

Р.М. ХАЧАТРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЧНОГО ЗНАЧЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДВУХ РАЗЛИЧНЫХ МАРОК В ЛЮБЫХ КОЛИЧЕСТВАХ m_1 И m_2 С n ГРУППАМИ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ РАЗНЫХ ДИАМЕТРОВ

В результате решения биквадратного уравнения, составленного на основе ап-проксимации расходно-напорных рабочих характеристик центробежных насосов уравнением неполной квадратичной параболы, получена аналитическая зависимость по определению точного значения производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок в любых количествах m_1 и m_2 совместно с n группами нагнетательных трубопроводов разных диаметров в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$.

Приведены численные примеры расчетов и их окончательные результаты при различных длинах нагнетательных трубопроводов и двух значениях геометрической высоты подачи жидкости. Полученные результаты проверены, при прочих равных условиях, методом последовательных приближений. Совпадение результатов идеальное.

Ключевые слова: центробежные насосы различных марок, нагнетательные трубопроводы разных диаметров, расходно-напорная характеристика центробежного насоса, составление и решение биквадратного уравнения, точное значение производительности насосной станции, аналитические зависимости.

Расходно-напорную характеристику $Q_H - H_H$ центробежного насоса аналитически можно описать уравнением полной квадратичной параболы [1-4]

$$H_H = a_0 + a_1 Q_H + a_2 Q_H^2, \quad (1)$$

где H_H и Q_H – соответственно напор, развиваемый насосом, и производительность насоса при любом режиме его работы ($Q_H \neq 0$), м и м³/с; a_0 – напор, развиваемый насосом, при $Q_H = 0$, м; a_1 и a_2 – постоянные, величины и знаки которых зависят от формы расходно-напорной характеристики насоса.

При выборе насоса рекомендуется пользоваться той частью его расходно-напорной характеристики $Q_H - H_H$, которая лежит в области высоких КПД [$\eta = (0,9 \dots 1)\eta_{\max}$]. Указанную область расходно-напорной характеристики всех центробежных насосов, подающих чистые жидкости, и большей части канализационных насосов с достаточной для практических целей точностью аналитически можно представить уравнением неполной квадратичной параболы [2-7]

$$H_H = H_\Phi - S_\Phi Q_H^2, \quad (2)$$

где H_Φ – фиктивный напор насоса при $Q_H = 0$, м; S_Φ – фиктивное гидравличес-

кое сопротивление насоса, $(с/м^3)^2 \cdot м$; $h_{\Phi} = S_{\Phi} Q_H^2$ – фиктивная потеря напора в насосе при его производительности Q_H , м (рис.1).

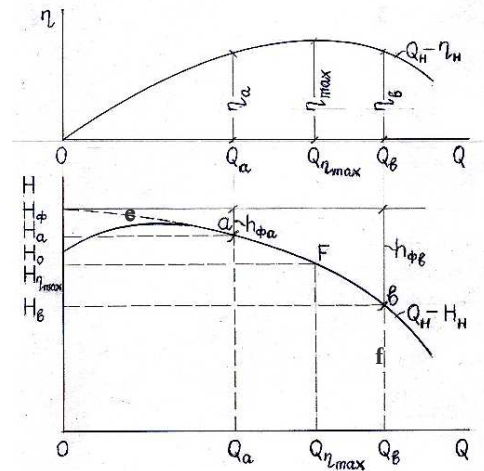


Рис. 1

Аналитические выражения оптимальной области расходно-напорных ха-рактеристик $Q_H - H_H$ двух центробежных насосов различных марок, согласно (2), запишутся в виде

$$\begin{cases} H_{H_1} = H_{\Phi_1} - S_{\Phi_1} Q_{H_1}^2, \\ H_{H_2} = H_{\Phi_2} - S_{\Phi_2} Q_{H_2}^2, \end{cases} \quad (3)$$

где H_{H_1} и H_{H_2} – напоры, развиваемые насосами, соответственно при подаче расходов жидкости Q_{H_1} и Q_{H_2} , м.

