

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСОВ РУДНИЧНОГО ВОДООТЛИВА

А. С. Курышев

Для обеспечения максимальной экономии электроэнергии и снижения капитальных затрат на водоотлив номинальные параметры рудничных насосов (производительность, напор и число оборотов) должны быть выбраны таким образом, чтобы обеспечить максимальный эффект на всем диапазоне возможных значений производительностей и напоров. Крупносерийное производство насосов и снижение стоимости возможны при минимальном числе типоразмеров насосов.

Освоение новых обводненных месторождений (рудников Курской магнитной аномалии, Северо-Уральских бокситовых рудников и т. п.) и разработка полезных ископаемых на больших глубинах (до 1000 м и более) значительно расширили диапазон необходимых напоров и производительности рудничных насосов.

За последние годы в области отечественного насосостроения проделана большая работа по улучшению основных параметров рудничных насосов и увеличению их напора. Новые секционные насосы серии МС, в отличие от ранее выпускавшихся АЯП и КСМ, имеют значительно лучшие показатели — к. п. д., габариты и вес. Повышение к. п. д. и напора насосов серии МС достигнуто в основном за счет повышения быстроходности. Но насосы серии МС тоже полностью не соответствуют всем современным требованиям по величине максимального напора и к. п. д. Кроме того, они имеют неравномерную градацию по производительности и включают несколько типоразмеров для одинаковой производительности (насосы МС-150 и 6МС-6).

Для определения оптимальных номинальных параметров (напор на одно колесо H_0 и число оборотов n) исследуем основные зависимости между этими параметрами и к. п. д.

Коэффициент полезного действия насосов. Как известно, фактическая величина к. п. д. насосов η определяется двумя группами факторов: а) рациональным выбором основных параметров насосов и в первую очередь их коэффициента быстроходности; б) технологией и качеством изготовления.

Рассмотрим, как влияет изменение коэффициента быстроходности n_s насосов на к. п. д.

Для исследования зависимости $\eta = f(n_s)$ в общем виде уравнения, приведенные в литературе [1, 2], непригодны, так как величина входящих в них конструктивных параметров заранее не известна. Фактиче-

скую форму этой зависимости для современных насосов можно получить методами математической статистики. Обработка фактических рабочих параметров насосов статистическими методами хорошо подтверждает зависимость к. п. д. от коэффициента быстроходности. Так, для параметров 24 основных моделей насосов со спиральным корпусом (табл. 1) коэффициент корреляции величин к. п. д. и коэффициента быстроходности равен 0,79, а корреляционное отношение равно 0,93, что объективно указывает на тесную связь к. п. д. и n_s . Величина номинального к. п. д. насоса зависит также от абсолютной величины производительности, т. е. масштабного фактора и увеличивается при увеличении номинальной производительности Q_0 (рис. 1).

Таблица 1

Номинальные параметры насосов со спиральным отводом воды *

Номер насоса	Тип насоса	n , об/мин	Q_0 , л/сек	H_0 , м		$r_{\phi}^{10^3}$	$r_{\tau}^{10^3}$	$(r_{\phi}-r_{\tau}) \times 10^3$
1	2К-9	2900	5,5	18,5	68,0	87	136	148
2	3К-6		16,7	50,0	66,3	73	166	163
3	3К-9		14,0	28,5	71,5	100	138	135
4	4К-6		29,5	85,0	68,5	68	171	171
5	4К-8		25,0	55,0	71,0	83	155	152
6	4К-12		25,0	34,6	78,0	118	120	121
7	4К-18		22,2	22,8	79,5	152	109	105
8	6К-8	1450	47,2	32,5	76,5	85	142	148
9	6К-12		45,5	19,2	81,0	122	114	119
10	8К-12		79,0	28,0	82,5	122	115	119
11	8К-18		79,0	18,9	83,5	165	107	103
12	4НДВ		24,5	24,5	70,0	75	161	161
13	5НДВ		52,0	37,5	72,0	80	170	155
14	6НДВ		90,0	49,0	76,0	86	157	149
15	8НДВ		140,0	39,0	81,0	84	138	150
16	6НДС	2900	81,0	72,0	80,0	121	128	120
17	12НДС	1450	350,0	64,0	88,0	139	106	110
18	16НДН	960	500,0	21,0	88,0	220	107	105
19	10НМК×2	1450	260,0	96,0	83,0	89	134	146
20	8НМК×2	1450	105,0	53,0	81,0	90	129	145
21	4НМК×2	2900	44,0	76,0	75,0	87	148	148
22	3В200×8	1450	90,0	58,5	76,0	75	159	161
23	8М-8×4		52,0	44,0	70,0	71	178	166
24	10М-7×6		78,0	50,0	73,0	75	175	158

