

Р.М. ХАЧАТРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЕ m ГРУПП НЕОДИНАКОВЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СОВМЕСТНО С n ГРУППАМИ НЕОДИНАКОВЫХ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Получены аналитические зависимости по определению производительности насосной станции и развиваемого насосами напора, производительности и коэффициента изменения производительности насоса любой марки, а также расхода жидкости, проходящей по нагнетательному трубопроводу любого диаметра, для наиболее общего случая, когда m групп центробежных насосов различных марок в любых количествах $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ работают параллельно, совместно с n группами неодинаковых нагнетательных трубопроводов в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$.

Ключевые слова: неодинаковые центробежные насосы, неодинаковые нагнетательные трубопроводы, уравнения индивидуальных характеристик насосов, параллельная работа насосов, производительность насосной станции, коэффициент изменения производительности насоса, аналитическая зависимость.

Дальнейшее развитие экономики стран, существенная часть территорий которых расположена на горных и предгорных зонах, наряду с развитием промышленности, тесно связано также с освоением новых земель для сельскохозяйственного пользования.

С целью орошения этих земель и обводнения горных пастбищ, водоснабжения населенных мест и промышленных предприятий целесообразно, с экономической точки зрения, в первую очередь использовать высокорасположенные водные ресурсы посредством гравитационной системы водоснабжения. Однако из-за их сравнительной скудности в большинстве случаев приходится основную часть необходимого количества воды подавать из нижерасположенных водоисточников насосами.

В силу динамичности процесса развития возникает необходимость увеличения в насосных станциях количества насосов различных марок и нагнетательных трубопроводов разных диаметров.

Общеизвестно также, что в мире существует немало крупных систем водоснабжения с мощными насосными станциями, многоступенчатый суточный график режима работы которых практически идентифицирован с графиком максимального суточного водопотребления населенного места. Такие системы водоснабжения называются "безбашенными", так как в них отпадает необходимость устройства водонапорной башни (или наземного водонапорного резервуара) из-за получившегося нулевого регулирующего объема воды. Этого можно достичь при наличии в насосной станции достаточного числа насосов различных марок и нагнетательных трубопроводов разных диаметров. Однако

в технической литературе по насосам и насосным станциям нет соответствующих аналитических зависимостей для вышеупомянутых случаев.

С целью восполнения этого пробела ниже приводится последовательность получения вышеуказанных аналитических зависимостей для наиболее общего случая.

Уравнения индивидуальных характеристик $Q_H - H_H$ параллельно работающих m неодинаковых центробежных насосов для области высоких КПД можно представить в следующем виде [1,2]:

$$H_{Hi} = H_{\Phi i} - S_{\Phi i} Q_{Hi}^2, \quad (1)$$

где $H_{Hi} = H_H$ – общий напор для параллельно работающих m неодинаковых центробежных насосов; $H_{\Phi i}$, $S_{\Phi i}$ и Q_{Hi} – соответственно фиктивный напор, фиктивное гидравлическое сопротивление и производительность i -го насоса.

Суммарная производительность параллельно работающих m групп неодинаковых центробежных насосов, состоящих соответственно из $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ одинаковых насосов, определится уравнением

$$\sum Q_H = \sum_{i=1}^m m_i Q_{Hi} = \sum_{i=1}^m m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i} - H_H}{S_{\Phi i}}}. \quad (2)$$

Возведение обеих частей уравнения (2) в квадрат дает

$$(\sum Q_H)^2 = \sum_{i=1}^m \left(m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i} - H_H}{S_{\Phi i}}} \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{k=i+1}^m m_i m_k \sqrt{\frac{(H_{\Phi i} - H_H)(H_{\Phi k} - H_H)}{S_{\Phi i} S_{\Phi k}}} \quad (k = 2, \dots, m). \quad (3)$$

