

Р. М. ХАЧАТРЯН

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ
ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЕ m ОДИНАКОВЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ
СОВМЕСТНО С n ОДИНАКОВЫМИ ТРУБОПРОВОДАМИ
В СЛУЧАЕ РАВНОМЕРНОГО ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ЗАДВИЖЕК**

Предлагаются аналитические зависимости по определению потери напора в дросселированной задвижке, ее гидравлического сопротивления и производительности насосной станции при параллельной работе m одинаковых центробежных насосов совместно с n одинаковыми нагнетательными трубопроводами в случае равномерного дросселирования задвижек, установленных в начальной части нагнетательных линий. Результаты численных примеров по определению производительности насосной станции при параллельной работе двух и трех одинаковых центробежных насосов совместно с одноконтурным нагнетательным трубопроводом, полученные для случаев полностью открытых и равномерно прикрытых задвижек, подтверждают, что аналитическая и графическая интерпретации уравнения суммарной характеристики трубопроводов при дросселировании, приведенные в технической литературе по насосам, не соответствуют действительности.

Показано, что действительная суммарная характеристика трубопроводов в случае равномерного дросселирования задвижек параллельна таковой при полностью открытых задвижках и проходит выше от нее на величину потери напора в прикрытой задвижке, соответствующей заданному расходу жидкости, нагнетаемой насосом при дросселировании.

Ключевые слова: одинаковые центробежные насосы, параллельная работа насосов, полностью открытые задвижки, равномерно прикрытые задвижки, гидравлическое сопротивление прикрытой задвижки, потеря напора в прикрытой задвижке, суммарная характеристика трубопроводов при равномерном дросселировании задвижек, производительность насосной станции, коэффициент изменения производительности насоса, аналитические зависимости.

Имеющиеся в технической литературе по насосам неверные аналитическая и графическая интерпретации уравнения суммарной характеристики трубопроводов насоса при дросселировании задвижки, установленной в начале нагнетательного трубопровода, в случае совместной работы системы: резервуар чистой воды—одиночный центробежный насос—одноконтурный трубопровод (всасывающий и нагнетательный) — водонапорный резервуар, представленной на рис.1 пунктирной кривой $Q_{HT} - H''_T$ (вместо действительной кривой $Q_{HT} - H'_T$, параллельной суммарной характеристике трубопроводов при полностью открытой задвижке $Q_{HT} - H_T$), были показаны в [1]. С этой целью проводились логические параллели между рассматриваемой задачей и простейшей задачей истечения жидкости из бассейна при установившемся движении под постоянным напором H по горизонтальному трубопроводу постоянного диаметра d и длиной ℓ при прикрытой задвижке, установленной в его начальной части.

Ошибочность вышеуказанных интерпретаций становится особенно наглядной при рассмотрении параллельной работы центробежных насосов. По-пытаемся доказать сказанное.

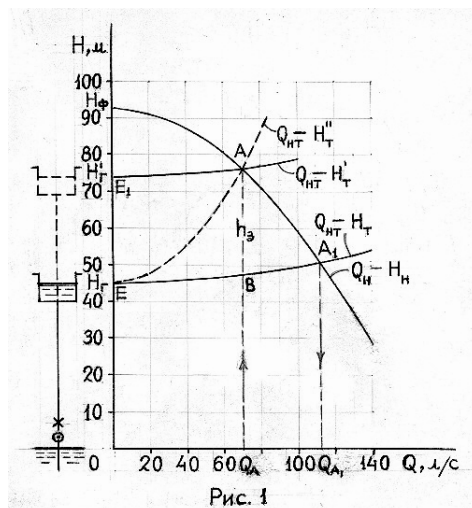
Производительность насосной станции при совместной параллельной работе m одинаковых центробежных насосов с n одинаковыми нагнетательными трубопроводами при полностью открытых задвижках, установленных в начале нагнетательных линий, определяется по зависимости [2,3]

$$Q = Q_{A_1} = \sqrt{(H_\Phi - H_\Gamma) / (S_\Phi / m^2 + S_T / n^2)}, \quad (1)$$

