

УДК 626.823.4

UDC 626.823.4

05.00.00 Технические науки

Technical sciences

**РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДНОЙ СЕТИ ВОДОСНАБЖЕНЧЕСКИХ И МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ**

**THE CALCULATION OF THE PERFORMANCE PARAMETERS OF PUMPING EQUIPMENT AND PIPING NETWORK OF WATER SUPPLY AND RECLAMATION PUMPING STATIONS**

Рахнянская Ольга Ивановна  
соискатель

Rahnyanskaya Olga Ivanovna  
applicant for degree

Бандюков Юрий Владимирович  
старший преподаватель

Bandyukov Yuri Vladimirovich  
senior lecturer

Дегтярева Карина Александровна  
к.т.н., ассистент

Degtyareva Karina Aleksandrovna,  
Cand.Tech.Sci., assistant

Тарасьянц Сергей Андреевич  
д.т.н., профессор

Tarasyants Sergey Andreevich  
Dr.Sci.Tech., professor

Уржумова Юлия Сергеевна  
к.т.н.  
*Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт (ДГАУ), Новочеркасск, Россия*

Urzhumova Julia Sergeevna  
Cand. Tech. Sci.  
*Novocherkassk Engineering reclamation Institute (DGAU), Novocherkassk, Russia*

В работе приведен расчет параметров насосного оборудования и трубопроводной сети. Дан пример метода обрезки диаметра рабочего колеса и сети. Дан пример метода обрезки диаметра рабочего колеса насоса для получения оптимальных параметров работы насосного агрегата с трубопроводной сетью по величине КПД. Для примера принят случай эксплуатации разводящей сети и насосной станции с тремя насосными агрегатами Д 1250-25. Приводится порядок построения кривых потерь напора в трубопроводах, определения фактических рабочих параметров одного насосного агрегата, подбора диаметра рабочего колеса насоса под необходимые параметры. Приведены четыре пункта использованные для построения кривых потерь напора в трубопроводе. По первому вся сеть разбивается на участки с всасывающими, напорными магистральными трубопроводами и трубопроводами с изменившимся расходом по сравнению с предыдущим. Второй пункт предусматривает определение удельного сопротивления каждого участка. В третьем пункте определяется сопротивление расчетной сети и в четвертом пункте определяются потери напора всей сети. В работе приведены схема насосной станции с тремя насосными агрегатами соединенными параллельно и разводящей сетью (рисунок 1), рисунок 2, где показана кривая потерь напора в трубопроводе, независимо от количества включенных насосов, рисунок 3 с порядком построения 3-х кривых потерь напора в трубопроводе при работе одного, двух и трех насосов с нормальным и

The calculation of pumping equipment and piping network parameters is presented. The method of cutting impeller pump diameter for optimal performance of pump unit with piping system on efficiency value is shown. The case of operating the distribution network and pumping station with three pump units D1250-25 is considered. Procedure of construction of loss-of-head curves in pipes, determination of the actual operating parameters of a single pump unit, selection of pump impeller diameter for essentials is indicated. Four points for graphing such curves are presented. According to the first point the whole network is divided into sections with suction, pressure main pipelines and pipelines with changing water flow compared with the previous ones. The second point involves definition of the electrical resistivity of each site. The resistance of network analyzer is determined in the third point, the loss-of-head of the whole network is determined in the fourth point. The article presents the scheme of pumping station with three pump units connected in parallel and a distribution network (Figure 1), loss-of-head curves in pipes regardless the number of working pumps (Figure 2), the order of constructing three loss-of-head curves with operating one, two and three pumps with normal and cut pump impeller diameter (Figure 3), the order of determination of the actual parameters of pump work characteristics according to combined characteristics of normal and cut pump impeller diameter (Figure 4) In conclusion, it is stated that the question of proper definition of actual parameters of pumps and the support of these parameters in optimal mode remains open due to the lack of proper methods of constructing loss-of-head curves pipeline. Every similar calculation is preliminary and should be carried out in

обрезанным диаметром рабочего колеса, рисунок 4 с порядком определения фактических параметров работы насоса по сложным характеристикам нормального и обрезанного диаметра рабочего колеса. В заключении отмечено, что вопрос правильного определения фактических параметров насосных агрегатов и вопрос поддержания параметров в оптимальном режиме остается открытым из-за отсутствия методики правильного построения кривых потерь напора в трубопроводе. Каждый подобный расчет является предварительным и должен проводиться в натуральных условиях

field conditions

Ключевые слова: НАСОСНАЯ СТАНЦИЯ, НАПОР, ДРОССЕЛИРОВАНИЕ, ФАКТИЧЕСКИЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ, КРИВАЯ ПОТЕРЬ НАПОРА, ПОДАЧА

Keywords: PUMPING STATION, PRESSURE, THROTTLING, ACTUAL OPERATING PARAMETERS, LOSS OF HEAD CURVE, FEEDING

При работе насосных станций в оптимальном режиме, количество израсходованной энергии зависит от числа часов её эксплуатации и установленной мощности. Энергия тратится, как правило, на подъём воды и дросселирование, которое иногда используют для повышения напора, с целью ввода насоса в оптимальный режим [1].

Долю мощности затраченной как на подъём воды, так и дросселирование определить сложно из-за отсутствия точных данных по гидравлическим параметрам трубопроводной сети. По предварительным расчётам из-за повышения напора на насосных станциях израсходовано на дросселирование до 20 % установленной мощности.

