

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Максимов Алексей Борисович
Должность: директор департамента по образовательной политике
Дата подписания: 14.06.2024 12:12:33
Уникальный программный ключ:
8db180d1a3f02ac9e60521a5672742735c18b1d6

Цель выполнения курсового проекта по курсу "Холодильные компрессоры"
Министерство образования Российской Федерации
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНОЙ ЭКОЛОГИИ
АЭС.150 ЛПУ

Выполнил: студент группы ИЭ-2005 М.И. Колосов

Расчетно-конструкторский листок начинается с титульного листа и

состоит из следующих разделов:
1. Титульный лист
2. Пояснительная записка
3. Расчетно-конструкторский листок
4. Расчетно-конструкторский листок
5. Расчетно-конструкторский листок
6. Расчетно-конструкторский листок
7. Расчетно-конструкторский листок
8. Расчетно-конструкторский листок
9. Расчетно-конструкторский листок

РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

1. Расчетно-конструкторский листок
2. Пояснительная записка
3. Расчетно-конструкторский листок
4. Расчетно-конструкторский листок
5. Расчетно-конструкторский листок
6. Расчетно-конструкторский листок
7. Расчетно-конструкторский листок
8. Расчетно-конструкторский листок
9. Расчетно-конструкторский листок

УДК 621.574

Расчет поршневого холодильного компрессора. Методические указания
/Сост.: Ю. Д. Колосков, М.: МГУИЭ - 2000. - 40с.; ил. 12

В работе рассматриваются расчеты поршневого холодильного компрессора на основе теоретических положений, излагаемых в курсе "Холодильные компрессоры", которые способствуют углубленной проработке курса и подготовке студентов к практической деятельности.

Методические указания предназначены студентам дневных и вечернего факультетов, обучающихся по специальности 07.02.00 для расчета циклов холодильных машин и выполнения курсовых и дипломных проектов.

Рецензенты: кафедра "Теплохладотехника" Московского государственного заочного института пищевой промышленности,
канд. техн. наук Г. А. Белозеров, ВНИИХИ

0005 - авторам

© Ю. Д. Колосков, 2000
© МГУИЭ, 2000

Цель выполнения курсового проекта по курсу "Холодильные компрессоры" - закрепление знаний, полученных при изучении теоретического материала и практическое приложение методов расчета циклов холодильных машин и конструирования компрессора.
Курсовой проект включает в себя расчетно-пояснительную записку и 4 листа чертежей форматом 24. Графическая часть проекта выполняется в карандаше.

СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Расчетно-пояснительная записка начинается с титульного листа и состоит из следующих разделов:

1. Задание на проектирование.
2. Принципиальная схема холодильной машины.
3. Изображение расчетного цикла холодильной машины в тепловой диаграмме.
4. Тепловой расчет компрессора и определение его основных размеров.
5. Подбор электродвигателя для компрессора.
6. Расчет газораспределения.
7. Динамический расчет
 - 7.1. Построение расчетной индикаторной диаграммы.
 - 7.2. Расчет весов и определение сил инерции.
 - 7.3. Определение сил трения.
 - 7.4. Построение диаграммы суммарной силы.
 - 7.5. Построение диаграммы тангенциальных сил.
 - 7.6. Определение маховых масс и конструирование маховика.
 - 7.7. Расчет противовесов.
8. Расчет на прочность основных деталей компрессора
 - 8.1. Пластины клапанов.
 - 8.2. Поршень.
 - 8.3. Поршневое кольцо.
 - 8.4. Поршневой палец.
 - 8.5. Шатун.
 - 8.6. Гильза цилиндра.
 - 8.7. Верхняя крышка цилиндра.
 - 8.8. Пружина ложной крышки.
9. Краткое описание конструктивных особенностей компрессора.
10. Список использованной литературы.

«Экспертная оценка» часть проекта включается в себя следующие чертежи:

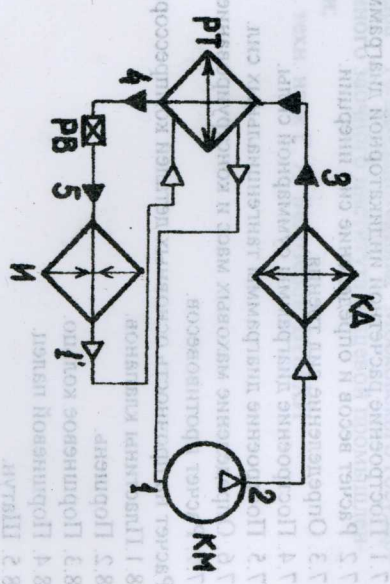
1. Динамический расчет компрессора - 1 лист. График и вычисления.
2. Разрезы / продольный и поперечный/ компрессора - 2 листа. План и узлы.
3. Чертеж деталей или узла - 1 лист. Чертеж и вычисления.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

1. Исходные данные

- 1.1. Холодопроизводительность: $Q_0 = 55 \text{ кВт}$
- 1.2. Температура кипения холодильного агента в испарителе $t_0 = -15^\circ\text{C}$
- 1.3. Температура конденсации холодильного агента в конденсаторе $t_k = +30^\circ\text{C}$
- 1.4. Холодильный агент: фреон - 22
- 1.5. Тип компрессора: сальниковый непрямоторный

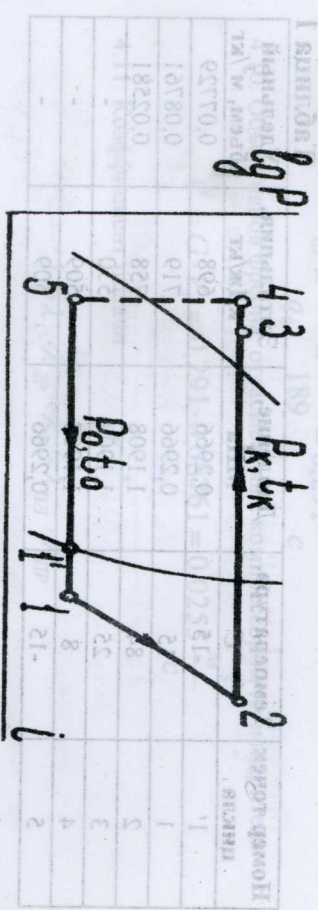
2. Принципиальная схема



KM - компрессор; КА - конденсатор; PT - регенеративный теплообменник; PB - регулирующий вентиль; И - испаритель

3. Изображение расчетного цикла холодильной машины

в диаграмме $i-igR$



- 1-2 - процесс сжатия паров фреона в компрессоре;
- 2-3 - процесс охлаждения, конденсации и переохлаждения фреона в конденсаторе;
- 3-4 - процесс охлаждения жидкого фреона в регенеративном теплообменнике;
- 4-5 - процесс дросселирования фреона в PB;
- 5-1' - процесс кипения жидкого фреона в испарителе;
- 1'-1 - процесс подгрева паров фреона в регенеративном теплообменнике.

4. Тепловой расчет компрессора и определение его основных размеров

- 4.1. Температура всасывания паров фреона в компрессор [1]

$$t_{вс} = t_1 = +15^\circ\text{C}$$
 - 4.2. Температура жидкого фреона после конденсатора

$$t_3 = t_k - 5 = 30 - 5 = 25^\circ\text{C}$$
 - 4.3. Состояние жидкого фреона на выходе из регенеративного теплообменника

$$t_4 = t_3 - (t_1 - t_1')$$
- Из теплового баланса регенеративного теплообменника:

Точку 4 строят на пересечении линий i_4 и P_4
 4.4. Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.

