

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ И ОФОРМЛЕНИЯ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

При выполнении контрольной работы необходимо строго придерживаться указанных ниже правил. Работы, выполненные без соблюдения этих правил, не засчитываются и возвращаются студенту для переработки.

1. Контрольная работа должна быть набрана в редакторе Word и распечатана.

2. В заголовке работы на обложке работы должны быть ясно написаны фамилия студента, его инициалы, номер зачетки, название дисциплины. Здесь же следует указать название учебного заведения. В конце работы следует проставить дату ее выполнения и расписаться.

3. Перед решением контрольной работы надо полностью выписать ее условие и исходные данные своего варианта.

4. Решения задачи следует излагать подробно и аккуратно, объясняя и мотивируя все действия по ходу решения и делая необходимые рисунки.

5. После получения прорецензированной незачтенной контрольной работы студент должен исправить все отмеченные рецензентом ошибки и недочеты и выполнить все рекомендации рецензента.

Если рецензент предлагает внести в решение задач те или иные исправления или дополнения и прислать их для повторной проверки, то это следует сделать в короткий срок.

В случае незачета контрольной работы и отсутствия прямого указания рецензента на то, что студент может ограничиться предоставлением исправленных решений отдельных задач, вся работа должна быть выполнена заново.

Высылаемые исправления должны обязательно сопровождаться прорецензированной работой и рецензией на нее.

ИНЖЕНЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Цель расчета поршневого компрессора состоит в выборе схемы компрессора, в определении числа ступеней, хода поршней, их диаметра, числа цилиндров, а также в вычислении потребляемой мощности и подборе двигателя.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

Для выполнения контрольной работы студенту выдается преподавателем индивидуальное задание.

Исходные данные: род сжимаемого газа; начальное $p_H = 1 \cdot 10^5$ Па и конечное p_K давления; начальная температура газа $t_H = 27^\circ C$; температура

охлаждающей среды (воды) $t_n = 20^\circ C$; подача компрессора при заданных начальных условиях, V (см. табл. 1).

Пояснительная записка контрольной работы должна содержать разделы:

1. Введение.
2. Выбор схемы компрессора.
3. Определение числа ступеней сжатия в компрессоре.
4. Расчет распределения давлений по ступеням сжатия.
5. Определение секундных объемов, описываемых поршнями.
6. Определение коэффициента подачи.
7. Определение предварительных значений диаметров цилиндров.
8. Определение частоты вращения коленчатого вала компрессора.
9. Определение индикаторной мощности компрессора.
10. Определение мощности, потребляемой компрессором.
11. Определение КПД компрессора.
12. Выбор двигателя.

Выбор схемы компрессора

Осуществляется на основе анализа исходных данных, специальных (дополнительных) требований и конструкций компрессоров аналогичного класса. Выбранную схему компрессора представить на листе формата А4.

Определение необходимого числа ступеней сжатия в компрессоре

Оно осуществляется исходя из того, что степень повышения давления в одной ступени обычно лежит в пределах от 3 до 5. Число ступеней определяется по формуле

$$z = \ln \Pi_0 / \ln \Pi_{ст}, \quad (1)$$

где $\Pi_0 = p_k / p_n$ – требуемая степень повышения давления в компрессоре;

$\Pi_{ст}$ – принятое значение степени повышения давления и ступени.

Значение z принимают как ближайшее большее целое число.

Распределение давлений по ступеням сжатия

Для компрессоров, работающих при конечных давлениях менее 10МПа, для определения отношения давлений в ступенях пользуются формулой:

$$\Pi_{ст} = \sqrt[z]{\Pi_0}.$$

Определение секундных объемов, описываемых поршнями

Определение секундных объемов, описываемых поршнями i -й ступени компрессора, осуществляется по формуле

$$V_{\text{исек}} = \frac{m}{\rho_i \cdot \lambda_i}, \quad (2)$$

где m – заданная массовая подача компрессора, кг/с;

ρ_i – плотность газа на входе в i -ю ступень компрессора, кг/м³;

λ_i – коэффициент подачи (производительности) i -й ступени.

Расчетная массовая подача компрессора m , кг/с определяется по формуле:

$$m = \rho_i \cdot V.$$

Плотность газа (воздуха) перед всасывающим патрубком i -й ступени определяется по формуле

$$\rho_i = p_i / (R_{\Gamma} \cdot T_i), \quad (3)$$

где p_i – давление на всасывании в i -ю ступень, Па;

R_{Γ} – удельная газовая постоянная, кДж/(кгК);

T_i – температура на всасывании в i -ю ступень, К.