где H_Φ – фиктивный напор насоса при нулевом расходе нагнетаемой жидкости ($Q = 0$), м; S_Φ – фиктивное гидравлическое сопротивление насоса, $(\text{с/м}^3)^2 \cdot \text{м}$; H_Γ – геометрическая высота подачи жидкости, равная разности отметок максимального уровня жидкости в водонапорном резервуаре (или в баке водонапорной башни) и минимального ее уровня в нижнем резервуаре, м; S_T – суммарное гидравлическое сопротивление каждой из ниток одинаковых трубопроводов $(\text{с/м}^3)^2 \cdot \text{м}$, (3):

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

S_{BT} , S'_{HT} и S_{HT} – соответственно полное гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательных трубопроводов, расположенных внутри и вне здания насосной станции, $(\text{с/м}^3)^2 \cdot \text{м}$.



В случае дросселирования с равномерно прикрытыми задвижками производительность насосной станции, согласно (1), следует определять по зависимости

$$Q_{qp} = Q_A = \sqrt{(H_\Phi - H_\Gamma - h_3) / (S_\Phi / m^2 + S_T / n^2)}, \quad (3)$$

где h_3 – потеря напора в прикрытой задвижке при расходе дросселирования Q_A , м.

$$h_3 = (H_\Phi - H_\Gamma)[1 - (Q_A / Q_{A_1})^2] \quad (4)$$

или

$$h_3 = S_3 Q_A^2 = (S_\Phi / m^2 + S_T / n^2)(Q_{A_1}^2 - Q_A^2), \quad (5)$$

S_3 – гидравлическое сопротивление прикрытой задвижки, $(с/м^3)^2 \cdot м$:

$$S_3 = (H_\Phi - H_\Gamma) / Q_A^2 - (S_\Phi / m^2 + S_T / n^2) \quad (6)$$

или

$$S_3 = (S_\Phi / m^2 + S_T / n^2)[(Q_{A_1} / Q_A)^2 - 1]. \quad (7)$$

Сначала рассмотрим параллельную работу двух одинаковых центробежных насосов ($m=2$) совместно с однопоточным нагнетательным трубопроводом ($n=1$).

Пусть марка выбранного центробежного насоса Д 320-70, фиктивные параметры рабочей характеристики $Q_H - H_H$ которого: $H_\Phi = 92,6$ м и $S_\Phi = 0,0033 (с/л)^2 \cdot м$, а предельные расходы жидкости оптимальной области работы насоса: $Q_{оп.об} = (60 \dots 92)$ л/с. Экономический диаметр однопоточного чугунного нагнетательного трубопровода для пропуска расходов жидкости $Q = 2Q_{оп.об} = (120 \dots 184)$ л/с при значении экономического фактора $\Xi = 0,5 \dots 1$ будет: $d_{HT} = 400$ мм, удельное гидравлическое сопротивление которого: $S_{ОНТ} = 0,2189 (с/м^3)^2$. Длина нагнетательного трубопровода, расположенного вне здания насосной станции, пусть будет: $L_{HT} = 500$ м, а геометрическая высота подачи жидкости: $H_\Gamma = 45$ м (рис.2).

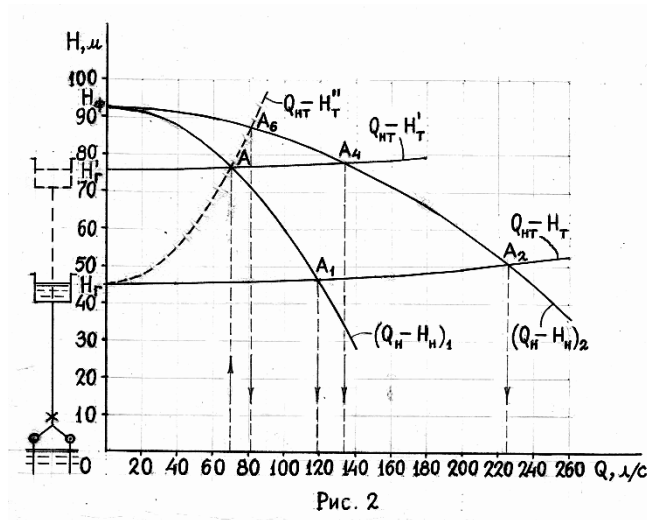


Рис. 2

Ввиду ограниченности объема статьи, а также с целью упрощения расчета полными гидравлическими сопротивлениями всасывающего и нагнетательного, расположенного внутри здания насосной станции, трубопроводов, а

