубопроводу с горизонтальной

осью, постоянным диаметром d и длиной ℓ при установившемся движении под постоянным напором H (рис. 2).

Написав уравнение Бернулли для сечений 0 - 0 и I - I, относительно плоскости сравнения 2 - 2 получим

$$H = \alpha_1 V_1^2 / 2g + \sum h_{(0-1)}. \quad (10)$$

На рис. 2 показаны линии энергии при полностью открытой задвижке, установленной в начале трубопровода (толстая сплошная линия с уклоном i_0), и при дросселировании, с некоторой степенью прикрытия задвижки (тонкая сплошная линия с уклоном i_{qp}). Как видно из рис.2, при полностью открытой задвижке суммарная потеря напора в системе будет наименьшей, а средняя скорость истечения, а следовательно, и расход жидкости будут наибольшими ($\sum h_{(0-1)} = \min$, $V_1 = \max$ и $Q_1 = \max$). Поскольку при постоянных значениях диаметра и коэффициента шероховатости внутренней поверхности трубопровода его пропускная способность постоянна:

$$K = AC\sqrt{R} = \text{const},$$

то уклон линии энергии вдоль трубопровода также будет наибольшим:

$$i_0 = Q_1^2 / K^2 = \max.$$

При дросселировании с некоторой степенью прикрытия задвижки суммарная потеря напора в системе будет больше, а средняя скорость истечения, а следовательно, и расход жидкости будут меньше, чем при полностью открытой задвижке ($\sum h_{(0-1)qp} > \sum h_{(0-1)}$, $V_{1qp} < V_1$ и $Q_{1qp} < Q_1$). Поэтому уклон линии энергии вдоль трубопровода при дросселировании будет меньше, чем при полностью открытой задвижке:

$$i_{qp} = Q_{1qp}^2 / K^2 < i_0.$$

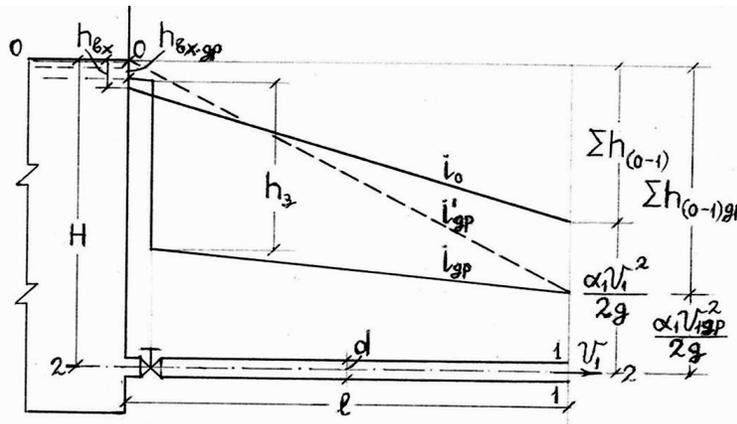


Рис. 2

В случае же распределения вдоль трубопровода сосредоточенной местной потери напора в прикрытой задвижке получим линию энергии в виде пунктирной прямой с уклоном большим, чем при полностью открытой задвижке ($i'_{qp} > i_0$), что противоречит нашим представлениям по гидравлике. Противоречие состоит в том, что увеличение уклона линии энергии подразумевает увеличение средней скорости истечения и расхода жидкости по сравнению с таковыми при полностью открытой задвижке, что немыслимо.

В действительности, при дросселировании, как было показано выше, уменьшается средняя скорость истечения, расход жидкости и, естественно, уклон линии энергии, что имеет место в случае отдельного учета потери напора в прикрытой задвижке, как сугубо местной потери напора. Следовательно, действительными являются линии энергии при полностью открытой задвижке (толстая сплошная прямая с уклоном i_0) и с учетом отдельно местной потери напора в прикрытой задвижке при дросселировании (тонкая сплошная линия с уклоном i'_{qp}).

