

ДЛЯ ВУЗОВ

ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Под общей редакцией
засл. деят. науки и техники РСФСР
д-ра техн. наук
проф. И. А. Сакуна

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по специальности «Холодильные
и компрессорные машины и установки»*



Ленинград
"Машиностроение"
Ленинградское отделение
1987

ББК 31.392я7
Т34
УДК 621.57 (075.8)

Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов, В. А. Евстафьев,
А. Я. Ильин, Н. Н. Кошкин, А. Н. Носков, В. И. Пекарев, И. А. Сакун,
А. К. Стукаленко, В. П. Суетинов, В. Л. Сысоев, Л. С. Тимофеевский

Рецензенты: кафедра холодильной техники Грузинского
политехнического института им. В. И. Ленина (д-р техн. наук
проф. А. Н. Какалашвили), засл. деят. науки и техники РСФСР
д-р техн. наук проф. Е. И. Микулин

Тепловые и конструктивные расчеты холодильных ма-
Т34 шин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодиль-
ные и компрессорные машины и установки»/Е. М. Бам-
бушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов
и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. — Л.: Машинострое-
ние. Ленингр. отд-ние, 1987. — 423 с.: ил.
(В пер.): 1 р. 20 к.

Т 2303050000-078
038 (01)-87 78-87

ББК 31.392я7
6П2. 28

Широкое применение искусственного холода во всех отраслях народного хозяйства страны, в быту обусловило бурное развитие холодильной техники. Практическая реализация многих актуальных научных направлений непосредственно связана с использованием искусственного холода. Холодильная техника является составной частью энергетики.

В связи с этим подготовка научных и инженерных кадров по производству и рациональному применению искусственного холода относится к одной из важных народнохозяйственных задач.

Настоящее учебное пособие является продолжением учебника «Холодильные машины», подготовленного коллективом кафедры холодильных машин ЛТИХП и выпущенного Ленинградским отделением изд-ва «Машиностроение» в 1985 г. На основе теоретических положений, изложенных в указанном учебнике, в настоящем учебном пособии произведены расчеты всех основных типов холодильных машин и их элементов, причем решения сопровождаются необходимыми пояснениями и обоснованиями. В ряде случаев приведены варианты решений, рассмотрены появившиеся за последнее время подходы и методики.

В учебное пособие «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» включены несколько программ для перевода сложных или громоздких расчетов на ЭВМ с целью обеспечить возможность выполнения вариантных расчетов и численного эксперимента в учебном процессе.

Авторы благодарят сотрудников кафедры холодильных машин Ленинградского ордена Трудового Красного Знамени технологического института холодильной промышленности за оказанную помощь при подготовке учебного пособия.

Замечания и предложения, направленные на улучшение композиции и содержания книги, будут приняты авторами с благодарностью. Просим направлять их по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, Ленинградское отделение издательства «Машиностроение».

Глава 1. РАСЧЕТ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

1.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Пример 1. Выбор обратимого цикла холодильной машины, если температура источника низкой температуры переменна (рис. 1.1).

Исходные данные

Температура окружающей среды $T_{о.с.}$, К	303
Температура источника, К:	
начальная T_a	243
конечная T_b	233
Теплоемкость источника $c_{н.}$, кДж/(кг·К)	0,25

Для данных источников обратимым будет цикл 1—2—3—4, в котором разность температур ΔT в процессе теплообмена рабочего вещества с источниками низкой температуры стремится к нулю. Сжатие и расширение рабочего вещества происходят изотропно.

Удельное количество теплоты, отведенной от рабочего вещества в окружающую среду в цикле 1—2—3—4, при $\Delta T \rightarrow 0$ определяется по уравнению

$$q = T_{о.с.}(s_2 - s_3) = T_{о.с.}(s_a - s_b)c_{н.} \ln T_a/T_b = \\ = 303 \cdot 0,25 \ln 243/233 = 3,183 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная холодопроизводительность цикла $q_0 = c_{н.}(T_a - T_b) = 0,25(243 - 233) = 2,5$ кДж/кг. Удельная работа цикла $l = q - q_0 = 3,183 - 2,5 = 0,683$ кДж/кг. Холодильный коэффициент цикла 1—2—3—4 $\epsilon = q_0/l = 2,5/0,683 = 3,66$.

Пример 2. Выбор обратимого цикла холодильной машины, если температура источника низкой температуры постоянна (рис. 1.2).

Исходные данные

Температура, К:	
окружающей среды $T_{о.с.}$	303
источника $T_a = T_b$	233

Если температура источников в процессе теплообмена с рабочим веществом не меняется, обратимым будет цикл 1—2—3—4, в котором теплообмен с рабочим веществом идет при $\Delta T \rightarrow 0$, а сжатие и расширение изотропны. Такой цикл называется циклом Карно. Холодильный коэффициент цикла Карно $\epsilon = T_{н.т.}/(T_{о.с.} - T_{н.т.}) = 233/(303 - 233) = 4,33$.

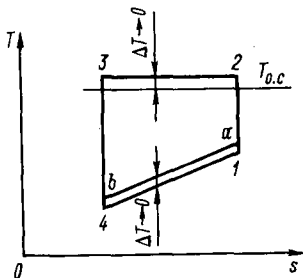


Рис. 1.1. Обратимый цикл для переменного источника низкой температуры

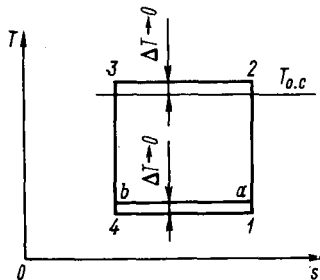


Рис. 1.2. Обратимый цикл для постоянного источника низкой температуры

Пример 3. Расчет термодинамической эффективности холодильного цикла (рис. 1.3)

Исходные данные

Температура, К:	
окружающей среды $T_{0,c}$	303
источника	
начальная T_a	253
конечная T_b	243
Теплоемкость, кДж/(кг·К):	
источника $c_{ж}$	2,5
рабочего вещества $c_{р.в}$	3,4
Разность температур, К:	
ΔT_1	3
ΔT_2	5

Процессы сжатия и расширения в цикле холодильной машины являются изэнтропными, масса источника низкой температуры 1 кг. Для понижения температуры источника низкой температуры от T_a до T_b рабочее вещество холодильной машины совершает обратный цикл 1—2—3—4.

Температура рабочего вещества в узловых точках определяется на основании исходных данных: $T_3 = T_{0,c} + \Delta T_2 = 303 + 5 = 308$ К; $T_4 = T_b - \Delta T_1 = 243 - 3 = 240$ К.

Для понижения температуры источника низкой температуры от T_a до T_b от него необходимо отвести теплоту $q_0 = c_{ж} (T_a - T_b) = 2,5 (253 - 243) = 25$ кДж/кг. Это количество теплоты подводится к рабочему веществу: $q_0 = c_{р.в} \times (T_1 - T_4)$. Тогда $T_1 = q_0 / c_{р.в} + T_4 = 25 / 3,4 + 240 = 247,35$ К.

Так как процессы 1—2 и 3—4 изэнтропны, то энтропия в про-

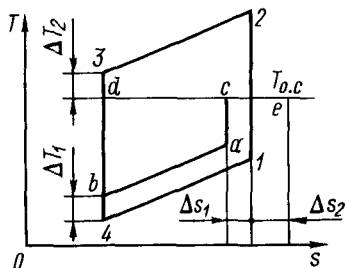


Рис. 1.3. Необратимые потери обратного цикла

Т а б л и ц а 1.1. Результаты расчета циклов

T_4	T_4	T_1	T_1	q_0	q	e	l	$\eta_{обр}$
К				кДж/кг			кДж/кг	
310	238	245,35	319,599	25	32,6366	3,273	7,6366	0,734
$\Sigma \Delta l$	Δl_1	Δl_2	Δs_1	$\Delta l'$	Δs_2	$\frac{\Sigma \Delta l' - \Sigma \Delta l}{\Sigma \Delta l'} 100\%$		
кДж/кг	кДж/(кг·К)			кДж/кг				
2,0361	0,813858	1,21972	2,03358	0,002686	0,0040255	0,12		

цессах 4 — 1 и 2 — 4 изменяются одинаково, т. е. $\Delta s_{4-1} = \Delta s_{2-3}$, $\Delta s_{4-1} = c_{p, в} \ln (T_1/T_4) = 3,4 \ln (247,35/240) = 0,10256$ кДж/кг, $\Delta s_{2-3} = c_{p, в} \ln (T_2/T_3)$, $\ln (T_2/T_3) = \Delta s_{2-3} : c_{p, в}$, $\ln T_2/308 = 0,10256/3,4$; откуда $T_2 = 317,43$ К.

Количество теплоты, отведенное от рабочего вещества в окружающую среду, равно $q = c_{p, в} (T_2 - T_3) = 3,4 (317,43 - 308) = 32,062$ кДж/кг. Удельная работа цикла $l = q - q_0 = 32,062 - 25 = 7,062$ кДж/кг. Холодильный коэффициент цикла $e = q_0/l = 25/7,062 = 3,54$.

Для заданных источников циклом-образцом (циклом с минимальной работой) будет $a-c-d-b$ (см. пример 1). Для цикла $a-c-d-b$ $q_{min} = T_{o, c} \Delta s_{c-d} = T_{o, c} \Delta s_{a-b}$, $\Delta s_{a-b} = c_{p, в} \ln (T_a/T_b) = 2,5 \ln (253/243) = 0,101$ кДж/(кг·К), $q_{min} = 303 \cdot 0,101 = 30,603$ кДж/кг. Работа цикла-образца $l_{min} = q_{min} - q_0 = 30,609 - 25 = 5,603$ кДж/кг.

Холодильный коэффициент обратимого цикла $e_0 = q_0/l_{min} = 25/5,603 = 4,46$. Коэффициент обратимости $\eta_{обр} = e/e_0 = 5,603/7,062 = 0,793$. Дополнительная затрата работы вследствие необратимых потерь $\Sigma \Delta l = l - l_{min} = 7,062 - 5,603 = 1,459$ кДж/кг. Суммарные потери складываются из потерь Δl_1 связанных с теплообменом рабочего вещества и источника низкой температуры, и потерь Δl_2 , обусловленных теплообменом рабочего вещества и окружающей среды, т. е. $\Sigma \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2$.

Для проверки правильности расчетов определим Δl_1 и Δl_2 исходя из уравнения Гюи—Стодоля: $\Delta l_1 = T_{o, c} \Delta s_1$; $\Delta l_2 = T_{o, c} \Delta s_2$; $\Delta s_1 = \Delta s_{4-1} - \Delta s_{a-b} = 0,1026 - 0,101 = 0,0016$ кДж/(кг·К); $\Delta l_1 = 303 \cdot 0,0016 = 0,4848$ кДж/кг.

Величина Δs_2 определяется из условия, что количество теплоты, отданное рабочим веществом в процессе 2—3, равно количеству теплоты, воспринятому окружающей средой в процессе $d-e$: $\Delta s_2 = \Delta s_{d-e} - \Delta s_{2-3} = (q/T_{o, c}) - \Delta s_{4-1} = (32,062/303) - 0,10256 = 0,003255$ кДж/(кг·К); $\Delta l_2 = 303 \cdot 0,003255 = 0,9865$ кДж/кг;

$$\sum \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2 = 0,4848 + 0,9865 = 1,4713 \text{ кДж/кг.}$$

Расхождение в определении суммарных необратимых потерь составляет

$$\frac{\sum \Delta l' - \sum \Delta l}{\sum \Delta l'} 100\% = \frac{1,4713 - 1,459}{1,4713} 100\% = 0,84\%.$$

Термодинамическая эффективность обратных циклов зависит от разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества и источников низкой температуры. Результаты расчета циклов по условиям данного примера при $\Delta T_1 = 5 \text{ К}$, $\Delta T_2 = 7 \text{ К}$ приведены в табл. 1.1.

Как следует из сравнения данных, коэффициент обратимости обратного цикла при увеличении разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества и источников низкой температуры изменился с 0,793 до 0,734, т. е. понизился на 8 %.

Пример 4. Расчет термодинамической эффективности цикла паровой холодильной машины с изэнтропным сжатием сухого насыщенного пара без переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем (рис. 1.4).

Исходные данные

Температура, К:		
окружающей среды $T_{o.c.}$	298	
источника низкой температуры $T_{н.т.}$	248	
конденсации T_k	303	
кипения T_0	243	
Рабочее вещество	Аммиак,	R12

Параметры рабочего вещества в узловых точках даны в табл. 1.2. Из результатов расчета (табл. 1.3) следует, что максимальные потери в аммиачном конденсаторе в основном связаны с перегревом рабочего вещества, для хладона R12 — с дросселированием;

Таблица 1.2. Параметры узловых точек

Параметр	Рабочее вещество							
	Аммиак				R12			
	Точки							
	1	2	3	4	1	2	3	4
$T, \text{ К}$	243	413	303	243	243	316	303	243
$i, \text{ кДж/кг}$	1342	1695	267	267	987	1022,5	877	877
$s, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	3,61515		-0,9412	-0,806		1,14	0,6595	0,886

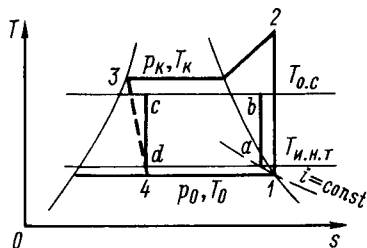


Рис. 1.4. Необратимые потери цикла паровой холодильной машины

Т а б л и ц а 1.3. Результаты расчета циклов

Определяемая величина	Формула	Рабочее вещество	
		NH ₃	R12
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_1 - i_4$	1075	110
Изотропная работа цикла, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	353	35,5
Холодильный коэффициент: цикла 1—2—3—4	$\varepsilon = q_0/l_s$	3,05	3,1
обратимого цикла a—b—c—d	$\varepsilon_0 = \frac{T_{н.н.т}}{T_{о.с} - T_{н.н.т}}$	4,96	
Коэффициент обратимости	$\eta_{обр} = \varepsilon/\varepsilon_0$	0,615	0,625
Необратимые потери, кДж/кг: в конденсаторе	$\Delta l_{\kappa} = (i_2 - i_2) - T_{о.с} (S_2 - S_2)$	70,2	2,31
в испарителе	$\Delta l_{\text{ис}} = T_{о.с} [(S_1 - S_4) \frac{i_1 - i_4}{T_{н.н.т}}]$	25,8	3,02
при дросселировании	$\Delta l_{\text{др}} = T_{о.с} (S_4 - S_3)$	40,29	7,897
Сумма необратимых потерь, кДж/кг	$\Sigma \Delta l = \Delta l_{\kappa} + \Delta l_{\text{ис}} - \Delta l_{\text{др}}$	136,29	13,227
Минимальная работа, кДж/кг	$l_{\min} = l_s \Sigma \Delta l$	216,71	22,273
Работа обратимого цикла a—b—c—d, кДж/кг (проверка правильности расчетов)	$l_{\min} = q_0/\varepsilon_0$	216,73	22,18
Потери в элементах холодильной машины, %	$(\Delta l_{\kappa}/\Sigma \Delta l) 100 \%$	51,5	17,6
	$(\Delta l_{\text{ис}}/\Sigma \Delta l) 100 \%$	18,9	22,8
	$(\Delta l_{\text{др}}/\Sigma \Delta l) 100 \%$	29,6	59,7

однако холодильные коэффициенты циклов с аммиаком и R12 приблизительно равны, т. е. рабочие вещества термодинамически равноценны.