В данной работе рассматривается возможность определения оптимальных величин расхода электроэнергии и фактических рабочих параметров насосов с данной трубопроводной сетью.

Для примера принимается случай эксплуатации разводящей сети и насосной станции с тремя насосными агрегатами D 1250-125 (рисунок 1), расход каждого 330 л/с с напором 125 м, приводится порядок построения кривых потерь напора в трубопроводах сети определение фактических рабочих параметров одного насосного агрегата, подбор диаметра рабочего колеса насоса под необходимые параметры.

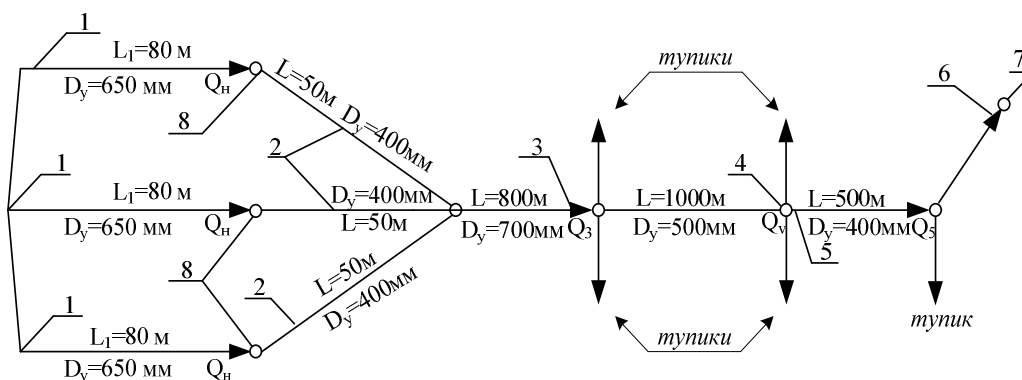


Рисунок 1 – Насосная станция с тремя насосными агрегатами D-1250-125 и соединёнными параллельно и разводящей сетью

1– всасывающие трубопроводы; 2 – напорные распределительные трубопроводы; 3 – напорный магистральный трубопровод; 4,5,6 – напорный сетевой трубопровод; 7 – дальний гидрант; 8 – основные насосные агрегаты.

Рассматриваемая насосная станция по графику подачи может работать одним, двумя и тремя насосными агрегатами (*график подачи задаётся*).

При построении кривых потерь напора в трубопроводе, необходимых для определения фактических рабочих параметров насосных агрегатов используются следующие приёмы:

1. Вся сеть до расчётного дальнего гидранта 7 разбивается на участки, 1-й – всасывающие трубопроводы, 2-й напорные распределительные трубопроводы, 3-й напорный магистральный трубопровод, 4-й, 5-й, 6-й – участки с изменившимся расходом по сравнению с предыдущим, независимо от количества включенных насосов (таблица 1).

Таблица 1 – Распределение расхода насосной станции по участкам сети в зависимости от количества включённых насосов

№ участка	Подача, м <sup>3</sup> /с		
	Один насос	Два насоса	Три насоса
1	2	3	4
1	$Q_H=0.33$	$Q_H=0.33$	$Q_H=0.33$
2	$Q_H=0.33$	$Q_H=0.33$	$Q_H=0.33$
3	$Q_H=0.33$	$Q=2Q_H=0.66$	$Q=3Q_H=0.99$
4	$Q=Q_{H/2}=0.165$	$Q/2=2Q_{H/2}=0.33$	$Q/2 = \frac{3Q_H}{2} = 0,45$
1	2	3	4
5	$Q=Q_{H/3}=0.110$	$Q/3=2Q_{H/3}=0.22$	$Q/3 = \frac{3Q_H}{3} = 0,33$
6	$Q=Q_{H/4}=0.082165$	$Q/4 = \frac{2Q_H}{4} = 0,165$	$Q/4 = \frac{3Q_H}{4} = 0,24$

Например, на 4-м участке расход изменился по сравнению с 3-м участком на какую-то величину в связи с работой тупиков. Подача одного насоса обозначена « $Q_H$ », суммарный расход в напорных трубопроводах обозначен « $Q$ » диаметры трубопроводов « $D_y$ » рассчитаны по допустимым скоростям, всасывающего  $V_{вс}=1,0-1,5$  м/с и напорного  $V_H=2,5-3,0$  м/с, длины трубопроводов  $L$ , с индексами соответствующими участкам (таблица 2). Скорость и диаметры трубопроводов рассчитаны для максимальной подачи тремя насосами.

Таблица 2 – Характеристика сети

Уч-ки	Подача м <sup>3</sup> /ч при включенных трёх насосах		Длина, м		Скорость м/с	Диаметр труб-да, мм (округл. до стандартного)
	Обозначение	величина	Обозначение	величина		
1	2	3	4	5	6	7
1	$Q_H$	0,33	$L_1$	80	1.0	650
2	$Q_H$	0,33	$L_2$	50	2.7	400
3	$Q$	0,99	$L_3$	800	2.6	700
4	$Q/2$	0,49	$L_4$	1000	2.5	500
5	$Q/3$	0,33	$L_5$	500	2.7	400
6	$Q/4$	0,24	$L_6$	500	2.5	350

2. На каждом участке определяется удельное сопротивление  $S_i$  (таблица 3).