На основании вышесказанного можно утверждать, что равномерное распределение вдоль водопроводящей линии всех гидравлических сопротивлений в случае дросселирования, при наличии значительной сосредоточенной местной потери напора в прикрытой задвижке, недопустимо, так как приводит к абсурду. Сказанное относится к линии энергии с уклоном i'_{qp} (пунктирная прямая на рис.2) и суммарной характеристике трубопроводов $Q_{HT} - H_T''$ при дросселировании (пунктирная кривая на рис. 1).

Величину потери напора в прикрытой задвижке при дросселировании можно определить:

1. Графоаналитически, пользуясь рабочей характеристикой $Q_H - H_H$ выбранного центробежного насоса и суммарной характеристикой $Q_{HT} - H_T$ трубопроводов насоса при заданной геометрической высоте подачи H_A и заданном расходе жидкости $Q_A < Q_{A1}$, нагнетаемой насосом в случае дросселирования (рис. 1):

$$h_\varphi = H_A - H_B = H'_A - H_A. \quad (11)$$

2. Аналитически, о чем нет никаких сведений в технической литературе по насосам. С целью восполнения этого пробела ниже приводится вывод аналитических зависимостей по определению потери напора в прикрытой задвижке и ее гидравлического сопротивления при дросселировании, пользуясь уравнениями расходно-напорных характеристик центробежного насоса и трубопроводов.

Расход жидкости, подаваемой одиночным центробежным насосом в односторонний нагнетательный трубопровод, при полностью открытой задвижке определяется зависимостью [7,8]:

$$Q_{A1} = \sqrt{(H_\Phi - H_T)/(S_\Phi + S_T)}. \quad (12)$$

В случае дросселирования следует пользоваться зависимостью

$$Q_A = \sqrt{(H_\Phi - H_T - h_\varphi)/(S_\Phi + S_T)}, \quad (13)$$

где H_0 – фиктивный напор насоса при расходе жидкости $Q=0$, м; S_0 – фиктивное гидравлическое сопротивление насоса, $(с/м^3)^2.м$.

Значения H_0 и S_0 для центробежных насосов различных марок приводятся в специальной литературе по насосам [9,10].

Решая уравнение (13) относительно h_C , получим

$$h_C = H_0 - H_A - (S_0 + S_T) Q_A^2. \quad (14)$$

Зависимость (14) с учетом (12) можно представить в виде

$$h_C = (S_0 + S_T)(Q_{A_1}^2 - Q_A^2) \quad (15)$$

или

$$h_C = (H_0 - H_A)[1 - (Q_A/Q_{A_1})^2]. \quad (16)$$

Приравнивая правые части уравнений (8) и (14), будем иметь

$$S_C = (H_0 - H_A)/Q_A^2 - (S_0 + S_T) \quad (17)$$

или с учетом (12):

$$S_C = (S_0 + S_T)[(Q_{A_1}/Q_A)^2 - 1]. \quad (18)$$

Зависимости (16) и (18) удобно представить в виде безразмерных симплексов

$$h_C/(H_0 - H_A) = 1 - (Q_A/Q_{A_1})^2 \quad (19)$$

и

$$S_C/(S_0 + S_T) = [1/(Q_A/Q_{A_1})]^2 - 1, \quad (20)$$

где значение отношения расхода жидкости, нагнетаемой центробежным насосом при дросселировании (Q_A), к таковой при полностью открытой задвижке (Q_{A_1}) колеблется в пределах $1 \geq Q_A/Q_{A_1} \geq 0$.

С целью графического изображения уравнений (19) и (20) определены значения их левой части для нескольких значений отношения расходов жидкости $Q_A/Q_{A_1} = X$.

Окончательные результаты расчетов сведены в табл.1.