также местными гидравлическими сопротивлениями нагнетательного трубо-провода, расположенного вне здания насосной станции, игнорируем. В результате имеем

$$S_T \approx S_{HT} = K_{HT} S_{OHT} L_{HT} . \quad (8)$$

Принимая, как первое приближение, значение поправочного коэффициента $K_{HT} = f(V_{HT}) = 1$, получим

$$S_T = 1 \cdot 0,2189 \cdot 500 = 109,45 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м.}$$

Расходы жидкости, подаваемой одним (**m=1**) и двумя (**m=2**) одинаковыми центробежными насосами, при полностью открытых задвижках, установленных в начале нагнетательных линий, пусть будут соответственно Q_{A_1} и Q_{A_2} (рис. 2). Подставляя соответствующие значения в (1), получим

$$Q_{A_1} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 + 109,45 / 10^6)} = 118,158 \text{ л/с}$$

и

$$Q_{A_2} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 / 2^2 + 109,45 / 10^6)} = 225,697 \text{ л/с.}$$

Предположим, что при ступенчатом режиме работы насосной станции необходимо в течение t часов суток уменьшить расход жидкости, нагнетаемой одним насосом, от $Q_{A_1} = 118,158 \text{ л/с}$ до $Q_A = 70 \text{ л/с}$. При этом потеря напора в прикрытой задвижке при дросселировании в случае **m=1** и **n=1**, согласно зависимости (5), будет

$$h_3 = (0,0033 + 109,45 / 10^6) (118,158^2 - 70^2) = 30,894 \text{ м.}$$

Суммарный расход жидкости, нагнетаемой параллельно работающими двумя одинаковыми центробежными насосами, при равномерном дросселировании задвижек в случае **m=2** и **n=1**, согласно зависимости (3), будет

$$Q_{A_4} = \sqrt{(92,6 - 45 - 30,894) / (0,0033 / 2^2 + 109,45 / 10^6)} = 133,709 \text{ л/с.}$$

Если при некотором прикрытии задвижки расход жидкости, нагнетаемой одним насосом, равен $Q_A = 70 \text{ л/с}$, то в случае подключения в параллельную работу второго одинакового насоса с той же степенью прикрытия задвижки суммарную производительность двух насосов, согласно технической литературе по насосам [4-9], следует определять по зависимости

$$Q_{A_6} = \sqrt{(H_\Phi - H_\Gamma) / [S_\Phi / m^2 + (S_3 + S_T) / n^2]}, \quad (9)$$

где

$$S_3 = h_3 / Q_A^2 = 30,894 / 0,07^2 = 6304,898 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м.}$$

Подставляя соответствующие значения в (9) при **m=2** и **n=1**, получим

$$Q_{A_6} = \sqrt{(92,6 - 45) / [0,0033 / 2^2 + (6304,898 + 109,45) / 10^6]} = 81,087 \text{ л/с.}$$

Вышеприведенные расчеты по определению производительности одного и двух одинаковых центробежных насосов показывают, что в результате подключения в параллельную работу второго насоса расход жидкости, при прочих равных условиях, увеличивается:

а) при полностью открытых задвижках, согласно зависимости (1) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H_T$, на

$$Q_{A_2} - Q_{A_1} = 225,697 - 118,158 = 107,539 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_2} - Q_{A_1}) \bar{E} 100 \% / Q_{A_1} = (225,697 - 118,158) \bar{E} 100 \% / 118,158 = 91,013 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов из-за их параллельной работы:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_2} / 2) / Q_{A_1} = (225,697 / 2) / 118,158 = 0,955 ;$$

б) при равномерно прикрытых задвижках с потерей напора в них $h_3 = 30,894 \text{ м}$, согласно зависимости (3) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H'_T$, на

$$Q_{A_4} - Q_A = 133,709 - 70 = 63,709 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_4} - Q_A) \bar{E} 100 \% / Q_A = (133,709 - 70) \bar{E} 100 \% / 70 = 91,013 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_4} / 2) / Q_A = (133,709 / 2) / 70 = 0,955 ;$$