1.2. ПАРОВЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пр и м е р 1. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины (рис. 1.5).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	258
конденсации T_{κ}	303
Рабочее вещество	R22

В соответствии со схемой и циклом холодильной машины по диаграмме или таблицам определяют параметры узловых точек, приведенные в табл. 1.4.

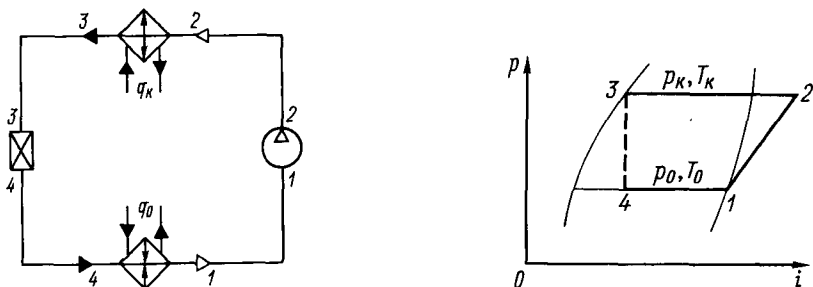


Рис. 1.5. Схема и цикл паровой холодильной машины

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4 = 1032,6 - 871,3 = 161,3$ кДж/кг. Удельная объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 161,3/0,076 = 2122,11$ кДж/м³.

Теплота, отводимая от конденсатора, $q = i_2 - i_3 = 1067 - 871,3 = 195,7$ кДж/кг.

Удельная изэнтропная работа цикла $l_s = i_2 - i_1 = 1067 - 1032,6 = 34,4$ кДж/кг, или $l_s = q_k - q_0 = 195,7 - 161,3 = 34,4$ кДж/кг. Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_T = q_0/l_s = 161,3/34,4 = 4,69$.

Массовый расход рабочего вещества в машине $G_a = Q_0/q_0 = 100/161,3 = 0,62$ кг/с.

Изэнтропная мощность $N_s = G_a l_s = 0,62 \cdot 34,4 = 21,3$ кВт. Действительная объемная производительность компрессора $V_d = G_a v_1 = 0,62 \cdot 0,076 = 4,72 \cdot 10^{-2}$ м³/с. Эффективная мощность и теоретическая объемная производительность компрессора определяются в зависимости от типа компрессора (см. гл. 2).

Пример 2. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником (рис. 1.6).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	268
конденсации T_k	313
Рабочее вещество	R12

Т а б л и ц а 1.4. Параметры узловых точек

Параметр	Точки			
	1	2	3	4
p , МПа	0,2966	1,1908	1,1908	0,2966
T , К	258	326,9	303	258
i , кДж/кг	1032,6	1067	871,3	871,3
v , м ³ /кг	0,076	—	—	—

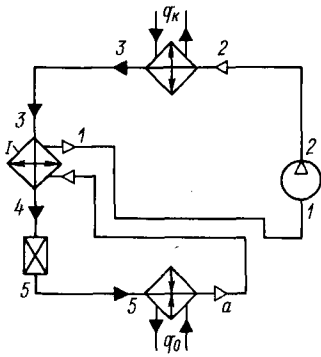
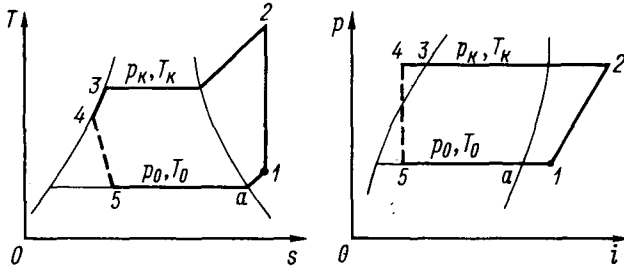


Рис. 1.6. Схема и циклы регенеративной паровой холодильной машины



Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.5.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_b = 996,7 - 876 = 120,7$ кДж/кг.

Принимается $T_1 - T_a = 15$ К, тогда $T_1 = 283$ К.

Состояние рабочего вещества в точке 4 определяется из баланса теплообменника (I) $i_1 - i_a = i_3 - i_4$, откуда $i_4 = i_3 - (i_1 - i_a) = 887 - (1007,57 - 996,67) = 876$ кДж/кг.

Удельная объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 120,7/0,07 = 1724,3$ кДж/м³. Теплота, отводимая от конденсатора, $q_k = i_2 - i_3 = 1032 - 887 = 145$ кДж/кг. Удельная изоэнтروпная работа цикла $l_s = i_2 - i_1 = 1032 - 1007,7 = 24,3$ кДж/кг. Холодильный коэффициент теоретический $\epsilon_T = q_0/l_s = 120,7/24,3 = 4,97$. Массовый расход рабочего вещества в машине $G_a = Q_0/q_0 = 100/120,7 = 0,828$ кг/с. Изоэнтروпная мощность компрессора $N_s = G_a l_s = 0,828 \cdot 24,3 = 20,75$ кВт.

Т а б л и ц а 1.5. Параметры узловых точек

Параметр	Точки					
	a	1	2	3	4	5
p , МПа	0,2614	0,2614	0,9577	0,9577	0,9577	0,2614
T , К	268	283	334	313	302	268
i , кДж/кг	996,7	1007,7	1032	887	876	876
v , м ³ /кг	—	0,07	—	—	—	—

Т а б л и ц а 1.6. Параметры узловых точек

Рабочее вещество	Параметр	Точки					
		а	1	2	3	4	5
R22	p , МПа	0,105	0,105	1,191	1,191	1,191	0,105
	T , К	233	273	293	303	283	283
	i , кДж/кг	1021,7	1047	1121,7	871,3	846	846
	v , м ³ /кг	—	0,245	—	—	—	—
R502	p , МПа	0,13	0,13	1,323	1,323	1,323	0,13
	T , К	233	273	358	303	284	233
	i , кДж/кг	980	1002,8	1050	887,8	865	865
	v , м ³ /кг	—	0,153	—	—	—	—

Т а б л и ц а 1.7. Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Формула	R22	R502
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_a - i_6$	175,7	115
Степень повышения давления	$\pi_n = p_n/p_0$	11,34	10,18
Удельная изэнтропная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	75	47,2
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м ³	$q_0 = q_0/v_1$	717,1	751,6
Холодильный коэффициент теоретический	$e_T = q_0/l_s$	2,34	2,44
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G_a = Q_0/q_0$	0,55	0,87
Действительная объемная производительность компрессора, м ³ /с	$V_d = G_a v_1$	$13,5 \cdot 10^{-2}$	$13,3 \cdot 10^{-2}$
Изэнтропная мощность компрессора, кВт	$N_s = G_a l_s$	41,25	41,2

Действительная объемная производительность компрессора $V_d = G_a v_1 = 0,828 \cdot 0,07 = 5,8 \cdot 10^{-2}$ м³/с.

Пример 3. Теплового расчет низкотемпературной холодильной машины (см. рис. 1.6).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации T_n	303
Рабочее вещество	R22, R502

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.6. Результаты теплового расчета сведены в табл. 1.7.

Т а б л и ц а 1.8. Параметры узловых точек

Т, К	р · 10 ⁵ , Па	i, кДж/кг				v, м ³ /кг
		2	3	4	7	
233	0,71591	1398,5	1327	1758	-62	1,54
243	1,1936	1468	1342,5	1690	-17,5	0,95
253	1,9015	1537	1356	1623	28	0,625
263	2,9106	1611	1367,5	1566,5	750	0,417
273	4,3017	1683	1378	1518	121,5	0,287
283	6,1635	1754	1387	1473	170	0,204

Пр и м е ч а н и е. В точке а $i = 1310$ кДж/кг, в точке 1 $i = 1332$ кДж/кг, $v = 2,75$ м³/кг, в точке 5 $i = 242$ кДж/кг при всех указанных в таблице значениях Т и р.

1.3. ПАРОВЫЕ МНОГООУПЕНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пр и м е р 1. Определение оптимального промежуточного давления в цикле двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям максимального холодильного коэффициента; минимальной суммарной объемной производительности компрессора; заданного отношения V_v^I/V_v^{II} .

Исходные данные

Температура, К:	
кипения T_0	223
конденсации T_k	303
перед дросселинм вентилем T_5	298
всасывания T_1	233
Рабочее вещество	Аммиак

Компрессоры ступеней I и II поршневые.

Для цикла, изображенного на рис. 1.7, параметры узловых точек приведены в табл. 1.8.

Расчет выполняют в следующей последовательности.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_a - i_7$. Удельная изэнтروпная работа ступеней I и II машины

$$l_s^I = i_2 - i_1, \quad l_s^{II} = i_4 - i_3.$$

Массовый расход рабочего вещества, сжимаемого в ступени I, на 1 кВт холодопроизводительности $g^I = 1/q_0$. Массовый расход рабочего вещества, сжимаемого в ступени II,

$$g^{II} = g^I \frac{i_2 - i_7}{i_4 - i_5}.$$

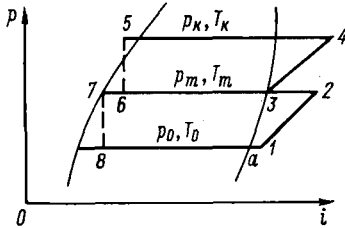


Рис. 1.7. Цикл двухступенчатой холодильной машины

Теоретический холодильный коэффициент цикла $\epsilon_T = q_0 / (l_s^I + g^{II} l_s^{II})$.

Коэффициенты подачи компрессоров рассчитывают по формулам

$$\lambda^I = \left[\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} - c^I \left(\frac{p_m + \Delta p}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right) \right] \frac{T_0}{T_m},$$

$$\lambda^{II} = \left[\frac{p_m - \Delta p_0}{p_m} - c^{II} \left(\frac{p_m + \Delta p}{p_m} - \frac{p_m - \Delta p_0}{p_m} \right) \right] \frac{T_m}{T}$$

или принимают по экспериментальным данным.

Удельная объемная производительность компрессоров $\bar{V}_T^I = v_1 / (q_0 \lambda^I)$, $\bar{V}_T^{II} = q^{II} v_3 / \lambda^{II} = (q^I v_3 / \lambda^{II}) (i_2 - i_7) / (i_3 - i_5)$. Отношение объемной производительности компрессоров $\varphi = \bar{V}_T^I / \bar{V}_T^{II} = g^I \lambda^{II} v_1 / (g^{II} \lambda^I v_3)$. Суммарная удельная объемная производительность компрессоров $\sum \bar{V}_T = \bar{V}_T^I + \bar{V}_T^{II}$.

Индикаторные КПД компрессоров $\eta_i^I = T_0 / T_m + b t_0$, $\eta_i^{II} = T_m / T + b t_m$, где b — постоянный коэффициент, принимаемый по данным работы [46] или [42]; t_0 и t_m в градусах Цельсия.

Удельная индикаторная мощность компрессоров $g^I l_s^I = g^I l_s^I / \eta_i^I$, $g^{II} l_s^{II} = g^{II} l_s^{II} / \eta_i^{II}$. Удельная мощность трения компрессоров $g^I l_{тр}^I = \bar{V}_T^I \rho_{i_{тр}}^I$, $g^{II} l_{тр}^{II} = \bar{V}_T^{II} \rho_{i_{тр}}^{II}$. Удельная эффективная мощность компрессоров $g^I l_e^I = g^I l_s^I + g^I l_{тр}^I$, $g^{II} l_e^{II} = g^{II} l_s^{II} + g^{II} l_{тр}^{II}$.

Действительный холодильный коэффициент $\epsilon_d = 1 / (g^I l_e^I + g^{II} l_e^{II})$.

Результаты расчетов сведены в табл. 1.9. В этих расчетах принято: мертвое пространство компрессоров $c^I = c^{II} = 5\%$; депрессия в клапанах на всасывании $\Delta p_0 = 0,005$ МПа, на нагнетании $\Delta p = 0,01$ МПа; удельное давление трения (для аммиачных машин) $\rho_{i_{тр}} = 0,06 \cdot 10^6$ Па; коэффициент b для аммиачных компрессоров равен 0,001.

По данным расчета построены зависимости (рис. 1.8) $\epsilon_T = f(p_m)$, $\epsilon_d = f(p_m)$, $\varphi = f(p_m)$, $\sum \bar{V} = f(p_m)$. Оптимальные значения промежуточного давления будут равны: при $\epsilon_{max} = 1,23$ $p_m = 2 \cdot 10^5$ Па, при $\sum \bar{V}_T = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ $p_m = 1,8 \cdot 10^6$ Па. Промежуточное давление при заданном значении φ находится из кривой $\varphi = f(p_m)$ на рис. 1.8. Промежуточное давление

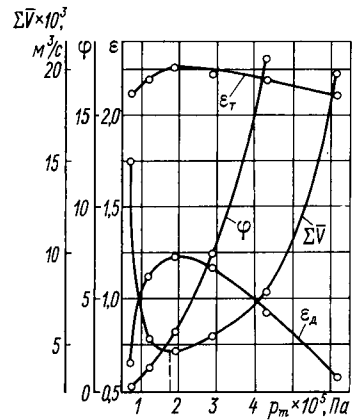


Рис. 1.8. Зависимости ϵ_T , ϵ_d , φ , $\sum \bar{V}$ от промежуточного давления p_m

Т а б л и ц а 1.9. Результаты расчетов

Определяемая величина	T, К					
	233	243	253	263	273	283
q_0 , кДж/кг	1372	1327,5	1282	1225	1188,5	1140
l_s^I , кДж/кг	66,5	137	205	279	351	422
l_s^{II} , кДж/кг	431	347,5	267,5	199	140	86
g^I , кг/с	0,7288	0,7532	0,78	0,8163	0,8413	0,8771
g^{II} , кг/с	0,981	1,0168	1,0569	1,1142	1,1567	1,213
e_T	2,122	2,19	2,259	2,225	2,187	2,107
λ^I	0,786	0,7	0,597	0,469	0,314	0,124
λ^{II}	0,121	0,412	0,595	0,72	0,812	0,883
$\bar{V}_v^I \times 10^3$, м ³ /с	2,5488	2,9592	3,5929	4,7863	7,3689	19,4532
$\bar{V}_v^{II} \times 10^3$, м ³ /с	12,4855	2,3446	1,1102	0,6453	0,4088	0,2802
Φ	0,2041	1,2621	3,2363	7,4172	18,0252	69,4261
$\Sigma \bar{V}_T \times 10^3$, м ³ /с	15,0343	5,3038	4,7031	5,4316	7,7775	19,7334
η_i^I	0,917	0,888	0,861	0,838	0,817	0,798
η_i^{II}	0,729	0,772	0,815	0,858	0,901	0,944
$g^I l_i^I$, кВт	0,0528	0,1162	0,1857	0,2718	0,3614	0,4638
$g^{II} l_i^{II}$, кВт	0,58	0,4577	0,3469	0,2584	0,1797	0,1105
$g^I l_{тр}^I$, кВт	0,1529	0,1775	0,2156	0,2872	0,4421	1,1672
$g^{II} l_{тр}^{II}$, кВт	0,7491	0,1407	0,0666	0,0387	0,0245	0,0168
$g^I l_e^I$, кВт	0,2057	0,2937	0,4013	0,559	0,8035	1,631
$g^{II} l_e^{II}$, кВт	1,3291	0,5984	0,4135	0,2971	0,2042	0,1273
e_d	0,6516	1,1209	1,2273	1,1681	0,9224	0,5687

можно рассчитать по упрощенной формуле $p_m = \sqrt{p_k p_0}$. Для данного примера $p_m = \sqrt{1,169 \cdot 0,04168} = 2,15 \cdot 10^5$ Па.