Примечание. $r_{\phi} = (1 - \eta) Q^{\alpha}$ — относительная величина фактических потерь энергии в насосах, приведенная к величине производительности насоса 1 м³/сек; r_{τ} — приведенная величина потерь по формуле (1).

* Данные первых шести граф таблицы заимствованы из каталога-справочника по насосам [3].

Влияние масштабного фактора можно нейтрализовать, если значение к. п. д. привести к постоянной производительности, т. е. величину $(1 - \eta)$ умножить на значение производительности Q^{α} . Так, по данным шести насосов (2К-9, 4К-8, 6К-8, 6НДВ, 8НДВ, 4НМК×2) с n_s , равным 83—87, коэффициент корреляции величин Q и $(1 - \eta)$ будет равен 0,875, а после корректировки масштабного фактора коэффициент корреляции величин Q и $(1 - \eta) Q^{0,167}$ равен 0,02, т. е. влияние масштабного фактора почти полностью нейтрализуется. Так как корреляционное отношение величин к. п. д. и n_s значительно больше коэффициента корреля-

ции этих величин, то форма статистической зависимости $\eta = f(n_s)$ может быть представлена кривой второго порядка. С учетом масштабного фактора эту зависимость можно записать в виде

$$\eta = 1 - \frac{a - bn_s + cn_s^2}{Q^{0,167}} \quad (1)$$

Значение постоянных коэффициентов a, b, c определяем методом наименьших квадратов. Для выборки параметров 24 насосов спирального

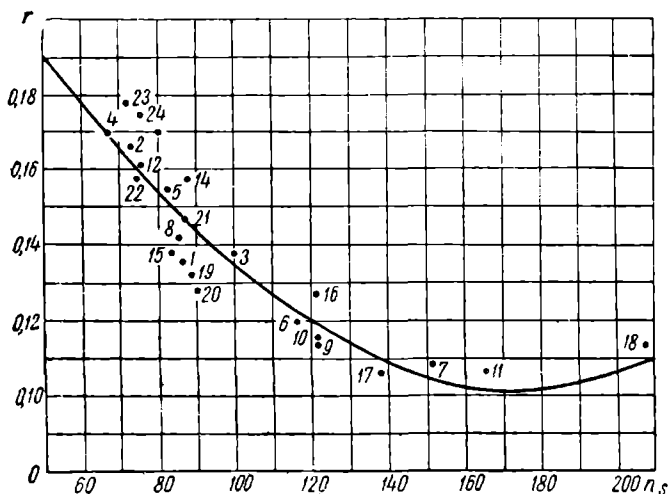


Рис. Зависимость к. п. д. от n_s для спиральных насосов. Цифры — номера насосов в табл. 1

типа НД, К, НМК, Д величина постоянных коэффициентов $a=0,278$, $b=0,00198$, $c=5,6 \cdot 10^{-6}$, т. е.

$$\eta = 1 - \frac{0,278 - 0,00198n_s + 5,6 \cdot 10^{-6}n_s^2}{Q^{0,167}} \quad (1')$$

Тем же методом определим статистическую зависимость для к. п. д. шахтных секционных насосов типа МС, а также АЯП и КСМ, которые в настоящее время еще находятся в эксплуатации,

$$\eta = 1 - \frac{0,525 - 0,00485n_s + 1,5 \cdot 10^{-5}n_s^2}{Q^{0,10}} \quad (1'')$$

Уравнение (1) позволяет определить ожидаемую величину к. п. д. насосов в зависимости от n_s и Q , а так как коэффициент n_s представляет отношение номинальных величин числа оборотов, производительности и напора, то уравнение (1) дает зависимость $\eta = f(QH)$ при постоянном числе оборотов насоса. На рис. 2 приведена ожидаемая величина к. п. д. спиральных насосов при n , равном 2900 и 1450 об/мин.