в) при равномерно прикрытых задвижках с потерей напора в них $h_3 = 30,894 \text{ м}$, согласно зависимости (9) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H''_T$, рекомендуемой в технической литературе по насосам, всего на

$$Q_{A_6} - Q_A = 81,087 - 70 = 11,087 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_6} - Q_A) \bar{E} 100 \% / Q_A = (81,087 - 70) \bar{E} 100 \% / 70 = 15,839 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_6} / 2) / Q_A = (81,087 / 2) / 70 = 0,579 .$$

Окончательные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Согласно данным таблицы, в результате подключения в параллельную работу второго одинакового насоса марки Д 320–70 процент увеличения расхода жидкости (91,013 %) и значение коэффициента изменения производительности насосов ($\beta_{m/n} = 0,955$) для случаев полностью открытых и равномерно прикрытых задвижек с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H'_T$ одни и те же. Это вполне логично и является следствием параллельности суммарных характеристик трубопроводов с равномерно прикрытыми и полностью открытыми задвижками $[(Q_{HT} - H'_T) \parallel (Q_{HT} - H_T)]$.

Однако совершенно нелогичными и абсурдными выглядят результаты, полученные по ошибочной зависимости (9) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H''_T$, рекомендуемой в технической литературе по насосам для случая с равномерно прикрытыми задвижками. Согласно зависимости (9),

в случае подключения в параллельную работу второго одинакового насоса с той же степенью дросселирования задвижки суммарный расход жидкости увеличится всего на $Q_{A_6} - Q_A = 81,087 - 70 = 11,087$ л/с, что составляет 15,839 % от расхода жидкости, нагнетаемой, при прочих равных условиях, одним насосом ($Q_A = 70$ л/с).

Таблица 1

Производительность насосной станции, Q , л/с		При одиночной и параллельной работе двух одинаковых центробежных насосов совместно с однопоточным нагнетательным трубопроводом в случае:					
		полностью открытых задвижек		равномерно прикрытых задвижек			
		$Q_{HT} - H_T$		$Q_{HT} - H'_T$		$Q_{HT} - H''_T$	
		Q_{A1}	Q_{A2}	Q_A	Q_{A4}	Q_A	Q_{A6}
		118,158	225,697	70	133,709	70	81,087
Увеличение расхода жидкости из-за параллельной работы насосов, ΔQ	л/с	107,539		63,709		11,087	
	%	91,013		91,013		15,839	
Коэффициент изменения производительности насосов, $\beta_{m/n}$		$(\beta_{m/n})_{m=2}$		$(\beta'_{m/n})_{m=2}$		$(\beta''_{m/n})_{m=2}$	
		0,955		0,955		0,579	

Для большей наглядности неправомерности применения ошибочной зависимости (9) в случае равномерно дросселированных задвижек рассмотрим также параллельную работу трех одинаковых центробежных насосов марки Д 320–70 совместно с однопоточным чугунным нагнетательным трубопроводом. Производительность насосной станции в оптимальной области работы насосов колеблется в пределах $Q = 3 Q_{оп.об} = (180 \dots 276)$ л/с. Экономический диаметр нагнетательного трубопровода для значений экономического фактора $\Theta = 0,75 \dots 1$ будет: $d_{HT} = 500$ мм, удельное гидравлическое сопротивление которого: $S_{OHT} = 0,06778$ (с/м³)². Длина нагнетательного трубопровода: $L_{HT} = 500$ м, а геометрическая высота подачи жидкости: $H_T = 45$ м (рис. 3).

Принимая, как первое приближение, $K_{HT} = 1$, согласно (8), получим

$$S_T \approx S_{HT} = 1 \cdot 0,06778 \cdot 500 = 33,89 \text{ (с/м³)²} \cdot \text{м}.$$

Расходы жидкости, нагнетаемой одним, двумя и тремя одинаковыми центробежными насосами, при их параллельной работе совместно с однопоточным нагнетательным трубопроводом, в случае полностью открытых задвижек, согласно зависимости (1),

соответственно равны

$$Q_{A1} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 + 33,89 / 10^6)} = 119,489 \text{ л/с},$$

$$Q_{A2} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 / 2^2 + 33,89 / 10^6)} = 235,415 \text{ л/с}$$

и

$$Q_{A_3} = \sqrt{(92,6 - 45) / (0,0033 / 3^2 + 33,89 / 10^6)} = 344,724 \text{ л/с.}$$