Таблица 1

Q_A/Q_{A_1}	X	1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,6
$h_C/(H_0 - H_A)$	$1-X^2$	0	0,19	0,36	0,438	0,51	0,64
$S_C/(S_0 + S_T)$	$(1/X)^2-1$	0	0,235	0,563	0,778	1,041	1,788

Продолжение табл. 1

0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0
0,75	0,84	0,91	0,938	0,96	0,978	0,99	1
3	5,25	10,111	15	24	43,444	98,913	∞

Кривые связи $h_{\phi}/(H_{\phi} - H_{\Gamma}) = f_1(Q_A/Q_{A_1})$ и $S_{\phi}/(S_{\phi} + S_{\Gamma}) = f_2(Q_A/Q_{A_1})$, построенные по данным табл. 1, представлены на рис. 3 в безразмерных координатах, что обеспечивает общность результатов в широком диапазоне параметров.

Определив по зависимости (12) расход жидкости, нагнетаемой насосом при полностью открытой задвижке (Q_{A_1}), можно для заданного отношения Q_A/Q_{A_1} определить соответствующие значения h_{ϕ} и S_{ϕ} в каждом конкретном случае, пользуясь зависимостями (16) и (18) или соответствующими кривыми, приведенными на рис. 3.

Для наглядности рассмотрим решение числового примера для случая, когда одиночный центробежный насос работает совместно с однопиточным нагнетательным трубопроводом.

Пусть марка выбранного центробежного насоса Д 320-70 (прежняя марка 6НДс), фиктивные параметры расходно-напорной характеристики $Q_H - H_H$ которого: $H_{\phi} = 92,6$ м и $S_{\phi} = 0,0033$ (с/л)².м, а предельные расходы жидкости оптимальной области работы насоса: $Q_{\text{он.об}} = (60-92)$ л/с. Соответствующий экономический диаметр однопиточного чугунного нагнетательного трубопровода, согласно таблице предельных расходов, при значениях экономического фактора $\Xi = 0,5 \dots 1$ будет $d_{\text{нт}} = 300$ мм, удельное гидравлическое сопротивление которого: $S_{\text{онт}} = 0,9485$ (с/м³)². Длина нагнетательного трубопровода, установленного вне здания насосной станции, $L_{\text{нт}} = 500$ м, а геометрическая высота подачи жидкости: $H_{\bar{A}} = 45$ м.

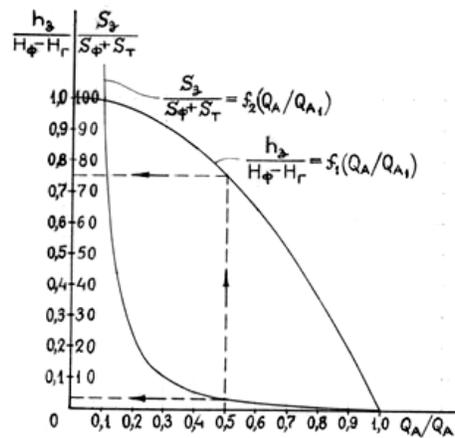


Рис. 3

Пренебрегая, с целью упрощения расчета, полными гидравлическими сопротивлениями всасывающего и нагнетательного трубопроводов, установленных внутри здания насосной станции, а также местными гидравлическими сопротивлениями нагнетательного трубопровода, установленного вне здания насосной станции, имеем

$$S_T \approx S_{HT} = K_{HT} S_{OHT} L_{HT} \cdot \quad (21)$$

Принимая, как первое приближение, значение поправочного коэффициента $K_{HT} = f(V_{HT}) = 1$ и подставляя соответствующие значения в (21), получим

$$S_T = 1 \cdot 0,9485 \cdot 500 = 474,25 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м.}$$

Расход жидкости, нагнетаемой центробежным насосом при полностью открытой задвижке, установленной в начале нагнетательного трубопровода, определится зависимостью (12). Подставляя соответствующие значения, получим

$$Q_{A_1} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 + 474,25 / 10^6)} = 112,303 \text{ л/с.}$$