Пр и м е р 2. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением (рис. 1.9).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	213
конденсации T_k	303
всасывания в компрессор ступени I T_1	233
Рабочее вещество	NH ₃
Недорекуперация на выходе рабочего вещества из змеевика промежуточного сосуда $T_{10} - T_m$, К	5

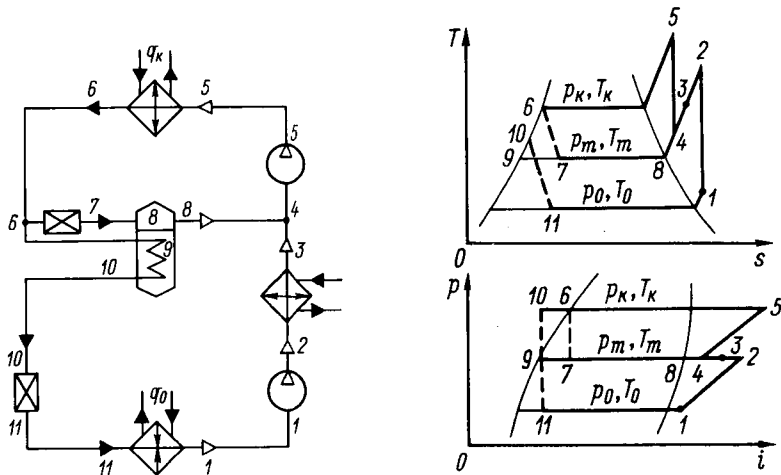


Рис. 1.9. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением

В соответствии со схемой и циклом холодильной машины по диаграмме или таблицам определяют параметры узловых точек (табл. 1.10).

Промежуточное давление p_m рассчитывают по уравнению $p_m = \sqrt{p_k p_0} = \sqrt{0,0218 \cdot 1,169} = 0,16$ МПа.

Массовый расход рабочего вещества в ступени I $G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{11}) = 100/(1315 - 33) = 0,078$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества в ступени II $G_a^{II} = G_a^I (i_8 - i_{10})/(i_8 - i_7) = 0,078 (1351 - 33)/(1351 - 242) = 0,09$ кг/с.

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II $i_4 = i_8 + G_a^I (i_3 - i_8)/G_a^{II} = 1351 + 0,078 (1471 - 1351)/0,09 = 1444,6$ кДж/кг.

Изоэнтروпная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,078 (1585 - 1315) = 21,06$ кВт, $N_s^{II} = G_a^{II} (i_5 - i_4) = 0,09 (1796 - 1444,6) = 31,626$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,078 \cdot 4,75 = 0,37$ м³/с, $V_d^{II} = G_a^{II} v_2 = 0,1 \cdot 0,86 = 0,077$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $e_t = Q_0/(N_s^I + N_s^{II}) = 100/(21,6 + 31,626) = 1,9$.

Пример 3. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.10). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.11.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машин: $G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{10}) = 100/(1315 - 33) = 0,078$ кг/с, $G_a^{II} =$

Т а б л и ц а 1.10. Параметры узловых точек

Параметр	Точки											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
P , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
T , К	223	356	303	291	453	298	249	249	249	254	254	213
i , кДж/кг	1315	1585	1471	1444,6	1796	242	242	1351	10	33	33	—
v , м ³ /кг	4,75	—	—	0,86	—	—	—	—	—	—	—	—

Т а б л и ц а 1.11. Параметры узловых точек

Параметр	Точки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
P , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,16	0,16	0,0218
T , К	223	356	303	249	398	298	249	249	249	254	213
i , кДж/кг	1315	1585	1471	1351	1655	242	1351	242	10	33	33
v , м ³ /кг	4,75	—	—	0,73	—	—	—	—	—	—	—

Т а б л и ц а 1.12. Параметры узловых точек

Параметр	Точки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
P , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	0,169	0,169	0,16	0,16	0,16	0,16	0,0218
T , К	223	356	303	290	451	298	249	249	249	249	213
i , кДж/кг	1315	1585	1471	1442,5	1790	242	242	1351	10	10	10
v , м ³ /кг	4,75	—	—	0,855	—	—	—	—	—	—	—

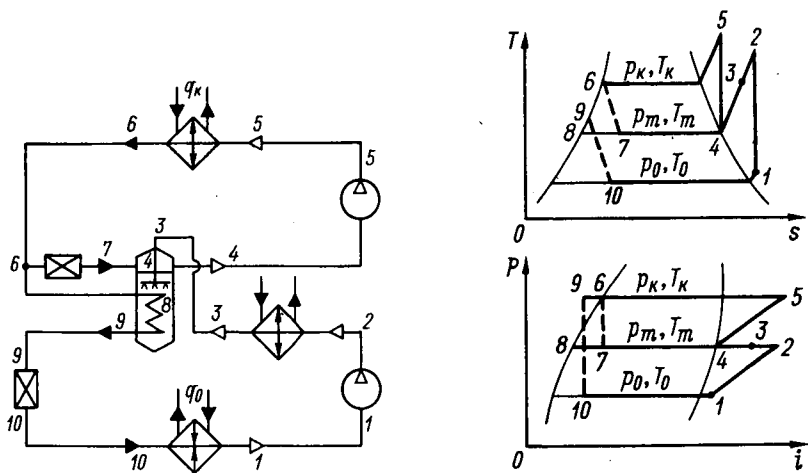


Рис. 1.10. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением

$$= G_a^I (i_8 - i_9) / (i_4 - i_7) = 0,078 (1471 - 33) / (1351 - 242) = 0,101 \text{ кг/с.}$$

Изэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II машины:

$$N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,078 (1585 - 1315) = 21,06 \text{ кВт, } N_s^{II} = G_a^{II} (i_5 - i_4) = 0,101 (1655 - 1351) = 30,7 \text{ кВт.}$$

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,078 \cdot 4,75 = 0,37 \text{ м}^3/\text{с}, V_d^{II} v_4 = 0,101 \cdot 0,73 = 0,074 \text{ м}^3/\text{с}.$

Холодильный коэффициент теоретический $e_T = Q_0 / (N_s^I + N_s^{II}) = 100 / (20,28 + 30,7) = 1,93.$

Пример 4. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.11). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.12.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машины:

$$G_a^I = Q_0 / q_0 = Q_0 / (i_1 - i_{10}) = 100 / (1315 - 10) = 0,077 \text{ кг/с, } G_a^{II} = G_a^I (i_8 - i_9) / (i_8 - i_7) = 0,077 (1351 - 10) / (1351 - 242) = 0,093 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II $i_4 = G_a^I (i_3 - i_9) / G_a^{II} + i_8 = 0,077 (1471 - 1351) : 0,093 + 1351 = 1442,5 \text{ кДж/кг}.$

Изэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,077 (1585 - 1315) = 20,79 \text{ кВт; } N_s^{II} = G_a^{II} (i_5 - i_4) = 0,093 (1790 - 1442,5) = 32,32 \text{ кВт}.$

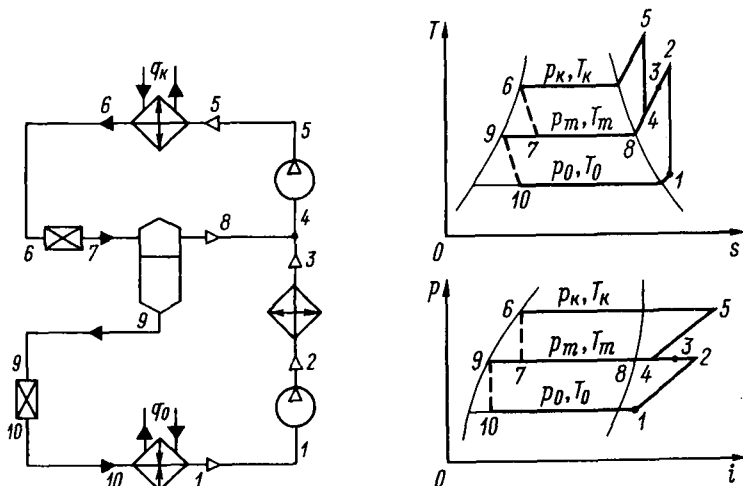


Рис. 1.11. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_{\text{д}}^{\text{I}} = G_a^{\text{I}} v_1 = 0,077 \cdot 4,75 = 0,366 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{\text{д}}^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} v_4 = 0,093 \cdot 0,855 = 0,079 \text{ м}^3/\text{с}$.

Холодильный коэффициент теоретический $\epsilon_r = Q_0 / (N_s^{\text{I}} + N_s^{\text{II}}) = 100 / (20,79 + 32,32) = 1,88$.

Пример 5. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.12). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.13.

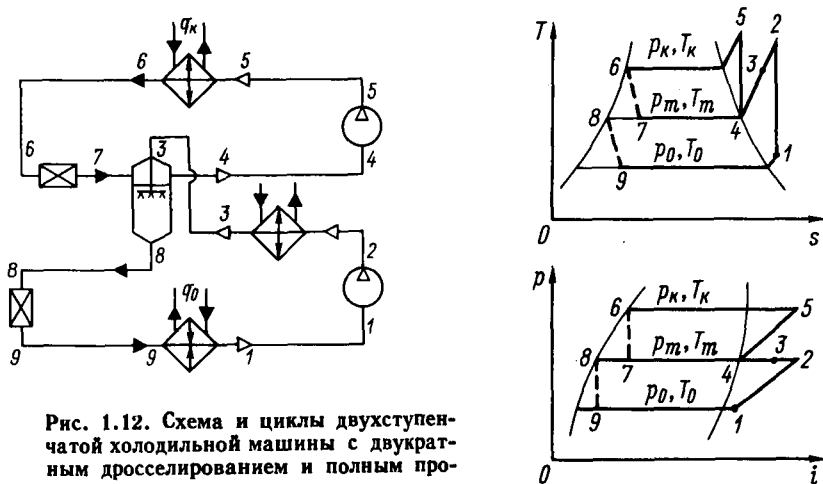


Рис. 1.12. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением

Т а б л и ц а 1.13. Параметры узловых точек

Параметр	Точки								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,0218
T , К	223	356	303	249	398	298	249	249	213
i , кДж/кг	1315	1585	1471	1351	1655	242	242	10	10
v , м ³ /кг	4,75	—	—	0,73	—	—	—	—	—

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машины:
 $G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_9) = 100/(1315 - 10) = 0,077$ кг/с, $G_a^{II} = G_a^I (i_3 - i_8)/(i_4 - i_7) = 0,077 (1471 - 10)/(1351 - 242) = 0,101$ кг/с.

Изоэнтروпная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,077 (1585 - 1315) = 20,79$ кВт, $N_s^{II} = G_a^{II} (i_5 - i_4) = 0,101 (1655 - 1351) = 30,04$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,077 \cdot 4,75 = 0,366$ м³/с, $V_d^{II} = G_a^{II} v_4 = 0,101 \cdot 0,73 = 0,073$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_{\tau} = Q_0/(N_s^I + N_s^{II}) = 100/(20,79 + 30,04) = 1,96$.

Пр и м е р 6. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками (рис. 1.13).

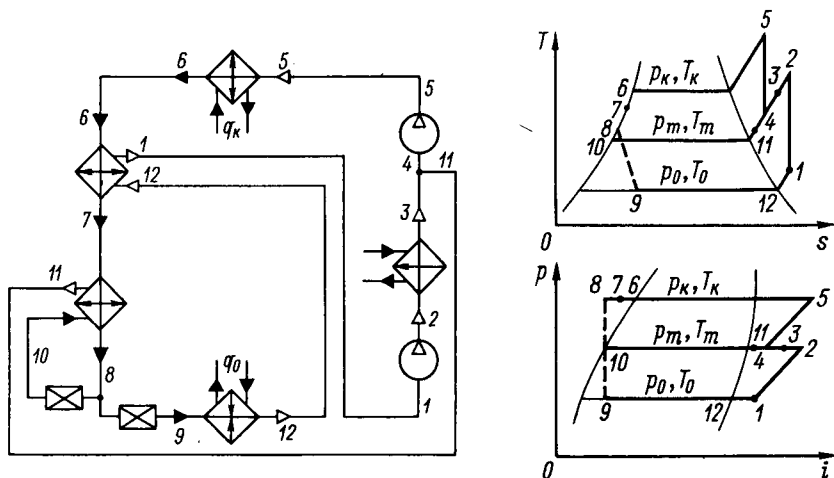


Рис. 1.13. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	213
конденсации T_K	303
Рабочее вещество	R22

Промежуточное давление

$$p_m = \sqrt{p_K p_0} = \sqrt{1,19 \cdot 0,0382} = 0,213 \text{ МПа.}$$

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.14.
Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II:

$$G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_{12} - i_9) = 100/(1015 - 814) = 0,497 \text{ кг/с,}$$

$$G_a^{II} = G_a^I \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_{12})}{i_{11} - i_6} =$$

$$= 0,497 \frac{(1030 - 814) - (1048 - 1015)}{1030 - 868} = 0,627 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия рабочего вещества в точках 4 и 7: $i_4 = G_a^I (i_3 - i_{11})/G_a^{II} + i_{11} = 0,497 (1064 - 1030)/0,627 + 1030 = 1056,95$ кДж/кг, $i_7 = i_6 - G_a^I (i_1 - i_{12})/G_a^{II} = 868 - 0,497 \times (1048 - 1015)/0,627 = 841,87$ кДж/кг.

Изоэнтروпная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,497 (1101 - 1048) = 26,34$ кВт, $N_s^{II} = G_a^{II} (i_5 - i_4) = 0,627 (1107 - 1056,95) = 31,38$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,497 \cdot 0,7 = 0,348$ м³/с, $V_d^{II} = G_a^{II} v_4 = 0,627 \cdot 0,124 = 0,078$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\epsilon_T = Q_0/(N_s^I + N_s^{II}) = 100/(26,34 + 31,38) = 1,733$.

Пр и м е р 7. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с поджимающим эжектором (рис. 1.14).