При параллельной работе центробежных насосов развиваемые ими на-поры равны. В случае параллельной работы двух центробежных насосов раз-личных марок будем иметь

$$H_{H_1} = H_{H_2} = H_H. \quad (4)$$

Поэтому производительность каждого из параллельно работающих цен-тробежных насосов двух различных марок, согласно (3) с учетом (4), опреде-лится зависимостями

$$\begin{cases} Q_{H_1} = \sqrt{(H_{\Phi_1} - H_H)/S_{\Phi_1}}, \\ Q_{H_2} = \sqrt{(H_{\Phi_2} - H_H)/S_{\Phi_2}}. \end{cases} \quad (5)$$

Суммарная производительность параллельно работающих центробеж-ных насосов двух различных марок в любых количествах m_1 и m_2 (производи-тельность насосной станции) определится уравнением (рис. 2)

$$Q_{HC} = Q_{A(m_1+m_2)} = m_1 Q_{H_1} + m_2 Q_{H_2} = m_1 \sqrt{\frac{H_{\Phi_1} - H_H}{S_{\Phi_1}}} + m_2 \sqrt{\frac{H_{\Phi_2} - H_H}{S_{\Phi_2}}}. \quad (6)$$

Возведя уравнение (6) два раза в квадрат, путем преобразований получим следующее биквадратное уравнение:

$$Q_{\text{HC}}^4 - 2Q_{\text{HC}}^2(M - H_{\text{H}}E) + (H_{\text{H}}F - N)^2 = 0, \quad (7)$$

где приняты следующие обозначения:

$$\begin{aligned} M &= m_1^2 \frac{H_{\Phi_1}}{S_{\Phi_1}} + m_2^2 \frac{H_{\Phi_2}}{S_{\Phi_2}}; & E &= \frac{m_1^2}{S_{\Phi_1}} + \frac{m_2^2}{S_{\Phi_2}}; \\ N &= m_1^2 \frac{H_{\Phi_1}}{S_{\Phi_1}} - m_2^2 \frac{H_{\Phi_2}}{S_{\Phi_2}}; & F &= \frac{m_1^2}{S_{\Phi_1}} - \frac{m_2^2}{S_{\Phi_2}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Суммарная расходно-напорная характеристика трубопроводов насосной станции $(\Sigma Q_{\text{HT}} - H_{\text{T}})_n$ описывается уравнением [4-7]

$$H_{\text{T}} = H_{\Gamma} + S_{\text{ТЭ}}(\Sigma Q_{\text{HT}})^2. \quad (9)$$

Для режимной точки $A_{(m_1+m_2)}$ совместной работы системы насосы-трубо-проводы имеют место следующие равенства (рис. 2):

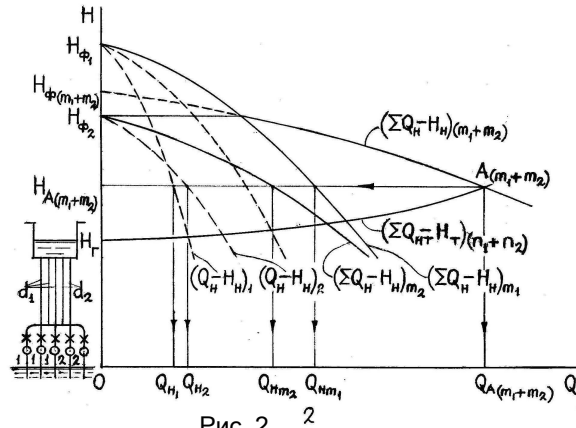


Рис. 2

$$\begin{cases} Q_{\text{HC}} = \Sigma Q_{\text{HT}} = Q_{A(m_1+m_2)}, \\ H_{\text{H}} = H_{\text{T}} = H_{A(m_1+m_2)}. \end{cases} \quad (10)$$