Заменяя в (3) среднеарифметическое значение напоров $H_{\Phi i}$ и $H_{\Phi k}$ их среднегеометрическим значением

$$H_{\Phi i} + H_{\Phi k} \approx 2\sqrt{H_{\Phi i} H_{\Phi k}}, \quad (4)$$

после простых преобразований будем иметь

$$(\sum Q_H)^2 = \left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i}}{S_{\Phi i}}} \right)^2 - H_H \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{\Phi i}}} \right)^2. \quad (5)$$

Решая зависимость (5) относительно H_H , получим уравнение суммарной характеристики $\sum Q_H - H_H$ параллельно работающих m групп неодинаковых центробежных насосов:

$$H_H = \left[\left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i}}{S_{\Phi i}}} \right)^2 - (\sum Q_H)^2 \right] / \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{\Phi i}}} \right)^2. \quad (6)$$

Уравнения индивидуальных характеристик $Q_{HT} - H_T$ параллельно работающих n неодинаковых трубопроводов имеют вид

$$H_{Ti} = H_{\Gamma} + \sum h_{Ti}, \quad (7)$$

где $H_{Ti} = H_T$ – общий напор для параллельно работающих n ниток неодинаковых трубопроводов, m ; H_{Γ} – геометрическая высота подачи жидкости, равная разности отметок максимального уровня жидкости в баке водонапорной башни (в водонапорном резервуаре) и минимального ее уровня в резервуаре

чистой воды, m ; Σh_{Ti} – суммарная потеря напора во всасывающем и нагнетательных трубопроводах вдоль любой из его ниток, m :

$$\Sigma h_{Ti} = (S_{BTi} + S'_{HTi}) Q_{Hi}^2 + S_{HTj} Q_{HTj}, \quad (8)$$

S_{BTi} , S'_{HTi} и S_{HTj} – соответственно полное гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательных трубопроводов, расположенных внутри и вне здания насосной станции, $(с/м^3)^2 м$; Q_{Hi} и Q_{HTj} – соответственно расход жидкости, подаваемой одним из m неодинаковых центробежных насосов и проходящей по одному из n неодинаковых нагнетательных трубопроводов, $м^3/с$.

Расход жидкости, подаваемой по каждому из n параллельно работающих неодинаковых нагнетательных трубопроводов, установленных вне здания насосной станции, согласно (7) и (8), с учетом, что

$$H_{Ti} = H_T = \text{idem}$$

и

$$(S_{BTi} + S'_{HTi}) Q_{Hi}^2 = (S_{BT} + S'_{HT}) Q_H^2 = \text{idem}, \quad (9)$$

определяется по зависимости

$$Q_{HTj} = \sqrt{[H_T - H_\Gamma - (S_{BT} + S'_{HT}) Q_H^2] / S_{HTj}}. \quad (10)$$

Суммарный расход жидкости, подаваемой по всем n группам неодинаковых нагнетательных трубопроводов, равен

$$\Sigma Q_{HT} = \sum_{j=1}^n n_j Q_{HTj} = \sqrt{H_T - H_\Gamma - (S_{BT} + S'_{HT}) Q_H^2} \cdot \sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{HTj}}}. \quad (11)$$

Уравнение суммарной характеристики $\Sigma Q_{HT} - H_T$ параллельно работающих n групп неодинаковых трубопроводов, согласно (11), будет

$$H_T = H_\Gamma + (S_{BT} + S'_{HT}) Q_H^2 + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{HTj}}} \right)^{-2} \cdot (\Sigma Q_{HT})^2. \quad (12)$$

Раскроем выражение второго слагаемого правой части зависимости (12).