Таблица 3 – Удельные сопротивления участков  $c^2/m^5$

Участки	Диаметр, м	Площадь поперечного сечения, $m^2$	Длина, м	Удельное сопротивление $S_i = \lambda \frac{L_i V}{D_i 2g \omega^2}, c^2 / m^5$
1	2	3	4	5
1	0,65	0,33	80	1,15
2	0,40	0,125	50	8,15
3	0,70	0,38	800	8,06

Продолжение таблицы 3

4	0,50	0,19	1000	56,47
5	0,40	0,12	500	88,48
6	0,35	0,09	500	179,47

Величина гидравлического сопротивления трубопровода « $\lambda$ » принята равной 0,02, местные потери в расчёте не учитываются

3. Определяется сопротивление расчётной сети  $S_{сети}$  при работающих одном, двух и трёх насосах (табл. 4.6) по зависимости:

$$S_{сети} = \sum S_i \cdot K_i, \text{ где}$$

$S_i$  – удельное сопротивление участка (таблица 4);

$K_i$ - коэффициент, равный отношению квадрата расхода на участке к квадрату суммарного расхода насосной станции.

Величина  $K_i$  на 1-м и на 2-м участках, как правило равна 1, т.к. расходы на данных участках равны расходу насоса.

Для одного насоса

$$S_{сети}^1 = S_1 \left( \frac{Q_1}{Q_H} \right)^2 + S_2 \left( \frac{Q_2}{Q_H} \right)^2 + \dots + S_6 \left( \frac{Q_6}{Q_H} \right)^2$$

$$S_{сети}^1 = 1,15 + 8,15 + 8,06 + 56,47 \left( \frac{0,165}{0,33} \right)^2 + 88,48 \left( \frac{0,11}{0,33} \right)^2 + 179,78 \left( \frac{0,082}{0,33} \right)^2 = 52,3$$

Для двух насосов

$$S_{\text{сети}}^{\text{II}} = S_1 \left( \frac{Q_1}{Q_H} \right)^2 + S_2 \left( \frac{Q_2}{Q} \right)^2 + \dots + S_6 \left( \frac{Q_6}{2Q_H} \right)^2$$

$$\text{Здесь } Q_1 = Q_2 = Q_H, \quad Q_3 = 2Q_H, \quad Q_4 = \frac{2Q_H}{2}, \quad Q_5 = \frac{2Q_H}{3}, \quad Q_6 = \frac{2Q_H}{4}$$

$$S_{\text{сети}}^{\text{I}} = \frac{1,15 + 8,15 + 8,06}{17,36} + 56,47 \left( \frac{0,33}{0,66} \right)^2 + 88,48 \left( \frac{0,22}{0,66} \right)^2 + 179,78 \left( \frac{0,165}{0,66} \right)^2 = 52,3$$

Для трёх насосов

$$S_{\text{сети}}^{\text{III}} = S_1 \left( \frac{Q_1}{Q_H} \right)^2 + S_2 \left( \frac{Q_2}{Q} \right)^2 + \dots + S_6 \left( \frac{Q_6}{3Q_H} \right)^2$$

$$\text{Здесь } Q_1 = Q_2 = Q_H, \quad Q_3 = 3Q_H, \quad Q_4 = \frac{3Q_H}{2}, \quad Q_5 = \frac{3Q_H}{3}, \quad Q_6 = \frac{3Q_H}{4}$$

$$S_{\text{сети}}^{\text{III}} = \frac{1,15 + 8,15 + 8,06}{17,36} + 56,47 \left( \frac{0,49}{0,99} \right)^2 + 88,48 \left( \frac{0,33}{0,99} \right)^2 + 179,78 \left( \frac{0,24}{0,99} \right)^2 = 52,3$$

Величины 5 сети приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Сопротивление расчётной сети при одном, двух и трёх работающих насосах

Количество работающих насосов	Участки	Подача $Q_i, \text{ м}^3/\text{с}$	$K_i$	$S_{\text{сети}}, \text{ с}^2/\text{м}^5$	Потери напора, при подаче 0,330; 0,660; 0,990 м $h_w = S_{\text{сети}} \cdot Q^2$
Один насос	1	0,33	1	52,3	0,33 (5,69)
	2	0,33	1		
	3	0,33	1		
	4	0,16	0,25		
	5	0,11	0,11		
	6	0,082	0,061		
Два насоса	1	0,33	1	52,3	0,66 л/с (22,8)
	2	0,33	1		
	3	0,66	1		
	4	0,33	0,25		
	5	0,22	0,11		
	6	0,16	0,062		
Три насоса	1	0,33	1	52,3	0,99 л/с (51,29)
	2	0,33	1		
	3	0,99	1		
	4	0,49	0,25		
	5	0,33	0,11		
	6	0,24	0,062		

Из таблицы 4 видно, что в случае когда, в сети на участках расходы распределились, одинаково, независимо от количества включенных насосов, например при работе 1-го насоса на 4-м участке подаётся расход  $Q_{H/2}$ , т.е. вся подача насосной станции делится пополам, а при работе 2-х насосов на 4-м участке подаётся расход  $\frac{2Q_H}{2}$ , т.е. так же вся подача насосной станции делится пополам и т.д., то независимо от количества включенных насосов удельные сопротивления всей сети равны между собой, в приведенном примере

$$S_{\text{сети}}^I = S_{\text{сети}}^{II} = S_{\text{сети}}^{III} = 52,3 \text{ с}^2 / \text{м}^5$$

4. Определяются потери напора по зависимости  $h_w = S_{\text{сети}} \cdot Q^2$ . В данном расчётном случае, кривая потерь напора независимо от количества включённых насосов выглядит так, как показано на рисунке 2 (напорно-расходные характеристики сложены по правилам сложения характеристик параллельно работающих насосов).