Поэтому уравнение (9) с учетом (10) можно представить в виде

$$H_{\text{H}} = H_{\Gamma} + S_{\text{ТЭ}} Q_{\text{HC}}^2, \quad (11)$$

где H_{Γ} – геометрическая высота подачи жидкости, равная разности отметок максимального уровня жидкости в верхнем и минимального ее уровня в нижнем резервуарах, м; $S_{\text{ТЭ}}$ – эквивалентное гидравлическое сопротивление всех трубопроводов водопроводящей системы насосной станции, $(\text{с}/\text{м}^3)^2 \cdot \text{м}$:

$$S_{\text{ТЭ}} = S_{\text{ТЭЗ}} + S_{\text{HTЭ}}, \quad (12)$$

$S_{\text{ТЭЗ}}$ – эквивалентное гидравлическое сопротивление всасывающих и нагнета-тельных, установленных внутри здания насосной станции, трубопроводов. При параллельной

работе центробежных насосов двух различных марок в любых количествах m_1 и m_2 будем иметь [5-7]

$$S_{\text{ТЗЭ}} = \left(\frac{m_1}{\sqrt{S_{\text{ВТ}(1)} + S'_{\text{НТ}(1)}}} + \frac{m_2}{\sqrt{S_{\text{ВТ}(2)} + S'_{\text{НТ}(2)}}} \right)^{-2}, \quad (13)$$

$S_{\text{ВТ}}$ и $S'_{\text{НТ}}$ – полное гидравлическое сопротивление соответственно всасывающего и нагнетательного, установленного внутри здания насосной станции, трубопроводов:

$$S_{\text{ВТ}} + S'_{\text{НТ}} = \left(\lambda_{\text{ВТ}} \frac{\ell_{\text{ВТ}}}{d_{\text{ВТ}}} + \Sigma \zeta_{\text{МВТ}} \right) / 2gA_{\text{ВТ}}^2 + \left(\lambda'_{\text{НТ}} \frac{\ell'_{\text{НТ}}}{d'_{\text{НТ}}} + \Sigma \zeta'_{\text{МНТ}} \right) / 2gA_{\text{НТ}}'^2, \quad (14)$$

$S_{\text{НТЭ}}$ – эквивалентное гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов, установленных вне здания насосной станции. В случае n групп нагнетательных трубопроводов разных диаметров в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$ будем иметь [5-7]

$$S_{\text{НТЭ}} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{n_j}{\sqrt{S_{\text{НТ}(j)}}} \right)^{-2}. \quad (15)$$

В случае, когда нагнетательные трубопроводы разных диаметров одиночны ($n_1 = \dots = n_j = \dots = n_n = 1$), из (15) получим

$$S_{\text{НТЭ}} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{S_{\text{НТ}(j)}}} \right)^{-2}. \quad (16)$$

При n нагнетательных трубопроводах одинаковых диаметров и длин ($S_{\text{НТ}(1)} = \dots = S_{\text{НТ}(j)} = \dots = S_{\text{НТ}(n)} = S_{\text{НТ}}$) из (16) имеем

$$S_{\text{НТЭ}} = S_{\text{НТ}} / n^2, \quad (17)$$

$S_{\text{НТ}(j)}$ и $S_{\text{НТ}}$ – полное гидравлическое сопротивление каждой из n ниток нагнетательных трубопроводов соответственно разных и одинаковых диаметров

$$S_{\text{НТ}} = aK_{\text{НТ}}S_{\text{ОНТ}}L_{\text{НТ}}, \quad (18)$$

$a = (1,05 \dots 1,10)$ – коэффициент, учитывающий суммарные местные гидравлические сопротивления; $K_{\text{НТ}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий зону гидравлического сопротивления, где происходит движение жидкости: для зоны квадратичного сопротивления ($V_{\text{НТ}} \geq 1,2$ м/с) принимается $K_{\text{НТ}} = 1$, а для зоны доквадратичного сопротивления ($V_{\text{НТ}} < 1,2$ м/с) определяется по таблице $K_{\text{НТ}} = f(V_{\text{НТ}})$; $S_{\text{ОНТ}}$ и $L_{\text{НТ}}$ – соответственно удельное гидравлическое сопротивление и длина нагнетательного трубопровода, установленного вне здания насосной станции, $(\text{с/м}^3)^2$ и м .