В данной статье статистические зависимости для к. п. д. определялись отдельно для секционных и спиральных насосов, что дает возможность объективно сравнить фактические значения к. п. д. при равных условиях, т. е. равных значениях n_s и Q . Такое сравнение показывает, что спиральные насосы в области больших производительностей ($Q > 0,1 \text{ м}^3/\text{сек}$) имеют значительно больший к. п. д. (на 5—6%).

В области малых значений производительности ($Q < 0,04 \text{ м}^3/\text{сек}$) разница в к. п. д. спиральных и секционных насосов уменьшается до 1—2% вследствие того, что у секционных насосов масштабный фактор влияет

слабее (корректирующий показатель степени в уравнении (1) секционных насосов 0,1, а спиральных 0,167).

Всасывающая способность насосов. Увеличение быстроходности и числа оборотов насосов ухудшает их всасывающую способность, так

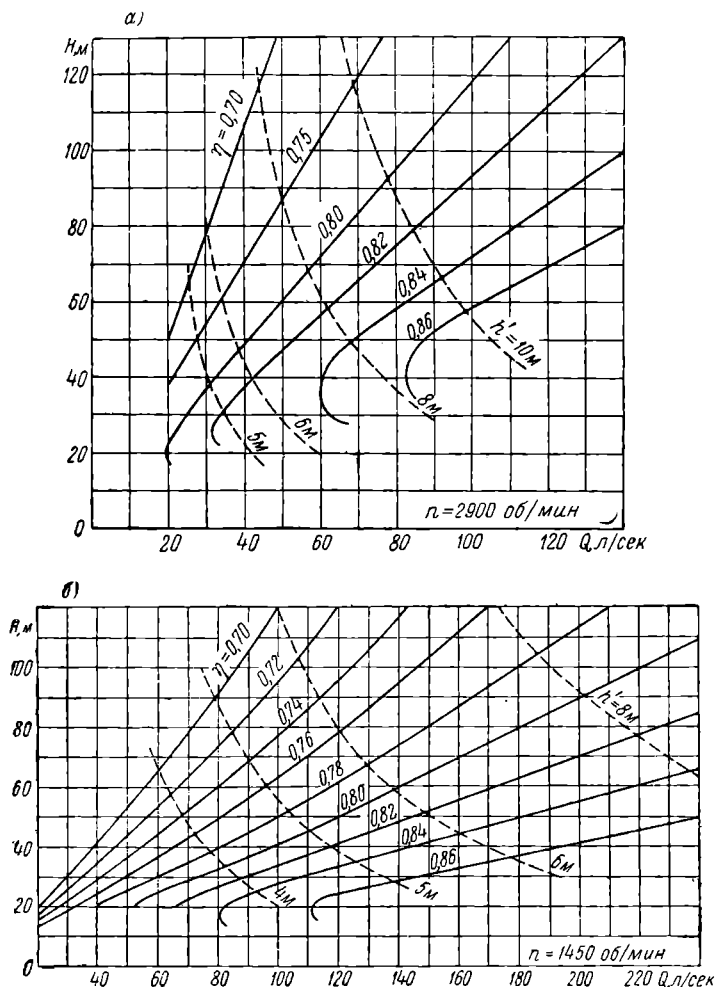


Рис. 2. Номинальный к. п. д. и перепад давления на всасывающей стороне насоса при:

а — $n = 2900$ об/мин; б — $n = 1450$ об/мин

как значительно возрастает перепад давления на всасывающей стороне насоса, который обычно определяется по формуле С. С. Руднева [5].

$$h' = 10 \left(\frac{n}{c} \right)^{\frac{4}{3}} Q^{\frac{2}{3}} \quad c = 800 \div 1200. \quad (2)$$