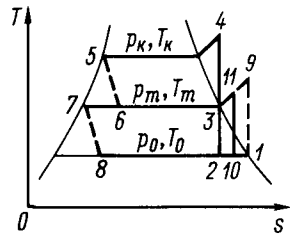
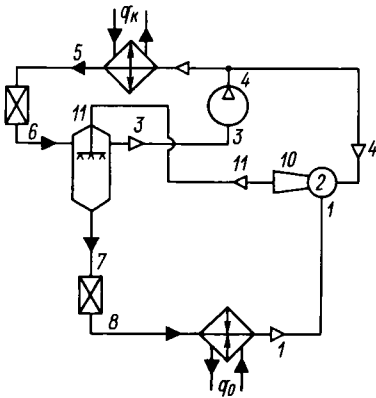


Рис. 1.14. Схема и цикл двухступенчатой холодильной машины с поджимающим эжектором

Таблица 1.14. Параметры узловых точек

Параметр	Точки											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
p , МПа	0,0382	0,213	0,213	0,213	1,19	1,19	1,19	1,19	0,0382	0,213	0,213	0,0382
T , К	273	355	303	289	375	300	278	255	213	250	251	216
i , кДж/кг	1048	1101	1064	1056,95	1107	868	841,87	814	814	814	1030	1015
v , м ³ /кг	0,7	—	—	0,124	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.15. Параметры узловых точек

Параметр	Точки											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
p , МПа	0,056	0,056	0,0955	1,169	1,169	1,169	0,0955	0,056	0,0955	0,056	0,056	0,0955
T , К	233	228	238	425	298	298	238	228	265	228	228	262,5
i , кДж/кг	1330	1274	1335	1725	242	242	—40	—40	1392,5	Рассчетная	—	1387
v , м ³ /кг	—	—	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.16. Параметры узловых точек

Параметр	Точки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
p , МПа	0,218	0,16	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,16	0,0218
T , К	223	356	303	289	249	398	298	249	249	249	213
i , кДж/кг	1315	1585	1471	1400,43	1351	1655	242	242	242	10	10
v , м ³ /кг	4,75	—	—	—	0,73	—	—	—	—	—	—

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Рабочее вещество	Аммиак
Температура, К:	
конденсации T_K	303
кипения	
в испарителе T_0	228
при промежуточном давлении T_m	238
рабочего вещества	
на выходе из испарителя T_1	233
перед дроссельным вентилем T_5	298
Степень повышения давления в диффузоре	1,4—1,8

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.15.

Расход рабочего пара, необходимого для поджатия 1 кг холодного пара из испарителя, $a_m = (i_9 - i_1)/(i_4 - i_3) = (1392,5 - 1330)/(1725 - 1335) = 0,16$ кг/кг.

Состояние пара перед камерой смешения — точка 10 — из уравнения смешения $i_1 + a_m i_2 = (1 + a_m) i_{10}$:

$$i_{10} = \frac{i_1 + a_m i_2}{1 + a_m} = \frac{1330 + 0,16 \cdot 1274}{1 + 0,16} = 1322,27 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход рабочего вещества, проходящего через испаритель,

$$G_a^I = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{i_1 - i_8} = \frac{100}{1330 - 40} = 0,073 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход рабочего пара, поступающего в сопло эжектора, $G_{p.п} = a_m G_a^I = 0,16 \cdot 0,073 = 0,0117$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества, проходящего через компрессор [46],

$$G_a^{II} = \frac{G_a^I [(1 + a_m) i_{11} - i_7 - a_m i_6]}{i_8 - i_6} =$$

$$= \frac{0,073 (1 + 0,16) 1387 + 40 - 0,16 \cdot 242}{1335 - 242} = 0,1075 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход рабочего вещества, проходящего через конденсатор, $G_a^{III} = G_a^I a_m = 0,1075 - 0,073 \cdot 0,16 = 0,0958$ кг/с. Объемный расход рабочего вещества через компрессор $V_d = G_a^{III} v_3 = 0,1075 \cdot 1,2 = 0,129$ м³/с. Мощность, затрачиваемая теоретическим компрессором, при изоэнтропном процессе сжатия $N_s = G_a^{III} (i_4 - i_3) = 0,1075 (1725 - 1335) = 41,9$ кВт. Теоретический холодильный коэффициент

$$e_T = Q_0/N_s = 100/41,9 = 2,387.$$

Пример 8. Тепловой расчет по условиям примера 2 двухступенчатой холодильной машины с двумя испарителями, если холодопроизводительность второго испарителя равна 150 кВт (рис. 1.15). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.16.

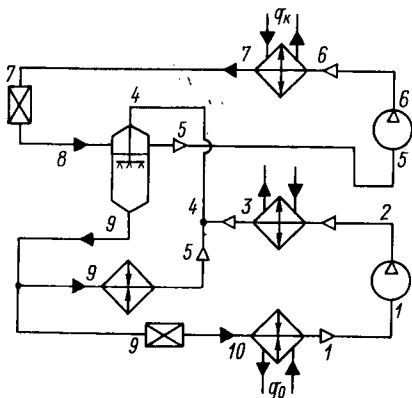
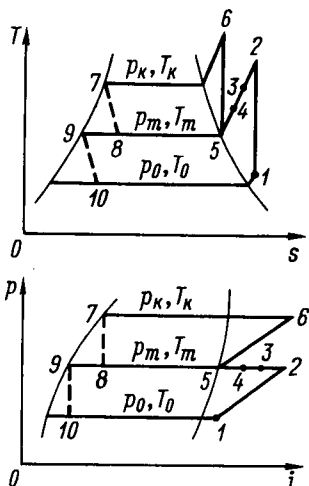


Рис. 1.15. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двумя испарителями



Массовый расход рабочего вещества в ступени I: $G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{10}) = 100/(1315 - 10) = 0,077$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества в промежуточном испарителе: $G_a^{np} = Q_0^{np}/q_0^{np} = Q_0^{np}/(i_5 - i_9) = 150/(1351 - 10) = 0,11$ кг/с.
Энтальпия в точке 4

$$i_4 = \frac{G_a^I i_3 + G_a^{np} i_5}{G_a^I + G_a^{np}} = \frac{0,077 \cdot 1471 + 0,11 \cdot 1351}{0,077 + 0,11} = 1400,43 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени II:
 $G_a = (G_a^I + G_a^{np}) (i_4 - i_9)/(i_8 - i_7) = (0,077 + 0,11) (1400,43 - 10)/(1351 - 242) = 0,242$ кг/с.

Изоэнтروпная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,077 (1585 - 1315) = 20,79$ кВт, $N_s^{II} = G_a^{II} (i_8 - i_5) = 0,242 (1655 - 1351) = 73,57$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,077 \cdot 4,75 = 0,366$ м³/с, $V_d^{II} = G_a^{II} v_5 = 0,242 \cdot 0,73 = 0,177$ м³/с.

Пример 9. Тепловой расчет по условиям примера 2 трехступенчатой холодильной машины (рис. 1.16).

Промежуточные давления:

$$p_m = \sqrt[3]{p_k^2 p_0} = \sqrt[3]{1,169^2 \cdot 0,0218} = 0,31 \text{ МПа;}$$

$$p_m' = \sqrt[3]{p_k p_0^2} = \sqrt[3]{1,1692 \cdot 0,218^2} = 0,032 \text{ МПа.}$$

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.17.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях: $G_a^I = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{13}) = 100/[1315 - (-50)] = 0,073$ кг/с; $G_a^{II} = G_a^I (i_2 -$

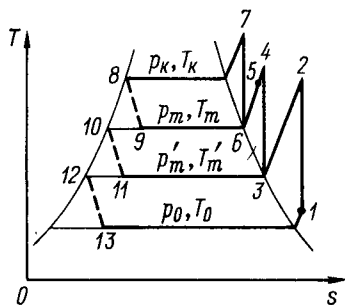
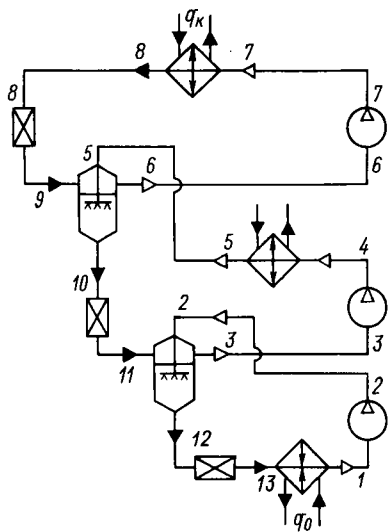


Рис. 1.16. Схема и цикл трехступенчатой холодильной машины

$$-i_{12})/(i_3 - i_{11}) = 0,073 (1477 + 50)/(1330 - 80) = 0,089 \text{ кг/с};$$

$$G_a^{III} = G_a^{II} (i_5 - i_{10})/(i_6 - i_9) = 0,089 (1461 - 80)/(1369 - 242) = 0,106 \text{ кг/с}.$$

Изоэнтروпная мощность в ступенях: $N_s^I = G_a^I (i_2 - i_1) = 0,073 (1477 - 1315) = 11,83 \text{ кВт};$
 $N_s^{II} = G_a^{II} (i_4 - i_3) = 0,089 (1500 - 1330) = 15,13 \text{ кВт};$
 $N_s^{III} = G_a^{III} (i_7 - i_6) = 0,105 (1560 - 1369) = 20,06 \text{ кВт}.$

Действительная объемная производительность ступеней: $V_d^I = G_a^I v_1 = 0,073 \cdot 4,75 = 0,347 \text{ м}^3/\text{с};$
 $V_d^{II} = G_a^{II} v_3 = 0,089 \cdot 1,36 = 0,121 \text{ м}^3/\text{с};$
 $V_d^{III} = G_a^{III} v_6 = 1,105 \cdot 0,4 = 0,442 \text{ м}^3/\text{с}.$

Холодильный коэффициент теоретический $\epsilon_t = Q_0/(N_s^I + N_s^{II} + N_s^{III}) = 100/(11,83 + 15,13 + 20,06) = 2,13.$

Пример 10. Тепловой расчет трехступенчатой холодильной машины для получения твердой углекислоты (рис. 1.17).

Исходные данные

Температура, К:	
окружающей среды $T_{o.o}$	288
конденсации T_k	293
сублимации T_0	194,1

Промежуточные давления p'_m и p_m выбирают с таким расчетом, чтобы степень повышения давления в ступенях была примерно одинаковой.

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.18.

Принимаем массовую долю углекислоты g^{III} , проходящей через ступень III, равной 1 кг/кг; тогда через ступень II пройдет $g^{II} = 1 - x_{10} = 1 - 0,34 = 0,66 \text{ кг/кг}$, через ступень I $g^I = (1 - x_{10})(1 - x_{13}) = (1 - 0,34)(1 - 0,19) = 0,5184 \text{ кг/кг}.$

Т а б л и ц а 1.17. Параметры узловых точек

Параметр	Точки												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ρ , МПа	0,0218	0,0822	0,0822	0,31	0,31	0,31	1,169	1,169	0,31	0,31	0,0822	0,0822	0,0218
T , К	223	304	235,5	321	303	264	361	298	264	264	235,5	235,5	213
i , кДж/кг	1315	1477	1330	1500	1461	1369	1560	242	242	80	80	-50	-50
v , м ³ /кг	4,75	—	1,36	—	—	0,4	—	—	—	—	—	—	—

Т а б л и ц а 1.18. Параметры узловых точек

Параметры	Точки														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Точки					18
ρ , МПа	0,0981	0,05886	0,5886	0,5886	1,962	1,962	1,962	5,734	5,734						
T , К	249	366	288	271	354,5	288	275	350,5	293						
i , кДж/кг	688,15	786,88	716,07	703,27	768,02	698,05	683,62	735,3	769,3						
v , м ³ /кг	0,47	—	—	0,06	—	—	0,014	—	—						
x , кг/кг	—	—	—	—	—	—	—	—	—						
Параметры	Точки														
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19					
ρ , МПа	1,962	1,962	1,962	0,5886	0,5886	0,5886	0,0981	0,0981	0,0981	0,0981	0,0981	0,0981	0,0981		
T , К	253	253	253	219	219	219	194,1	194,1	194,1	194,1	194,1	194,1	288		
i , кДж/кг	769,3	655,73	353,32	353,32	649,03	306,7	306,7	641,07	71,23	71,23	71,23	71,23	720,68		
v , м ³ /кг	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
x , кг/кг	0,34	—	—	0,19	—	—	0,41	—	—	—	—	—	—		

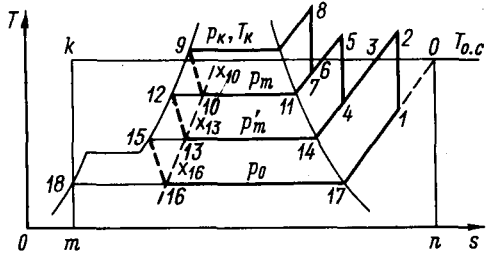
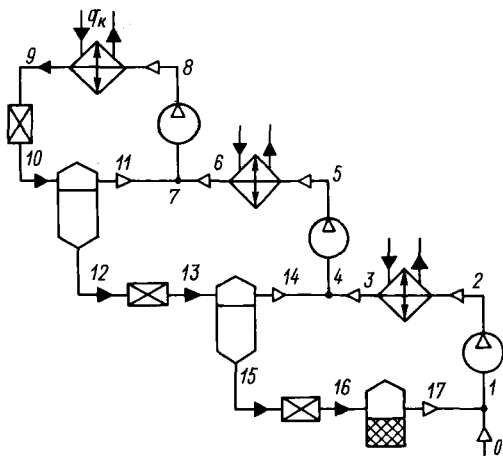


Рис. 1.17. Схема и цикл холодильной машины для получения твердой углекислоты

Энтальпия рабочего вещества на всасывании в компрессоры ступеней I, II и III: $i_1 = i_0 = -x_{16}(i_0 - i_{17}) = 720,68 - 0,41 \times (720,68 - 641,07) = 688,15$ кДж/кг; $i_4 = i_3(1 - x_{13}) + x_{13}i_{13} = 716,07(1 - 0,19) + 0,19 \times 649,03 = 703,27$ кДж/кг; $i_7 = i_{11}x_{10} + (1 - x_{10}) \times i_6 = 0,34 \cdot 655,73 + (1 - 0,34) \cdot 698,05 = 683,62$ кДж/кг.

Удельная изэнтропная работа компрессоров ступеней I, II и III: $l_s^I = g^I(i_2 - i_1) = 0,5184 \times (786,88 - 688,15) = 53,8$ кДж/кг; $l_s^{II} = g^{II} \times (i_5 - i_4) = 0,66(768,02 - 703,27) = 42,75$ кДж/кг; $l_s^{III} = i_8 - i_7 = 735,3 - 683,62 = 51,68$ кДж/кг.