Таблица 1

Номер точек цикла	Температура, °С	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Удельный объем, м³/кг
1'	-15	0,2966	698	0,07729
1	15	0,2966	719	0,08761
2	84	1,1908	758	0,02581
3	25	1,1908	530	-
4	8	1,1908	509	-
5	-15	0,2966	509	-

4.5. Отношение давлений в расчетном цикле

$$\pi = \frac{P_K}{P_0} = \frac{1,1908}{0,2966} = 4,01$$

4.6. Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_3 = 719 - 530 = 189 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

4.7. Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_0}{V_1} = \frac{189}{0,08761} = 2157 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

4.8. Теоретическая удельная работа компрессора

$$I_A = i_2 - i_1 = 758 - 719 = 39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

4.9. Количество фреона, циркулирующего через элементы холодильной машины, в единицу времени

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{55}{189} = 0,291 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4.10. Объем паров фреона, отсасываемых компрессором из испарителя

$$V = G \cdot V_1 = 0,291 \cdot 0,08761 = 0,0255 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

4.11. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_M \cdot \lambda_{ПГ} \cdot \lambda_{ПР}$$

$$\lambda_c = 1 - C \cdot \left[\frac{1}{\pi^m} - 1 \right]$$

$$\lambda_c = 1 - 0,04 \cdot \left[\frac{1}{4,01^{1,05}} - 1 \right] = 0,889$$

Здесь λ_c - коэффициент обратного расширения

C - доля мертвого объема

для фреона [2] $m = 0,9 - 1,05$

для аммиака $m = 0,95 - 1,1$

В расчете принимаем: $C = 0,04$, $m = 1,05$, $0,0880 = \lambda$

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{1+C}{n_1 \cdot \lambda_c} \cdot \frac{\Delta P_{BC}}{P_0}$$

$\lambda_{др}$ - коэффициент дросселирования

для фреона $\Delta P_{BC} = (0,05 - 0,1) P_0$

Для аммиака $\Delta P_{BC} = (0,03-0,05)P_0$

Принимаем:

$$\Delta P_{BC} = 0,075 \cdot 0,2966 = 0,0222 \text{ МПа}$$

$$\lambda_{пр} = 1 - \frac{1 + 0,04}{1,16 \cdot 0,889} \cdot \frac{0,0222}{0,2966} = 0,924$$

$$K = 1,16$$

$\lambda_{пр}$ - коэффициент подогрева

$$\lambda_{пр} = 1 - 0,025 \cdot (\pi - 1) = 1 - 0,025 \cdot (4,01 - 1) = 0,925$$

$\lambda_{пл}$ - коэффициент плотности

$$\lambda_{пл} = f(\pi)$$

Принимаем $\lambda_{пл} = 0,978$ /рис. 12/

$\lambda_{пр}$ - коэффициент прочих потерь.

С учетом достаточного перегрева паров фреона на всасывании в компрессор $\lambda_{пр} = 1,0$

$$\lambda = 0,889 \cdot 0,924 \cdot 0,925 \cdot 0,978 \cdot 1,0 = 0,743$$

4.12. Объем, описываемый поршнями компрессора в секунду

$$V_s = \frac{V \cdot 0,0255}{\lambda} = \frac{0,0343 \cdot \text{м}^3}{0,743}$$

4.13. Диаметр цилиндра компрессора

$$D = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{V_s}{z \cdot C_m}}$$

где z - число цилиндров; C_m - средняя скорость поршня.

В современных компрессорах средней и большой производительности

$$Z = 4, 6, 8; C_m = 3 - 4 \text{ м/с}$$

В расчете принимаем: $Z = 4; C_m = 3,41 \text{ м/с}$

$$D = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{0,0343}{4 \cdot 3,41}} = 0,08 \text{ м}$$

4.14. Ход поршня

$$S = \psi \cdot D$$

В настоящее время для холодильных компрессоров $\psi = 0,6 - 0,9$

Если $\psi = 0,875$, то получаем

$$S = 0,875 \cdot 80 = 70 \text{ мм}$$

4.15. Частота вращения вала компрессора

$$n = \frac{C_m}{2 \cdot S} = \frac{3,41}{2 \cdot 0,07} = 24,35 \text{ с}^{-1} \left[1460 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$$

4.16. Объем, описываемый поршнями при принятых значениях

$$V_s = 0,785 \cdot 0,08^2 \cdot 0,07 \cdot 4 \cdot 24,35 = 0,03425 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Различие в значениях V_s составляет

$$\frac{0,0343 - 0,03425}{0,03425} \cdot 100\% = 0,14\%$$

4.17. Параметр ускорения

$$K_1 = 10^{-3} \cdot S \cdot n^2 = 10^{-3} \cdot 0,07 \cdot 24,35^2 = 0,0414 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

В современных компрессорах средней производительности

$$K_1 = 0,022 + 0,044 \frac{M}{c^2}$$

4.18. Параметр удельных сил инерции

$$K_1 = 10^{-3} \cdot S^{1,5} \cdot \eta^2 = 10^{-3} \cdot 0,07^{1,5} \cdot 24,35^2 = 9 \cdot 10^{-3} \frac{M^{1,5}}{c^2}$$

Для многооборотных холодильных компрессоров

$$K_1 = (8,3 - 12,5) \cdot 10^{-3} \frac{M^{1,5}}{c^2}$$

4.19. Адиабатическая мощность компрессора

$$N_a = G \cdot I_a = 0,291 \cdot 39 = 11,35 \text{ кВт}$$

4.20. Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda'_{\text{эф}} + b \cdot t_0,$$

где

$$\lambda'_{\text{эф}} = \frac{T_0}{T_K} = \frac{258}{303} = 0,851$$

$b = 0,001$ - для аммиачных вертикальных и угловых компрессоров;

$b = 0,0025$ - для фреоновых компрессоров

$$\eta_i = 0,851 + 0,0025 \cdot (-15) = 0,813$$

4.21. Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{11,35}{0,813} = 13,96 \text{ кВт}$$

4.22. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = P_{\text{тр}} \cdot V_S,$$

где

$$P_{\text{тр}} = 30 - 50 \text{ кПа} - \text{ для фреоновых машин}$$

$$P_{\text{тр}} = 50 - 70 \text{ кПа} - \text{ для аммиачных машин}$$

В расчете принимаем $P_{\text{тр}} = 50 \text{ кПа}$

4.23. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 13,96 + 1,71 = 15,67 \text{ кВт}$$

4.24. Механический КПД компрессора

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{13,96}{15,67} = 0,891$$

4.25. Электрическая мощность

$$N_z = \frac{N_e}{\eta_z \cdot \eta_{\text{л}}}$$

где

η_z - КПД электродвигателя, выбирают по каталогу на электродвигатели.

Ориентировочно $\eta_z = 0,8 - 0,9$

$\eta_{\text{л}}$ - КПД механической передачи

$$\eta_{\text{л}} = 0,96 - 0,99$$

В расчете принимаем:

$$\eta_z = 0,85 \quad \eta_{\text{л}} = 0,98$$

$$N_z = \frac{15,67}{0,85 \cdot 0,98} = 19,2 \text{ кВт}$$

4.26. Действительный холодильный коэффициент

$$\epsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{55}{15,67} = 3,51$$

EL2	EL2A	EL2B	EL2C	EL2D	EL2E	EL2F	EL2G	EL2H	EL2I	EL2J	EL2K	EL2L	EL2M	EL2N	EL2O	EL2P	EL2Q	EL2R	EL2S	EL2T	EL2U	EL2V	EL2W	EL2X	EL2Y	EL2Z
EL1	EL1A	EL1B	EL1C	EL1D	EL1E	EL1F	EL1G	EL1H	EL1I	EL1J	EL1K	EL1L	EL1M	EL1N	EL1O	EL1P	EL1Q	EL1R	EL1S	EL1T	EL1U	EL1V	EL1W	EL1X	EL1Y	EL1Z