Существует зависимость коэффициента c от коэффициента быстроходности. Обработка параметров насосов методом математической статистики подтверждает наличие корреляционной связи между ними. Форма статистической зависимости $c = f(n_s)$ может быть принята в виде

$$c = An_s^{\beta}. \quad (3)$$

Постоянный показатель степени β определяем методом наименьших квадратов и получаем $\beta=0,26$. Принимаем $\beta=0,25$, так как это даст линейную зависимость между величинами h' и $n_s H$ и значительно упростит дальнейшие вычисления. Подставляя в уравнение (2) значение коэффициента c из уравнения (3), получим статистическую зависимость для допустимого значения перепада давления

$$h' = An_s H \quad (4)$$

или, подставив вместо n_s его значение,

$$h' = 3,65 An Q^{\frac{1}{2}} H^{\frac{1}{4}}$$

Постоянный коэффициент A определяем методом наименьших квадратов — для насосов со спиральным корпусом типа НД, К, НМК $A=0,0012$.

Уравнение (4) дает возможность определить ожидаемую величину перепада давления на всасывающей стороне насоса h' и тем определить допустимую высоту всасывания в зависимости от H и n_s , т. е. от величин n , Q , H (рис. 2).

Для насосных камер обычного типа при работе насосов с забором воды из водосборника максимальная величина h' не должна превышать 5 м, что ограничивает область применения быстроходных насосов при работе с положительной высотой всасывания. Для обеспечения бескавитационного режима работы быстроходных насосов необходимо обеспечить на всасывающем патрубке величину абсолютного давления не менее значений, приведенных в табл. 2, с запасом 15—20% за счет применения бустерных насосов или заглубленных насосных камер.

Обеспечение высокого напора насосов. Как видно из уравнения (1), для достижения максимального к. п. д. необходимо повышать n_s насосов до 150—180. При таких значениях n_s для достижения напора 1000 м необходимо увеличивать число оборотов до 4000—10 000 об/мин или увеличивать число рабочих колес до 20—30 при $n=2900$ об/мин. Как показывает опыт насосостроения, у насосов с горизонтальным валом нецелесообразно повышать число рабочих колес более 10, так как это снижает надежность их работы. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать насосы с числом рабочих колес не более 10. Повышение числа оборотов насоса до 4000—10 000 об/мин позволит создать компактные малогабаритные насосы, имеющие при n_s , равном 150—180, высокий к. п. д. Но для получения $n > 2900$ об/мин. необходим повышающий редуктор, что снижает суммарный к. п. д. и общую надежность насосного агрегата. Поэтому повышение числа оборотов насоса с помощью редуктора будет экономично только для создания высоких напоров — свыше 600—700 м.

Для шахт глубиной до 600 м, т. е. для абсолютного большинства, необходимый напор можно обеспечить при $n=2900$ об/мин и числе ступеней $z=10$. Необходимая величина коэффициента быстроходности (при $n=2900$ об/мин и $H=60$ м) будет составлять для насосов больших производительностей (0,05—0,16 м³/сек) 130—180, а для малых производительностей (0,02—0,05 м³/сек) 70—130, т. е. при производительности свыше 0,05 м³/сек обеспечиваются значения коэффициента быстроходности, соответствующие максимуму к. п. д.

Для насосов небольших производительностей ($Q < 0,05$ м³/сек) в общей сумме затрат на водоотлив относительно возрастает доля затрат на стоимость насосов и насосных камер и снижается доля затрат на электроэнергию, поэтому важное значение имеет создание малогабарит-

ных компактных насосов небольшой производительности. Для этих насосов можно уменьшить расчетное значение n_s до 70—130.