При включённом одном насосе и при его расходе  $Q_H = 0.33 \text{ м}^3/\text{с}$ , суммарные потери напора расчётной сети равны:

$$h_w = S_{\text{сети}}^I \cdot Q_H^2 = 52.34 \cdot 0.33^2 = 5.69 \text{ м}$$

При работе двух насосов

$$h_w = S_{\text{сети}}^{II} \cdot (2Q_H)^2 = 52.34 \cdot 0.66^2 = 22.8 \text{ м}$$

При работе трёх насосов

$$h_w = S_{\text{сети}}^{III} \cdot (3Q_H)^2 = 52.34 \cdot 0.99^2 = 51.29 \text{ м}$$

По полученным величинам потерь напора, построена зависимость  $h_w$ - $Q$ , (см. рисунок 2) и определены фактические параметры одного, двух и трёх насосов по рабочим точкам  $A_1, A_2, A_3$ , кроме того для каждой рабочей точки определены потери напора сети, которые равны соответственно 10, 7, 29, 45 и 41, 38 м.

Для определения фактических параметров одного насоса при работе 2-х или 3-х насосов точки  $A_2$  и  $A_3$ , сносятя параллельно оси « $Q$ » на напорно-расходную характеристику одного насоса  $H$ - $Q$ . Величины фактических расходов определены по точкам  $A_2^1$   $Q_{\text{факт}} = 0,38 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $A_3^1$   $Q_{\text{факт}} = 0,32 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Фактические параметры 2-х и 3-х работающих насосов определённые по точкам  $A_2$  и  $A_3$  равны в точке  $A_2$ ,  $Q_{\text{факт}} = 0,78 \text{ м}^3/\text{с}$ , а в точке  $A_3$ ,  $Q_{\text{факт}} = 0,93 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Фактические параметры работы одного насосного агрегата при параллельном включении можно определить иначе, не складывая характеристик. В этом случае необходимо построить три кривых зависимости потерь



напора от расхода.  $h_w-Q$  - при работающем одном насосе,  $4h_w-Q$  – при двух работающих насосах и  $9h_w-Q$  – при трёх работающих насосах (рисунок 3).

Зависимость  $h_w-Q$ - строится по ранее описанной методике, а в зависимостях  $4h_w-Q$  и  $9h_w-Q$  потери напора соответственно увеличиваются в 4 и 9 раз.

Полученные рабочие точки  $A_1, A_2, A_3$  также покажут фактические параметры работы одного насоса при работе 1-го, 2-х и 3-х насосов. (0,47; 0,38; 0,32 м<sup>3</sup>/с). Как видно величины данных параметров отличаются от величин, полученных на (рисунок 2) незначительно из-за неточности построения зависимостей. Построение кривых  $h_w-Q$ ,  $4h_w-Q$  и  $9h_w-Q$  проводят с помощью расчётной зависимости  $h_w=K_i S_{сети}$ . В данном случае удельное сопротивление сети  $S_{сети}$ , считается для 1-го, 2-х и 3-х работающих насосов несколько иначе.

В знаменателе коэффициента  $K_i$  оставляют постоянную величину равную подачи одного насоса.

1 насос  $S_{сети}^I = 48,42$  (см. таблицу 4)

2 насоса

$$S_{сети}^{II} = S_1 + S_2 + S_3 \left( \frac{Q_3}{Q_H} \right)^2 + S_4 \left( \frac{Q_4}{Q_H} \right)^2 + S_5 \left( \frac{Q_5}{Q_H} \right)^2 + S_6 \left( \frac{Q_6}{Q_H} \right)^2 = 1.12 + 8.07 + 7.81 \left( \frac{0.66}{0.33} \right)^2 + 52.61 \left( \frac{0.33}{0.33} \right)^2 + 80.12 \left( \frac{0.22}{0.33} \right)^2 + 156.2 \left( \frac{0.16}{0.33} \right)^2 = 1.12 + 8.0 + 7.81 \cdot 4 + 52.61 + 35.60 + 39.07 = 167.7 \text{ м}$$

