

Раздел 1. Насосное оборудование

Объемные гидромашины

Доцент ОНД ИШПР
Холодная Галина Евгеньевна

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Основные расчетные формулы

Частота поршневого насоса n – число двойных тактов (ходов поршня) в единицу времени.

Отношение хода поршня к его диаметру

$$X/D = 0,8 \dots 2.$$

Средняя скорость поршня

$$v_n = 0,5Xn = 0,5 \dots 1 \text{ м/с.}$$

Индикаторное давление (разность давлений нагнетания и всасывания)

$$p_i = p_n - p_v.$$

Подача:

– односторонних насосов

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_o;$$

– двусторонних насосов

$$Q = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{шт}^2) X n \eta_o.$$

КПД поршневых насосов:

- объемный $\eta_o = 0,7 \dots 0,97$ (обычно $0,95 \dots 0,95$);
- гидравлический $\eta_r = 0,8 \dots 0,94$;
- механический $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$;
- индикаторный $\eta_i = 0,7 \dots 0,9$;
- общий $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

Коэффициент неравномерности подачи:

- одностороннего насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \pi \approx 3,1$;
- двустороннего насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{1 - 0,5d^2/D^2} \approx \frac{\pi}{2} \approx 1,6$;
- двухпоршневого насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{2} \approx 1,6$;
- трехпоршневого насоса $\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{3} \approx 1,05$.

Способы регулирования поршневых насосов:

- изменение частоты;
- изменение хода поршня X путем перестановки места крепления штока в кривошипно-шатунном механизме;
- регулирование времени переключения пара в прямодействующих паровых насосах;
- изменение объемного КПД η_o путем задержки закрытия всасывающего или нагнетательного клапана насоса;
- уменьшение η_o при перепуске (возврате) среды из нагнетательного во всасывающий тракт путем открытия до необходимой степени перепускного вентиля.

Допустимая высота всасывания поршневых насосов

$$H_{\text{доп}} = \frac{p_0 - (p_{\text{нп}} + 20\,000)}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}} - 2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} \cdot \frac{n^2 X L_{\text{вс}}}{g}.$$

Подача поршневого насоса

Поршневой питательный насос работает с частотой $n = 200 \text{ мин}^{-1}$. Диаметр рабочего поршня $D = 400 \text{ мм}$, ходом поршня $X = 300 \text{ мм}$, средний объемный КПД насоса $\eta_0 = 90\%$. Развиваемая насосом подача

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi 0,4^2}{4} \cdot 0,3 \cdot \frac{200}{60} \cdot 0,9 = 0,113 \text{ м}^3/\text{с} = 407 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчет потребляемой мощности и выбор привода поршневого насоса

Рассчитать размеры и мощность привода трехпоршневого насоса, который должен обеспечивать подачу воды $Q_n = 216 \text{ м}^3/\text{ч}$ и создавать давление $p = 4,5 \text{ кгс/см}^2$.

Переведем исходные данные в систему Си:

$$Q_n = 216/3600 = 0,06 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$p = 4,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 441\,450 \text{ Па};$$

$$H = p/(\rho g) = 45 \text{ м вод. ст.}$$

Подача через один рабочий цилиндр: $Q = Q_n/3 = 0,06/3 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$.

Примем отношение хода поршня к диаметру $X/D = 1,5$, скорость поршня $v_n = 0,6 \text{ м/с}$ и объемный КПД $\eta_0 = 90\%$.

Так как $v_n = 0,5Xn$, то $v_n = 0,5 \cdot 1,5 \cdot D n$ и $n = v_n/(0,5 \cdot 1,5 \cdot D) = 0,8/D$.

Подставим полученные n и X и принятый η_0 в уравнение подачи:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi D^2}{4} 1,5D \cdot 0,8/D \cdot 0,9 = 0,848D^2, \text{ откуда}$$

$$D = \sqrt{Q/0,848} = \sqrt{0,02/0,848} = 0,154 \text{ м.}$$

$$\text{Ход поршня } X = 1,5D = 1,5 \cdot 0,154 = 0,231 \text{ м.}$$

$$\text{Частота насоса } n = 0,8/D = 0,8/0,154 = 5,19 \text{ с}^{-1} = 311 \text{ мин}^{-1}.$$

Для применения привода с частотой вращения $n = 5 \text{ с}^{-1} = 300 \text{ мин}^{-1}$ корректируем ход поршня: $X = 0,231 \cdot 311/300 = 0,239 \text{ м} \approx 0,24 \text{ м}$.