Характеристика электродвигателей для поршневых компрессоров

Таблица 3

Компрессор	Электродвигатель	Мощность, кВт	Частота вращения, с ⁻¹	КПД, %	ФРЕОНОВЫЕ				
					РФ	СН	СН	СН	СН
П2	АИРВ112А2БФ	2,2	48,1	87					
П5	АИРВ112А2БФ	3,0	48,08	86					
П7	АИРВ112А2БФ	4,0	47,7	85,0					
П10	АИРВ112В2БФ	5,5	47,08	87,0					
П3	АИРВ112А4БФ	1,5	24,1	82,0					
П4,5	АИРВ112А4БФ	3,0	23,58	83,0					
П510	АИРВ112В4БФ	4,0	23,66	84,0					
П57	АИРВ112В6БФ	4,0	15,8	81,5					
П520	АИРВ132В4БФ	7,5	23,75	86,5					
П514	АИРВ132А6БФ	5,5	15,6	81,0					
П528	4АВР180А6БФ	11	16,4	88,0					
П535	4АВР180А4БФ	15	24,6	90,5					
П580	4АВР180В4БФ	30	24,25	89,5					
П540	4АВР180А4БФ	22	24,58	89,5					
П580	4АВР180В4БФ	45	24,08	87,0					
21В5-0-2	АИВ180АМ2БФ	15	49,5	90,5					
21В5-0-2	АИВ180А2БФ	22	48,6	90,5					
21В5100-2	АИВ180М2БФ	30	49,1	91,5					
21В5100-2	АИВ180В2БФ	45	48,66	91,0					
21В5140	АИВ225-2БФ	55	49,1	93					
21В5220	АИВ250-2БФ	75	48,9	93					
21В5280	АИВ250А2БФ	90	49,2	94					
21В5410	АИВ250В2БФ	110	48,09	93					
АММИАЧНЫЕ									
П40	4АР160М4У3	18,5	25	-					
П80	4АР200М4У3	37	25	-					
2П110-7-0	4А250 С4У3У3	75	25	-					
2П110-7-1	4А250 С4У3У3	75	25	-					
2П110-7-2	4А225М4У3	55	25	-					
2П110-7-3	4А225НЧУ3	55	25	-					

6. Расчет газораспределения

Расчет скоростей пара во всех сечениях проводим по уравнению неразрывности струи. При этом скорости в каналах компрессора и проходах клапанов рассчитываем условно по средней скорости поршня

$$W_x = \frac{C_m \cdot F_{\Pi}}{f_x}$$

где

W_x - скорость пара в данном сечении;

C_m - средняя скорость поршня;

f_x - площадь соответствующего сечения;

F_{Π} - площадь поршня;

$$F_{\Pi} = 0,785 \cdot D^2 = 0,785 \cdot 0,08^2 = 0,00502 \text{ м}^2$$

6.1. Всасывающий клапан

6.1.1. Скорость пара в седле

Седлом всасывающего клапана является гильза цилиндра

$$W_{св} = \frac{C_m \cdot F_{\Pi}}{f_{св}}$$

где

$$f_{св} = 0,785 \cdot d_{св}^2 \cdot n_{св}$$

Принимаем: $d_{св} = 4 \text{ мм}$, $n_{св} = 48$

$$f_{св} = 0,785 \cdot 0,004^2 \cdot 48 = 6,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$W_{св} = \frac{3,41 \cdot 0,00502}{0,000603} = 28,3 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (\text{м.2})$$

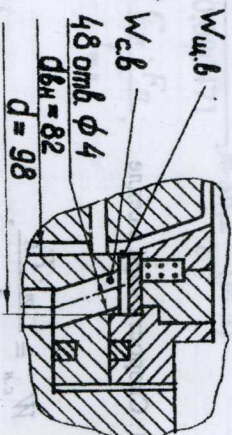


Рис.1 Всасывающий клапан

6.1.2. Скорость пара в щели

$$W_{щ.с} = \frac{C_m \cdot F_{II}}{f_{щ.с}}$$

$$f_{щ.с} = \pi \cdot d_{вн} \cdot h$$

h - высота подъема пластины /табл.6/;
d_{вн} - внутренний диаметр пластины;

$$f_{щ.с} = 3,14 \cdot 0,082 \cdot 0,002 = 0,000515 \text{ м}^2$$

$$W_{щ.с} = \frac{3,41 \cdot 0,00502}{0,000515} = 33 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

6.2. Нагнетательный клапан

6.2.1. Скорость пара в седле

$$W_{сн} = \frac{C_m \cdot F_{II}}{f_{сн}}$$

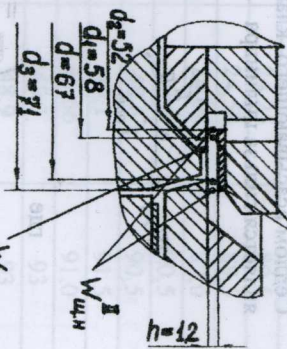


Рис.2 Нагнетательный клапан

$$f_{сн} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) = 0,785 \cdot (0,067^2 - 0,058^2) = 8,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$W_{сн} = \frac{3,41 \cdot 0,00502}{0,000883} = 19,3 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (\text{м.4})$$

6.2.2. Скорость пара в щели

$$W_{щ.н}^I = \frac{C_m \cdot F_{II}}{f_{щ.н}^I}$$

$$f_{щ.н}^I = \pi \cdot d \cdot h + \pi \cdot d_1 \cdot h$$

h - высота подъема пластины

$$f_{щ.н}^I = 3,14 \cdot 0,067 \cdot 0,0012 + 3,14 \cdot 0,058 \cdot 0,0012 = 4,71 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$W_{щ.н}^I = \frac{3,41 \cdot 0,00502}{0,000471} = 36,2 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (\text{м.5})$$

$$f_{щ.н}^{II} = (\pi \cdot d_3 - \pi \cdot S) \cdot h + \pi \cdot d_2 \cdot h$$

n=6 - число перемычек; S=10мм - длина перемычки

$$f_{щ.н}^{II} = (3,14 \cdot 0,071 - 6 \cdot 0,01) \cdot 0,0012 + 3,14 \cdot 0,054 \cdot 0,0012 = 3,99 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$W_{щ.н}^{II} = \frac{3,41 \cdot 0,000502}{0,000399} = 42,7 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (\text{м.6})$$

6.3. Скорость пара во входных и выходных патрубках
 Рассчитываем скорость по объему пара, засасываемого в компрессор в единицу времени

$$W_x = \frac{V_s \cdot \lambda}{f_{x_{нп}}}$$

где

$\lambda = 0,743$ - коэффициент подачи.

6.3.1. Скорость пара во всасывающем патрубке

$$W_{всн} = \frac{V_s \cdot \lambda}{f_{всн}}$$

где

$$f_{всн} = 0,785 \cdot d_{всн}^2 = 0,785 \cdot 0,05^2 = 1,962 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$d_{всн} = 50 \text{ мм}$ - диаметр всасывающего патрубка

$$W_{всн} = \frac{0,03425 \cdot 0,743}{0,001962} = 13 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ (м.1)}$$

6.3.2. Скорость пара в нагнетательном патрубке

$$W_{нп} = \frac{V_s \cdot \lambda}{f_{нп}}$$

где

$$f_{нп} = 0,785 \cdot d_{нп}^2 = 0,785 \cdot 0,045^2 = 15,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$d_{нп} = 45 \text{ мм}$ - диаметр нагнетательного патрубка

$$W_{нп} = \frac{0,03425 \cdot 0,743}{0,00159} = 16 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ (м.7)}$$

Допустимые величины скорости пара приведены в табл. 4.
 На рис. 3 построен график скоростей пара в различных сечениях компрессора.

Проходное сечение	Скорость, м/с
R22, R13	R12, R502, R717
Всасывающие патрубки	R134
Нагнетательные патрубки	
Каналы и всасывающие окна цилиндра	
Сечения всасывающих клапанов	
Сечения нагнетательных клапанов	
Щель клапанов	
Каналы в электродвигателе	
	20-25
	12-17
	17-22
	10-15
	10-15
	20-25
	17-22
	22-27
	25-30
	25-35
	40-60
	22-27

Таблица 4

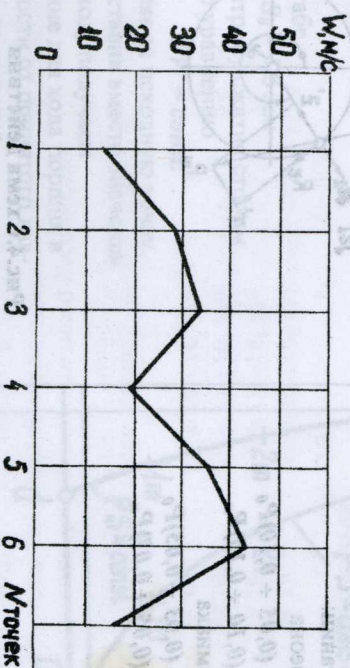


Рис.3 Изменение скоростей пара по газовому тракту компрессора

7. Динамический расчет

Целью динамического расчета компрессора является определение необходимого махового момента /маховика, подбор и конструирование протирков для уравновешивания компрессора.