Подставляя выражение H_H из (11) в (7) и решая биквадратное уравнение, получим аналитическую зависимость по определению точного значения производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок в любых количествах m_1 и m_2 совместно с n группами нагнетательных трубопроводов разных диаметров в любых количествах $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$:

$$Q_{HC} = \sqrt{(A + \sqrt{A^2 - BC})/B}, \quad (19)$$

где приняты следующие групповые обозначения:

$$\begin{cases} A = M - H_\Gamma (E + S_{TЭ} F^2) + S_{TЭ} FN, \\ B = 1 + 2S_{TЭ} E + S_{TЭ}^2 F^2, \\ C = (H_\Gamma F - N)^2. \end{cases} \quad (20)$$

При выводе аналитической зависимости по определению точного значения производительности насосной станции мы были вынуждены ограничиться рассмотрением параллельной работы центробежных насосов лишь двух различных марок. Дело в том, что при параллельной работе центробежных насосов m различных марок, расходно-напорные характеристики которых аналитически описываются зависимостью (2), уравнение их суммарной характеристики $(\Sigma Q_H - H_H)_m$ будет иметь порядок 2^m . Поэтому при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок ($m=2$) уравнение их суммарной характеристики $(\Sigma Q_H - H_H)_m$ будет биквадратное, которое решается. При параллельной работе центробежных насосов более двух различных марок ($m \geq 3$) порядок уравнений суммарной характеристики $(\Sigma Q_H - H_H)_m$ будет ≥ 8 , аналитическое решение которых невозможно.

Пользуясь приведенными в настоящей статье зависимостями, рассмотрены численные примеры по определению точного значения производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок в количествах $m_1=3$ и $m_2=2$ совместно с двумя группами нагнетательных трубопроводов разных диаметров в количествах $n_1=3$ и $n_2=2$.

Ввиду ограниченности объема статьи, а также с целью упрощения расчета игнорированы полные гидравлические сопротивления всасывающего и нагнетательного, расположенного внутри здания насосной станции, трубопроводов ($S_{TЭ} = 0$), а также суммарные местные гидравлические сопротивления нагнетательного трубопровода, расположенного вне здания насосной станции ($a = 1$).

Сначала по таблице предельных расходов жидкости определены экономически целесообразные диаметры нагнетательных трубопроводов, установленных вне здания насосной станции, исходя из условия пропускания максимальных расходов жидкости оптимальных областей применения расходно-напорных характеристик $Q_H - H_H$ выбранных марок центробежных насосов.

Марки и параметры выбранных центробежных насосов и нагнетательных трубопроводов сведены в табл.1.

Таблица 1

№	Марка насоса		Количество насосов, m <i>штук</i>	Параметры насосов			Параметры нагн. труб.		
	нынешняя	прежняя		фиктивный напор, H_Φ <i>м</i>	фиктивное гидравлическое сопротивление, S_Φ <i>(с/л)²·м</i>	предельные расходы оптимальной области, $Q_{оп-об}$ <i>л/с</i>	диаметр, d_{HT} <i>мм</i>	удельное гидравлическое сопротивление, S_{OHT} <i>(с/м³)²</i>	количество ниток, n <i>штук</i>
1	Д 320-70	6 НДс	3	92,6	0,0033	60-92	300	0,9485	3
2	Д 500-65	10 Д-6	2	80,7	0,00084	111-167	400	0,2189	2

Затем определены гидравлические сопротивления вдоль нагнетательных трубопроводов при выбранных их диаметрах и различных длинах по зависимости (18), принимая в качестве первого приближения $K_{HT} = 1$. Например, при длине нагнетательных трубопроводов $L_{HT} = 500$ м и диаметрах труб $d_{HT_1} = 300$ мм и $d_{HT_2} = 400$ мм соответственно получим

$$S_{HT_1} = K_{HT} S_{OHT} L_{HT} = 1 \cdot 0,9485 \cdot 500 = 474,25 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м}$$

и

$$S_{HT_2} = 1 \cdot 0,2189 \cdot 500 = 109,45 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов по определению гидравлических сопротивлений нагнетательных трубопроводов при их длинах $L_{HT} = 250 \dots 4000$ м сведены в табл.2.