Массовая доля твердой углекислоты, полученной в машине,

$g_{CO_2} = (1 - x_{10})(1 - x_{13})(1 - x_{16}) = (1 - 0,34)(1 - 0,19) \times (1 - 0,41) = 0,306$ кг/кг. Масса углекислоты, приходящейся на 1 кДж/кг затраченной работы, $M = g_{CO_2} / (l_s^I + l_s^{II} + l_s^{III}) = 0,306 / (53,8 + 42,75 + 51,68) = 0,00213$ кДж/кг.

Минимальная работа, затраченная на получение 1 кг твердой углекислоты в обратимом цикле 17-0-k-18, $l_{min} = (s_0 - s_m) T_{0,c} - (i_0 - i_{18}) = (5,924 - 2,694) \cdot 288 - (320,68 - 71,23) = 279$ кДж/кг. Тогда $M_{max} = 1/l_{min} = 1/279 = 0,00358$ кДж/кг. Степень обратимости цикла $\eta_{об} = M/M_{max} = 0,00213/0,00358 = 0,5871$.

1.4. ПАРОВЫЕ КАСКАДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Тепловой расчет каскадной холодильной машины (рис. 1.18).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	10
Температура в ветви каскада, К:	
кипения в нижней T_0^H	193
конденсации в верхней T_0^B	303

Рабочее вещество ветви каскада:

нижней R13
 верхней R22

В нижней и верхней ветвях каскада одноступенчатые машины. Температуру конденсации рабочего вещества в нижней ветви каскада T_k^H и температуру кипения рабочего вещества в верхней ветви каскада T_0^B выбирают из условия равенства степеней повышения давления в компрессорах в нижней и верхней ветвях каскадов, и разность температур $T_0^B - T_k^H = 5 \div 10$ К. Параметры узловых точек определяют по таблицам состояния рабочего вещества (табл. 1.19).

Состояние рабочего вещества в точке 9 определяют из условия подогрева его в теплообменнике II до 223—233 К. В теплообменнике III (точка 1) хладон R13 нагревается до температуры 273—258 К. Температуру рабочего вещества в точке 3 находят по условиям недорекуперации в теплообменнике IV (5—10 К). Подогрев рабочего вещества в верхней ветви каскада в регенеративном теплообменнике I (процесс 10—11) выбирают равным 20—30 К.

Состояние рабочего вещества в точках 4, 6, 14 определяют по тепловым балансам теплообменников: $i_4 = i_3 - (i_1 - i_9) = 1072,5 - (1046,5 - 1029) = 1055$ кДж/кг, $i_6 = i_5 - (i_9 - i_8) = 908,5 - (1029 - 1006,3) = 886$ кДж/кг, $i_{14} = i_{13} - (i_{11} - i_{10}) = 871,5 - (1038,5 - 1025) = 858$ кДж/кг.

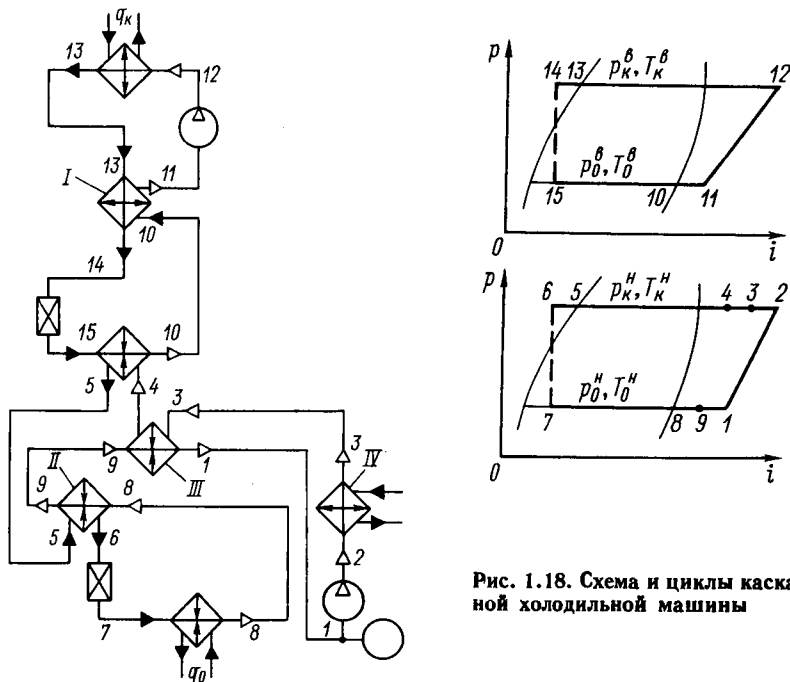


Рис. 1.18. Схема и циклы каскадной холодильной машины

Т а б л и ц а 1.19. Параметры узловых точек

Параметры	Точки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
p , МПа	0,11	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,11	0,11
T , К	263	345	313	288	245	223	193	193
i , кДж/кг	1046,5	1096	1072,5	1055	908,5	886	886	1006,5
v , м ³ /кг	0,19	—	—	—	—	—	—	—

Параметры	Точки						
	9	10	11	12	13	14	15
p , МПа	0,11	0,145	0,145	1,1908	1,1908	1,1908	0,145
T , К	233	240	260	363	303	293	240
i , кДж/кг	1029	1025	1038,5	1097	871,5	858	858
v , м ³ /кг	—	—	0,16	—	—	—	—

Удельная массовая холодопроизводительность нижней ветви каскада $q_0^H = i_8 - i_7 = 1006,5 - 886,0 = 120,5$ кДж/кг. Удельная массовая холодопроизводительность верхней ветви каскада $q_0^B = i_{10} - i_{15} = 1025 - 858 = 167$ кДж/кг.

Испаритель верхней ветви каскада отводит от рабочего вещества нижней ветви каскада удельную массовую теплоту $q^H = i_4 - i_5 = 1055,0 - 908,5 = 146,5$ кДж/кг.

Массовый расход рабочего вещества нижней ветви каскада $G_a^H = Q_0/q_0 = 10/120,5 = 0,083$ кг/с. Массовый расход хладона R22, приходящийся на 1 кг хладона R13, $\mu = q^H/q_0^B = 146,5/167 = 0,877$ кг/кг. Массовый расход рабочего вещества верхней ветви каскада $G_a^B = \mu G_a^H = 0,877 \cdot 0,083 = 0,073$ кг/с.

Объемная производительность компрессоров нижней и верхней ветвей каскада: $V_d^H = G_a^H v_1 = 0,083 \cdot 0,19 = 15,77 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $V_d^B = G_a^B v_{11} = 0,073 \cdot 0,16 = 11,68 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Изоэнтروпная мощность компрессоров нижней и верхней ветвей каскада: $N_s^H = G_a^H i_2^H = G_a^H (i_2 - i_1) = 0,083 (1096 - 1046,5) = 4,14$ кВт, $N_s^B = G_a^B i_2^B = G_a^B (i_{12} - i_{11}) = 0,073 (1097 - 1038,5) = 4,27$ кВт.

Теоретический холодильный коэффициент $e_v = Q_0/(N_s^H + N_s^B) = 10/(4,14 + 4,27) = 1,19$.

1.5. ГАЗОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Расчет цикла газовой (воздушной) холодильной машины, обеспечивающей подачу холодного воздуха для осуществления рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания при его низкотемпературных испытаниях. Теплота, выделяемая

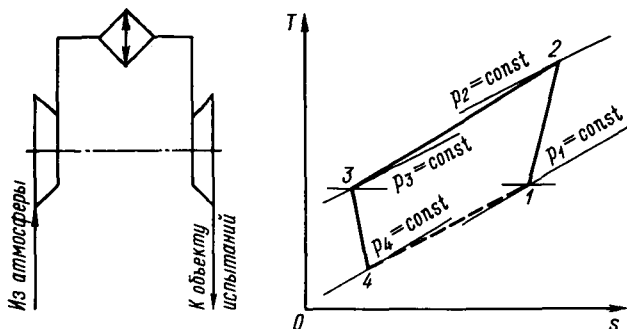


Рис. 1.19. Схема и цикл в $s-T$ диаграмме нерегенеративной газовой холодильной машины

двигателем, и теплопритоки из окружающей среды в камеру испытаний отводятся специальной холодильной машиной. Газовая холодильная машина работает по разомкнутому нерегенеративному циклу (рис. 1.19).

Исходные данные

Объем холодного воздуха, подаваемого в тепловой двигатель, G_d (GD) *, кг/с	3,96
Температура воздуха, К: холодного T_4 (T4)	229
на входе в компрессор (воздуха окружающей среды) T_1 (T1)	393
Относительная влажность воздуха на входе в компрессор φ_1 (F1)	0,9
Давление воздуха на входе в компрессор p_1 (P1), МПа	0,10133
Температура охлаждающей воды T_w (TW), К	288

Принятые величины

Газовая постоянная, Дж/(кг·К): сухого воздуха $R_{с.в}$ (RCB)	287
водяного пара R_w (RW)	462
Показатель изэнтропы воздуха k (K)	1,4
Изэнтропный КПД: детандера $\eta_{эд}$ (TEAD)	0,83
компрессора $\eta_{мк}$ (TEAK)	0,77
Коэффициент восстановления полного давления: в трубопроводе $\sigma_{тр}$ (GTR)	0,995
газоохладителе $\sigma_{г.охл}$ (GKX)	0,98
Давление воздуха после детандера p_4 (P4), МПа	0,1095
Механический КПД: компрессора $\eta_{м.к}$ (TEMK)	0,99
детандера (включая мощность трения дисков) $\eta_{м.д}$ (TEMD)	0,99
Недорекуперация в газоохладителе ΔT (DT), К	5

* В скобках записаны идентификаторы, определяющие эти величины в программе, приведенной ниже.

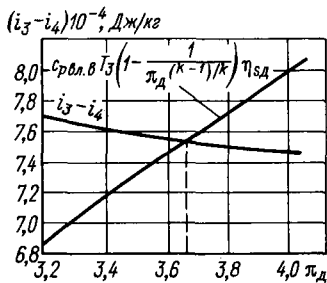


Рис. 1.20. Определение расчетной точки графоаналитическим методом

в воздухе, всасываемом в компрессор, (PW1) $p_{w1} = \varphi_1 p''_{w1} = 0,9 \cdot 0,00234 = 0,002106$ МПа. Степень расширения детандера π_d (РД) определяется из уравнения

$$i_d = i_3 - i_4 = c_{p \text{ вл. в}} T_3 \left(1 - 1/\pi_d^{(k-1)/k}\right) \eta_{sd}, \quad (1.1)$$

где $i_3 = c_p t_3 + d_3 (2,5 \cdot 10^6 + 1930 t_3)$ — энтальпия влажного воздуха при входе в детандер (в предположении, что воздух не несет с собой капельной влаги) (I3), Дж/кг; $i_4 = c_p t_4 + d_4 (2,5 \times 10^6 + 1930 t_4) - (d_3 - d_4) (335 \cdot 10^3 - 2090 t_4)$ — энтальпия влажного воздуха после детандера (в предположении, что вся выпавшая влага в процессе расширения превратилась в лед) (I4), Дж/кг; $c_{p \text{ вл. в}} = R_{\text{вл. в}} k/(k-1)$ — теплоемкость влажного воздуха (при $k_{\text{вл. в}} = k_{c. в} = k$) (СРВВ), Дж/(кг·К); $d_3 = 0,622 p''_{w3}/(p_3 - p''_{w3})$ — влагосодержание воздуха при входе в детандер (D3), кг/кг; $d_4 = 0,622 p''_{w4}/(p_4 - p''_{w4})$ — влагосодержание влажного воздуха после детандера (D4), кг/кг; $R_{\text{вл. в}} = (R_{c. в} + d_3 R_w)/(1 + d_3)$ — газовая постоянная влажного воздуха при входе в детандер (РВВ), Дж/(кг·К); $c_p = R_{c. в} k/(k-1) = 287 \cdot 1,4/(1,4-1) = 1005$ Дж/(кг·К) — теплоемкость сухого воздуха (СР).

Уравнение (1.1) нелинейное. Решить его можно методом последовательных приближений или графоаналитическим методом. Значения левой и правой частей уравнения (1.1) в зависимости от принятых значений π_d приведены в табл. 1.20. Согласно графику на рис. 1.20 необходимая степень расширения детандера $\pi_d = 3,66$.

Давление воздуха перед детандером (P3) $p_3 = 0,1095 \times 3,66 = 0,4$ МПа.

Влагосодержание воздуха перед детандером (D3) $d_3 = 0,622 p''_{w3}/(p_3 - p''_{w3}) = 0,622 \cdot 0,00234/(0,4 - 0,00234) = 3,66 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

Давление воздуха за компрессором (P2) $p_2 = p_3/(\sigma_{тр} \sigma_{г. охл}) = 0,4/(0,98 \cdot 0,995) = 0,41$ МПа.

Степень повышения давления в компрессоре (РК) $\pi_k = p_2/p_1 = 0,41/0,10133 = 4,04$.

Расчет цикла ведется в следующей последовательности.

Температура воздуха на входе в детандер (ТЗ) $T_3 = T_w + \Delta T = 288 + 5 = 293$ К.

Давление сухого насыщенного пара воды, соответствующее значениям температуры воздуха: на входе в детандер (PW3) $p''_{w3} = 0,00234$ МПа, на выходе из детандера (PW4) $p''_{w4} = 7,24 \cdot 10^{-6}$ МПа, на входе в компрессор (PW11) $p''_{w1} = 0,00234$ МПа (по таблицам водяного пара). Парциальное давление водяного пара

в воздухе, всасываемом в компрессор, (PW1) $p_{w1} = \varphi_1 p''_{w1} = 0,9 \cdot 0,00234 = 0,002106$ МПа. Степень расширения детандера π_d (РД) определяется из уравнения

Т а б л и ц а 1.20. К определению степени расширения детандера

Расчетная формула или обозначение	Вычисленные значения при π_D				
	3,2	3,4	3,6	3,8	4
p_3 , МПа	0,3504	0,3723	0,394	0,416	0,438
$d_3 \times 10^3$, кг/кг	4,18	3,93	3,71	3,52	3,34
$d_4 \times 10^3$, кг/кг	4,11	4,11	4,11	4,11	4,11
$(d_3 - d_4) 10^3$, кг/кг	4,139	3,889	3,669	3,489	3,299
i_3 , Дж/кг	30 711	30 090	29 520	29 030	28 570
i_4 , Дж/кг	-46 009	-45 902	-45 807	-45 730	-45 649
$i_D = i_3 - i_4$, Дж/кг	76 720	75 992	75 327	74 760	74 219
$R_{вл. в.}$, Дж/(кг·К)	287,72	287,68	287,65	287,62	287,58
$c_{p вл. в.}$, Дж/(кг·К)	1 007	1006,9	1006,8	1006,7	1006,6
$i_D = c_{p вл. в.} \times$ $\times T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_D^{(k-1)/k}} \right) \eta_{эд}$	68 890	72 003	74 825	77 522	80 012

Влагосодержание воздуха перед компрессором (D1) $d_1 = 0,622 p_{w1} / (p_1 - p_{w1}) = 0,622 \cdot 0,002106 / (0,10133 - 0,002106) = 12,55$ кг/кг.