Суммарный расход жидкости, подаваемой m группами неодинаковых центробежных насосов, согласно (13), вытекающей из (9),

$$Q_{Hi} = Q_H \sqrt{S_{BT} + S'_{HT}} / \sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}, \quad (13)$$

будет

$$\Sigma Q_H = \sum_{i=1}^m m_i Q_{Hi} = \sqrt{S_{BT} + S'_{HT}} \cdot Q_H \cdot \sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}}, \quad (14)$$

откуда получим

$$(S_{BT} + S'_{HT}) Q_H^2 = \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}} \right)^{-2} \cdot (\Sigma Q_H)^2. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (12) и имея в виду, что из условия неразрывности движения жидкости имеет место равенство $\Sigma Q_H = \Sigma Q_{HT}$, получим окончательное выражение уравнения суммарной характеристики $\Sigma Q_{HT} - H_T$ при

$$H_T = H_\Gamma + \left[\left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{HTj}}} \right)^{-2} \right] \cdot (\sum Q_{HT})^2 \quad (16)$$
$$\mathbf{H}_T = \mathbf{H}_\Gamma + \mathbf{S}_{T\Theta} (\sum \mathbf{Q}_{HT})^2, \quad (17)$$
$$\mathbf{S}_{\text{ITB}} = \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{\text{BTi}} + S'_{\text{HTi}}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{\text{HTj}}}} \right)^{-2}. \quad (18)$$

$$H_H = H_T = H_A \quad (19)$$

605

$$Q_A = \sqrt{\frac{\left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{H_{\Phi i} / S_{\Phi i}}\right)^2 / \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^2 - H_{\Gamma}}{\left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^{-2} + \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}\right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n n_j / \sqrt{S_{HTj}}\right)^{-2}}}. \quad (20)$$

Имея в виду, что уменьшаемое в числителе подкоренной дроби представляет собой фиктивный напор, а первое слагаемое в знаменателе – фиктивное гидравлическое сопротивление суммарной характеристики $\sum Q_H - H_H$ параллельно работающих m групп неодинаковых центробежных насосов, т.е.

$$H_{\Phi m} = \left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{H_{\Phi i} / S_{\Phi i}}\right)^2 / \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^2 \quad (21)$$

и

$$S_{\Phi m} = \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^{-2}, \quad (22)$$

зависимость (20), с учетом (21), (22) и (18), можно представить в следующем виде:

$$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\Phi m} - H_{\Gamma}}{S_{\Phi m} + S_{T3}}}. \quad (23)$$

С целью уменьшения хотя и незначительного увеличения производительности насосной станции, вызванного принятием допущения (4), нами введен поправочный коэффициент K_m , который при совместной параллельной работе m групп неодинаковых центробежных насосов представлен зависимостью

$$K_m = \frac{2\sqrt{H_{\Phi 1} H_{\Phi 2}}}{H_{\Phi 1} + H_{\Phi 2}} \cdot \frac{2\sqrt{H_{\Phi 2} H_{\Phi 3}}}{H_{\Phi 2} + H_{\Phi 3}} \dots \frac{2\sqrt{H_{\Phi(m-1)} H_{\Phi m}}}{H_{\Phi(m-1)} + H_{\Phi m}}. \quad (24)$$

При совместной параллельной работе двух групп неодинаковых центробежных насосов поправочный коэффициент K_2 равен первой дроби зависимости (24); при параллельной работе трех групп неодинаковых насосов поправочный коэффициент K_3 равен произведению первых двух дробей и т.д.

С учетом поправочного коэффициента K_m зависимость (20) запишется в виде

$$Q_{A'} = \sqrt{\frac{K_m \left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{H_{\Phi i} / S_{\Phi i}}\right)^2 / \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^2 - H_{\Gamma}}{K_m \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^{-2} + \left(\sum_{i=1}^m m_i / \sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}\right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n n_j / \sqrt{S_{HTj}}\right)^{-2}}}. \quad (25)$$

или, аналогично (23), в виде

$$Q_{A'} = \sqrt{\frac{K_m H_{\Phi m} - H_{\Gamma}}{K_m S_{\Phi m} + S_{\Gamma\Delta}}} . \quad (26)$$

Аналитическое выражение для определения развиваемого насосами напора в наиболее общем случае, когда m групп неодинаковых центробежных насосов в любых количествах $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ работают параллельно, совместно с n группами неодинаковых нагнетательных трубопроводов в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$, учитывая, что для режимной точки А (рис.) имеет место равенство (19), согласно (6), будет иметь вид

$$H_A = \left[\left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i}}{S_{\Phi i}}} \right)^2 - Q_A^2 \right] / \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{\Phi i}}} \right)^2 \quad (27)$$