Таким образом, параметры насоса: $D = 154 \text{ мм}$; $X = 240 \text{ мм}$; $n = 300 \text{ об/мин}$.

$$\text{Проверяем его подачу: } Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_0 = \frac{\pi 0,154^2}{4} 0,24 \cdot 5 \cdot 0,9 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность привода (с учетом трех рабочих цилиндров):

$$N = 3 \frac{p Q}{\eta \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{пер}}} = 3 \frac{441450 \cdot 0,02}{0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 36\,690 \text{ Вт} = 36,7 \text{ кВт}.$$

где КПД насоса η , электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ и передачи $\eta_{\text{пер}}$ приняты по характеристикам похожих насосов.

Принимая запас 15%, получаем мощность электропривода 42 кВт.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

! В некоторых источниках используются следующие обозначения:

F – площадь сечения поршня или плунжера в м^2

S – длина хода поршня в м

n – число двойных ходов поршня в минуту

V – объем, описанный поршнем за один ход в м^3

Q_m – теоретическая подача насоса в $\text{м}^3/\text{с}$

Подача насоса простого действия.

При ходе всасывания в цилиндре освобождается объем: $V = F \cdot S$

Этот объем заполняется всасываемой жидкостью. При ходе нагнетания этот же объем жидкости нагнетается в напорный трубопровод, следовательно V - теоретическая подача насоса за один двойной ход поршня.

Теоретическая подача насоса в 1 секунду: $Q_m = \frac{F \cdot S \cdot n}{60}$

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поддача насоса двойного действия.

При ходе поршня вправо (см. рис.) в левую камеру поступает объем жидкости, равный $F \cdot S$, а при обратном в правую камеру поступает объем $(F - f) \cdot S$, где f - площадь сечения штока, уменьшающая полезный объем цилиндра.

Тогда при одном двойном ходе теоретический объем жидкости, поступающей в насос и нагнетаемый им, составит:

$$F \cdot S + (F - f) \cdot S = F \cdot S + F \cdot S - f \cdot S = (2 \cdot F - f) \cdot S.$$

При этом теоретическая поддача насоса двойного действия: $Q_m = \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n}{60}$

Поддача трехпоршневого насоса простого действия.

Поддача такого насоса, состоящего из трех насосов простого действия, равна: $Q_m = \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n}{60}$

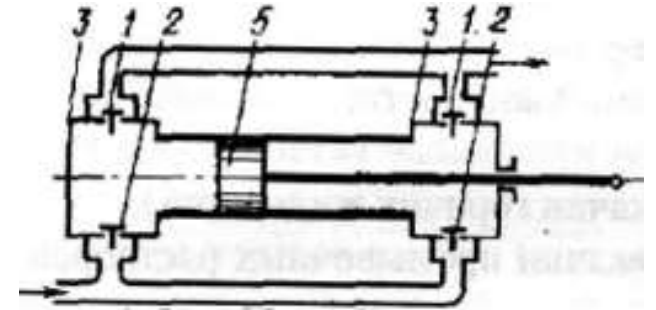


Рис. 1. Насос двойного действия

Насосы двойного действия позволяют увеличить равномерность подачи без существенного усложнения конструкции. Насос имеет две рабочие камеры - слева и справа от поршня 5, две клапанные коробки 3, каждая из которых имеет всасывающие 1 и нагнетательные 2 клапаны. Всасывающий и напорный патрубки общие для двух камер.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Коэффициент подачи поршневых насосов, факторы на него влияющие.

Действительная подача насоса Q_d всегда меньше теоретической Q_m . Это обусловлено:

- а) утечками жидкости через уплотнения штока или поршня в атмосферу;
- б) перетоком жидкости через уплотнения поршня внутри цилиндра;
- в) утечками жидкости в клапанах вследствие их негерметичности и запаздывания закрывания;
- г) подсосом воздуха через уплотнения сальника;
- д) дегазацией жидкости в цилиндре насоса вследствие снижения давления в рабочей камере;
- е) отставанием жидкости от движущегося поршня.

Утечки, перечисленные в пп. а), б) и в), учитываются коэффициентом утечек η_y , явления, перечисленные в пп. г) д) и е), - коэффициентом наполнения η_n .