Масса воздуха, проходящего через компрессор (GK), $G_K = G_D / (1 - (d_1 - d_3)) = 3,96 / (1 - (12,56 \cdot 10^{-3} - 3,66 \cdot 10^{-3})) = 4$ кг/с.

Масса влаги, выпадающей в газоохладителе (DG), $\Delta G = G_K - G_D = 4 - 3,96 = 0,04$ кг/с.

Газовая постоянная влажного воздуха (CPBB) $R_{вл. в.} = (R_{с. в.} + d_3 R_w) / (1 + d_3) = (287 + 3,66 \cdot 10^{-3} \cdot 462) / (1 + 3,66 \times 10^{-3}) = 288$ Дж/(кг·К).

Теплоемкость влажного воздуха (CPBB) $c_{p вл. в.} = R_{вл. в.} / (k - 1) = 288 \cdot 1,4 / (1,4 - 1) = 1007$ Дж/(кг·К).

Удельная работа детандера (LD) $i_D = c_{p вл. в.} T_3 (1 - 1/\pi_D^{(k-1)/k}) \eta_{эд} = 1006,8 \cdot 293 (1 - 1/3,66^{(1,4-1)/1,4}) 0,83 = 76 770$ Дж/кг.

Эффективная мощность детандера (NED) $N_{ед} = G_D (i_3 - i_4) \times \eta_{м. д} = 3,96 \cdot 76,77 \cdot 0,99 = 301$ кВт.

Эффективная мощность компрессора (NEK) $N_{ек} = G_K (i_2 - i_1) / \eta_{мк} = G_K c_{p вл. в.} T_1 (\pi_K^{(k-1)/k} - 1) / (\eta_{мк} \eta_{ск}) = 4 \cdot 1007 \cdot 293 \times (4,04^{(1,4-1)/1,4} - 1) / (0,99 \cdot 0,77) = 759$ кВт.

Мощность привода (NPP) $N_{пр} = (N_{ек} - N_{ед}) / \eta = (759 - 301) / 0,98 = 467$ кВт.

Условный холодильный коэффициент (EYCL) $\epsilon_{усл} = G_D \times c_{p вл. в.} (T_1 - T_4) / N_{пр} = 3,96 \cdot 1007 (293 - 229) / (467 \cdot 10^3) = 0,546$. Холодильный коэффициент $\epsilon_{усл}$ назван условным, так как газовая холодильная машина работает по разомкнутому циклу и весь холодный воздух при $T_4 = 228$ К потребляется тепловым двигателем, на который она работает.

При решении данной задачи на ЭВМ может быть использована программа, приведенная ниже.

```

0001     REAL K,I3,I4,LD,NED,
          *NEK,NPP
0002     READ 1,GD,T4,T1,F1,P1,TW,RCB,RW
0003     1 FORMAT(8F10.3)
0004     TEMP=0.98
0005     READ 1,K,TEAD,TEAK,GTP,GKX,P4,TEMD,
          *TEMK
0006     READ 1,PW3,PW4,PW1,DT
0007     CALL XMNV(GD,T1,P1,
          *F1,PW1,T4,RCB,RW,
          *PW4,P4
          *PD,
          *TEMP,
          *K,TEAD,TEAK,TEMD,TEMK,TW,DT
          *PW3,
          *GTP,GKX,
          *P3,D3,D4,I3,I4,RBB,CPB,P2,LD,CP,PW,
          *PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,DG)
0008     PRINT 2,PD
0009     PRINT 2,P3,D3,D4,I3,I4,RBB,CPB,P2,LD,
          *CP
0010     PRINT 2,PW,PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,
          *DG
0011     2 FORMAT(1X,10E12.5)
0012 C     ОПЕРАТОРЫ 2...6 ОБЕСПЕЧИВАЮТ ВВОД ИС
          *ХОДНЫХ ДАННЫХ
0013 C     ОПЕРАТОР 7 ОБРАЩЕНИЕ К ПОДПРОГРАММЕ
          *XMNV
0014 C     ОПЕРАТОРЫ 8...11 ОБЕСПЕЧИВАЮТ ВЫВОД
          *РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА
0015     END

```



```

0001      SUBROUTINE HMNV(GD,T1,P1,
          *F1,PW11,T4,P4,RCB,RW,
          *PW4,
          *PD,
          *TEMP,
          *K,TEAD,TEAK,TEMD,ТЕМК,TW,DT,
          *PW3,
          *GTP,GHX,
          *P3,D3,D4,I3,I4,RBV,CPBV,P2,LD,CP,PW1,
          *PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,DG)
0002 C      ПОДПРОГРАММА ХМNV ВЫПОЛНЯЕТ РАСЧЕТ
          *ПАРАМЕТРОВ
0003 C      ЦИКЛА ГХМ ПО УРАВНЕНИЯМ, ПРИВЕДЕННЫМ В
          *П. 1-6
0004 C      ПРИМЕРА
0005      REAL I3,I4,LD1,K,LD,NED,NEK,NPP
0006      REAL I31,I41
0007      T3=TW*DT
0008      PD1=1.
0009 C      В ОПЕРАТОРЕ 8 ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ЗАДАЕТСЯ
0010 C      СТЕПЕНЬ РАСШИРЕНИЯ ДЕТАНДЕРА.
0011      C1=2.5*10**6
0012      C2=335*10**3
0013      E=0.0001
0014      PW1=F1*PW11
0015      TC=273.15
0016      T3C=T3-TC
0017      T4C=T4-TC
0018      CP=K/(K-1)*RCB
0019      2 CONTINUE
0020      PD=PD1

```

0021 $P3=P4*PD$
 0022 $D3=0.622*PW3/(P3-PW3)$
 0023 $D4=0.622*PW4/(P4-PW4)$
 0024 $I3=CP*T3C+D3*(C1+1930*T3C)$
 0025 $I4=CP*T4C+D4*(C1+1930*T4C)-$
 $*(D3-D4)*(C2-2090*T4C)$
 0026 $LD1=I3-I4$
 0027 $RBB=(RCB+D3*RW)/(1+D3)$
 0028 $CPBB=K*RBB/(K-1)$
 0029 $LD=CPBB*T3*(1-1./PD**((K-1)/K))*TEAD$
 0030 $D31=-D3*P4/(P3-PW3)$
 0031 $I31=(C1+1930*T3C)*D31$
 0032 $I41=-D31*(C2-2090*T4C)$
 0033 $CPBB1=D31*K/(K-1)*(RW-RCB)/(1+D3)**2$
 0034 $F=LD-LD1$
 0035 $F1=I41-I31+CPBB1*LD/CPBB+$
 $*CPBB*T3*TEAD*(K-1)/K*PD**((1-2*K)/K)$
 0036 IF(ABS(PD-PD1).GE.E) GO TO 2
 0037 C ОПЕРАТОР 36 ВЫПОЛНЯЕТ СОПОСТАВЛЕНИЕ
 $*ЗАДАННОЙ$ И
 0038 C ОПРЕДЕЛЕННОЙ СТЕПЕНИ РАСШИРЕНИЯ ДЕТАЛ
 $*ДЕРА,$ ПРИ
 0039 C ИХ СОВПАДЕНИИ С ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТЬЮ E
 $*ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ$
 0040 C ПАРАМЕТРЫ ГХМ ПО П.7...18 ПРИМЕРА.
 0041 $P2=P3/(GTP*GKX)$
 0042 $PK=P2/P1$
 0043 $D1=0.622*PW1/(P1-PW1)$
 0044 $GK=GD(1-(D1-D3))$
 0045 $DG=GK-GD$
 0046 $NED=GD*(I3-I4)*TEMD$
 0047 $NEK=GK*CPBB*T1*(PK**((K-1)/K)-1)/(TEMK$

**ТЕАК)

```

0048      NPP=(NEK-NED)/TEMP
0049      EYCL=GD*CPBB*(T1-T4)/(NEK-NED)
0050      RETURN
0051      END

```

Пример 2. Расчет газовой (воздушной) холодильной машины, работающей по регенеративному податмосферному циклу, для термообработки стали (рис. 1.21).

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	50
Температура, К:	
воздуха при выходе из камеры T_4	193
окружающей среды T_3	293

Принятые величины

Показатель изэнтропии воздуха k	1,4
Газовая постоянная воздуха R , Дж/(кг·К)	287
Теплоемкость воздуха c_p , Дж/(кг·К)	1005
Недорекуперация в регенераторах ΔT , К	3
Коэффициент восстановления полного давления:	
в регенераторе σ_p	0,98
в трубопроводах $\sigma_{тр}$	0,995
в камере σ_k	0,98
Изэнтропный КПД:	
детандера $\eta_{зд}$	0,87
компрессора $\eta_{ск}$	0,85
Механический КПД:	
детандера, включая мощность трения дисков, $\eta_{м.д}$	0,98
компрессора $\eta_{м.к}$	0,98
привода $\eta_{м.пр}$	0,97

Расчет цикла (для сухого воздуха) ведется следующим образом.

Оптимальная степень повышения давления в компрессоре определяется по наибольшему значению холодильного коэффициента. Холодильный коэффициент в зависимости от степени повышения давления в компрессоре π_k может быть определен по уравнению В. С. Мартыновского, в котором абсолютные падения давления в элементах машины Δp заменены коэффициентами восстановления полного давления σ , равными отношению полных давлений на входе и выходе в каждый из элементов:

$$\begin{aligned}
 \eta_d &= q_0/(l_k - l_d) = (i_5 - i_4)/((i_2 - i_1) - (i_5 - i_4)) = \\
 &= (T_5 - T_4)/((T_2 - T_1) - (T_5 - T_4)) = \\
 &= \frac{\eta_{зд} (1 - (\pi_k \sigma_{тр} \sigma_p^2 \sigma_k)^{(1-k)/k}) - \Delta T_p / T_5}{(T_3 - \Delta T_p) (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / (T_5 \eta_{ск}) - \eta_{зд} (1 - (\pi_k \sigma_{тр} \sigma_p^2 \sigma_k)^{(1-k)/k})}
 \end{aligned}$$

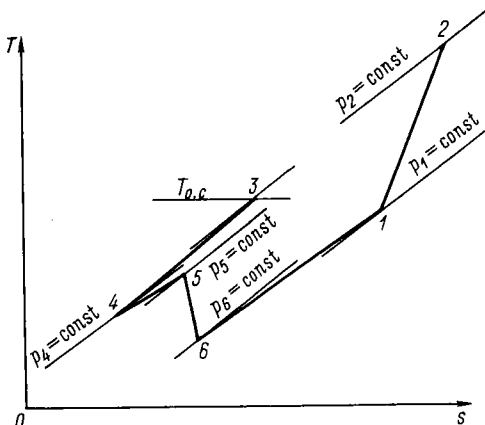


Рис. 1.21. Цикл в s - T диаграмме регенеративной газовой холодильной машины

Результаты расчетов приведены в табл. 1.21.

Максимальному коэффициенту $\epsilon_d = 0,546$ соответствует степень повышения давления $\pi_k = 1,9$.

Температура воздуха при выходе из детандера $T_6 = T_5 [1 - \eta_{эд} (1 - \pi_k \sigma_{тр} \sigma_p^2 \sigma_k)^{(1-k)/k}] = 193 [1 - 0,87 (1 - 1,9 \cdot 0,98 \times 0,995^2 \times 0,98)^{(1-1,4)/1,4}] = 166,9$ К.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_5 - i_4 = c_p (T_5 - T_4) = c_p [T_5 - (T_5 +$

$$+ \Delta T_p)] = 1005 [193 - (166,9 + 3)] = 1005 \cdot 23,1 = 23\,216 \text{ Дж/кг.}$$

Расход воздуха $G = Q_0/q_0 = 50 \cdot 10^3 / 23\,216 = 2,15$ кг/с.

Эффективная мощность компрессора $N_{ек} = G (i_2 - i_1) / \eta_{м.к} = G c_p (T_2 - T_1) / \eta_{м.к} = G c_p T_1 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / (\eta_{м.к} \eta_{ек}) = G c_p (T_3 - \Delta T_p) (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / (\eta_{м.к} \eta_{ек}) = 2,15 \cdot 1005 (293 - 3) (1,9^{(1,4-1)/1,4} - 1) / (0,98 \cdot 0,85) = 151,5$ кВт. Эффективная мощность детандера $N_{ед} = G (i_5 - i_6) \eta_{м.д} = G c_p (T_5 - T_6) \times \eta_{м.д} = 2,15 \cdot 1005 (193 - 166,9) \cdot 0,98 = 56,4$ кВт.

Мощность привода $N_{пр} = (N_{ек} - N_{ед}) / \eta_{м.пр} = (151,5 - 56,4) / 0,97 = 98$ кВт.

Т а б л и ц а 1.21. Основные расчетные величины

Расчетные формулы	Значения π_k				
	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
$A = \pi_k \sigma_{тр} \sigma_p^2 \sigma_k$	1,616	1,711	1,807	1,902	1,997
$B = \eta_{эд} (1 - A^{(1-k)/k})$	0,1115	0,1238	0,1353	0,1459	0,156
$C = B - \Delta T_p / T_5$	0,096	0,1083	0,1197	0,1304	0,1404
$D = \pi_k^{(k-1)/k} - 1$	0,1637	0,1829	0,2013	0,219	0,236
$E = (T_3 - \Delta T_p) D / (T_5 \eta_{ек})$	0,2894	0,3233	0,3546	0,3858	0,416
$\epsilon_d = C / (E - B)$	0,5398	0,5429	0,5458	0,5436	0,54

Пример 3. Расчет цикла газовой холодильной машины (ГХМ) с вымораживанием диоксида углерода из дымовых газов в процессе расширения в детандере.

Исходные данные

Объемная производительность компрессора V_n , кг/с	1,7
Степень повышения давления в компрессоре π_k	2,3
Степень понижения давления в детандере π_d	2,0
Дымовые газы на входе в компрессор:	
температура T_1 , К	313
давление p_1 , кПа	101
Начальное содержание диоксида углерода $r_{д.у(1)}$, % (об.)	7,6
Начальная относительная влажность дымовых газов φ_1	1,0
Температура охлаждающей воды T_w , К	287

Принятые величины

Изоэнтропный КПД:	
компрессора η_{sk}	0,82
детандера η_{sd}	0,80
Механический КПД:	
компрессора $\eta_{м.к}$	0,985
детандера $\eta_{м.д}$	0,985
привода $\eta_{м.пр}$	0,97
Коэффициенты восстановления полного давления:	
в водяном теплообменнике $\sigma_{в.т}$	0,995
» трубопроводах $\sigma_{тр}$	0,995
» регенераторах σ_p	0,986
Недорекупация в водяном теплообменнике ΔT , К	5
Подогрев воды в теплообменнике ΔT_w , К	8

Допущения при расчете: физические параметры компонентов газовой смеси в процессе ее сжатия и расширения принимаются постоянными и определяются по состоянию на входе в компрессор и детандер; в качестве компонентов газовой смеси приняты азот, диоксид углерода и водяные пары.