Таблица 2

Параметрический ряд насосов рудничного водоотлива

Параметр	Ряд предпочтительных чисел	Значение параметров в зависимости от типоразмера						
				3	4		6	
Тип насоса		Секционный			Спиральный			
Q_0 , м ³ /сек								
$n = 2900$ об/мин	R 10/3	0,01	0,02	0,04	0,08	0,16	0,32	—
$n = 1450$ об/мин		—	—	—	0,04	0,08	0,16	0,32
H_0 на одно колесо, м								
$n = 2900$ об/мин	R 10	32	40	50	63	80	125	—
$n = 1450$ об/мин		—	—	—	16	20	32	50
h' , м								
$n = 2900$ об/мин	R 40/7	3,15	4,75	7,10	10,6	16,0	24,0	—
$n = 1450$ об/мин		—	—	—	2,65	4,0	6,0	—
η								
$n = 2900$ об/мин	—	0,636	0,700	0,734	0,829	0,862	0,871	—
$n = 1450$ об/мин	—	—	—	—	0,808	0,844	0,862	0,877
n_s	R 40/3	80	94	112	134	160	160	160
Диаметр рабочего колеса, мм	R 40/2	180	200	210	240	270	300	340
Диаметр всасывающего патрубка, мм	R 20/3	70	100	140	200	280	400	560
Диаметр нагнетательного патрубка, мм	R 20/3	50	70	100	140	200	280	400

Параметрический ряд насосов. Уравнения. (1'), (1''), (4), полученные для фактических величин номинальных параметров насосов, позволяют разработать рациональный параметрический ряд насосов рудничного водоотлива. В качестве примера возможного параметрического ряда насосов приводится табл. 2, содержащая минимальное число типоразмеров. Перепад давления в таблице подсчитан по уравнению (4), к. п. д. — по уравнениям (1') и (1''), диаметр рабочего колеса по уравнению

$$D = 92 \frac{\sqrt{H}}{n}. \quad (5)$$

Величина диаметра подлежит уточнению при конструировании насоса. Приведенный параметрический ряд насосов составляет стройную систему параметров, согласующихся с рядами предпочтительных чисел по ГОСТу 8032—56, и для всего диапазона производительностей 0,01—0,32 м³/сек имеет только семь типоразмеров.

Выводы

1. Для достижения максимального к. п. д. насосов, снижения их габаритов и стоимости необходимо повышать коэффициент быстроходности до 150—180.

2. Для обеспечения бескавитационного режима работы насосов при увеличении n_s до 150—180 и n до 2900 об/мин необходимы бустерные насосы или заглубленные насосные станции. Обычные насосные стан-

ции с положительной высотой всасывания допустимы при $Q < 0,04 \text{ м}^3/\text{сек}$ (для $n = 2900 \text{ об/мин}$) и $Q > 0,16 \text{ м}^3/\text{сек}$ (для $n = 1450 \text{ об/мин}$).

3. Параметрический ряд насосов табл. 2 обеспечивает диапазон производительности от $0,01$ до $0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$ и напор от 400 до 1000 м при числе ступеней $10-8$.

Для более высокого напора при небольших производительностях необходимы либо особая группа высоконапорных насосов или повышающий редуктор с передаточным числом $i = 1,41 (\sqrt{2})$. Полученные при этом значения производительности и напора будут хорошо согласовываться с параметрическим рядом насосов табл. 2.

4. Рациональная область применения спиральных насосов при $Q > 0,05 \text{ м}^3/\text{сек}$. Тогда обеспечивается повышение к. п. д. на $5-6\%$. Секционные насосы целесообразны при $Q < 0,05 \text{ м}^3/\text{сек}$, когда габариты и стоимость насосов играют существенную роль, а разница в к. п. д. невелика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексопольский О. Я. Влияние на к. п. д. центробежных насосов коэффициента быстроходности и размеров насоса. Сб. «Лаборатории проблем быстроходных машин и механизмов», Машгиз, 1955.

2. Борисов А. И. Расчет рабочего колеса центробежного насоса. Научн. зап. Харьковского механико-машиностроит. ин-та, 1940, т. VI.

3. Каталог-справочник по насосам. Машгиз, 1959.

4. Рипп М. Г. К вопросу о полном к. п. д. центробежного насоса. Научн. докл. высшей школы. «Горное дело», 1959, № 1.

5. Руднев С. С. Экспериментальное изучение работы двухступенчатого пропеллерного насоса. Научн. зап. Харьковского механико-машиностроит. ин-та, 1940, т. VI.

6. Шемель Б. В. Оптимальные параметры, определяющие наивыгоднейшие качества центробежных насосов. Тр. ВИГМ, 1958, вып. XXII.