Динамический расчет выполняем для режима наибольшей мощности, потребляемой компрессором.

Для современных унифицированных компрессоров при работе на фреон-22 режим наибольшей мощности, потребляемой компрессором, соответствует $t_n = 50^\circ\text{C}$ и $t_0 = +10^\circ\text{C}/\text{см. п.5/}$

7.1 Построение расчетной индикаторной диаграммы

$t_0 = 10^\circ\text{C}$
 $P_0 = 6,811 \times 10^5 \text{ Па}$
 $t_n = 50^\circ\text{C}$
 $P_n = 19,395 \times 10^5 \text{ Па}$

7.1.1. Потери давления на всасывании и нагнетании:

Для фреона

$$\Delta P_{ac} = (0,05 + 0,10)P_0$$

$$\Delta P_n = (0,10 + 0,15)P_n$$

Для аммиака

$$\Delta P_{ac} = (0,03 + 0,05)P_0$$

$$\Delta P_n = (0,05 + 0,07)P_n$$

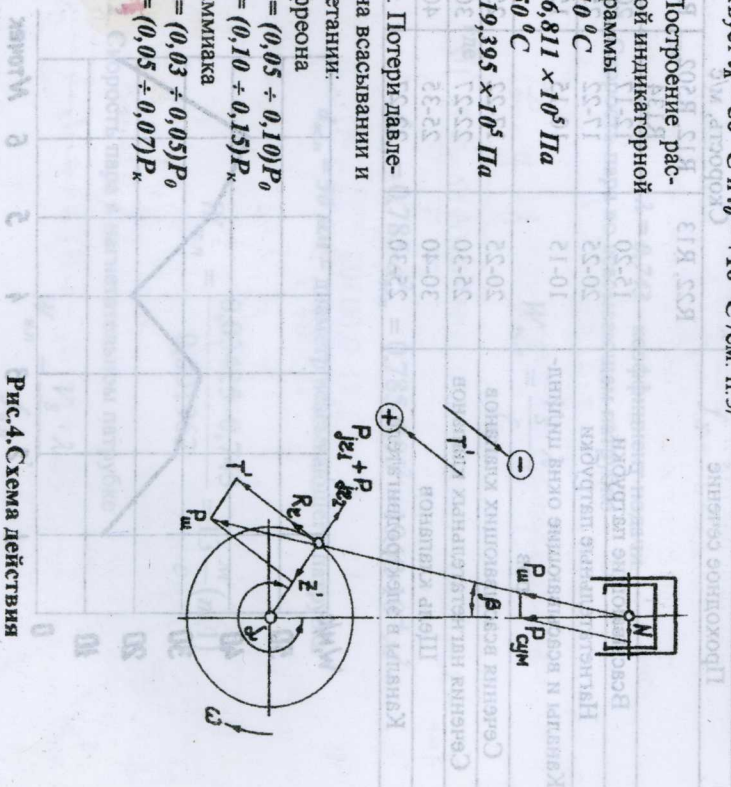


Рис.4. Схема действия сил на кривошипно-шатунный механизм

В расчете принимаем:

$$\Delta P_{ac} = 0,1 \cdot P_0 = 0,1 \cdot 6,811 \cdot 10^5 = 6,811 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_n = 0,15 \cdot P_n = 0,15 \cdot 19,395 \cdot 10^5 = 2,909 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

7.1.2.

Давление пара на поршень со стороны всасывания

$$P = P_0 - \Delta P_{ac} = 6,811 \cdot 10^5 - 6,811 \cdot 10^4 = 6,1299 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

7.1.3. Давление пара на поршень со стороны нагнетания

$$P_n = P_n + \Delta P_n = 19,395 \cdot 10^5 + 2,909 \cdot 10^5 = 22,304 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

7.1.4. Масштабы индикаторной диаграммы

По оси абсцисс откладываем величину мертвого пространства и значения хода поршня в масштабе $m_x = 2 \text{ мм/мм}$

По оси ординат откладываем давления пара на поршень в масштабе $m_p = 10^4 \text{ мм/Па}$

7.1.5. Построение по дитропы сжатия

Величина мертвого объема

$$S_0 = \frac{S \cdot c}{100} = \frac{70 \cdot 4}{100} = 2,8 \text{ мм}^3$$

В масштабе

$$S_0 = 5,6 \text{ мм}^3$$

Политропу сжатия строим согласно уравнению

$$P V^n = \text{const.}$$

Приняв за исходную точку О и подставив вместо значения объема ход, получаем

выражение для хода поршня в зависимости от принятого давления P_x политропы

$$S_x = S_a \cdot \left(\frac{P_a}{P_x} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Величина хода поршня в конце процесса всасывания

$$S_a = S + S_0 = 70 + 2,8 = 72,8 \text{ мм}^3$$

В масштабе $S_a = 145,6 \text{ мм}^3$

Давление пара на поршень в т. А

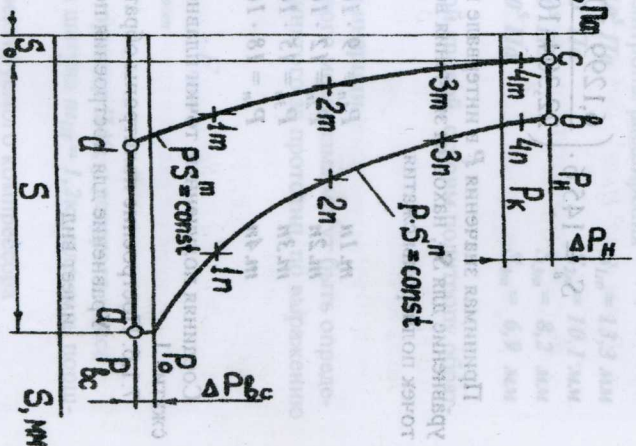


Рис.5 Индикаторная диаграмма

$$P_d = P_0 - \Delta P_{\text{вс}} = 6,1299 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Величина хода поршня в конце процесса сжатия

$$S_e = S_a \cdot \left(\frac{P_a}{P_e} \right)^{\frac{1}{n}}$$

где

$$P_e = P_k + \Delta P_n = 22,304 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$S_e = 145,6 \cdot \left(\frac{6,1299 \cdot 10^5}{22,304 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,1}} = 45 \text{ мм}$$

Принимаем значения P в интервале между P_a и P_e и подставляя их в уравнение для S_x , находим значения величин хода поршня промежуточных точек политропы сжатия:

m_{1n}	$P_{1n} = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{1n} = 103 \text{ мм}$
m_{2n}	$P_{2n} = 12 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{2n} = 79 \text{ мм}$
m_{3n}	$P_{3n} = 15 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{3n} = 64 \text{ мм}$
m_{4n}	$P_{4n} = 18 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{4n} = 55 \text{ мм}$

Соединяя полученные точки плавной кривой, строим политропу сжатия 1

7.1.6. Построение политропы обратного расширения

Уравнение для построения политропы обратного расширения имеет вид

$$S_x = S_c \left(\frac{P_c}{P_x} \right)^{\frac{1}{m}}$$

За исходную точку принимаем т. С, координата которой по оси абсцисс $S_c = S_0 = 5,6 \text{ мм}$ по оси ординат $P_c = P_0 = 22,304 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Давление пара в конце процесса обратного расширения

$$P_d = P_a = 6,1299 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ход поршня в конце процесса обратного расширения

$$S_d = S_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_d} \right)^{\frac{1}{m}} = 5,6 \cdot \left(\frac{22,304 \cdot 10^5}{6,1299 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,05}} = 19,1 \text{ мм}$$

Принимаем значение P в интервале между P_c и P_d , находим координаты хода поршня промежуточных точек политропы расширения

m_{1m}	$P_{1m} = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{1m} = 13,3 \text{ мм}$
m_{2m}	$P_{2m} = 12 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{2m} = 10,1 \text{ мм}$
m_{3m}	$P_{3m} = 15 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{3m} = 8,2 \text{ мм}$
m_{4m}	$P_{4m} = 18 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$S_{4m} = 6,9 \text{ мм}$

Соединяя полученные точки плавной кривой, строим политропу обратного расширения.