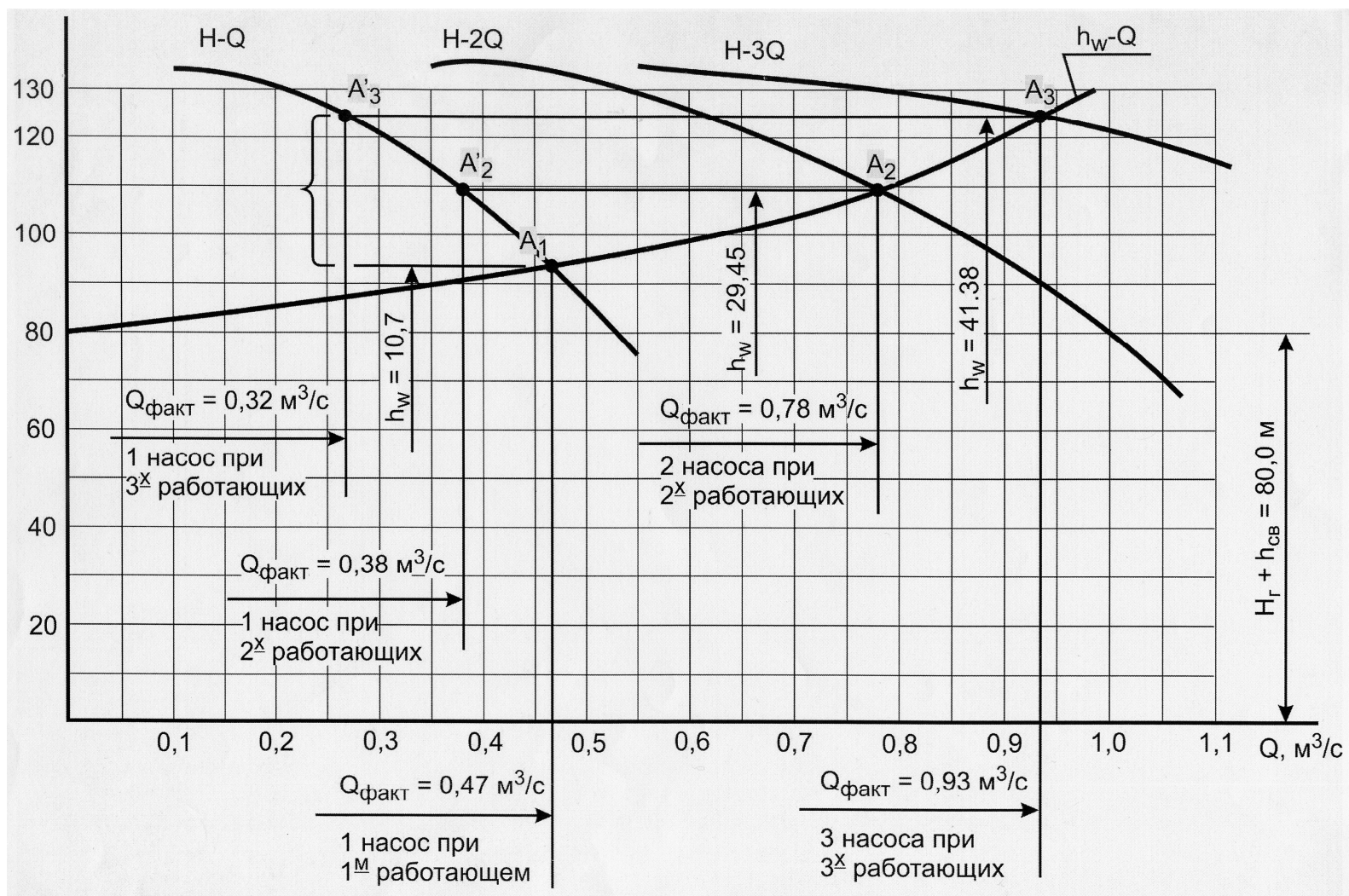


Рисунок 2 – Напорно – расходные характеристики параллельно работающих насосов

## 3 насоса

$$S_{\text{сети}}^{\text{III}} = 1.12 + 8.07 + 7.81 \cdot 9 + 52.6 \left( \frac{0.45}{0.33} \right)^2 + 80.12 \left( \frac{0.33}{0.33} \right)^2 + 157.29 \left( \frac{0.24}{0.33} \right)^2 = 1.12 + 8.07 + 70.29 + 97.8 + 80.12 + 87.55 = 344.95 \text{ м}$$

Имея значения  $S_{\text{сети}}^{\text{I}}$ ,  $S_{\text{сети}}^{\text{II}}$ ,  $S_{\text{сети}}^{\text{III}}$ , можно получить величину потерь напора и строить кривые  $h_w$ -Q,  $4h_w$ -Q и  $9h_w$ -Q по которым определяются фактические рабочие параметры одного насоса по зависимостям:

$$\text{для одного насоса: } h_w = S_{\text{сети}}^{\text{I}} \cdot Q^2;$$

$$\text{двух насосов: } 4h_w = S_{\text{сети}}^{\text{II}} \cdot Q^2$$

$$\text{трёх насосов: } 9h_w = S_{\text{сети}}^{\text{III}} \cdot Q^2$$

В вышеприведённых формулах при определении  $S_{\text{сети}}^{\text{I}}$ ,  $S_{\text{сети}}^{\text{II}}$ ,  $S_{\text{сети}}^{\text{III}}$  коэффициент  $K_i$  увеличивает величину удельного сопротивления участка  $S_i$ , при работе 2-х насосов в 4 раза, а при работе 3-х насосов в 9 раз; по сравнению с величиной удельного сопротивления участков при работе 1-го насоса, в вышеприведённых формулах можно подставлять значения Q в пределах характеристики одного насоса, в рассматриваемом случае от 0 до 0,45 м<sup>3</sup>/с и получить величины потерь напора сети для 2-х и 3-х работающих насосов.

Предположим, что необходимый расход 1-го насоса  $Q_{\text{зад}}=0,25$  м<sup>3</sup>/с, а фактически полученный при работе 3-х насосов 0,32 м<sup>3</sup>/с.

В этом случае при эксплуатации насосных станций необходимо провести обрезку диаметра рабочего колеса с целью подгонки фактически полученного расхода точки  $A_3$  (см. рисунки 3 и 4).  $Q_{\text{факт}}=0,32$  м<sup>3</sup>/с к заданному, предположим  $Q_{\text{зад}}=0,25$  м<sup>3</sup>/с.