Таблица 2

Параметры нагнетательных трубопроводов:		Гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов, $S_{HT}, \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м}$							
диаметр, d_{HT} <i>мм</i>	удельное гидравлическое сопротивление, S_{OHT} <i>(с/м³)²</i>	при длине последних, $L_{HT}, \text{ м}$							
		250	500	750	1000	1500	2000	3000	4000
300	0,9485	237,125	474,25	711,375	948,5	1422,75	1897	2845,5	3794
400	0,2189	54,725	109,45	164,175	218,9	328,35	437,8	656,7	875,6

Выражение для определения эквивалентного гидравлического сопротивления двух групп нагнетательных трубопроводов разных диаметров, согласно (12) и (15) с учетом $S_{ТЭ} = 0$, запишется в виде

$$S_{ТЭ} \approx S_{НТЭ} = \left(\frac{n_1}{\sqrt{S_{НТ_1}}} + \frac{n_2}{\sqrt{S_{НТ_2}}} \right)^{-2}. \quad (21)$$

Подставляя в (21) значения n_1 , n_2 и $S_{НТ_1}$, $S_{НТ_2}$, соответствующие длине нагнетательных трубопроводов $L_{НТ} = 500$ м (см. табл.1 и 2), получим

$$S_{ТЭ} \approx S_{НТЭ} = \left(\frac{3}{\sqrt{474,25}} + \frac{2}{\sqrt{109,45}} \right)^{-2} \approx 9,243 \text{ (с/м}^3\text{)}^2 \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов по определению эквивалентных гидравлических сопротивлений двух групп нагнетательных трубопроводов разных диаметров при их длинах $L_{НТ} = 250 \dots 4000$ м сведены в табл. 3.

Таблица 3

Эквивалентное гидравлическое сопротивление нагнетательных трубопроводов, $S_{ТЭ} \approx S_{НТЭ}$, (с/м ³) ² ·м							
при длине последних, $L_{НТ}$, м							
250	500	750	1000	1500	2000	3000	4000
4,621	9,243	13,864	18,485	27,728	36,970	55,456	73,941

Численные значения обозначений (8), согласно данным табл.1, будут

$$M = m_1^2 \cdot \frac{H_{\Phi_1}}{S_{\Phi_1}} + m_2^2 \cdot \frac{H_{\Phi_2}}{S_{\Phi_2}} = 3^2 \cdot \frac{92,6}{0,0033} + 2^2 \cdot \frac{80,7}{0,00084} = 636831,17 \text{ (л/с)}^2;$$

$$N = m_1^2 \cdot \frac{H_{\Phi_1}}{S_{\Phi_1}} - m_2^2 \cdot \frac{H_{\Phi_2}}{S_{\Phi_2}} = 3^2 \cdot \frac{92,6}{0,0033} - 2^2 \cdot \frac{80,7}{0,00084} = -131740,26 \text{ (л/с)}^2;$$

$$E = \frac{m_1^2}{S_{\Phi_1}} + \frac{m_2^2}{S_{\Phi_2}} = \frac{3^2}{0,0033} + \frac{2^2}{0,00084} = 7489,1775 \text{ (л/с)}^2/\text{м};$$

$$F = \frac{m_1^2}{S_{\Phi_1}} - \frac{m_2^2}{S_{\Phi_2}} = \frac{3^2}{0,0033} - \frac{2^2}{0,00084} = -2034,632 \text{ (л/с)}^2/\text{м}.$$

Численные значения групповых обозначений (20) при геометрической высоте подачи жидкости $H_{Г} = 45$ м и длине нагнетательных трубопроводов $L_{НТ} = 500$ м, имея в виду, что $(с/м^3)^2 \cdot м = 10^{-6} \text{ (л/с)}^2/\text{м}$, будут

$$A = M - H_{Г}(E + S_{ТЭ}F^2) + S_{ТЭ}FN =$$

$$= 636831,17 - 45[7489,1775 + 9,243 \cdot 10^{-6} \cdot (-2034,632)^2] + \\ + 9,243 \cdot 10^{-6} \cdot (-2034,632)(-131740,26) = 300573,82 \quad (\text{л/с})^2;$$

$$B = 1 + 2S_{\text{ТЭ}} E + S_{\text{ТЭ}}^2 F^2 = 1 + 2 \cdot 9,243 \cdot 10^{-6} \cdot 7489,1775 + \\ + [9,243 \cdot 10^{-6} \cdot (-2034,632)]^2 = 1,1388;$$

$$C = (H_{\Gamma} F - N)^2 = [45 \cdot (-2034,632) - (-131740,26)]^2 = 161457,86 \cdot 10^4 \quad (\text{л/с})^4.$$