или, согласно (16),

$$H_A = H_{\Gamma} + \left[\left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{B\Gamma i} + S'_{H\Gamma i}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{H\Gamma j}}} \right)^{-2} \right] \cdot Q_A^2 , \quad (28)$$

краткую запись которого, с учетом (18), можно представить в виде

$$H_A = H_{\Gamma} + S_{\Gamma\Delta} Q_A^2 . \quad (29)$$

С учетом поправочного коэффициента K_m зависимость (27) запишется в виде

$$H_{A'} = K_m \left[\left(\sum_{i=1}^m m_i \sqrt{\frac{H_{\Phi i}}{S_{\Phi i}}} \right)^2 - Q_{A'}^2 \right] / \left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{\Phi i}}} \right)^2 . \quad (30)$$

Приравняв правые части уравнений (7) и (12), с учетом (8), (9) и (19), получим зависимость для определения расхода жидкости, подаваемой по любому из n неодинаковых нагнетательных трубопроводов (j), установленных вне здания насосной станции:

$$Q_{H\Gamma j} = \frac{Q_A}{\sqrt{S_{H\Gamma j}} \left(\sum_{j=1}^n n_j / \sqrt{S_{H\Gamma j}} \right)} . \quad (31)$$

Для получения зависимости по определению производительности любого из центробежных насосов (i) при параллельной работе m групп неодинаковых центробежных насосов совместно с n группами неодинаковых нагнетательных трубопроводов следует приравнять правые части уравнений (1) и (28). Имея в виду, что для точки A_i (рис.) производительность насоса $Q_{Hi} = Q_{Ai}$, после простых преобразований будем иметь

$$Q_{Ai} = \sqrt{\frac{1}{S_{\Phi i}} \left\{ H_{\Phi i} - H_{\Gamma} - \left[\left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{B\Gamma i} + S'_{H\Gamma i}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{H\Gamma j}}} \right)^{-2} \right] \cdot Q_A^2 \right\}} \quad (32)$$

или, с учетом (28),

$$Q_{Ai} = \sqrt{\frac{H_{\Phi i} - H_A}{S_{\Phi i}}} . \quad (33)$$

Зависимость по определению производительности того же центробежного насоса (i) при совместной его работе с любым нагнетательным трубопроводом

(j) получим приравниванием правых частей уравнений (1) и (7) с учетом (8).

Имея в виду, что для режимной точки В_i (рис.) имеет место равенство $Q_{Hi} = Q_{HTj} = Q_{Bi}$, после простых преобразований получим

$$Q_{Bi} = \sqrt{\frac{H_{\Phi i} - H_{\Gamma}}{S_{\Phi i} + S_{BTi} + S'_{HTi} + S_{HTj}}} . \quad (34)$$

Изменение производительности любого из насосов (i) при параллельной работе m групп неодинаковых центробежных насосов совместно с n группами неодинаковых нагнетательных трубопроводов, по сравнению с производительностью того же насоса (i) при совместной его работе с любым из нагнетательных трубопроводов (j), выразим через коэффициент изменения производительности, имеющий вид [4]

$$\beta_{mi/nj} = Q_{Ai} / Q_{Bi} . \quad (35)$$

Подставляя выражения Q_{Ai} и Q_{Bi} соответственно из (32) и (34) в (35), получим

$$\beta_{mi/nj} = \sqrt{\frac{S_{\Phi i} + S_{BTi} + S'_{HTi} + S_{HTj}}{S_{\Phi i} (H_{\Phi i} - H_{\Gamma})}} \left\{ H_{\Phi i} - H_{\Gamma} - \left[\left(\sum_{i=1}^m \frac{m_i}{\sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{HTj}}} \right)^{-2} \right] \cdot Q_A^2 \right\} \quad (36)$$