Правильный подбор диаметра рабочих колёс центробежных насосов с помощью обрезки оказывает существенное влияние на экономный расход электроэнергии на насосных станциях. Для подбора рабочих колёс под сеть используют два варианта [2]:

По первому варианту определяется степень обрезки диаметра колеса в зависимости от коэффициента быстроходности насоса  $n_s$ . На основании проведённых несложных расчётов эта величина, для данного типа насоса, составляет от 10 до 15 % и принимается, в первом приближении 11 %. В том случае, когда при обрезанном колесе, по данному варианту наблюдается недостаток в подаче насоса, необходимость в максимальной обрезке колеса отпадает, и насос следует подгонять по второму варианту, суть которого заключается в определении местонахождения точки «D».

На поле H-Q наносится точка с заданными параметрами допустим  $Q_{зад}=0,25 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H_{зад}=110\text{м}$ . Определяется коэффициент «m» по зависимости:

$$Q^2=mH, m= Q^2/H, m = \frac{0,25^2}{110} = 0,000568.$$

Имея величину «m» задаваясь величиной «H» получают величину Q и через точку «C» строят кривую пропорциональности  $Q^2=mH$  (рисунок 4).

Полученная кривая пересечёт напорно-расходную характеристику H-Q в точке «D». Имея параметры насоса в точке «D» и «C» по зависимости:

$$\frac{Q_D}{Q_C} = \frac{D_H}{D_{обр}} \text{ определяется диаметр обрезного рабочего колеса } D_{обр}.$$

$$D_{обр} = \frac{0,25 \cdot 625}{0,275} = 568 \text{ мм}.$$

Из вышеприведённого расчёта видно, что для обеспечения требуемого расхода необходимо иметь рабочее колесо диаметром 568 мм.

Через точку «C» строится новая характеристика насосного агрегата с обрезанным диаметром рабочего колеса  $H^I-Q$ , сложив новые характеристики насосов при их параллельной работе с обрезанным диаметром рабочего колеса получают кривые  $H^{II}-2Q$  и  $H^{III}-3Q$  (рисунок 4) или не складывая, оставляют одну, как показано на рисунке 3. Построив кривые потерь напора в трубопроводе при работе одного, двух и трёх работающих насосов.

Фактические параметры работы насосного агрегата с обрезанным колесом определяются аналогично вышеизложенному. Все полученные величины показаны на рисунке 3. Причём заданный расход одного насоса подгоняется аод фактический, полученный при работе 3-х насосов (самый худший случай эксплуатации). В случае, когда эксплуатируется один или пара насосов в 3-х агрегатной насосной станции, то их параметры далеки от оптимальных и вывод насоса в экономический режим осуществляется самым неэкономичным путём – дросселированием. Этот вопрос до настоящего времени остаётся открытым.

В практике эксплуатации насосных агрегатов иногда случается, когда геометрический напор меняется в большую или меньшую сторону. Вопрос определения фактических параметров работы насосных агрегатов может быть так же решён с одной напорно-расходной характеристикой, построением трёх кривых потерь напора, или с тремя сложенными характеристиками, так как это показано на рисунке 4.

Имея сложенные характеристики  $H^I-Q$ ,  $H^{II}-2Q$  и  $H^{III}-3Q$  строится кривая потерь напора  $h_w-Q$  по вышеизложенной методике. В случае увеличения или уменьшения геометрического напора кривая  $h_w-Q$  проводится параллельно построенной.

Предположим, что в сети, при включенном одном насосе расходы по участкам распределились так, как показано на рисунке 1 (таблица 4), а при включенных 2-х или 3-х насосах, расходы распределились иначе (таблица 5).

В этом случае расчёт удельного коэффициента сопротивления сети показывает, что при работающем одном насосе  $S_{\text{сети}}^I = 48,42$ , при двух насосах  $S_{\text{сети}}^{II} = 37,49$ , и при трёх насосах  $S_{\text{сети}}^{III} = 48,49$ .