Произведение коэффициентов утечек и наполнения называется коэффициентом подачи η , который характеризует отношение действительной подачи насоса к теоретической:

$$\eta = \eta_y \cdot \eta_n = \frac{Q_d}{Q_m}$$

Коэффициент подачи зависит от качества уплотнений, степени их изношенности, свойств перекачиваемой жидкости и режима работы насоса. В реальных условиях коэффициент подачи колеблется от 0,85 до 0,98.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Напор насоса

Напор насоса зависит от давления нагнетания и определяется по формуле:

$$H = \frac{p_n}{\rho g} \text{ [м]}$$

где p_n – давление нагнетания насоса, Па;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³ ;

g – ускорение свободного падения, м/с² .

Потребный напор насоса: $H = H_r + h_{\pi}$

где h_{π} - потери напора в трубопроводе насосной установки

H_r - геодезическая высота


$$h_{\pi} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где λ - коэффициент гидравлического трения

ξ - суммарный коэффициент местных сопротивлений

v – скорость течения

d – диаметр трубопровода


$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Мощность и КПД поршневого насоса. Определение мощности привода

Для определения мощности приводного двигателя необходимо учесть КПД насоса, равный:

$$\eta = N_{\Gamma} / N$$

КПД насоса определяется произведением механического КПД на гидравлический.

Гидравлический КПД определяется как: $\eta_{\Gamma} = h_{\text{м}} / h_i$,

где $h_{\text{м}}$ - манометрический напор;

h_i - индикаторный напор.

Механический КПД может быть представлен в виде: $\eta_{\text{м}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$

где η_1 - КПД подшипников валов (0,98. ..0,99);

η_2 - КПД зубчатой передачи (0,98...0,99);

η_3 - КПД кривошипно-шатунного механизма (0,95);

η_4 - КПД поршней и сальников (0,92).

Таким образом, мощность, необходимая для приведения насоса в действие: $N = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H / \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{м}}$,

где Q - фактическая подача насоса;

H - полная высота подъема жидкости.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Определение мощности привода

Двигатель насоса необходимо выбирать с учетом возможных перегрузок, а также КПД передачи η_n :

$$N_{\text{дв}} = \varphi \cdot \frac{N}{\eta_n},$$

где φ - коэффициент запаса (для больших насосов $\varphi = 1...1,15$, для малых насосов $\varphi = 1,2...1,5$);

η_n - КПД передачи между двигателем и насосом (для клиноременной передачи он равен 0,92 и для цепной - 0,98).

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

! В некоторых источниках можно встретить:

Эффективная мощность насоса

Эффективная мощность насоса, то есть мощность на валу, больше полезной мощности за счет различных потерь, происходящих в самом насосе. Эти потери учитываются коэффициентом полезного действия насоса.

Эффективная мощность определяется по форму

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} [\text{Вт}]$$


$$N_{\text{п}} = p_{\text{н}} Q_{\text{т}} \text{ или } N_{\text{п}} = Q_{\text{т}} H \rho g [\text{Вт}]$$

где $\eta = 0,8 - 0,9$ – полный КПД насоса

Мощность приводного двигателя определяется с учетом возможных перегрузок и КПД передачи между двигателем и насосом по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{k N_{\text{э}}}{\eta_{\text{п}}} [\text{Вт}]$$

где k – коэффициент, учитывающий возможную перегрузку двигателя в процессе работы, $k=1,1-1,25$;
 $\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи между двигателем и насосом $\eta_{\text{п}} = 0,95 - 0,98$.

Задачи

Задача 1. Определить теоретическую подачу поршневого насоса простого действия, если диаметр поршня $D=110$ мм, ход поршня $S=320$ мм, а число двойных ходов $n=70$ мин⁻¹.

Задача 2. Определить теоретическую подачу трехплунжерного насоса простого действия, если диаметр плунжера $D=45$ мм, ход плунжера $S=40$ мм, а число двойных ходов $n=350$ мин⁻¹.

Задача 3. Определить теоретическую подачу двухпоршневого насоса двойного действия, если диаметр поршня $D=80$ мм, диаметр штока $d=40$ мм, ход поршня $S=150$ мм, а число двойных ходов $n=100$ мин⁻¹.

Задачи

Задача 4. Трехплунжерный насос простого действия с диаметром плунжера $D=45$ мм, ходом плунжера $S=40$ мм и числом двойных ходов $n = 175 \text{ мин}^{-1}$ имеет подачу $Q = 30$ л/мин. Чему равен коэффициент подачи насоса?

Задача 5. Двухпоршневой насос двойного действия с диаметром поршня $D=127$ мм, диаметром штока $d=50$ мм, S =ходом плунжера 250 мм и числом двойных ходов $n = 90 \text{ мин}^{-1}$ имеет подачу $Q = 100$ л/мин. Чему равен коэффициент подачи насоса?