Температура T_i находится из выражения

$$T_i = 273 + t_{\text{В}} + \Delta t_{\text{НО}},$$

где $t_{\text{В}}$ – температура охлаждающей воды, °С;

$\Delta t_{\text{НО}}$ – недоохлаждение газа после холодильника предыдущей ступени, °С.

Для стационарных компрессоров величина $\Delta t_{\text{НО}}$ принимается в пределах 3...10 °С.

Температура на всасывании первой ступени:

$$T_1 = 273 + t_{\text{Н}},$$

где $t_{\text{Н}}$ – температура наружного воздуха.

Определение коэффициента подачи

В ориентировочных расчетах $\lambda_i = 0,93$ можно принимать одинаковым для всех ступеней. Точное же значение коэффициента подачи i -й ступени определяется по формуле

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \lambda_{Ti} \lambda_{\Gamma i}, \quad (4)$$

где λ_{0i} – объемный коэффициент i -й ступени;

λ_{Ti} – коэффициент подогрева i -й ступени;

λ_{Gi} – коэффициент газодинамических (дроссельных) потерь i -й ступени.

Составляющие коэффициенты подачи для i -й ступени вычисляются из следующего выражения:

$$\lambda_{0i} = 1 - \alpha_i \left[\Pi_i^{1/n_{pi}} - 1 \right], \quad (5)$$

где α_i – относительная величина мертвого пространства;

n_{pi} – показатель политропы расширения.

Значения α_i для $i=1$, т. е. первой ступени, обычно находятся в интервале 0,05 – 0,08.

Относительное мертвое пространство i -й ступени определяется по формуле

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + 0,01(i-1). \quad (6)$$

Показатель политропы расширения находится из выражения

$$n_{pi} = (0,92...0,98)n_{ci}, \quad (7)$$

где n_{ci} – показатель политропы сжатия, который для компрессоров с водяным охлаждением цилиндров находится по приближенной формуле

$$n_{ci} = n_{ci-1} + 0,015(i-1)k, \quad (8)$$

где k – показатель адиабаты.

Величина политропы сжатия первой ступени n_{c1} - исходные данные

Коэффициент λ_G для компрессоров с самодействующими клапанами находят по формуле

$$\lambda_{Gi} = 1 - \frac{1 + \alpha_i}{n_{ci} \lambda_{0i}} \chi_i, \quad (9)$$

где n_{ci} – показатель политропы в начале процесса сжатия i -ой ступени;

χ_i – среднее значение относительной потери давления при всасывании в соответствующую ступень.

Значение χ_i для первой ступени компрессора ($i = 1$) находится в пределах 0,03...0,07, для последующих ступеней определяется по формуле

$$\chi_i = 0,8^{i-1} \chi_{i-1}.$$

Меньшие значения χ_i следует выбирать для компрессоров, имеющих меньшую скорость поршня, и ступеней, оснащенных прямоточными клапанами.

Величина коэффициента подогрева λ_T определяется по формуле

$$\lambda_{Ti} = 0,985 - c_i (\Pi_i - 1), \quad (10)$$

где c_i – некоторая постоянная, изменяющаяся в пределах 0,007 – 0,015; причем меньшие значения c_i следует выбирать для ступени компрессора большей подачи с хорошо организованной системой охлаждения стенок цилиндра и полости всасывания.

Получив значения коэффициентов λ_{0i} , $\lambda_{\Gamma i}$, λ_{Ti} , λ_i , а также ρ_i и вычислив по формуле (2) значения $V_{hисек}$, определим активную площадь поршней из выражения

$$F_{\Pi i} = \frac{2V_{hисек}}{c_{\Pi}}, \quad (11)$$

где $V_{hисек}$ – секундный объем, описываемый поршнем i -й ступени, м³/с;
 c_{Π} – средняя скорость поршня, м/с.

Для определения $F_{\Pi i}$ необходимо задать среднюю скорость поршня. В компрессорах с подачей до 1 м³/с скорость c_{Π} обычно находится в диапазоне 2–5 м/с. Данное ограничение вызвано необходимостью обеспечить надежную и экономичную работу клапанов.