или, с учетом (28),

$$\beta_{mi/nj} = \sqrt{\frac{S_{\Phi i} + S_{BTi} + S'_{HTi} + S_{HTj}}{S_{\Phi i} (H_{\Phi i} - H_{\Gamma})}} \cdot (H_{\Phi i} - H_A) . \quad (37)$$

Для доказательства достоверности и высокой точности результатов, полученных по предложенным в статье зависимостям, рассмотрим числовые примеры по определению производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов трех различных марок в количествах $m_1 = 3$, $m_2 = 2$ и $m_3 = 1$, совместно с нагнетательными трубопроводами трех разных диаметров в количествах $n_1 = 3$, $n_2 = 2$ и $n_3 = 1$, при их параметрах, приведенных в табл.1.

Расчеты произведены при длинах нагнетательных трубопроводов $L_{HT} = 250 \dots 4000$ м и геометрической высоте подачи жидкости $H_{\Gamma} = 45$ м. При этом потерями напора во всасывающих и нагнетательных трубопроводах, установленных внутри здания насосной станции, а также местными потерями напора в нагнетательных трубопроводах, установленных вне здания насосной станции, ввиду ограниченности объема статьи, пренебрегаем.

Таблица 1

Марка насоса		Ко- ли- чес- тво на- со- сов,	Параметры насосов			Параметры нагнетательных трубопроводов		
нынеш- няя	преж- няя		фик- тив- ный на- пор,	фиктив- ное гид- равли- ческое сопро- тивле- ние,	расходы опти- маль- ной об- ласти насосов,	диа- метр,	удель- ное ги- драв- liches- кое со- против- ление,	коли- чес- тво ни- ток,
		m , <i>шт</i>	H_{Φ} , <i>м</i>	S_{Φ} , $(с/л)^2 м$	$Q_{\text{опт.обл.}}$, <i>л/с</i>	d , <i>мм</i>	S_0 , $(с/м^3)^2$	n , <i>шт</i>
Д320-70	6НДс	3	92,6	0,0033	60-92	300	0,9485	3
Д500-65	10Д-6	2	80,7	0,00084	111-167	400	0,2189	2
К90/55	4К-8	1	67,3	0,0217	19,4-33,4	200	8,092	1

Сначала определим значения фиктивного напора и фиктивного гидравлического сопротивления суммарной характеристики $\sum Q_H - H_H$ параллельно работающих трех групп центробежных насосов. Подставляя соответствующие значения в (21) и (22), будем иметь

$$H_{\Phi(m_1 \dots m_3)} = \frac{\left(3\sqrt{\frac{92,6}{0,0033}} + 2\sqrt{\frac{80,7}{0,00084}} + 1\sqrt{\frac{67,3}{0,0217}} \right)^2}{\left(\frac{3}{\sqrt{0,0033}} + \frac{2}{\sqrt{0,00084}} + \frac{1}{\sqrt{0,0217}} \right)^2} \approx 84,693 \text{ м}$$

и

$$S_{\Phi(m_1 \dots m_3)} = \left(\frac{3}{\sqrt{0,0033}} + \frac{2}{\sqrt{0,00084}} + \frac{1}{\sqrt{0,0217}} \right)^{-2} \approx 61,018 \cdot 10^{-6} (с/л)^2 м.$$

Эквивалентное гидравлическое сопротивление трубопроводов насосной станции, согласно (18), с учетом принятых выше допущений, определяется за-висимостью

$$S_{ТЭ} \approx S_{НТЭ} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{НТj}}} \right)^{-2}, \quad (38)$$

где гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов при вы-бранных их диаметрах и различных их длинах определяется по зависимости

$$S_{НТj} = K_j S_{0j} L_{НТ}. \quad (39)$$

Значения $S_{НТj}$ при коэффициенте $K_j=1$ приведены в табл.2

Таблица 2

Параметры нагнетательных трубопроводов		Гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов, $S_{HTJ}, (c/m^3)^2 m$						
диа-метр,	удельн. сопро-т.,	при длине последних, L_{HT}, m						
$d,$ mm	$S_0,$ $(c/m^3)^2$	250	500	750	1000	1500	2000	4000
300	0,9485	237,125	474,25	711,375	948,5	1422,75	1897	3794
400	0,2189	54,725	109,45	164,175	218,9	328,35	437,8	875,6
200	8,092	2023	4046	6069	8092	12138	16184	32368

Подставляя соответствующие значения при длине нагнетательного трубопровода $L_{HT} = 250$ м в (38), получим

$$S_{HT\bar{z}} = \left(\frac{3}{\sqrt{237,125}} + \frac{2}{\sqrt{54,725}} + \frac{1}{\sqrt{2023}} \right)^{-2} \approx 4,209 \cdot 10^{-6} (c/l)^2 m.$$

Результаты расчетов сведены в табл.3.

Таблица 3

Эквивалентное гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов, $S_{T\bar{z}} \approx S_{HT\bar{z}}, (c/m^3)^2 m$						
при длине последних, L_{HT}, m						
250	500	750	1000	1500	2000	4000
4,209	8,419	12,628	16,837	25,256	33,675	67,349

Аналитические зависимости (23) и (26), с учетом принятых выше допущений, соответственно примут вид

$$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\Phi(m_1 \dots m_3)} - H_{\Gamma}}{S_{\Phi(m_1 \dots m_3)} + S_{HT\bar{z}}}} \quad (40)$$

и

$$Q_{A'} = \sqrt{\frac{K_m H_{\Phi(m_1 \dots m_3)} - H_{\Gamma}}{K_m S_{\Phi(m_1 \dots m_3)} + S_{HT\bar{z}}}}, \quad (41)$$

где

$$K_m = \frac{2\sqrt{H_{\Phi_1} H_{\Phi_2}}}{H_{\Phi_1} + H_{\Phi_2}} \cdot \frac{2\sqrt{H_{\Phi_2} H_{\Phi_3}}}{H_{\Phi_2} + H_{\Phi_3}} = \frac{2\sqrt{92,6 \cdot 80,7}}{92,6 + 80,7} \cdot \frac{2\sqrt{80,7 \cdot 67,3}}{80,7 + 67,3} \approx 0,9935.$$

Подставляя соответствующие значения в (40) и (41), при $H_{\Gamma} = 45$ и $L_{HT} = 250$ соответственно будем иметь

$$Q_A = \sqrt{\frac{(84,693 - 45) \cdot 10^6}{61,018 + 4,209}} \approx 780,087 \text{ л/с}$$

и

$$Q_A = \sqrt{\frac{(0,9935 \cdot 84,693 - 45) \cdot 10^6}{0,9935 \cdot 61,018 + 4,209}} \approx 777,045 \text{ л/с}.$$

Значения производительности насосной станции, рассчитанные по зависимостям (40) и (41), согласно данным табл. 1 и 3, при длинах нагнетательных трубопроводов $L_{HT} = 250 \dots 4000 \text{ м}$ и геометрической высоте подачи жидкости $H_{\Gamma} = 45 \text{ м}$, сведены в табл. 4.

В этой таблице, с целью сравнения, приведены также значения производительности, рассчитанные, при прочих равных условиях, методом последовательных приближений по зависимости (2), и проценты отклонений от них. Как видно из табл. 4, отклонения значений производительности насосной станции, рассчитанных по предложенным зависимостям, от таковых, рассчитанных по методу последовательных приближений, при достаточно широком диапазоне изменения длин нагнетательных трубопроводов составляют доли процента, что свидетельствует об их высокой, с практической точки зрения, точности.