Допустим, что при ступенчатом режиме работы насосной станции необходимо в течение t часов суток уменьшить расход жидкости, нагнетаемой одним насосом, от $Q_{A_1} = 119,489 \text{ л/с}$ до $Q_A = 70 \text{ л/с}$. Потеря напора в прикрытой задвижке при дросселировании в случае $m=1$ и $n=1$, согласно зависимости (4), будет

$$h_3 = (0,0033 + 33,89 / 10^6) (119,489^2 - 70^2) = 31,264 \text{ м.}$$

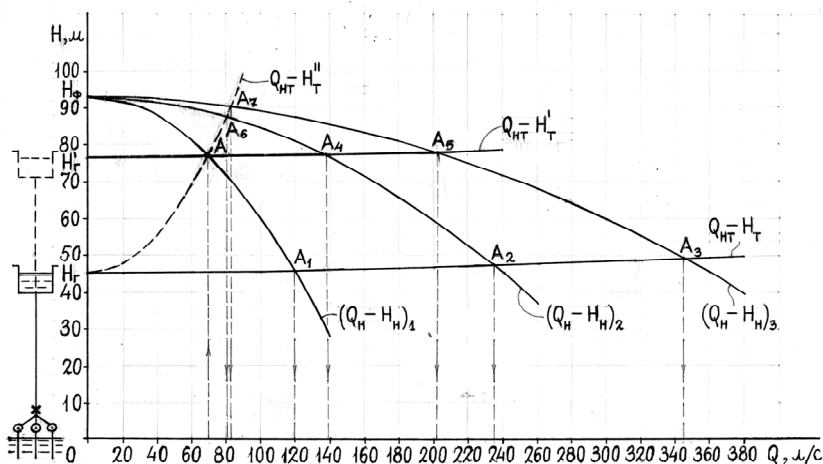


Рис. 3

При равномерном дросселировании задвижек в случае параллельной работы двух и трех одинаковых центробежных насосов суммарный расход жидкости, согласно зависимости (3), соответственно будет

$$Q_{A_4} = \sqrt{(92,6 - 45 - 31,264) / (0,0033 / 2^2 + 33,89 / 10^6)} = 137,913 \text{ л/с}$$

и

$$Q_{A_5} = \sqrt{(92,6 - 45 - 31,264) / (0,0033 / 3^2 + 33,89 / 10^6)} = 201,949 \text{ л/с.}$$

Если при некотором прикрытии задвижки расход жидкости, нагнетаемой одним насосом, равен $Q_A = 70 \text{ л/с}$, то в случае подключения в параллельную работу второго и третьего одинаковых насосов с той же степенью прикрытия задвижек их суммарную производительность, согласно технической литературе по насосам [4-9], следует определять по зависимости (9), где

$$S_3 = h_3 / Q_A^2 = 31,264 / 0,07^2 = 6380,408 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \text{ м.}$$

Подставляя соответствующие значения в (9), получим

$$Q_{A_6} = \sqrt{(92,6 - 45) / [0,0033 / 2^2 + (6380,408 + 33,89) / 10^6]} = 81,088 \text{ л/с}$$

и

$$Q_{A_7} = \sqrt{(92,6 - 45) / [0,0033 / 3^2 + (6380,408 + 33,89) / 10^6]} = 83,783 \text{ л/с.}$$

Расчеты по определению производительности одного, двух и трех одинаковых центробежных насосов показывают, что в результате подключения в параллельную работу второго и третьего насосов расход жидкости, при прочих равных условиях, увеличивается:

1. При полностью открытых задвижках, согласно зависимости (1) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H_T$, соответственно, на:

$$a) Q_{A_2} - Q_{A_1} = 235,415 - 119,489 = 115,926 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_2} - Q_{A_1}) \bar{E} 100 \% / Q_{A_1} = (235,415 - 119,489) \bar{E} 100 \% / 119,489 = 97,018 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_2} / 2) / Q_{A_1} = (235,415 / 2) / 119,489 = 0,985;$$

$$б) Q_{A_3} - Q_{A_2} = 344,724 - 235,415 = 109,309 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_3} - Q_{A_2}) \bar{E} 100 \% / Q_{A_1} = (344,724 - 235,415) \bar{E} 100 \% / 119,489 = 91,48 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=3} = (Q_{A_3} / 3) / Q_{A_1} = (344,724 / 3) / 119,489 = 0,962.$$