Определение предварительных значений диаметров цилиндров

Диаметр поршня без штока определяется по формуле

$$D_i = \sqrt{\frac{4F_{\Pi i}}{1,95\pi}}. \quad (12)$$

В ступенях двойного действия со штоком с одной стороны поршня диаметры цилиндров находят по формуле

$$D_i = \sqrt{\frac{2(F_{\Pi i} + f_{шт})}{\pi}}, \quad (13)$$

где $f_{шт}$ – площадь штока, принимаемая равной $0,05\pi D_1^2 / 4$.

Определение частоты вращения коленчатого вала компрессора

Частота вращения коленчатого вала n (об/мин) определяется по формуле:

$$n' = \frac{30c_{II}}{S}, \quad (14)$$

где S – ход поршня (обычно выбирается в пределах $0,3...0,7 D_i$).

При приводе от электродвигателя необходимо путем варьирования S и c_{II} получить частоты, соответствующие стандартным частотам вращения роторов электродвигателя. Далее необходимо определить фактическую среднюю скорость поршня по формуле

$$c'_{II} = c_{II} \frac{n'}{n},$$

где n – частота вращения выбранного электродвигателя.

В связи с изменением скорости поршня необходимо откорректировать диаметры цилиндров, производя вычисления по формулам (12) и (13). Полученные диаметры цилиндров необходимо округлить до номинальных диаметров поршневых колец (см. табл. 1).

Таблица 1

Основные размеры поршневых колец

Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм	Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм
Для поршней наборной конструкции			Для поршней нормальной конструкции		
1	2	3	4	5	6
20	1,5	2,0	270	8,5	7,0
21	1,5	2,0	280	9,0	8,0
22	1,5	2,0	(285)	9,0	8,0
23	1,5	2,0	290	9,0	8,0
24	1,5	2,0	300	9,0	8,0
25	1,5	2,0	310	9,0	8,0
26	1,5	2,0	320	9,5	8,0
27	1,5	2,0	(322)	9,5	8,0
28	1,5	2,0	330	9,5	8,0
30	1,75	2,0	340	10,0	8,0
32	1,75	2,0	350	10,0	8,0
35	1,75	2,0	360	10,5	8,0
38	2,0	2,0	370	10,5	8,0
40	1,5	2,5	380	11,0	9,0
42	1,6	2,5	(385)	11,0	9,0
45	1,7	2,5	390	11,0	9,0
48	1,8	2,5	(395)	11,0	9,0
50	2,0	2,5	400	11,5	9,0

52	2,0	2,5	410	11,5	9,0
55	2,0	2,5	420	12,0	9,0
58	2,25	2,5	430	12,0	9,0
60	2,25	2,5	440	12,5	9,0
62	2,25	2,5	450	13,0	9,0
65	2,5	2,5	460	13,0	9,0
68	2,5	2,5	470	13,5	9,0
70	2,5	2,5	480	13,5	9,0
72	2,75	2,5	490	14,0	9,0
75	2,75	2,5	500	14,0	9,0
78	3,0	2,5	520	14,5	10,0
80	3,0	2,5	(530)	15,0	10,0
82	3,0	3,0	550	15,5	10,0
85	3,0	3,0	(570)	16,0	10,0
88	3,25	3,0	580	16,0	10,0
90	3,25	3,0	600	17,0	10,0
95	3,25	3,0	620	17,0	10,0
100	3,5	3,0	650	18,0	12,0
105	3,5	3,0	(655)	18,0	12,0
110	3,75	3,0	680	19,0	12,0
115	4,0	3,5	700	20,0	12,0
(118)	4,25	3,5	720	20,0	12,0
120	4,25	3,5	(730)	20,0	12,0
125	4,5	3,5	750	21,0	12,0
130	4,5	3,5	780	22,0	12,0
135	4,75	3,5	800	22,0	12,0
(138)	5,0	3,5	820	23,0	12,0
140	5,0	3,5	(830)	23,0	12,0
145	5,0	4,0	(840)	23,0	12,0
150	5,0	4,0	850	23,0	14,0
155	5,5	4,0	880	24,0	14,0
160	5,5	4,0	900	25,0	15,0
165	5,5	4,0	920	25,0	15,0
170	6,0	5,0	(940)	26,0	15,0
(172)	6,0	5,0	950	26,0	15,0
175	6,0	5,0	1000	27,0	15,0
180	6,5	5,0	1050	28,0	18,0
185	6,5	5,0	1100	30,0	18,0
190	6,5	5,0	1150	31,0	18,0
200	7,0	5,0	(1160)	31,0	18,0
(205)	7,0	6,0	1200	32,0	22,0
210	7,0	6,0	1250	34,0	22,0
(215)	7,0	6,0	1300	36,0	22,0
220	7,5	6,0	1350	37,0	22,0
230	8,0	6,0	1400	38,0	24,0
240	8,0	6,0	(1420)	38,0	24,0
(245)	8,0	7,0	1450	39,0	24,0
250	8,0	7,0	1500	40,0	24,0
260	8,5	7,0			