Задача 6. Поршневой насос при перекачке воды развивает напор $H=900$ м и имеет подачу $Q = 35$ л/с. Чему равна требуемая мощность двигателя, если гидравлический КПД насоса $\eta_{\Gamma} = 0,89$, механический КПД насоса $\eta_{\text{М}} = 0,84$, а КПД приводной ременной передачи $\eta_{\text{п}} = 0,92$? Принять коэффициент запаса $\varphi=1,1$, ускорение свободного падения $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Контрольная задача №1

Контрольная задача №1

1 В соответствии с исходными данными (по числу цилиндров и рабочих камер), представленных на сл. слайде, определить тип насоса, нарисовать его схему и повторить принцип работы.

2 Определить параметры работы насоса:

- действительную подачу;
- напор насоса;
- мощность приводного двигателя.

3 Записать техническую характеристику насоса.

Варианты исходных данных к задаче №1

Вариант	Число поршней i	Число рабочих камер z	Число двойных ходов поршня n , мин ⁻¹	Длина хода поршня S , м	Диаметр цилиндра D , м	Давление нагнетания P_n , Мпа	Диаметр штока d , м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	3	3	135	0,25	0,18	8,5	0,060
2	3	3	120	0,25	0,12	25,0	0,060
3	3	3	135	0,25	0,18	11,3	0,065
4	3	3	120	0,20	0,12	25,0	0,065
5	2	4	65	0,40	0,20	9,6	0,070
6	2	4	65	0,30	0,13	25,0	0,070
7	2	4	65	0,30	0,20	14,2	0,070
8	2	4	65	0,40	0,13	32,0	0,070
9	3	3	135	0,25	0,18	17,0	0,070
10	3	3	135	0,20	0,13	32,0	0,070
11	3	3	125	0,18	0,18	19,0	0,060
12	3	3	125	0,29	0,14	32,0	0,060
13	3	3	125	0,30	0,18	24,0	0,060
14	3	3	125	0,40	0,14	40,0	0,060
15	2	4	60	0,45	0,20	21,0	0,085
16	2	4	60	0,40	0,15	40,0	0,085
17	2	4	95	0,25	0,09	13,0	0,065
18	2	4	95	0,25	0,10	10,0	0,065
19	2	4	95	0,20	0,08	11,0	0,060
20	2	4	95	0,25	0,12	12,5	0,065
21	2	4	70	0,25	0,09	16,0	0,065
22	2	4	70	0,20	0,13	13,0	0,065
23	2	4	70	0,25	0,11	10,0	0,065
24	2	4	70	0,20	0,12	8,0	0,065
25	3	3	90	0,25	0,18	8,5	0,060
26	3	3	90	0,40	0,12	25,0	0,065
27	2	4	90	0,25	0,20	9,0	0,070
28	2	4	90	0,40	0,13	25,0	0,070

Контрольная задача №2

Контрольная задача №2

Поршневой насос с диаметром поршня D , мм, и ходом поршня X , мм, развивает подачу Q , $\text{дм}^3/\text{мин}$. Он поднимает воду на высоту $h_{\text{под}}$, м, из емкости с атмосферным давлением. Давление в установке на выходе из нагнетательного трубопровода p_2 , $\text{кгс}/\text{см}^2$. Диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковые, гидравлические потери в них Δh_1 и Δh_2 м вод. ст. соответственно. КПД насоса объемный $\eta_{\text{об}}$, %, насоса в целом – η , %, передачи – 100%, электродвигателя $\eta_{\text{эд}} = 95$ % (табл. на сл. слайде). Определить частоту хода поршня (об/мин) и мощность, потребляемую электродвигателем (кВт).