2. При равномерно прикрытых задвижках с потерей напора в них $h_3 = 31,264 \text{ м}$, согласно зависимости (3) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H'_T$, соответственно, на:

$$a) Q_{A_4} - Q_A = 137,913 - 70 = 67,913 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_4} - Q_A) \bar{E} 100 \% / Q_A = (137,913 - 70) \bar{E} 100 \% / 70 = 97,018 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_4} / 2) / Q_A = (137,91 / 2) / 70 = 0,985;$$

$$б) Q_{A_5} - Q_{A_4} = 201,949 - 137,913 = 64,036 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_5} - Q_{A_4}) \bar{E} 100 \% / Q_A = (201,949 - 137,913) \bar{E} 100 \% / 70 = 91,48 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=3} = (Q_{A_5} / 3) / Q_A = (201,949 / 3) / 70 = 0,962.$$

3. При равномерно прикрытых задвижках с потерей напора в них $h_3 = 31,264 \text{ м}$, согласно зависимости (9) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{HT} - H''_T$, рекомендуемой в технической литературе по насосам, соответственно, всего на:

$$a) Q_{A_6} - Q_A = 81,088 - 70 = 11,088 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_6} - Q_A) \bar{E} 100 \% / Q_A = (81,088 - 70) \bar{E} 100 \% / 70 = 15,84 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=2} = (Q_{A_6} / 2) / Q_A = (81,088 / 2) / 70 = 0,579 ;$$

$$б) Q_{A_7} - Q_{A_6} = 83,783 - 81,088 = 2,695 \text{ л/с}$$

или

$$(Q_{A_7} - Q_{A_6}) \bar{E} 100 \% / Q_A = (83,783 - 81,088) \bar{E} 100 \% / 70 = 3,85 \%$$

с коэффициентом изменения производительности насосов:

$$(\beta_{m/n})_{m=3} = (Q_{A_7} / 3) / Q_A = (83,783 / 3) / 70 = 0,399 .$$

Окончательные результаты расчетов сведены в табл.2 .

Таблица 2

		При одиночной и параллельной работе двух и трех одинаковых центробежных насосов совместно с одноконтурным нагнетательным трубопроводом в случае:								
		полностью от-крытых задвижек			равномерно прикрытых задвижек					
		$Q_{HT} - H_T$			$Q_{HT} - H'_T$			$Q_{HT} - H''_T$		
		Q_{A_1}	Q_{A_2}	Q_{A_3}	Q_A	Q_{A_4}	Q_{A_5}	Q_A	Q_{A_6}	Q_{A_7}
Производительность насосной станции, $Q, \text{ л/с}$		119,489	235,415	344,724	70	137,913	201,949	70	81,088	83,783
Увеличение расхода жид-кости из-за па-раллельной ра-боты насосов, ΔQ	л/с		115,926	109,309		67,913	64,036		11,088	2,695
	$\%$		97,018	91,48		97,018	91,48		15,84	3,85
Коэффициент изме-нения произведи-тельности насосов, $\beta_{m/n}$			$(\beta_{m/n})_{m=2}$	$(\beta_{m/n})_{m=3}$		$(\beta_{m/n})_{m=2}$	$(\beta_{m/n})_{m=3}$		$(\beta_{m/n})_{m=2}$	$(\beta_{m/n})_{m=3}$
			0,985	0,962		0,985	0,962		0,579	0,399

Согласно данным таблицы, в результате подключения в параллельную работу второго и третьего одинаковых центробежных насосов марки Д 320–70 процент увеличения расхода (соответственно 97,018 и 91,48 %) и значение коэффициента изменения производительности насосов $[(\beta_{m/n})_{m=2} = 0,985 \text{ и } (\beta_{m/n})_{m=3} = 0,962]$ соответственно для случаев полностью открытых и равномерно

прикрытых задвижек с суммарной характеристикой трубопроводов, соответственно, $Q_{нт} - H_T$ и $Q_{нт} - H'_T$ одни и те же. Это обусловлено параллельностью суммарных характеристик их трубопроводов $[(Q_{нт} - H'_T) \parallel (Q_{нт} - H_T)]$, что подтверждается лабораторными исследованиями, проведенными нами.