Подставляя соответствующие значения в (19), получим

$$Q_{\text{НС}} = \sqrt{(A + \sqrt{A^2 - BC})/B} = \\ = \sqrt{\frac{300573,82 + \sqrt{300573,82^2 - 1,1388 \cdot 161457,86 \cdot 10^4}}{1,1388}} = 724,694 \quad \text{л/с}.$$

Окончательные результаты расчетов по определению точных значений производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок в количествах **m1=3** и **m2=2** совместно с нагнетательными трубопроводами двух групп разных диаметров в количествах **n1=3** и **n2=2**, при различных их длинах $L_{\text{НТ}} = 250 \dots 4000$ м и геометрической высоте подачи жидкости $H_{\Gamma} = 45$ м и $H_{\Gamma} = 65$ м, сведены в табл. 4.

Таблица 4

Геометри- ческая высота подачи жидкости, H_{Γ} , м	Производительность насосной станции, $Q_{\text{НС}}$, л/с							
	при длине нагнетательных трубопроводов, $L_{\text{НТ}}$, м							
	250	500	750	1000	1500	2000	3000	4000
45	747,512	724,694	703,832	684,662	650,563	621,063	572,31	533,396
65	529,727	513,303	498,285	484,470	459,889	438,605	403,386	375,226

Приведенные в табл. 4 значения производительности насосной станции проверены методом последовательных приближений по зависимости (22), полученной из (6) с подстановкой в ней выражения $H_{\text{Н}}$ из (11):

$$Q_{\text{НС}} = m_1 \sqrt{\frac{H_{\Phi_1} - (H_{\Gamma} + S_{\text{ТЭ}} Q_{\text{НС}}^2)}{S_{\Phi_1}}} + m_2 \sqrt{\frac{H_{\Phi_2} - (H_{\Gamma} + S_{\text{ТЭ}} Q_{\text{НС}}^2)}{S_{\Phi_2}}}. \quad (22)$$

Совпадение значений, рассчитанных по зависимости (19), и значений, полученных, при прочих равных условиях, по зависимости (22), идеальное.

ВЫВОДЫ

1. Путем аппроксимации рабочих расходно-напорных характеристик $Q_{\text{Н}} - H_{\text{Н}}$ центробежных насосов уравнением неполной квадратичной параболы составлено биквадратное уравнение, решением которого получена аналитическая зависимость для определения

точного значения производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок в любых количествах m_1 и m_2 совместно с n группами нагнетательных трубопроводов разных диаметров в любых количествах $p_1, \dots, p_j, \dots, p_n$.

2. Корректность полученной зависимости (19) с групповыми обозначениями (20) и (8) проверена, при прочих равных условиях, методом последовательных приближений по зависимости (22). Совпадение результатов идеальное.
3. Предложенные в работе зависимости могут быть применены при решении многих практических задач, представляющих частные случаи рассмотренной общей задачи.
4. Показан ход расчета численного примера по определению точного значения производительности насосной станции при параллельной работе центробежных насосов двух различных марок с нагнетательными трубопроводами при выбранных значениях m_1 , m_2 , p_1 и p_2 . Данный расчет может быть полезным как для инженеров соответствующих проектных организаций при разработке проектов систем водоснабжения и водоотведения, так и для студентов вузов по специальностям “Водоснабжение”, “Гидротехническое строительство” и “Гидромелиорация” при выполнении курсовых и дипломных проектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прегер Е.А. Аналитические зависимости между параметрами лопастных насосов // Научные труды ЛИСИ. – Л., 1955. – Вып. 20. – С. 59–75.
2. Прегер Е.А. Аналитический метод исследования совместной работы насосов и трубопроводов канализационных насосных станций // ЛИСИ. – Л., 1974. – 61 с.
3. Ильин В.Г. Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. – Киев: Госстройиздат УССР, 1963. – 136 с.
4. 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.
5. Хачатрян Р.М. Определение эквивалентного сопротивления трубопроводов насосной станции // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН. – 1999. – Т. 52, № 3. – С. 410–414.
6. 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, № 3. – С. 444–449.
7. Хачатрян Р.М. Определение производительности насосной станции при параллельной работе m групп неодинаковых центробежных насосов совместно с n группами неодинаковых нагнетательных трубопроводов // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН. – 2005. – Т. 58, № 3. – С. 602–613.