7.2. Расчет весов и определение сил инерции

Массы деталей кривошипно-шатунного механизма могут быть определены по массе деталей компрессора, принятого за прототип, по выражению

$$m_{\text{проект}} = \left(\frac{m}{F_n} \right)_{\text{прот}} \cdot F_{\text{проект}}$$

В качестве прототипа выбираем компрессор П40, у которого масса поршневой группы $m_{II} = 0,589 \text{ кг}$, масса шатуна $m_{III} = 1,2 \text{ кг}$, площадь поршня $F_{II} = 0,00453 \text{ м}^2$

7.2.1. Масса поршневой группы проектируемого компрессора

$$m_{II} = \frac{0,589 \cdot 0,00502}{0,00453} = 0,653 \text{ кг}$$

7.2.2. Масса шатуна в сборе

$$m_{III} = \frac{1,2 \cdot 0,00502}{0,00453} = 1,33 \text{ кг}$$

7.2.3. Угловая скорость вращения колнчатого вала

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 24,35 = 153 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

7.2.4. Сила инерции поступательно движущихся частей

$$P_{js} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

$P_{js} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$ — сила инерции первого порядка

m_s — масса поступательно движущихся частей

$P_{js} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$ — сила инерции второго порядка

$$m_s = m_n + \frac{1}{3} \cdot m_{ш} = 0,653 + \frac{1}{3} \cdot 1,33 = 1,1 \text{ кг}$$

r — радиус кривошипа

$$r = \frac{S}{2} = \frac{0,07}{2} = 0,035 \text{ м}$$

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = 0,15 - 0,22$$

В расчете принимаем $\lambda = 0,175$

$$P_{js} = -1,1 \cdot 0,035 \cdot 153^2 \cdot (\cos \alpha + 0,175 \cdot \cos 2\alpha)$$

Значения этих сил приведены в табл. 5.

Действие силы P_{js} направлено по оси цилиндра и, следовательно, но, ее можно алгебраически сложить с силой давления пара.

7.2.5. Сила инерции вращающихся частей

$$P_r = m_{вр} \cdot r \cdot \omega^2$$

Сила инерции от вращающейся части шатуна

$$P_r = m_{вр} \cdot r \cdot \omega^2$$

$m_{вр}$ — масса вращающейся части шатуна

$$m_{вр} = \frac{2}{3} m_{ш} = \frac{2}{3} \cdot 1,33 = 0,9 \text{ кг}$$

$$P_r = 0,9 \cdot 0,035 \cdot 153^2 = 737 \text{ Н}$$

Сила инерции от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун

Шатун	029.0	012.0	022.0	1.0.10	107.0	007.0	021
811 -	152.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
78 -	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
078 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
074 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
092 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
090 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1121 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0925 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0852 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1007 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1872 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0705 +	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Принимаем $d_{ш.ш} = 0,65 \cdot 80 = 52 \text{ мм}$.

$$I_{ш.ш} = \frac{P_r - P_0}{g} \cdot F_{ш} \cdot d_{ш.ш}$$

где

$(P_k - P_0) = 1,67 \text{ МПа}$ - для первого расчетного режима,

$[q]$ - допускаемое давление шатуна на вал

$[q] = 3 - 4 \text{ МПа}$

Таблица 5

α°	$\cos\alpha$	$\cos 2\alpha$	P_{js}, H	$P_{сум}, \text{H}$	$\sin(\alpha+\beta) / \cos\beta$	T, H
0	1,0	1,0	-1058	6642	0	0
15	0,966	0,866	-1006	2513	0,302	-759
30	0,866	0,5	-858	341	0,576	-196
45	0,707	0	-636	-1059	0,800	+847
60	0,5	-0,5	+371	-794	0,943	+749
75	0,259	-0,866	-97	-520	1,010	+525
90	0	-1,0	158	-185	1,000	+185
105	-0,259	-0,866	370	-53	0,921	+49
120	-0,5	-0,5	529	106	0,790	-52
135	-0,707	0	636	213	0,620	-132
150	-0,866	0,5	701	278	0,424	-118
165	-0,966	0,866	733	310	0,216	-67
180	-1,0	1,0	743	337	0	0
195	-0,966	0,866	733	864	-0,216	+187
210	-0,866	0,5	701	882	-0,424	+374
225	-0,707	0	636	957	-0,620	+593
240	-0,5	-0,5	529	1170	-0,790	+924
255	-0,259	-0,866	370	1641	-0,921	+1511
270	0	-1,0	158	2339	-1,000	+2539
285	0,259	-0,866	-97	4244	-1,010	+4286
300	0,5	-0,5	-371	7431	-0,943	+7007
315	0,707	0	-636	7226	-0,800	+5781
330	0,866	0,5	-858	7004	-0,576	+4034
345	0,966	0,866	-1006	6856	-0,302	+2071
360	1,0	1,0	-1058	6804	0	0

$\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ - плотность материала коленчатого вала

$$m_{ш.ш.} = 0,785 \cdot 0,052^2 \cdot 0,04 \cdot 7850 = 0,67 \text{ кг}$$

$$P_{js} = 0,67 \cdot 0,035 \cdot 153^2 = 550 \text{ H.}$$

7.3. Определение сил трения

Мощность трения расходуется на преодоление сил трения в трущихся парах. При этом на возвратно-поступательное движение расходуется $(0,6-0,7)N_{тр}$, а на трение вращающихся частей $(0,3-0,4)N_{тр}$.

7.3.1. Сила трения поступательно движущихся частей, приходящаяся на один цилиндр

Сила трения направлена против движения поршня и меняет свой знак в мертвых точках. Видно незначительной величины этой силы можно с достаточной точностью допустить, что она постоянна по величине и совершает работу трения со средней скоростью поршня

$$R_s = (0,6 \div 0,7) \frac{N_{тр}}{C_m \cdot z} = 0,65 \cdot \frac{1,71 \cdot 10^3}{3,41 \cdot 4} = 81 \text{ H.}$$

7.3.2. Сила трения вращающихся частей, приходящаяся на один цилиндр

$$R_r = (0,3 \div 0,4) \frac{N_{тр}}{\omega \cdot r \cdot z} = 0,35 \cdot \frac{1,71 \cdot 10^3}{153 \cdot 0,035 \cdot 4} = 28 \text{ H.}$$

7.4. Построение диаграммы суммарной силы $R_{сум}$ и момента T в зависимости от угла поворота шатуна в направлении оси цилиндра

$$R_{сум} = R_r + P_{js} + R_s,$$

где

P_{js} - сила от давления пара на поршень.

Для построения диаграммы суммарной силы по оси абсцисс откладываем угол поворота кривошипа в масштабе 1 град/мм , а по оси ординат - силы в масштабе $m_p = 10^2 \text{ мм/Н}$

Индикаторную диаграмму перестраиваем в диаграмму изменения сил давления пара на поршень в зависимости от угла поворота кривошипа. Положения поршня, соответствующие углу поворота кривошипа α , находим

графическим методом по способу Брикса /рис. 6/.
Под индикаторной диаграммой вычерчиваем полуокружность с диаметром /центр в т. О/

$$D = S \cdot m_s = 70 \cdot 2 = 140 \text{ мм}$$

От центра О вправо откладываем отрезок ОО₁ /поправка Брикса/, равный

$$OO_1 = \frac{r \cdot \lambda}{2} = \frac{35 \cdot 0,175}{2} = 3,06 \text{ мм}$$

В масштабе 3,06 · 2 = 6,12 мм

Из полученного центра произвольным радиусом строим вспомогательную полуокружность, которую делим на 12 равных частей /через 15°/.

Проводим лучи из центра О, до пересечения с окружностью с центром О и отмечаем точки 1, 2, 3, ..., 24. Проектируем полученные точки пересечения на индикаторную диаграмму.

Усилие от давления пара берем из индикаторной диаграммы как разность давления с обеих сторон поршня в соответствующей точке (P₁ - P₂) · F_п, считая, что давление в картере равно P_к.

На диаграмму суммарной силы наносим значения P_{гс} из табл. 5 и R_с.

Силу трения откладываем в сторону, противоположную движению поршня, в первой половине оборота вала она отрицательная, во второй - положительная.