Схема и условный цикл в $s-T$ диаграмме ГХМ с вымораживанием диоксида углерода показаны на рис. 1.22.

Параметры газовой смеси на входе в компрессор:

$$\text{парциальное давление водяных паров } p_{в.п(1)} = f(T_1) = 7,375 \text{ кПа [32];}$$

$$\text{объемная доля водяных паров } r_{в.п(1)} = p_{в.п(1)} / p_1 = 7,375 / 101 = 0,073 = 7,3 \%;$$

$$\text{объемная доля азота } r_{а(1)} = 1 - [r_{д.у(1)} + r_{в.п(1)}] = 1 - (0,076 + 0,073) = 0,851 = 85,1 \%;$$

влагосодержание дымовых газов

$$d_{в.п(1)} = \frac{\mu_{в.п}}{\mu_{д.у} r_{д.у(1)} + \mu_a r_{а(1)}} \frac{r_{в.п(1)}}{1 - r_{в.п(1)}} =$$

$$= \frac{18}{44 \cdot 0,076 + 28 \cdot 0,851} \frac{0,073}{1 - 0,073} = 0,052 \text{ кг/кг;}$$

молекулярные массы диоксида углерода, воды и азота $\mu_{д.у}$, $\mu_{в.п}$, μ_a :

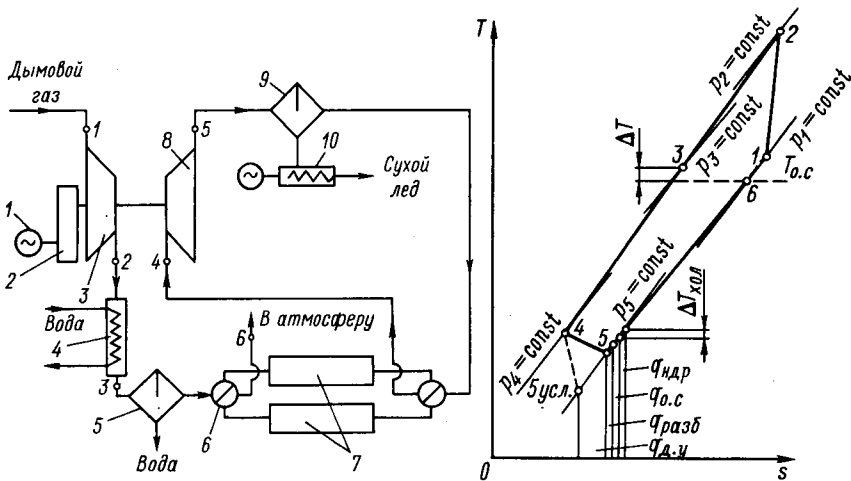


Рис. 1.22. Схема и условный цикл в s - T диаграмме ГХМ с вымораживанием диоксида углерода:

1 — электродвигатель; 2 — мультипликатор; 3 — компрессор; 4 — водяной теплообменник; 5 — каплеотделитель; 6 — клапанная коробка; 7 — регенератор; 8 — турбодетандер; 9 — сепаратор; 10 — шнековый прессоваль

показатель адиабаты дымовых газов

$$k = \frac{\frac{r_{д.у}(1)}{k_{д.у}-1} + \frac{r_{в.п}(1)}{k_{в.п}-1} + \frac{r_a(1)}{k_a-1} + 1}{\frac{r_{д.у}(1)}{k_{д.у}-1} + \frac{r_{в.п}(1)}{k_{в.п}-1} + \frac{r_a(1)}{k_a-1}} =$$

$$= \frac{0,076/(1,26-1) + 0,073/(1,13-1) + 0,851/(1,4-1) + 1}{0,076/(1,26-1) + 0,073/(1,13-1) + 0,851/(1,4-1)} = 1,335;$$

показатели изоэнтропы диоксида углерода, водяных паров и азота по параметрам газовой смеси перед компрессором соответственно $k_{д.у}$, $k_{в.п}$, k_a ;

газовая постоянная дымовых газов $R_1 = 8,314/(\mu_{д.у} \times r_{д.у}(1) + \mu_{в.п} r_{в.п}(1) + \mu_a r_a(1)) = 8,314/(44 \cdot 0,076 + 18 \times 0,073 + 28 \cdot 0,851) = 0,292$ кДж/(кг·К);

плотность дымовых газов $\rho_1 = p_1/(R_1 T_1) = 101/(0,292 \cdot 313) = 1,105$ кг/м³.

Массовый расход дымовых газов при входе в компрессор $G_k = V_k \rho_1 = 1,7 \cdot 1,105 = 1,879$ кг/с.

Масса влаги в дымовых газах, поступающих в компрессор, $G_{в.п} = G_k d_{в.п}(1)/(1 + d_{в.п}(1)) = 1,879 \cdot 0,052/(1 + 0,052) = 0,093$ кг/с.

Параметры газовой смеси на выходе из компрессора:

температура $T_2 = T_1 + T_1 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1)/\eta_{sk} = 313 + 313 (2,3^{(1,335-1)/1,335} - 1)/0,82 = 402$ К;

давление $p_2 = p_1 \pi_k = 232$ кПа.

Параметры газовой смеси после водяного теплообменника:
 температура $T_3 = T_{\text{в}} + \Delta T_{\text{в}} + \Delta T = 287 + 8 + 5 = 300 \text{ К}$;
 давление $p_3 = p_2 \sigma_{\text{вт}} \sigma_{\text{тр}} = 232 \cdot 0,995 \cdot 0,995 = 230 \text{ кПа}$;
 относительная влажность $\varphi_3 = 1$;
 парциальное давление водяных паров $p_{\text{в.п}(3)} = f(T_3) =$

$$= 3,564 \text{ кПа};$$

$$\text{объемная доля водяных паров } r_{\text{в.п}(3)} = p_{\text{в.п}(3)} / p_3 =$$

$$= 3,564 / 230 = 0,0155;$$

пропорциональные объемные доли диоксида углерода и азота
 $r_{\text{д.у}(3)} = 0,0805$; $r_{\text{а}(3)} = 0,904$;

$$\text{влагосодержание дымовых газов } d_{\text{в.п}(3)} = [\mu_{\text{в.п}} / (\mu_{\text{д.у}} r_{\text{д.у}(3)} +$$

$$+ \mu_{\text{а}} r_{\text{а}(3)})] r_{\text{в.п}(3)} / (1 - r_{\text{в.п}(3)}) = [18 / (44 \cdot 0,0805 + 28 \cdot 0,904)] \times$$

$$\times 0,0155 / (1 - 0,0155) = 0,00982;$$

$$\text{масса влаги, выпадающей в водяном теплообменнике, } \Delta G_{\text{в.п}} = [G_{\text{в}} / (1 + d_{\text{в.п}(1)})] (d_{\text{в.п}(1)} - d_{\text{в.п}(3)}) = [1,879 / (1 + 0,052)] \times$$

$$\times (0,052 - 0,00982) = 0,0753 \text{ кг/с.}$$

Параметры газовой смеси перед детандером:

$$\text{давление } p_4 = p_3 \sigma_p = 230 \cdot 0,986 = 227 \text{ кПа};$$

объемная доля диоксида углерода и азота (водяные пары частично сконденсированы в водяном теплообменнике и удалены, а также выморожены в регенераторах и обратным потоком вынесены в атмосферу; перед турбодетандером практически водяных паров нет при работе в режиме вымораживания диоксида углерода)
 $r_{\text{д.у}(4)} = r_{\text{д.у}(1)} / (r_{\text{д.у}(1)} + r_{\text{а}(1)}) = 0,076 / (0,076 +$

$$+ 0,851) = 0,082, r_{\text{а}(4)} = r_{\text{а}(1)} / (r_{\text{а}(1)} + r_{\text{д.у}(1)}) = 0,851 / (0,851 +$$

$$+ 0,076) = 0,918;$$

$$\text{парциальное давление диоксида углерода } p_{\text{д.у}(4)} = p_4 r_{\text{д.у}(4)} =$$

$$= 227 \cdot 0,082 = 18,61 \text{ кПа};$$

$$\text{содержание диоксида углерода } d_{\text{д.у}(4)} = (\mu_{\text{д.у}} / \mu_{\text{а}}) \times$$

$$\times [r_{\text{д.у}(4)} / (1 - r_{\text{д.у}(4)})] = (44 / 28) [0,082 / (1 - 0,082)] = 0,14 \text{ кг/кг};$$

$$\text{газовая постоянная } R_4 = 8,314 / (\mu_{\text{д.у}} r_{\text{д.у}(4)} + \mu_{\text{а}} r_{\text{а}(4)}) =$$

$$= 8,314 / (44 \cdot 0,082 + 28 \cdot 0,918) = 0,284 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

температура газовой смеси, равная температуре десублимации диоксида углерода при его парциальном давлении в составе газовой смеси [1], $T_{\text{д.у}(4)} = f(p_{\text{д.у}(4)}) = 176 \text{ К}$;

показатель адиабаты дымовых газов

$$k' = \frac{\frac{r_{\text{д.у}(4)}}{k'_{\text{д.у}} - 1} + \frac{r_{\text{а}(4)}}{k'_{\text{а}} - 1} + 1}{\frac{r_{\text{д.у}(4)}}{k'_{\text{д.у}} - 1} + \frac{r_{\text{а}(4)}}{k'_{\text{а}} - 1}} =$$

$$= \frac{0,082 / (1,36 - 1) + 0,918 / (1,41 - 1) + 1}{0,082 / (1,36 - 1) + 0,918 / (1,41 - 1)} = 1,4;$$

показатели изэнтропии диоксида углерода и азота по параметрам газовой смеси перед детандером $k'_{\text{д.у}}$ и $k'_{\text{а}}$.

Параметры газовой смеси за детандером:

$$\text{давление } p_5 = p_4 / \pi_{\text{д}} = 227 / 2 = 113,5 \text{ кПа};$$

Т а б л и ц а 1.22. Температура дымовых газов на входе в детандер

Обозначение	Температура, К			
	176	178	180	182
$T_{\text{в усл.}} \text{ К}$	150,7	152,4	154,1	155,8
$T_{\text{в}} \text{ К}$	166,4	166,7	167	167,3
$d_{\text{д. у (в)}} \text{ кг/кг}$	0,105	0,1085	0,112	0,1155
$\Delta g_{\text{д. у}} \text{ кг/кг}$	0,031	0,028	0,025	0,022
$l_{\text{д}} \text{ кДж/кг}$	25,17	25,45	25,74	26,03
$q_{\text{д. у}} \text{ кДж/кг}$	28,098	16,31	14,53	12,76
$q_{\text{разб.}} \text{ кДж/кг}$	3,94	3,52	3,06	2,64
$q_{\text{о. с.}} \text{ кДж/кг}$	0,252	0,255	0,257	0,26
$q_{\text{ндр.}} \text{ кДж/кг}$	2,879	5,37	7,9	10,38
$\Delta T_{\text{хол.}} \text{ К}$	2,9	5,4	8	10,4

условная температура при расширении без вымораживания

$$T_{\text{в усл.}} = T_4 [1 - (1 - \pi_{\text{д}}^{(1-k')/k'}) \eta_{\text{сд.}}].$$

Далее расчет производится в табличной форме (табл. 1.22) по четырем значениям температуры дымовых газов на входе в детандер, начиная с $T_4 = T_{\text{д. у (4)}} = 176 \text{ К}$.

Температура и содержание диоксида углерода после вымораживания согласно диаграмме $i - d_{\text{д. у}}$ для смеси азот—диоксид углерода (рис. 1.23): $T_{\text{в}} = f(T_{\text{в усл.}}, d_{\text{д. у (4)}}, p_{\text{в}})$, $d_{\text{д. у (5)}} = f(T_{\text{в усл.}}, d_{\text{д. у (4)}}, p_{\text{в}})$. Удельное количество вымораживаемого диоксида углерода $\Delta g_{\text{д. у}} = (d_{\text{д. у (4)}} - d_{\text{д. у (5)}})/(1 + d_{\text{д. у (4)}})$.

Энергетический баланс детандера:

$$\text{удельная работа детандера } l_{\text{д}} = [k'/(k' - 1)] R_4 T_4 [1 - \pi_{\text{д}}^{(1-k')/k'}] \eta_{\text{сд.}};$$

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию тепловыделений при кристаллизации диоксида углерода, $q_{\text{д. у}} = \Delta g_{\text{д. у}} H_{\text{д. у}}$, где $H_{\text{д. у}} = f(T_4)$ — удельная теплота сублимации диоксида углерода [1], кДж/кг;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию материального разбаланса регенераторов вследствие вывода части рабочего тела из машины в виде «сухого» льда, $q_{\text{разб.}} = [k'/(k' - 1)] R_4 (T_{\text{в}} - T_4) \Delta g_{\text{д. у}} / (1 - \Delta g_{\text{д. у}})$;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию теплопритоков из окружающей среды, $q_{\text{о. с.}} = 0,01 l_{\text{д}}$;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию недоохлаждения на холодных концах регенераторов, $q_{\text{ндр.}} = l_{\text{д}} - (q_{\text{д. у}} + q_{\text{разб.}} + q_{\text{о. с.}})$.

Разность температур на холодных концах регенераторов $\Delta T_{\text{хол.}} = q_{\text{ндр.}} / [k' R_4 / (k' - 1)]$.

Рекомендуемые значения разности температур на холодных концах регенераторов 6—10 К. Принимается $\Delta T_{\text{хол.}} = 8 \text{ К}$. Массо-

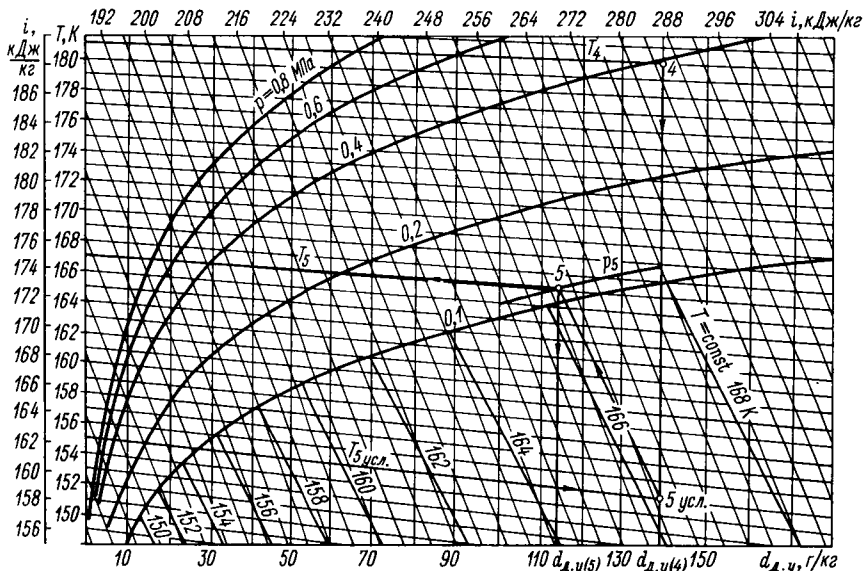


Рис. 1.23. Диаграмма $t-d_{\text{у}}$ для смеси азот—диоксид углерода при $\phi = 1$

вый расход дымовых газов через детандер $G_{\text{д}} = G_{\text{к}} - G_{\text{вп}} = 1,879 - 0,093 = 1,786$ кг/с. Производительность ГХМ по вымораживаемому диоксиду углерода $G_{\text{д.у}} = \Delta g_{\text{д.у}} G_{\text{д}} 0,8 = 0,025 \cdot 1,786 \cdot 0,8 = 0,0357$ кг/с. Ориентировочно потери твердого диоксида углерода при сепарации и прессовании составляют 20 %.