ЕрГУАС. Материал поступил в редакцию 07.07.2006 .

Ռ. Մ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

**ՊՈՍՊԱԿԱՅԱՆԻ ԱՐՏԱԴՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՃՇԳՐԻՏ ԱՐԺԵՔԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ
ԵՐԿՈՒ ՏԱՐԲԵՐ ՄԱԿՆԻՇՆԵՐԻ ՑԱՆԿԱՑԱԾ m_1 ԵՎ m_2 ԹՎՈՎ
ԿԵՆՏՐՈՆԱԽՈՒՑՍ ՊՈՍՊԵՐԻ ԶՈՒԳԱՀԵՌ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԴԵՊՔՈՒՄ՝
n ԽՈՒՄԲ ՏԱՐԲԵՐ ՏՐԱՄԱԳԾԵՐԻ ՄՂՄԱՆ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐԵՐԻ ՀԵՏ**

Կենտրոնախույս պոմպերի ելքա-ճնշումային բանվորական բնութագրերի՝ ոչ-լրիվ քառակուսի պարաբոլի հավասարումով մոտարկման հիման վրա կազմված երկքառակուսի հավասարման լուծման արդյունքում ստացված է պոմպակայանի արտադրողականության ճշգրիտ արժեքը որոշելու վերլուծական առնչություն՝ երկու տարբեր մակնիշների ցանկացած m_1 և m_2 թվով կենտրոնախույս պոմպերի զուգահեռ աշխատանքի դեպքում՝ n խումբ տարբեր տրամագծերի ցանկացած $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$ խմբաքանակներով մղման խողովակաշարերի հետ համատեղ:

Բերված են թվային օրինակների հաշվարկներ և դրանց վերջնական արդյունքները՝ մղման խողովակաշարերի տարբեր երկարությունների և հեղուկի տրման երկրաչափական բարձրության երկու արժեքների դեպքում: Ստացված արդյունքները ստուգված են, այլ հա-վասար պայմաններում, աստիճանական մոտեցումների եղանակով: Արդյունքների համընկ-նումը իդեալական է:

Առանցքային բառեր. տարբեր մակնիշների կենտրոնախույս պոմպեր, տարբեր տրա-մագծերի մղման խողովակաշարեր, կենտրոնախույս պոմպի ելքա-ճնշումային բնութագիր, երկքառակուսի հավասարման կազմում և լուծում, պոմպակայանի արտադրողականության ճշգրիտ արժեք, վերլուծական առնչություններ:

R.M. KHACHATRYAN

**PRECISE VALUE DETERMINATION OF PUMPING STATION CAPACITY
IN CASE OF PARALLEL WORK OF CENTRIFUGAL PUMPS OF
TWO DIFFERENT TYPES AT ANY QUANTITY m_1 AND m_2 WITH n
GROUP DELIVERY PIPELINES OF DIFFERENT DIAMETERS**

As a result of biquadratic equation solution, composed on the basis of approximating the discharge-head characteristics of centrifugal pumps by quadratic non-perfect parabola equation, an analytical dependence for determining the precise value of pumping station capacity, in case of parallel work of centrifugal pumps of two different types at any quantity m_1 and m_2 with n group delivery pipelines of different diameters at any quantity $n_1, \dots, n_j, \dots, n_n$, is obtained.

The numerical calculation examples and final results for various length of delivery pipelines and two value of geometrical height delivery of liquid are given. The results obtained are verified, other conditions being equal, by the method of successive approximations. The coincidence of results are ideal.

Keywords: centrifugal pumps of different types, delivery pipelines of different diameters, characteristic discharge-head of centrifugal pump, composition and solution of biquadratic equation, the precise value of pumping station capacity, analytical dependences.