Производим графическое сложение сил P_г, P_{гс}, R_с и получаем P_{сум} /рис. 7/. Значения P_{сум} вносим в табл. 5.

7.5. Построение диаграммы тангенциальных сил

$$T' = P_{сум} \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

cos β

Сила T' направлена по касательной к окружности вращения кривошипа и создает момент, противодействующий вращению вала компрессора.

Принимаем знак T' положительным, когда она действует против вращения вала, для второго вала то противоположное значение ей будет.

28. В индикаторной диаграмме углы соответствуют...

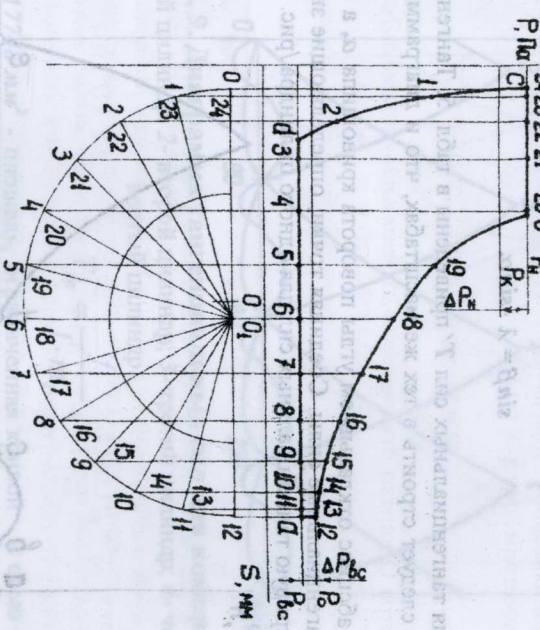


Рис. 6. Метод Брикса

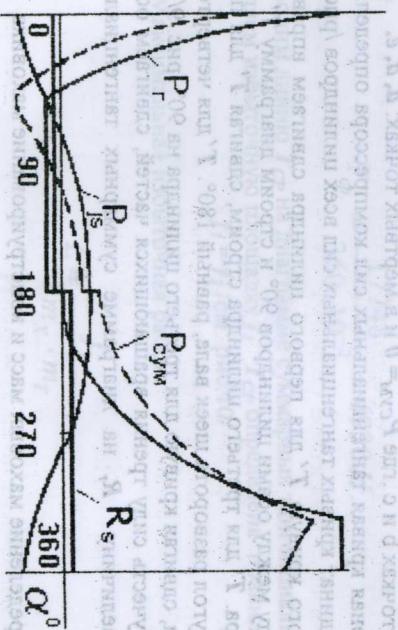


Рис. 7. Диаграмма суммарной силы

Угол отклонения шатуна β и угол поворота кривошипа α связаны ра-
венством

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$$

Значения тангенциальных сил T' приведены в табл. 5. Тангенциальную
диаграмму следует строить в тех же масштабах, что и диаграмма суммар-
ной силы.

На оси абсцисс откладываем углы поворота кривошипа α , а на оси ор-
динат - тангенциальные силы. Соединяя точки, определяющие значения T' ,
получаем кривую тангенциальных сил для одного цилиндра /рис. 8/.

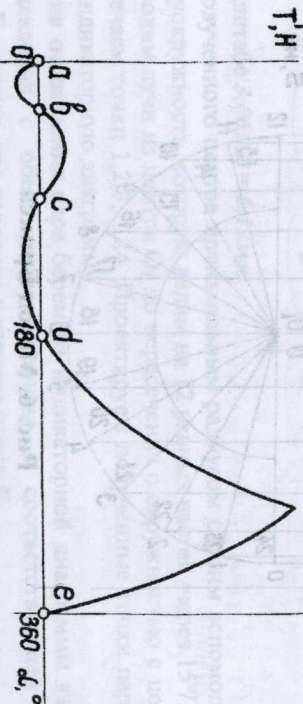


Рис. 8. Диаграмма тангенциальных сил для одного цилиндра

$T \approx 0$ в точках b и c , где $R_{\text{сум}} = 0$ и в мертвых точках: a, d, e .
Суммарная кривая тангенциальных сил компрессора определяется сло-
жением ординат кривых тангенциальных сил всех цилиндров /рис. 10/.

Для этого кривую T' для первого цилиндра сдвигаем вправо на угол,
равный углу между осями цилиндров 90° и строим диаграмму T' для второ-
го цилиндра. T' для третьего цилиндра строим, сдвигая T' для первого ци-
линдра на угол разворота шеек вага, равный 180° . T' для четвертого цилин-
дра строим, сдвигая кривую для третьего цилиндра на 90° /рис. 9/.

Чтобы учесть силу трения вращающихся частей, сдвигаем ось абсцисс
вниз на величину R_f на диаграмме суммарных тангенциальных сил
/рис. 10/.

7.6. Определение маховых масс и конструирование маховика

7.6.1. Среднее значение тангенциальной силы за один оборот вала

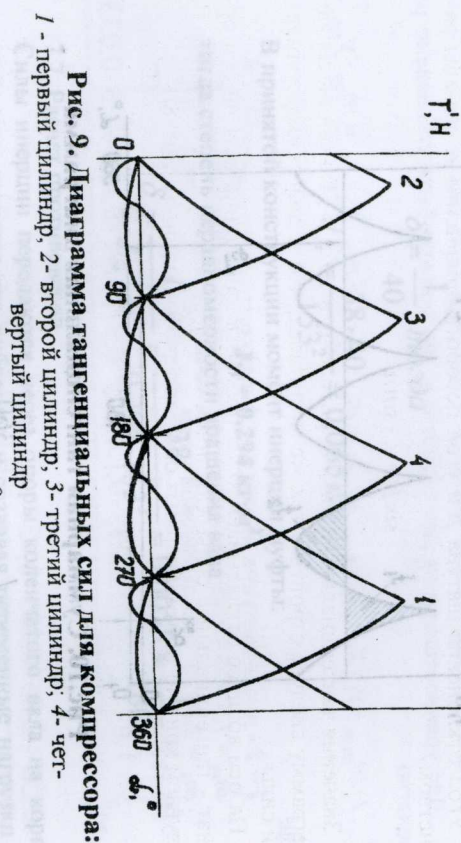


Рис. 9. Диаграмма тангенциальных сил для компрессора:

1 - первый цилиндр; 2 - второй цилиндр; 3 - третий цилиндр; 4 - чет-
вертый цилиндр

$$T_{\text{cp}} = \frac{f}{l \cdot m_r}$$

где $f = 17748 \text{ мм}^2$ - площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс на
диаграмме суммарных тангенциальных сил;

$l = 360 \text{ мм}$ - длина диаграммы;

$m_r = 10^{-2} \text{ мм/Н}$ - масштаб сил.

$$T_{\text{cp}} = \frac{17748}{360 \cdot 10^{-2}} = 4930 \text{ Н}.$$

Проводим линию T_{cp} на диаграмме суммарных тангенциальных сил и
определяем избыточную площадь f_1 . T_{cp} определена правильно, если
 $f_1 = f_2$ /см. рис. 10/

7.6.2. Максимальная избыточная работа

$$L = \frac{f_1}{m_x \cdot m_T},$$

где

$f_1 = 625 \text{ мм}^2$ - площадь наибольшей избыточной площади

на суммарной диаграмме тангенциальных сил,

m_x - масштаб длин

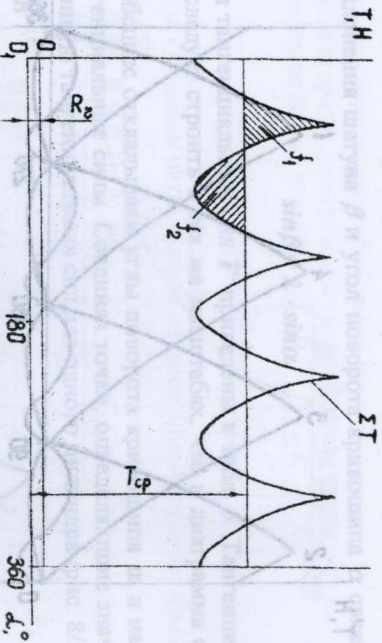


Рис. 10. Суммарная тангенциальная диаграмма

$$M_{\gamma} = \frac{1}{2\pi \cdot r} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035} = 1,64 \cdot 10^3 \text{ МН} / \text{М}$$

$$I = \frac{625}{1,64 \cdot 10^3 \cdot 10^{-2}} = 38 \text{ Дж} / \text{ш.к.}$$

Величина L выражает избыточную работу двигателя, накопленную маховиком.