Пользуясь зависимостями (16) и (18), определим значения h_C и S_C для одного из значений отношения $1 \geq Q_A / Q_{A_1} \geq 0$, например, для $Q_A / Q_{A_1} = 0,3$. Подставляя соответствующие значения, получим

$$Q_A / Q_{A_1} = 0,3 \Rightarrow Q_A = 0,3 \cdot 112,303 = 33,691 \text{ л/с,}$$

$$h_C = (92,6 - 45) [1 - (33,691 / 112,303)^2] = 43,32 \text{ м,}$$

$$S_C = (0,0033 + 474,25 / 10^6) [(112,303 / 33,691)^2 - 1] = 0,0382 \text{ (с/л)}^2 \cdot \text{м.}$$

Окончательные результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

Q_A / Q_{A_1}	1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,6	0,5
$h_C, \text{ м}$	0	9,04	17,14	20,83	24,28	30,46	35,7
$S_C, \text{ (с/л)}^2 \cdot \text{м}$	0	0,0009	0,0021	0,0029	0,0039	0,0067	0,0113

Продолжение табл. 2

0,4	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0
39,99	43,32	44,63	45,7	46,53	47,08	47,6
0,0198	0,0382	0,0566	0,0906	0,164	0,3733	∞

Кривые связи $h_C = f_1(Q_A / Q_{A_1})$ и $S_C = f_2(Q_A / Q_{A_1})$, построенные по данным табл. 2, представлены на рис. 4.

Резюмируя вышеизложенное, отметим, что предложенными зависимостями (16) и (18), а также кривыми $h_C / (H_0 - H_A) = f_1(Q_A / Q_{A_1})$ и $S_C / (S_0 + S_T) = f_2(Q_A / Q_{A_1})$, построенными соответственно по (19) и (20), представленными на рис. 3 в безразмерных координатах, можно определить потерю напора (h_C) и гидравлическое сопротивление (S_C) в закрытой задвижке при любой марке центробежного насоса (H_0 и S_0), заданной геометрической высоте подачи жидкости (H_A), выбранном суммарном гидравлическом сопротивлении всасывающего и нагнетательных трубопроводов насоса (S_T) и принятом отношении расходов жидкости, нагнетаемой насосом при дросселировании и при полностью открытой задвижке (Q_A / Q_{A_1}).

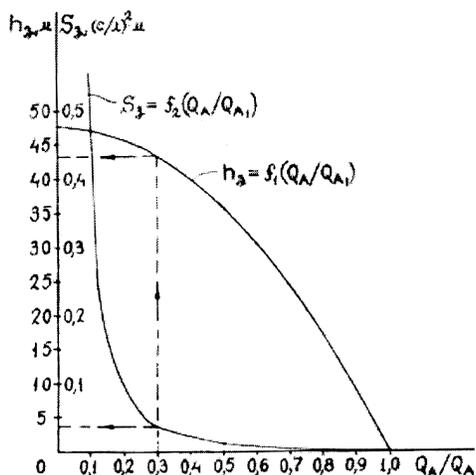


Рис. 4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Угинчус А.А.** Гидравлика и гидравлические машины.-Харьков, 1966.- 400 с.
2. **Токмаджян В.О., Трозян Р.Е.** Гидравлические машины и гидроприводы. – Ереван: Луйс, 1976.–196 с.(на арм.).
3. **Черкасский В.М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. –М.: Энергия, 1977. – 424 с.
4. **Малюшенко В.В., Михайлов А.К.** Энергетические насосы: Справочное пособие. – М.: Энергоиздат, 1981. – 199 с.
5. **Кривченко Г.И.** Гидравлические машины. –М.: Энергоатомиздат, 1983.–320 с.
6. **Карелин В.Я., Минаев А.В.** Насосы и насосные станции. –М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
7. **Прегер Е.А.** Аналитическое исследование параллельной работы насосов // Научные труды ЛИСИ. –1953. – Вып. 16. – С.32-46.
8. **Хачатрян Р.М.** Определение коэффициента редукции производительности параллельно работающих одинаковых центробежных насосов. // Исследования по гидро-технике и санитарной технике: Межвузовский тематический сборник научных трудов / ЕрПИ. –Ереван, 1984. – С. 64-70.
9. **Ильин В.Г.** Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. –Киев: Госстройиздат УССР, 1963. –136 с.
10. **Прегер Е.А.** Аналитический метод исследования совместной работы насосов и трубопроводов канализационных насосных станций / ЛИСИ. –Л., 1974. –61 с.