На этом фоне совершенно нелогичными и абсурдными выглядят результаты, полученные по ошибочной зависимости (9) с суммарной характеристикой трубопроводов $Q_{нт} - H''_T$, рекомендуемой в технической литературе по насосам для случая с равномерно прикрытыми задвижками.

Нелогичность и абсурдность заключаются в том, что в результате подключения в параллельную работу второго и третьего одинаковых центробежных насосов марки Д 320–70 с той же степенью прикрытия задвижек суммарный расход жидкости, нагнетаемой двумя и тремя одинаковыми насосами, согласно зависимости (9), увеличится, соответственно, всего на $Q_{A6} - Q_A = 81,088 - 70 = 11,088$ л/с и $Q_{A7} - Q_{A6} = 83,783 - 81,088 = 2,695$ л/с, что составляет, соответственно, 15,84 и 3,85 % от расхода жидкости, нагнетаемой, при прочих равных условиях, одним насосом ($Q_A = 70$ л/с). Такие невероятно низкие результаты подтверждают ошибочность зависимости (9).

Резюмируя вышеизложенное, отметим, что равномерное распределение всех потерь напора вдоль трубопровода, включая значительную сосредоточенную местную потерю напора в прикрытой задвижке при ее дросселировании, как было показано в (1) и соответствующими расчетами настоящей статьи, ошибочно с гидравлической точки зрения и приводит к абсурду. В результате суммарная характеристика трубопроводов с равномерно прикрытыми задвижками, согласно зависимости (9), рекомендуемой в технической литературе по насосам [4–9], представляется фиктивной пунктирной кривой $Q_{нт} - H''_T$ вместо действительной кривой $Q_{нт} - H'_T$, параллельной таковой при полностью открытых задвижках ($Q_{нт} - H_T$). Следствием этого является нелогично мизерное увеличение производительности насосной станции в случае параллельной работы двух и трех одинаковых центробежных насосов с равномерно прикрытыми задвижками, по сравнению с производительностью, при прочих равных условиях, одиночного насоса одной и той же марки (рис. 2 и 3).

На основании вышесказанного можно с уверенностью утверждать, что действительная суммарная характеристика трубопроводов с любой степенью равномерно дросселированных задвижек ($Q_{нт} - H'_T$) параллельна таковой при полностью открытых задвижках ($Q_{нт} - H_T$). Поэтому для определения суммарного расхода жидкости, нагнетаемой параллельно работающими одинаковыми центробежными насосами в случае равномерно прикрытых задвижек, следует вместо ошибочной зависимости (9), рекомендуемой в технической литературе по насосам, пользоваться зависимостью (3), заранее определив потерю напора в прикрытой задвижке по зависимости (4) или (5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хачатрян Р.М.** Определение гидравлического сопротивления и потери напора в задвижке при ее дросселировании // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН. -2006.-Т.59, N 2. – С.423 – 433 .
2. **Прегер Е.А.** Аналитический метод исследования совместной работы насосов и трубопроводов канализационных насосных станций / ЛИСИ. – Л., 1974. – 61 с.
3. **Хачатрян Р.М.** Определение коэффициента редукции производительности параллельно работающих одинаковых центробежных насосов // Исследования по гидротехнике и санитарной технике: Межвузовский тематический сборник научных трудов / ЕрПИ. – Ереван, 1984. – С.64-70.
4. **Угинчус А.А.** Гидравлика и гидравлические машины. – Харьков, 1966. – 400 с.
5. **Токмаджян В.О., Трозян Р.Е.** Гидравлические машины и гидроприводы. – Ереван: Луйс, 1976. – 196 с. (на арм.).
6. **Черкасский В.М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергия, 1977. – 424 с.
7. **Малюшенко В.В., Михайлов А.К.** Энергетические насосы: Справочное пособие. – М.: Энергоиздат, 1981. – 199 с.
8. **Кривченко Г.И.** Гидравлические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
9. **Карелин В.Я., Минаев А.В.** Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.

ЕрГУАС . Материал поступил в редакцию 06.06.2005 .