Определение индикаторной мощности компрессора

Индикаторная мощность компрессора $N_{И}$ определяется по формуле

$$N_{И} = \sum_{i=1}^z N_{Иi}, \quad (15)$$

где z – число ступеней;

$N_{Иi}$ – индикаторная мощность i -й ступени, которая определяется из уравнения

$$N_{Иi} = p_{Hi}(1 - \chi_{1i})V_{hiceк} \left[(1 + \alpha_i)A_{ci} - \alpha_i \Pi_{\Pi i}^{1/n_{pi}} A_{pi} \right], \quad (16)$$

где p_{Hi} – давление на всасывании в ступень;

χ_{1i} – средняя относительная потеря давления на всасывании в ступень;

$V_{hiceк}$ – секундная теоретическая подача ступени;

α_i – относительная величина мертвого пространства в ступени;

$\Pi_{\Pi i}$ – отношение давлений в цилиндре с учетом потерь на клапанах;

A_{ci} , A_{pi} – величины, определяемые по формулам:

$$A_{ci} = \frac{n_{c.э}}{n_{c.э} - 1} \left[\left(\frac{p_{2\Pi}}{p_{1\Pi}} \right)_i^{(n_{c.э} - 1)/n_{c.э}} - 1 \right], \quad (17)$$

$$A_{pi} = \frac{n_{p.э}}{n_{p.э} - 1} \left[\left(\frac{p_{2\Pi}}{p_{1\Pi}} \right)_i^{(n_{p.э} - 1)/n_{p.э}} - 1 \right]. \quad (18)$$

Здесь $n_{c.э}$, $n_{p.э}$ – эквивалентные показатели политропы сжатия и расширения;

$p_{2\Pi}$, $p_{1\Pi}$ – эквивалентные давления нагнетания и всасывания;

$\Pi_{\Pi i} = \frac{p_{2\Pi i}}{p_{1\Pi i}}$ – степень повышения эквивалентных давлений i -и ступени.

Определим все величины, входящие в выражение для индикаторной мощности ступеней. Средние относительные потери давления во всасывающих (χ_{1i}) и нагнетательных (χ_{2i}) клапанах составляют:

в первой ступени $\chi_{11} = 0,03...0,07$; $\chi_{21} = 0,8\chi_{11}$;

в последующих $\chi_{1i} = 0,8\chi_{1(i-1)}$; $\chi_{2i} = 0,8\chi_{1(i-1)}$.

Отношение давлений газа в цилиндрах компрессора

$$P_{Цi} = \frac{p_{H(i+1)}(1 + \chi_{2i})}{p_{Hi}(1 - \chi_{2i})}. \quad (19)$$

Определение мощности, потребляемой компрессором

Мощность, потребляемая компрессором, определяется из уравнения

$$N_K = N_{II} / \eta_{\text{мех}}, \quad (20)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД компрессора, значения которого лежат в пределах (0,9...0,95).

Определение КПД компрессора

Совершенство многоступенчатых компрессоров оценивается изотермным КПД:

$$\eta_{\text{из}} = N_{\text{из}} / N_{II}, \quad (21)$$

где $N_{\text{из}}$ – изотермная мощность компрессора, вычисляемая по формуле

$$N_{\text{из}} = p_{H1} V_i \ln P_0. \quad (22)$$

Выбор двигателя

В тех случаях, когда компрессор не комплектуется специальным фланцевым двигателем и его привод осуществляется через муфту или иным образом, зная номинальную мощность компрессора и скорость вращения вала, двигатель необходимо подобрать по каталогам. Учитывая возможность перегрузки компрессора в работе, мощность двигателя выбирают несколько большей. Для компрессоров малой подачи запас мощности выбирается в пределах 15 - 25 %.