Варианты исходных данных к задачи №2

№	D	X	Q	$h_{\text{под}}$	p_2	Δh_1	Δh_2	$\eta_{\text{об}}$	η	№	D	X	Q	$h_{\text{под}}$	p_2	Δh_1	Δh_2	$\eta_{\text{об}}$	η
1	170	340	360	16	6,3	2,7	3,4	73	67	16	130	250	670	20	4,1	2,5	2,4	88	82
2	180	260	760	12	5,2	2,2	2,6	80	77	17	200	280	680	30	4,1	1,2	2,6	89	84
3	190	290	350	25	2,4	2,6	3,4	88	83	18	210	240	330	12	3,5	2,1	3,7	85	80
4	270	280	400	25	3,9	2,3	2,4	74	68	19	150	290	330	30	3,4	1,1	3,4	86	81
5	260	330	370	24	3,3	2,4	3	81	76	20	110	210	310	22	5,3	2,8	2,1	76	72
6	220	220	730	10	6	1,8	2,1	77	72	21	240	250	390	21	2,9	1,7	2,7	78	74
7	130	270	370	24	6,3	2,6	2,6	84	78	22	120	240	640	28	6,5	1,6	3,9	74	67
8	210	340	700	14	6,8	2,2	3,6	72	68	23	180	370	550	28	4,9	2,4	2,4	85	79
9	150	260	360	26	6,1	3	2,8	83	78	24	180	290	500	19	5,3	1,9	2,6	88	85
10	190	350	630	12	6,5	2,4	2,1	93	87	25	180	240	410	30	5,5	1,5	2,6	94	87
11	210	390	560	18	4,5	1,2	2,9	72	67	26	210	280	670	26	6,8	1,1	2,4	82	78
12	250	220	610	25	3,7	2,3	3,6	86	80	27	270	220	350	27	2,6	2,6	2,1	87	81
13	230	210	630	18	6,3	2,7	2,3	94	89	28	190	260	650	21	2,4	2,7	2,3	85	79
14	110	380	740	28	5,6	2,1	2,2	79	72	29	160	240	430	14	3,2	1,4	3,9	91	86
15	170	250	780	24	6,4	1,5	3,8	73	67	30	120	310	680	25	2,3	1,7	4	93	89

Контрольная задача №3

Контрольная задача №3

Поршневой насос двойного действия подает воду в количестве Q из колодца в открытый резервуар на геодезическую высоту H_r по трубопроводу длиной l , диаметром d . Коэффициент гидравлического трения $\lambda=0,03$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\xi=20$. Определить диаметр цилиндра и мощность электродвигателя, если отношение длины хода поршня к его диаметру $S/D=1$; число двойных ходов в минуту n ; отношение диаметра штока к диаметру поршня $d/D=0,15$; объемный коэффициент полезного действия $\eta_{об}=0,9$; полный коэффициент полезного действия $\eta=0,7$.

Варианты исходных данных к задаче №3

	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Q , л/с	60	65	70	75	80	85	90	45	50	55
H_r , м	30	35	40	45	30	25	20	40	80	100
l , м	25	50	40	30	35	40	50	55	60	120
	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
d , мм	150	100	125	175	200	250	300	100	125	150
n , мин ⁻¹ ₁	70	80	90	100	120	240	300	96	75	120

Пример выполнения подобной контрольной задачи №3

11.2. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 11.2) подает воду с расходом $Q = 10$ л/с на высоту $H_r = 40$ м по трубопроводу длиной $l = 80$ м и диаметром $d = 100$ мм. Определить диаметры цилиндра и штока D и $d_{ш}$, ход поршня h и мощность насоса, если частота вращения кривошипа $n = 100$ мин⁻¹, объемный КПД насоса $\eta_o = 0,9$, полный КПД $\eta = 0,8$. Заданы отношения $h/D = 1,5$ и $d_{ш}/D = 0,20$, коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \xi = 25$.

Решение. Диаметр цилиндра D находим по формуле (11.1), в которую необходимо подставить значение рабочего объема из формулы (11.3), а также учесть заданные отношения h/D и $d_{ш}/D$:

$$Q = \frac{V_o n}{60} \eta_o = \frac{(2S - S_{ш}) h n}{60} \eta_o = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \left[2 - \left(\frac{d_{ш}}{D} \right)^2 \right] 1,5 D n}{60} \eta_o =$$
$$= \frac{3,14}{4} D^2 [2 - 0,2^2] 1,5 D \cdot 100 \cdot 0,9 = 3,46 D^3 = 10 \text{ л/с};$$
$$D = \sqrt[3]{\frac{10}{3,46}} = 1,42 \text{ дм} = 142 \text{ мм}.$$

Определяем ход поршня и диаметр штока:

$$h = 1,5D = 1,5 \cdot 142 = 213 \text{ мм},$$

$$d_{ш} = 0,2D = 0,2 \cdot 142 = 28 \text{ мм}.$$

Определяем скорость течения и потери напора в трубопроводе насосной установки:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,27 \text{ м/с},$$

$$h_n = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2g} = \left(0,03 \frac{80}{0,1} + 25 \right) \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 4,03 \text{ м}.$$

Потребный напор насоса

$$H = H_r + h_n = 40 + 4,03 = 44,03 \text{ м}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot 44,03}{0,8} = 5400 \text{ Вт} = 5,4 \text{ кВт}.$$