7.6.3. Необходимый момент инерции маховика

Величина δ - допускаемая степень неравномерности вращения вала компрессора.

Для привода компрессора через муфту

$$\delta = \frac{1}{25} \cdot \frac{1}{40} / \text{табл. 8/}$$

В расчете принимаем

$$\delta = \frac{1}{40}, \text{ мол} / \text{дл}$$

$$J_M = \frac{38 \cdot 40}{153^2} = 0,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

В принятой конструкции момент инерции муфты:

$$J_M = 0,294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

тогда степень неравномерности вращения вала:

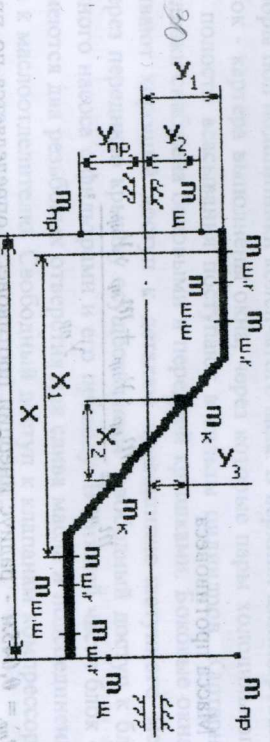
$$\delta = \frac{1}{38} \cdot \frac{1}{0,294 \cdot 153^2} = 0,0055 \approx \frac{1}{180}$$

7.7. Расчет протнвовесов

Силы инерции передаются через опоры коленчатого вала на корпус компрессора, вызывая его вибрацию и создавая переменные нагрузки на фундаментные болты. Уравновешивание сил инерции заключается в искусственном создании в компрессоре других сил инерции, противоположных имеющимся. Для этой цели применяют протнвовесы, присоединенные к коленчатому валу в плоскости крайних шек.

При выбранной схеме коленчатого вала с расположением колен под углом 180° сумма инерционных сил первого порядка равна нулю. Силы инерции неравномерных вращающихся масс взаимно уравновешены. Момент от сил инерции первого порядка уравновешивается протнвовесами. Силы инерции второго порядка не уравновешиваются.

7.7.1. Схема распределения масс на коленчатом валу



$$X_1 = 260 \text{ мм} \quad X_2 = 33 \text{ мм} \quad X_3 = 31 \text{ мм}$$

$$Y_1 = 35 \text{ мм} \quad Y_2 = 33 \text{ мм} \quad Y_3 = 33 \text{ мм}$$

7.7.2. Уравновешивание момента от центробежных сил

Для уравновешивания центробежных сил должно быть соблюдено равенство

$$i \cdot m_{ш.ш.} \cdot \gamma_1 \cdot x_1 + i \cdot m_{ш.р.} \cdot \gamma_1 \cdot x_1 + m_{ш.ш.} \cdot \gamma_2 \cdot x + m_{ш.р.} \cdot \gamma_3 \cdot x_2 = m_{пр.} \cdot \gamma_{пр.} \cdot x,$$

где

$i = 2$ - число шатунов на шатунной шейке;

$m_{ш.ш.} = 1,5$ кг - масса неуравновешенной части крайней шейки;

$m_{ш.р.} = 2,83$ кг - масса боковой шейки.

Из этого выражения

$$m_{пр.} \cdot \gamma_{пр.} = \frac{2 \cdot 0,67 \cdot 0,035 \cdot 0,152 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,035 \cdot 0,152 + 1,5 \cdot 0,033 \cdot 0,26}{0,26} = 0,121 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

7.7.3. Уравновешивание момента от сил инерции поступательно движущихся частей

Для уравновешивания сил возвратно - поступательно движущихся частей должно быть соблюдено равенство

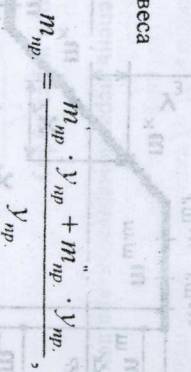
$$m_{ш.ш.} \cdot \gamma_1 \cdot x_1 = m_{пр.} \cdot \gamma_{пр.} \cdot x,$$

$$\text{откуда } m_{пр.} \cdot \gamma_{пр.} = \frac{11 \cdot 0,035 \cdot 0,152}{0,26} = 0,222 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

7.7.4. Масса противовеса

где

$\gamma_{пр.} = 0,045 \text{ м}$ - радиус инерции противовеса, определяется по принятым размерам противовеса /рис. 11/



$$m_{пр.} = \frac{0,121 + 0,222}{0,045} = 3,18 \text{ кг}.$$

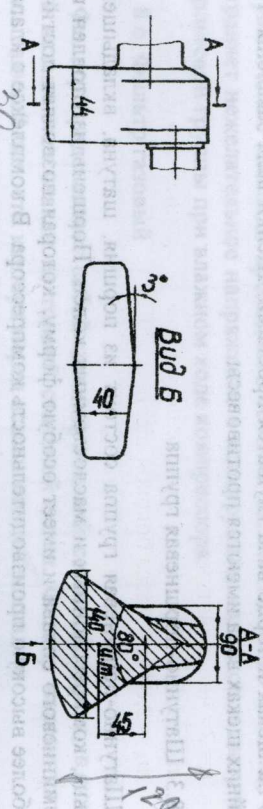


Рис. 11. Конструкция противовеса

8. Описание конструкции компрессора, принятого за прототип

8.1. Блок-картер

Блок-картер представляет собой чугунную литую конструкцию, снабженную сменными чугунными гильзами. С помощью перегородки блок-картер разделен на картерную и всасывающую полости. Картер имеет две опоры под подшипники коленчатого вала. В верхних цилиндрических стенках блок-картера выполнены окна, через которые пары холодильного агента из полости всасывания поступают в гильзы цилиндров. Картерная часть отливки снабжена боковыми и передней крышками. Боковые окна обеспечивают хороший доступ к деталям кривошипно-шатунного механизма. Через переднюю крышку осуществляется свободный доступ к блоку масляного насоса с фильтрами и его приводу. В нижней части блок-картера имеются два резьбовых отверстия для слива масла и подселенения картера к маслоотделителю. Свободный доступ к клапанам компрессора осуществляется через верхние цилиндрические крышки.

8.2. Вал коленчатый

Вал - стальной штампованный двухопорный с расположением колен в одной плоскости под углом 180°. Вал опирается на два коренных подшип-

ника качения. Подшипник со стороны масляного насоса закреплен, со стороны салыника - плавающий самоустанавливающийся. На одном конце вала сегментной шпонкой крепится косоугобая шестерня привода масляного насоса. Другой конец вала служит для подсоединения привода. Для смазки шатунных шеек в валу имеются технологические отверстия, которые на щеках и торце вала глушатся пробками. Шейки вала закалены. На крайних щеках вала имеются противовесы.

8.3. Шатунно-поршневая группа

Шатунно-поршневая группа состоит из поршня, шатуна, вкладышей, пальца, компрессионных и маслосъемных колец. Поршень изготовлен из алюминиевого сплава и имеет особую форму, которая позволяет достичь наиболее высокую производительность компрессора. В комплекте с клапанами, специально сконструированными для этой цели, линейное мертвое пространство сведено к минимуму. Два поршневых кольца обеспечивают надежную герметизацию. Маслосъемное кольцо вместе с нижним поршневым кольцом позволяет обеспечить минимальный расход масла, но достаточный для смазки. Шатун - стальной штампованный двухтарового сечения с козым разъемом нижней и неразъемной верхней головками. В верхнюю головку запрессованы две бронзовые втулки. Крышка шатуна стальная штампованная, присоединяемая к телу шатуна при помощи шатунных болтов, которые контрятся проволокой. На внутренних поверхностях нижней головки шатуна и крышки имеются пазы, с помощью которых фиксируются вкладыши. Вкладыши тонкостенные взаимозаменяемые. Нижняя головка шатуна фиксируется от продольного перемещения вдоль тела шатуна специальным штрифтом. Поршневой палец плавающего типа стальной пустотелый. От продольного перемещения в бобышках фиксируется стопорными кольцами.