ЕрГУАС . Материал поступил в редакцию 07.05.2004.

Ռ.Մ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

ՓԱԿԱՆՈՒՄ ՀԻՊՐԱՎԼԻԿԱԿԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ՃՆՇՄԱՆ
ԿՈՐՄՏԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՆՐԱ ԴՐՈՍԵԼԱՑՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ցույց է տրված, որ փականի դրոսելացման դեպքում կենտրոնախույս պոմպի խողովակաշարերի գումարային բնութագրի հավասարման՝ պոմպերի վերաբերյալ տեխնիկական գրականության մեջ բերված վերլուծական և գրաֆիկական մեկնաբանությունները չեն համապատասխանում իրականությանը, քանզի հետևանք են դրոսելացված փականի կենտրոնացված տեղական հիդրավլիկական մեծ դիմադրությունը խողովակաշարերի երկարությամբ հավասարաչափ բաշխելու, որը հիդրավլիկական տեսանկյունից անթույլատրելի է: Մինչդեռ, դրոսելացված փականում ճնշման կենտրոնացված տեղական կորուստն առանձին հաշվի առնելու դեպքում, խողովակաշարերի իրական գումարային բնութագիրը, դրոսելացման ցանկացած ելքի պարագայում կլինի գուցա փականի լրիվ բաց վիճակում խողովակաշարերի գումարային բնութագրին և կանցնի նրանից վերև՝ փականում դրոսելացման տվյալ ելքին համապատասխանող ճնշման կորուստի չափով:

Ստացված են դրոսելացման հետևանքով փականում առաջացող հիդրավլիկական դիմադրությունը և ճնշման կորուստը որոշելու վերլուծական առնչություններ, ցանկացած մակնիշի կենտրոնախույս պոմպի՝ ցանկացած գումարային բնութագրեր ունեցող միաթել խողովակաշարերի հետ համատեղ աշխատանքի, հեղուկի տրման ցանկացած երկրաչափական բարձրության և դրոսելացման արդյունքում պոմպի մղած հեղուկի ցանկացած ելքի դեպքում:

Առանցքային բաներ. խողովակաշարերի գումարային բնութագրի հավասարումը, լրիվ բաց փական, մասնակիորեն բաց փական, հիդրավլիկական դիմադրություն, ճնշման կորուստ, դրոսելացում, վերլուծական առնչություններ:

R.M. KHACHATRYAN

DETERMINATION OF THE HYDRAULIC RESISTANCE
AND HEAD LOSS IN THROTTLED VALVE

It is shown that analytical and graphical equation interpretations of total characteristic pipelines of centrifugal pump, when the valve is throttled, cited in technical literature concerning the pumps, do not correspond to the reality, as they are a consequence of even distribution along the pipelines considerably concentrated local hydraulic resistance in throttled valve, which is inadmissible from hydraulic point of view. While, in case of throttled valve, the real total characteristic of pipelines, at any discharge of liquid delivery by pump when the valve is throttled, is parallel to the same one when the valve is fully open, being above it in size corresponding to head loss in throttled valve.

Analytical dependences for determination of the hydraulic resistance and head loss in throttled valve, when centrifugal pump at any mark works jointly with one-threaded pipelines at any total characteristic, are obtained, in case of any geometrical height and any discharge of liquid delivery by pump on condition the valve is throttled.

Keywords: equation of the total characteristic of pipelines, full-open valve, partial-open valve, hydraulic resistance, head loss, throttling, analytical dependences.