Таблица 4

Геометрическая высота подачи жидкости, $H_{\Gamma}, \text{ м}$	Длина нагнетательного трубопровода, $L_{HT}, \text{ м}$	Производительность насосной станции $Q_A, \text{ л/с}$				
		методом послед. приближений по зависимости (2)	по аналитической зависимости (20)	процент отклонения	по аналитической зависимости (25)	процент отклонения
45	250	778,021	780,087	+0,266	777,045	-0,125
	500	753,821	756,072	+0,299	752,985	-0,111
	750	731,714	734,147	+0,333	731,030	-0,094
	1000	711,412	714,025	+0,367	710,890	-0,073
	1500	675,324	678,294	+0,440	675,148	-0,026
	2000	644,109	647,440	+0,517	644,306	+0,031
	4000	550,941	556,071	+0,931	553,076	+0,388

Рассмотрим два частных случая:

1. При параллельной работе m одиночных неодинаковых центробежных насосов ($m_1 = \dots = m_i = \dots = m_m = 1$) совместно с n одиночными неодинаковыми нагнетательными трубопроводами ($n_1 = \dots = n_j = \dots = n_n = 1$) зависимости (20) и (25) соответственно запишутся в виде [5]

$$Q_A = \sqrt{\frac{\left(\sum_{i=1}^m \sqrt{H_{\Phi i} / S_{\Phi i}}\right)^2 / \left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^2 - H_{\Gamma}}{\left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{\Phi i}}\right)^{-2} + \left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{BTi} + S'_{HTi}}\right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n 1 / \sqrt{S_{HTj}}\right)^{-2}} \quad (42)$$

и

$$Q_{A'} = \sqrt{\frac{K_m \left(\sum_{i=1}^m \sqrt{H_{\Phi_i} / S_{\Phi_i}} \right)^2 / \left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{\Phi_i}} \right)^2 - H_{\Gamma}}{K_m \left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{\Phi_i}} \right)^{-2} + \left(\sum_{i=1}^m 1 / \sqrt{S_{BT_i} + S'_{HT_i}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n 1 / \sqrt{S_{HT_j}} \right)^{-2}}}, \quad (43)$$

а вместо (36) будем иметь

$$\beta_{mi/nj} = \sqrt{\frac{S_{\Phi_i} + S_{BT_i} + S'_{HT_i} + S_{HT_j}}{S_{\Phi_i} (H_{\Phi_i} - H_{\Gamma})}} \left\{ H_{\Phi_i} - H_{\Gamma} - \left[\left(\sum_{i=1}^m \frac{1}{\sqrt{S_{BT_i} + S'_{HT_i}}} \right)^{-2} + \left(\sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{S_{HT_j}}} \right)^{-2} \right] \cdot Q_A^2 \right\}. \quad (44)$$

2. При параллельной работе m одинаковых центробежных насосов ($H_{\Phi_1} = \dots = H_{\Phi_i} = \dots = H_{\Phi_m} = H_{\Phi}$ и $S_{\Phi_1} = \dots = S_{\Phi_i} = \dots = S_{\Phi_m} = S_{\Phi}$) совместно с n одинаковыми нагнетательными трубопроводами ($S_{HT_1} = \dots = S_{HT_j} = \dots = S_{HT_n} = S_{HT}$), согласно зависимости (24), поправочный коэффициент становится равным единице ($K_m=1$), а зависимости (20) и (36) соответственно примут вид, полученный нами ранее [4]:

$$Q_A = \sqrt{(H_{\Phi} - H_{\Gamma}) / \left(\frac{S_{\Phi} + S_{BT} + S'_{HT} + S_{HT}}{m^2} + \frac{S_{HT}}{n^2} \right)} \quad (45)$$

и

$$\beta_{m/n} = \sqrt{\frac{S_{\Phi} / S_T + S_{T_i} / S_T}{S_{\Phi} / S_T + (m/n)^2}}, \quad (46)$$

где

$$S_T = (S_{BT} + S'_{HT}) (n/m)^2 + S_{HT} \quad (47)$$

и

$$S_{T_i} = S_{BT} + S'_{HT} + S_{HT}. \quad (48)$$

Резюмируя вышеизложенное, отметим, что на основе зависимостей (16)–(37), полученных нами для наиболее общего случая, при параллельной работе m групп центробежных насосов различных марок в любых количествах $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ совместно с n группами нагнетательных трубопроводов разных диаметров в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$ можно для любого частного случая определить производительность насосной станции и развиваемый на-сосами напор, производительность и коэффициент изменения производитель-ности насоса любой марки, а также расход жидкости, проходящей по нагнета-тельному трубопроводу любого диаметра. Для этого достаточно подставить в соответствующую зависимость параметры насосов и нагнетательных трубо-проводов, характеризующие существующую или проектируемую насосную станцию.