8.4. Гильза

Гильза изготовлена из специального чугуна. Два посадочных пояса обеспечивают установку гильзы в блок-картер по посадке движения.

8.5. Вдвсывающий и нагнетательный клапаны

Вдвсывающий и нагнетательный клапаны - самодействующие кольцевые пружинные. Работают под действием газовых сил в процессе сжатия и всасывания. Вдвсывающий клапан состоит из розетки, пластины и буфера-

ных пружин. Нагнетательный клапан состоит из розетки, рабочей пластины, седла, соединенных между собой специальными болтом и гайкой. В случае попадания в цилиндр компрессора жидкого холодильного агента нагнетательный клапан может переместиться вдоль специальных направляющих за счет сжатия буферной пружины. Таким образом обеспечивается увеличение площади проходного сечения нагнетательного клапана, что устраняет нежелательное напряжение в конструкции клапанов и шатунно-поршневой группы при влажном ходе компрессора.

8.6. Фильтр газовый

Фильтр представляет собой цилиндрический сетчатый каркас, в который вставляется стакан из тонкой стальной сетки. Фильтр находится во всасывающей полости картера перед всасывающим вентиляем.

8.7. Блок масляного насоса с масляными фильтрами

Масляный насос - шестеренчатый реверсивный затопленный. Шестерни масляного насоса, размещенные в корпусе, насаживаются на оси, которые вращаются в опорах, расположенных в крышке и корпусе. Привод насоса осуществляется через пару косоугольных цилиндрических шестерен, одна из которых посажена на колечный вал, а другая - на ведущий вал масляного насоса. Масляный насос объединен в единый блок с масляными фильтрами грубой и тонкой очистки. Фильтр грубой очистки двухступенчатый. Первой ступенью очистки является тонкая сетка, второй - два постоянных магнитных стержня, установленных в маслоподводящем канале. Фильтр тонкой очистки выполнен из металлокерамических элементов, позволяющих осуществлять фильтрацию масла до 20 мк. Фильтр тонкой очистки снабжен перепускным клапаном, предназначенным для перепуска масла в масляную систему, минуя фильтры тонкой очистки, в случае засорения этих фильтров.

8.8. Салыник

Салыник - самоустанавливающийся пружинный двухсторонний с масляным гидравлическим затвором. Уплотнение осуществляется за счет торцевого трения пары графит - сталь. Стальное и графитовое кольца прижимаются пружинами, установленными в обойме. Уплотнение по валу происходит за счет резиновых колец. Обойма зафиксирована относительно вала при помощи шарика. Синхронное вращение стальных колец трения и

объемы осуществляется при помощи штифта. Графитовые кольца трения установлены в крышках и зафиксированы от вращения штифтом, между графитовыми кольцами и крышками установлены плоские литые резиновые прокладки. Материалы основных деталей компрессора должны иметь свойства не ниже, чем у материалов, указанных в табл. 9.

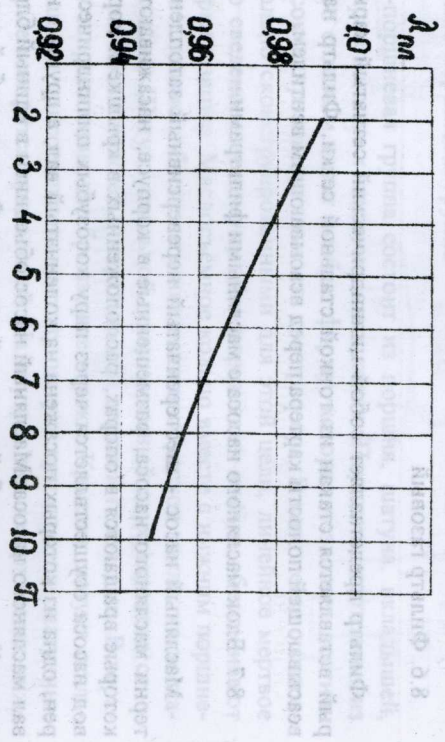


Рис. 12. Коэффициент плотности

Таблице приведены данные по определению коэффициента плотности. Для определения коэффициента плотности необходимо измерить диаметр поршня и диаметр цилиндра, а также измерить массу поршня и массу цилиндра. Коэффициент плотности определяется по формуле: $\rho = \frac{m_{поршня}}{m_{цилиндра}}$.

38. ...

Высота подъема клапанов

Частота вращения, с ⁻¹	h колебательных клапанов, мм	h полосовых клапанов, мм
16	1,4-1,8	2,4-2,6
20	1,3-1,7	2-2,2
24	1,1-1,5	1,8-2

Таблица 6

Основные данные поршневых компрессоров новой градации

Марка	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Частота вращения, с ⁻¹	$V_s \cdot 10^{-2}$, м ³ /с	Длина шатуна, мм	мр, кг	мрр, кг
П28	4	67,5	65	24	2,22	140	0,415	0,850
П40	4	76	66	24	2,89	160	0,589	1,2
П60	6	76	66	24	4,33	160	0,589	1,2
П80	8	76	66	24	5,78	160	0,589	1,2
П110	4	115	82	24	8,35	260	2,4	4,5
П165	6	115	82	24	12,5	260	2,4	4,5
П220	8	115	82	24	16,7	260	2,4	4,5

Таблица 8

Степень неравномерности вращения компрессоров

Тип привода	δ
Асинхронные электродвигатели с ременной передачей или эластичной муфтой и поршневые двигатели	1/25 - 1/40
Асинхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/20 - 1/80
Синхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/120 - 1/200

Материалы основных деталей компрессора

Таблица 9

Наименование деталей	Марка материала	Госстандарт
1. Детали корпусные	СЧ18-36, АД4, АД9	ГОСТ 1412-70 ГОСТ 2685-75
2. Цилиндры, гильзы, блоки цилиндров	СЧ21-40, А12	ГОСТ 1412-70 ГОСТ 1414-75
3. Валы коленчатые	Сталь 45	ГОСТ 1050-74
4. Поршни	СЧ21-40, АК5М7(АД10Б), АД30	ГОСТ 1412-74 ГОСТ 2685-75
5. Валцы поршневые	Сталь 20, 45, 20Х	ГОСТ 1050-74 ГОСТ 4543-71
6. Шатуны	Сталь 45, АД4, АД30	ГОСТ 1050-74 ГОСТ 2685-75
7. Болты шатунные и болты противовесов	38ХА, 40Х	ГОСТ 4543-71
8. Гайки шатунных болтов	Сталь 35	ГОСТ 1050-74
9. Пластины клапанов	У10А, 70С2ХА, 09Х15Н810, 30Х1СА	ГОСТ 21996-76 ГОСТ 2283-69 ГОСТ 4986-71
10. Кольца стальные сальников коленчатых валов	Сталь 45, 15Х	ГОСТ 1050-74 ГОСТ 4543-71

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Колосков Ю. Д. Телловой расчет поршневого холодильного компрессора. Методические указания. - М.: МИХМ, 1979. - 40с.
2. Холодильные машины/ Под ред. И. А. Сакуна. - М.: Машиностроение, 1985. - 510с.
3. Холодильные компрессоры: Справочник/ Под ред. А. В. Рыкова. - М.: Колос, 1992. - 304 с.

08N1 - 02N1	Валы шатунные с шатунными вкладышами
002N1 - 02N1	Болты шатунные и болты противовесов

Редактор В. И. Дудева

Подп. в печ. 05.01.2000. Форм. Бум. 60x84 1/16.
 Бум. №1. Гарнитура "Таймс". Печать офсетная.
 Объем 2,32 усл. п. л. Усл.-кр. отт. 2,32. Уч.-изд. л. 2,5.
 Тираж 100 экз. Заказ № 2044

Лицензия Комитета по печати Российской Федерации
 ЛР № 020266 от 12.11.96.

Отпечатано в типографии Информ Пресс-94
 107066, Москва, ул. Старая Басманная, 21/4