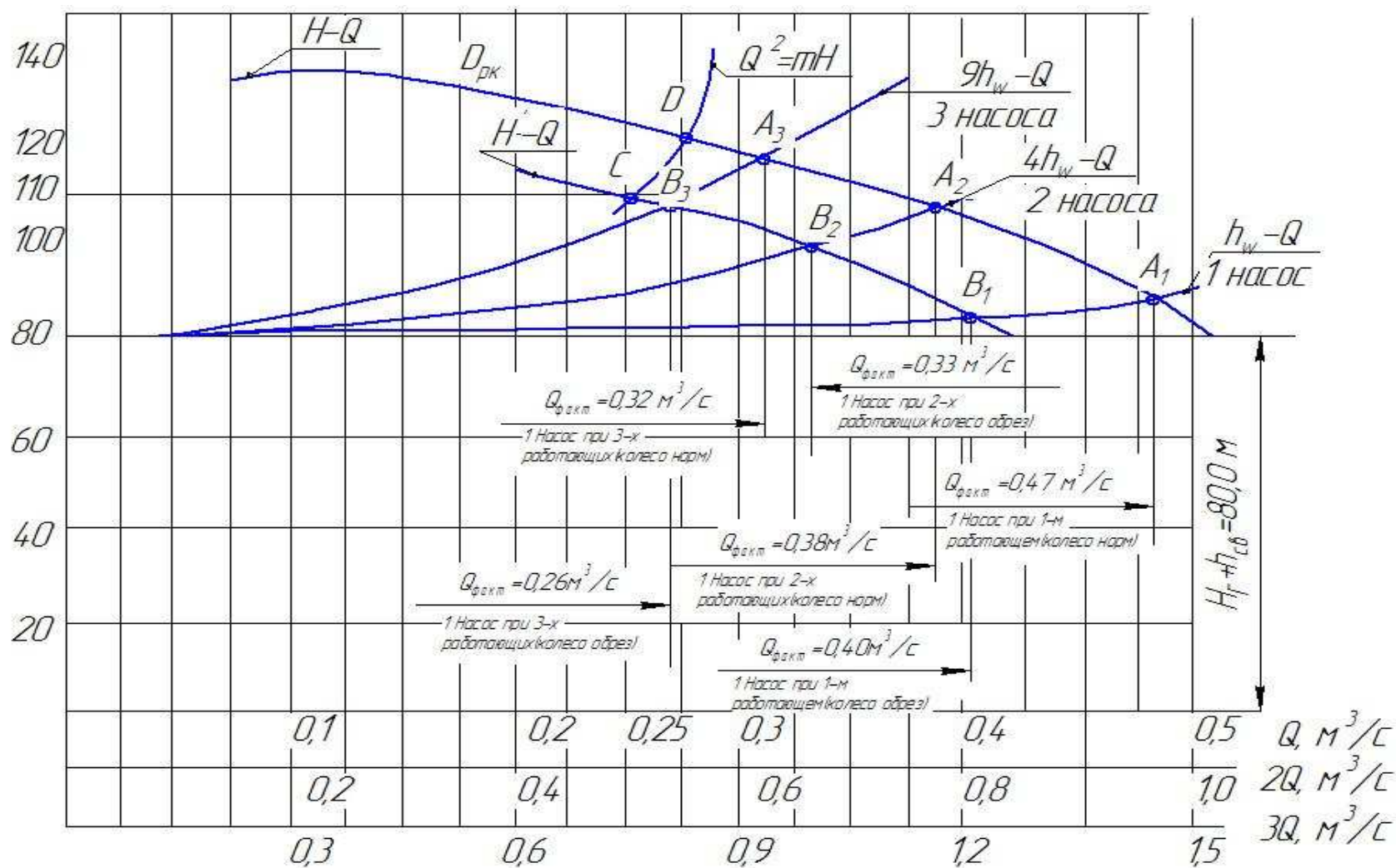


Рисунок 3 – Определение фактических параметров работы каждого насоса построением 3-х кривых потерь напора в трубопроводе при работе одного, двух и трех насосов с нормальным и обрезанным диаметром рабочего колеса