Ռ. Մ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

ՊՈՍՊԱԿԱՅԱՆԻ ԱՐՏԱԴՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՈՐՈՇԵԼԸ, ԵՐԲ m ՄԻԱՆՄԱՆ ԿԵՆՏՐՈՆԱԽՈՒՅՍ ՊՈՍՊԵՐ ԱՇԽԱՏՈՒՄ ԵՆ ԶՈՒԳԱՀԵՌ n ՄԻԱՆՄԱՆ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐԵՐԻ ՀԵՏ ՀԱՄԱՏԵՂ՝ ՓԱԿԱՆՆԵՐԻ ՀԱՎԱՍԱՐԱԶԱՓ ԴՐՈՍԵԼԱՑՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Առաջարկվում են վերլուծական առնչություններ դրոսելացված փականում ճնշման կորուստը, նրա հիդրավիկական դիմադրությունը և պոմպակայանի արտադրողականությունը որոշելու համար, երբ միևնույն մակնիշի **m** կենտրոնախույս պոմպեր աշխատում են զուգահեռ, միևնույն տրամագծի **n** մղման խողովակաշարերի հետ համատեղ՝ վերջիններիս սկզբնամասում տեղադրված փականների հավասարաչափ դրոսելացման դեպքում: Միաթել մղման խողովակաշարերի հետ միևնույն մակնիշի երկու և երեք կենտրոնախույս պոմպերի համատեղ զուգահեռ աշխատանքի դեպքում պոմպակայանի արտադրողականությունը որոշելու թվային օրինակների արդյունքների հիման վրա կարելի է պնդել, որ դրոսելացման պարագայում խողովակաշարերի գումարային բնութագրի հավասարման՝ պոմպերի վերաբերյալ տեխնիկական գրականության մեջ բերված վերլուծական և գրաֆիկական մեկնաբանությունները չեն համապատասխանում իրականությանը:

Ցույց է տրված, որ փականների հավասարաչափ դրոսելացման պարագայում, պոմպերի մղած հեղուկի ցանկացած ելքի դեպքում, խողովակաշարերի իրական գումարային բնութագիրը զուգահեռ է փականների լրիվ բաց վիճակում խողովակաշարերի գումարային բնութագրին և անցնում է նրանից վերև՝ փականում դրոսելացման տվյալ ելքին համապատասխանող ճնշման կորստի չափով:

Առանցքային բառեր. միանման կենտրոնախույս պոմպեր, պոմպերի զուգահեռ աշխատանք, լրիվ բաց փականներ, հավասարաչափ դրոսելացված փականներ, դրոսելացված փականի հիդրավիկական դիմադրություն, ճնշման կորուստը դրոսելացված փականում, խողովակաշարերի գումարային բնութագիրը փականների հավասարաչափ դրոսելացման դեպքում, պոմպակայանի արտադրողականություն, պոմպի արտադրողականության փոփոխման գործակից, վերլուծական առնչություններ:

R. M. KHACHATRYAN

**DETERMINATION OF PUMPING STATION CAPACITY
IN PARALLEL WORK OF m IDENTICAL CENTRIFUGAL
PUMPS WITH n IDENTICAL DELIVERY PIPELINES
WHEN THE VALVES ARE EVEN THROTTLED**

Analytical dependences for determination of head loss in the throttled valves, its hydraulic resistance and pumping station capacity, in parallel work of m identical centrifugal pumps with n identical delivery pipelines, when the valves situating on their beginning parts are even throttled, are proposed. The results of numerical examples for determination of pumping station capacity in parallel work of two and three identical centrifugal pumps with one-threaded pipelines, when the valves are open fully and partly-even, confirm that analytical and graphical interpretations of the equation of total characteristic pipelines when the valves are throttled, cited in technical literature concerning the pumps, are not in conformity with reality.

It is shown that the real total characteristic of pipelines with even throttled valves, at any discharge of liquid delivery by pumps, is parallel to the total characteristic of pipelines when the valves are fully open and pass higher from it in the size corresponding to head loss in throttled valve.

Keywords: identical centrifugal pumps, parallel work of pumps, full-open valves, even throttled valves, hydraulic resistance of throttled valve, head loss in throttled valve, total characteristic of pipelines when valves are even throttled, pumping station capacity, coefficient of alteration pumps capacity, analytical dependences.