Оптимальный вариант нагнетательной системы водоснабжения в каждом конкретном случае выбирается путем сравнения технически равноценных вариантов. Тот вариант, сумма приведенных затрат которого на строительство и эксплуатацию системы насосная станция–нагнетательные трубопроводы–водонапорная башня (или наземный водонапорный резервуар)–внешняя водо-проводная сеть минимальна, будет оптимальным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прегер Е.А. Аналитический метод исследования совместной работы насосов и трубопроводов канализационных насосных станций //ЛИСИ.-Ленинград, 1974.-61 с.
2. Ильин В.Г. Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. –Киев: Госстройиздат УССР, 1963.- 136 с.
3. Хачатрян Р.М. Определение эквивалентного сопротивления трубопроводов на-сосной станции //Изв.НАН РА и ГИУА. Сер.ТН.-1999. – Т.52, 13.- С.410 – 414.
4. 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.
5. Хачатрян Р.М. Определение производительности насосной станции при параллельной работе m неодинаковых центробежных насосов с n одинаковыми нагнетательными трубопроводами // Изв.НАН РА и ГИУА.Сер.ТН.-2001.-Т.54, 13.-С.444 – 449.

ЕрГУАС . Материал поступил в редакцию 07.08.2003.

Ռ.Մ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

ՊՈՍՊԱԿԱՑԱՆԻ ԱՐՏԱԴՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ ՈՐՈՇԵԼԸ ՏԱՐԲԵՐ ՄԱԿՆԻՇՆԵՐԻ m ԽՈՒՄԲ ԿԵՆՏՐՈՆԱԽՈՒԹՅ ՊՈՍՊԵՐԻ ԶՈՒԳԱՇԵՆ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԴԵՊՔՈՒՄ n ԽՈՒՄԲ ՏԱՐԲԵՐ ՏՐԱՄԱԳԾԵՐԻ ՄՂՄԱՆ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐԵՐԻ ՀԵՏ ՀԱՄԱՏԵՂ

Ստացված են պոմպակայանի արտադրողականությունը և պոմպերի ստեղծած ճնշումը, ցանկացած մակնիշի պոմպի արտադրողականությունը և նրա արտադրողականության փոփոխման գործակիցը, ինչպես նաև ցանկացած տրամագծի մղման խողովակաշարով անցնող հեղուկի ելքը որոշելու վերլուծական առնչություններ ամենաընդհանուր դեպքի համար, երբ m խումբ տարբեր մակնիշների ցանկացած $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ խմբաքանակներով կենտրոնախույս պոմպեր աշխատում են զուգահեռ n խումբ տարբեր տրամագծերի ցանկացած $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$ խմբաքանակներով մղման խողովակաշարերի հետ համատեղ:

R.M. KHACHATRYAN

DETERMINATION OF PUMPING STATION CAPACITY IN THE CASE OF OPERATION PARALLEL TO m GROUP IDENTICAL CENTRIFUGAL PUMPS WITH n GROUP IDENTICAL DELIVERY PIPELINES

Analytical dependences for determination of pumping station capacity and pressure developing by pumps, capacity and coefficient of capacity change for pump of any type, and also discharge of fluid passing by delivery pipeline at any diameter, in most general case, when m group centrifugal pumps of different types in any quantity $m_1, \dots, m_i, \dots, m_m$ work in parallel with n group identical delivery pipelines in any quantity $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$, are obtained.