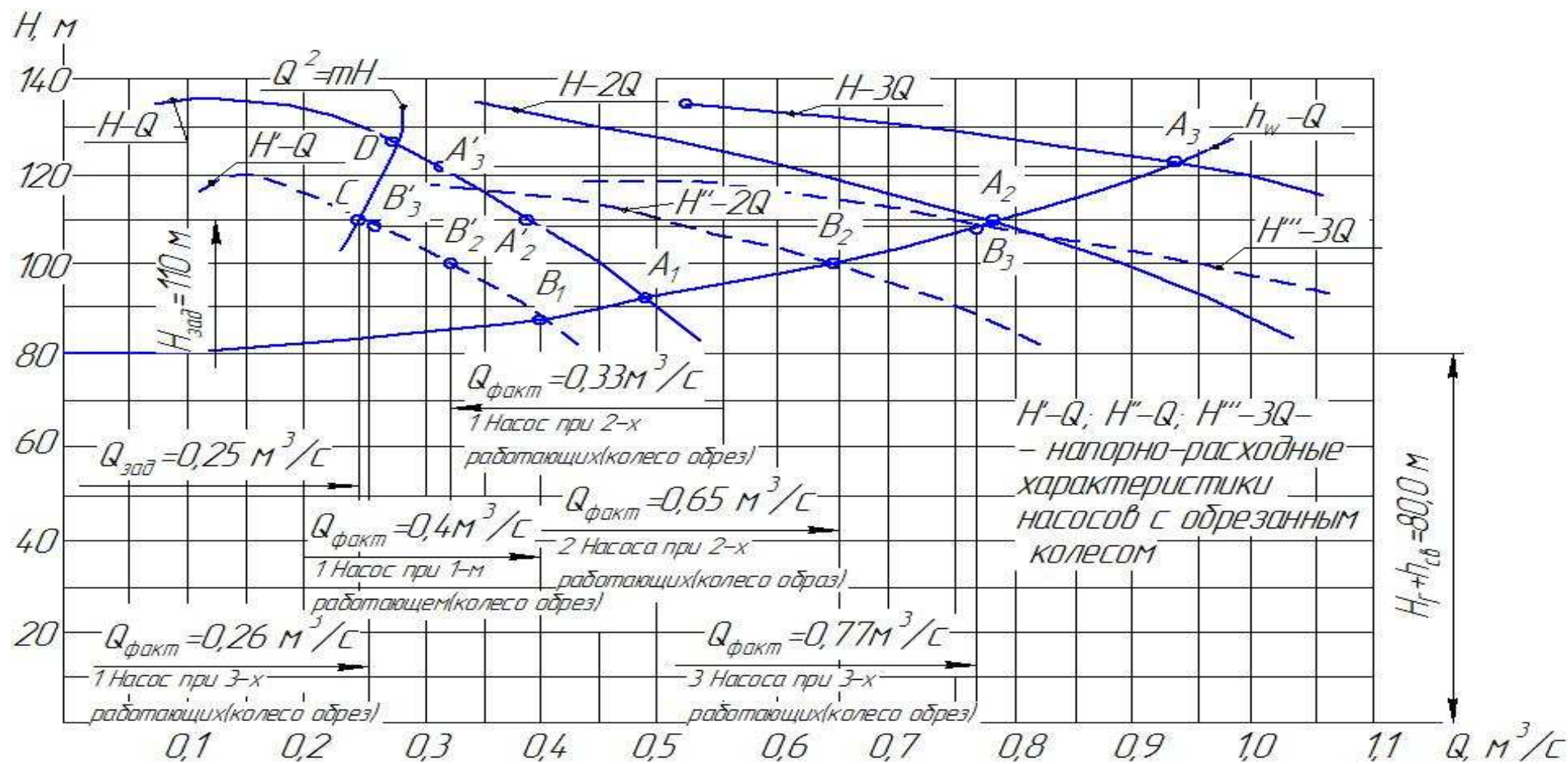


Рисунок 4 – Определение фактических параметров работы насоса по сложным характеристикам нормальным и обрезанным диаметром рабочего колеса

Таблица 5 – Распределение расходов по участкам непропорционально включенному количеству насосов

№ участка	1	2	3	4	5	6
Расход, л/с 1 насос	$Q_1=Q_H=330$	$Q_2=Q_H=330$	$Q_2=Q_H=330$	$Q_4=Q_{H/2}=105$	$Q_5=Q_{H/3}=110$	$Q_6=Q_{H/4}=82.5$
Расход, л/с 2 насоса	$Q_1=Q_H=330$	$Q_2=Q_H=330$	$Q_3=2Q_H=660$	$Q_4=2Q_{H/3}=220$	$Q_5=2Q_{H/4}=165$	$Q_6=2Q_{H/4}=165$
Расход, л/с 3 насоса	$Q_1=Q_H=330$	$Q_1=Q_H=330$	$Q_3=3Q_H=990$	$Q_4=3Q_{H/3}=330$	$Q_5=3Q_{H/4}=247.5$	$Q_6=3Q_{H/6}=165$

Таблица 6 – Удельное сопротивление расчётной сети при одном, двух и трёх работающих насосов и при непропорциональном распределении расходов по участкам

Кол-во насосов	Участки	Q, л/с	$K_i$	$S_{сети}$	Потери напора при расходе 330, 660 и 990 л/с $h_w=S_{сети} \cdot Q^2$
1	2	3	4	5	6
Один насос	1	330	1	48,42	5,27
	2	330	1		
	3	330	1		
	4	165	0,25		
	5	110	0,11		
	6	82,5	0,061		
Два насоса	1	330	1	37,49	16,33
	2	330	1		
	3	660	1		
	4	220	0,11		
	5	165	0,062		
	6	165	0,062		
Три насоса	1	330	1	48,89	47,91
	2	330	1		
	3	990	1		
	4	330	0,11		
	5	247,5	0,062		
	6	165	0,027		



Анализ таблицы 6 показывает, что коэффициенты сопротивления сети отличны от коэффициентов сопротивления сети при пропорциональном распределении расходов отличны и между собой  $S_{\text{сети}}^I = 48,42$ ,  $S_{\text{сети}}^{II} = 37,49$ , и  $S_{\text{сети}}^{III} = 48,49$ , из чего следует, что для определения фактических рабочих параметров одного, двух и трёх работающих насосов в этом случае необходимо построить не одну кривую  $h_w = S_{\text{сети}} \cdot Q^2$ , а три кривые, каждая из которых будет соответствовать количеству включенных насосов  $h_{w1} = S_{\text{сети}}^I \cdot Q^2$ ,  $h_{w2} = S_{\text{сети}}^{II} \cdot Q^2$  и  $h_{w3} = S_{\text{сети}}^{III} \cdot Q^2$ .

В таком случае, когда на одной характеристике строятся три кривых  $h_w-Q$ ,  $4h_w-Q$  и  $9h_w-Q$  (рисунок 3), для правильного определения фактических параметров насосных агрегатов в насосной станции необходимо построить семь кривых, одну  $h_w-Q$ , три -  $4h_w-Q$  и три  $9h_w-Q$ .

В заключении необходимо отметить, что вопрос правильного определения фактических параметров работы насосных агрегатов и особенно вопрос поддержания параметров в оптимальном режиме остаётся открытым из-за отсутствия методики правильного построения кривых потерь напора в трубопроводе. Каждый подобный расчёт является предварительным и должен проверяться в натурных условиях.

### Литература

1. Карелин В.Я. Насосы и насосные станции / В.Я. Карелин, А.В. Минаев – М.: Бастет, 2010, - 446 с.
2. Вишнеvский К.П. Проектирование насосных станций закрытых оросительных систем / К.П. Вишнеvский, А.В. Подласов – М.: ВО Агропромиздат, 1990, - 45 с.

### References

1. Karelin V.Ja. Nasosy i nasosnye stancii / V.Ja. Karelin, A.V. Minaev – M.: Bastet, 2010, - 446 s.
2. Vishnevskij K.P. Proektirovanie nasosnyh stancij zakrytyh orositel'nyh sistem / K.P. Vishnevskij, A.V. Podlasov – M.: VO Agropromizdat, 1990, - 45 s.