Мощность, затрачиваемая компрессором, $N_{\text{к}} = [k/(k-1)] \times G_{\text{к}} R_1 (T_2 - T_1) / \eta_{\text{м.к}} = [1,335/(1,335-1)] \cdot 1,879 \cdot 0,292 \cdot 89 / 0,985 = 200$ кВт. Мощность, развиваемая детандером, $N_{\text{д}} = [k'/(k'-1)] G_{\text{д}} R_4 T_4 (1 - \pi_{\text{д}}^{(1-k')/k'}) \eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м.д}} = [1,4/(1,4-1)] \cdot 1,786 \cdot 0,284 \cdot 180 (1 - 2^{(1-1,4)/1,4}) \cdot 0,8 \cdot 0,985 = 45$ кВт. Мощность привода $N_{\text{пр}} = (N_{\text{к}} - N_{\text{д}}) / \eta_{\text{м.пр}} = (200 - 45) / 0,97 = 160$ кВт.

1.6. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Чтобы выполнить расчет циклов абсорбционных холодильных машин, должны быть заданы или определены заранее следующие внешние условия: рабочее вещество и абсорбент; высшая температура греющего источника; низшая температура охлаждающего источника (воды или окружающей среды); низшая температура охлаждаемого источника (теплоносителя на выходе из испарителя или воздуха на выходе из воздухоохладителя). Для расчета циклов абсорбционно-резорбционных холодильных машин кроме перечисленных условий должна быть задана высшая температура охлаждаемого источника.

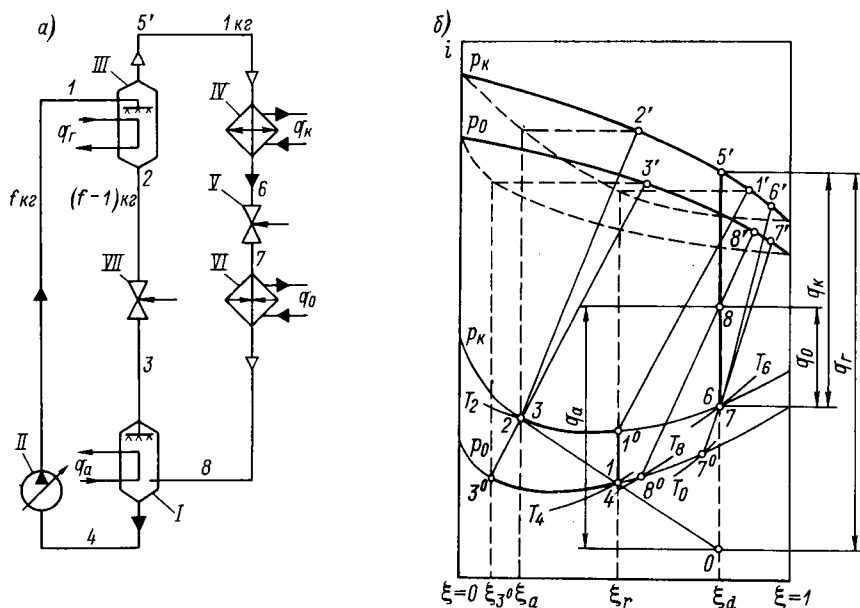


Рис. 1.24. Абсорбционная холодильная машина без теплообменника и ректификатора: а — схема машины, б — процессы в $p-i$ диаграмме; I — абсорбер; II — насос крепкого раствора; III — генератор; IV — конденсатор; V — дроссельный вентиль хладагента; VI — испаритель; VII — дроссельный вентиль раствора

По заданным параметрам внешних источников, пользуясь термодинамическими диаграммами и таблицами термодинамических параметров равновесных фаз растворов, вписывают прямой и обратный циклы машины в диаграмму, определяют термодинамические параметры рабочего вещества и абсорбента в узловых точках циклов, рассчитывают удельные тепловые потоки в аппаратах, составляют тепловой баланс машины и находят значение теплового коэффициента, характеризующего энергетическую эффективность циклов и схемы машины.

Пример 1. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной абсорбционной холодильной машины без теплообменника и ректификации пара (рис. 1.24).

Исходные данные

Давление греющего насыщенного водяного пара p_h , МПа . . .	0,792
Температура, К:	
охлаждающей воды T_{w1}	298
охлаждаемого рассола T_{s2}	258
греющего пара T_h при $p_h = 0,792$ МПа	443

Принятые величины: высшая температура кипения раствора в генераторе $T_2 = T_h - \Delta T = 443 - 10 = 433$ К; низшая температура конденсации раствора в конденсаторе $T_6 = T_{w1} +$

Т а б л и ц а 1.23. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
После генератора	$T_2=433$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{2a}=0,0904$	$i_2 = 614,23$
После абсорбера	$T_4=303,3$	$p_0 = 0,1473$	$\xi_{2r}=0,344$	$i_4 = -100,56$
В начале кипения в генераторе	$T_{10}=371,5$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{2r}=0,344$	$i_{10} = 222,07$
После конденсатора	$T_8=303,3$	$p_K = 1,17684$	$\xi_d=0,812$	$i_8 = 10,48$
В конце кипения в испарителе	$T_9=258$	$p_0 = 0,1473$	$\xi_s=0,7175$	$i_{90} = 245,48$
<i>Пар</i>				
Равновесный раствору в генераторе: крепкому	$T_{10}=371,5$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{1r}=0,94$	$i_{1r} = 1548,2$
слабому	$T_2=433$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{2r}=0,472$	$i_{2r} = 2224,89$
В конце кипения в испарителе	$T_8=258$	$p_0 = 0,1473$	$\xi_K=1$	$i_K = 1255,79$
Выходящий из генератора при $\xi_m = (\xi_a + \xi_r)/2 = (0,0904 + 0,344)/2 = 0,2172$ кг/кг	$T_5=401$	$p_K = 1,17684$	$\xi_d = 0,812$	$i_{5r} = 1768,18$

+ $\Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К; давление в конденсаторе и генераторе принимается одинаковым и определяется по температуре конденсации чистого аммиака $T_K = 303,3$ К; $p_K = 1,17684$ МПа; низшая температура абсорбции раствора в абсорбере при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер $T_4 = T_{\omega 1} + \Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К; высшая температура кипения раствора в испарителе $T_8 \approx T_{s2} = 258$ К; низшая температура раствора в испарителе (при обязательном условии $\xi_{70} < \xi_d$) $T_0 = T_7 = T_{s2} - \Delta T = 258 - 5 = 253$ К; давление в испарителе и абсорбере при условии отсутствия аэродинамических сопротивлений между этими аппаратами $p_0 = p_0' - \Delta p_0 = 0,190314 - 0,04314 = 0,1473$ МПа, где p_0' — давление насыщенного аммиачного пара при $T_0 = 253$ К.

Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 1.23. Все параметры определены по $\xi - i$ -диаграмме для водоаммиачного раствора с учетом исходных данных.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_d - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a) = (0,812 - 0,0904)/(0,344 - 0,0904) = 2,845$ кг/кг.

Теплота генератора $q_r = i_{5r} - i_2 + f(i_2 - i_4) = 1768,18 - 614,23 + 2,845(614,23 + 100,56) = 3187,53$ кДж/кг. Теплота

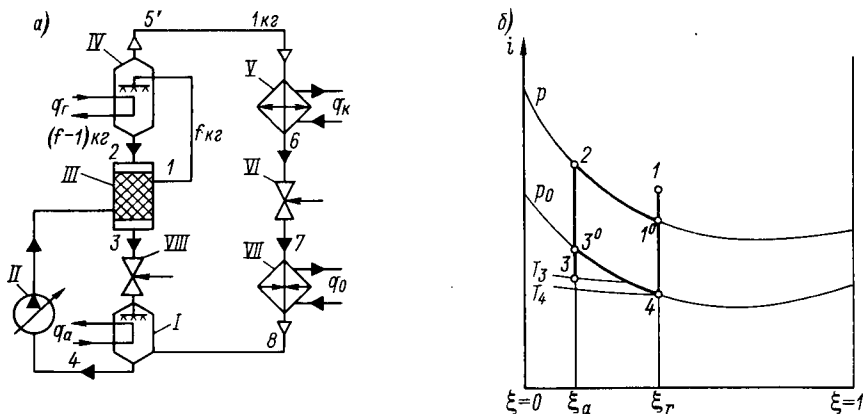


Рис. 1.25. Абсорбционная холодильная машина с теплообменником: а — схема машины; б — процессы для жидкой фазы раствора в ξ - i диаграмме; I — абсорбер; II — насос крепкого раствора; III — теплообменник; IV — генератор; V — конденсатор; VI — дроссельный вентиль кладагента; VII — испаритель; VIII — дроссельный вентиль раствора

конденсатора $q_k = i_5 - i_6 = 1768,18 - 10,48 = 1757,7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_9 = 583,4 - 10,48 = 572,92$ кДж/кг, где $i_9 = i_k - (i_k - i_{10}) (\xi_k - \xi_a) / (\xi_k - \xi_a) = 1255,79 - (1255,79 - 245,48) (1 - 0,812) / (1 - 0,7175) = 583,4$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_8 - i_2 + f (i_3 - i_4) = 583,4 - 614,23 + 2,845 (614,23 + 100,56) = 2002,75$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 3187,53 + 572,92 = 3760,45$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a = 1757,7 + 2002,75 = 3760,45$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0 / q_r = 575,92 / 3187,53 = 0,18$.

Работа насоса крепкого раствора $l_k = v f (\rho_k - \rho_0) = 0,0011368 \cdot 2,845 (1,17684 - 0,1473) 10^6 = 3,33$ кДж/кг, где удельный объем крепкого раствора $v = 0,001 / (1 - 0,35 \xi_r) = 0,001 / (1 - 0,35 \cdot 0,344) = 0,0011368$ м³/кг.

Пример 2. Расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов (рис. 1.25) по условиям предыдущего примера.

Состояние слабого раствора при выходе из теплообменника: $T_3 = T_4 + \Delta T = 303,3 + 5 = 308,3$ К; $\xi_a = 0,0904$ кг/кг; $i_3 = 73,33$ кДж/кг.

Количество теплоты, отдаваемое слабым раствором в теплообменнике, $q_r = (f - 1) (i_2 - i_3) = (2,845 - 1) (614,23 - 73,33) = 997,96$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора при выходе из теплообменника: $i_1 = i_4 + (q_r / f) = -100,56 + (997,96 / 2,845) = 250,22$ кДж/кг.

В связи с тем что энтальпия раствора в начале процесса кипения в генераторе при $p_k = 1,17684$ МПа равна $i_{10} = 222,07$ кДж/кг, крепкий раствор из теплообменника выходит

в состоянии влажного пара с $i_1 = 250,22$ кДж/кг. Из графика $T = \varphi(i)$ при $\xi_r = 0,344$ кг/кг и $p_K = 1,17684$ МПа (рис. 1.26) можно найти температуру крепкого раствора после теплообменника $T_1 = 374$ К.

Теплота генератора $q_r = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_1) = 1768,18 - 614,23 + 2,845(614,23 - 250,22) = 2189,56$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 583,4 - 73,33 + 2,845(73,33 + 100,56) = 1004,78$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{\text{подв}} = q_r + q_0 = 2189,56 + 572,92 = 2762,48$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{\text{отв}} = q_K + q_a = 1757,7 + 1004,78 = 2762,48$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 572,92/2189,56 = 0,262$.

Пример 3. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой (рис. 1.27).

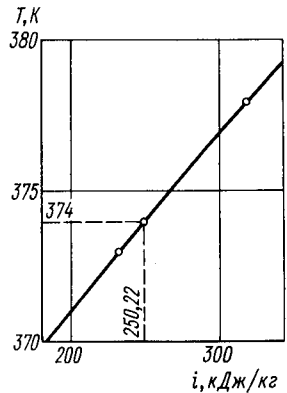


Рис. 1.26. График $T = \varphi(i)$

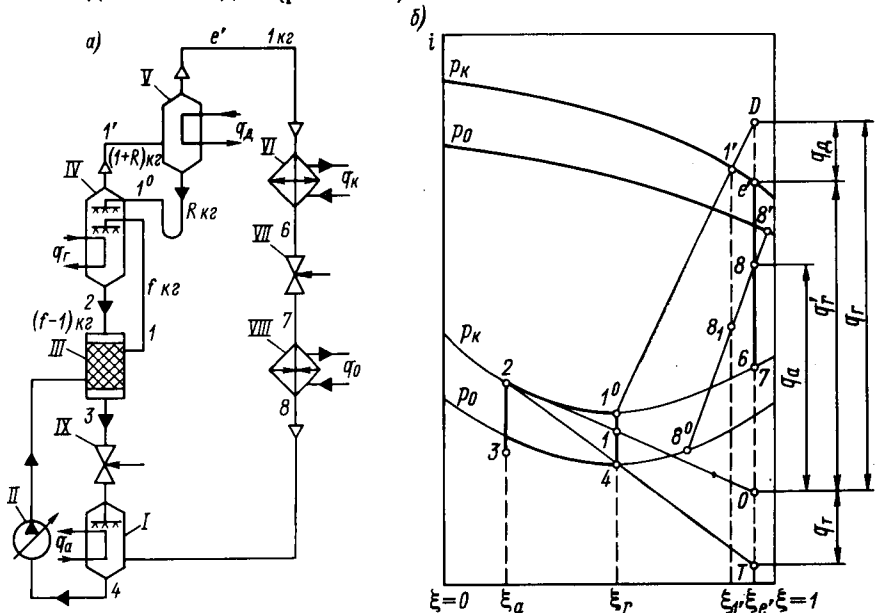


Рис. 1.27. Абсорбционная холодильная машина с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором: а — схема машины; б — процессы в ξ — i диаграмме;

I — абсорбер; II — насос крепкого раствора; III — теплообменник растворов; IV — генератор с ректификатором; V — дефлегматор; VI — конденсатор; VII — дроссельный вентиль хладагента; VIII — испаритель; IX — дроссельный вентиль раствора

Таблица 1.24. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	ρ , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
После генератора	$T_2 = 433$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}} = 0,0904$	$i_2 = 614,23$
» абсорбера	$T_4 = 303,3$	$\rho_0 = 0,176526$	$\xi_r = 0,3676$	$i_4 = -111,46$
» конденсатора	$T_6 = 303,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{e'} = 0,9959$	$i_6 = 141,87$
ра				
В начале кипения (крепкий раствор)	$T_{1e} = 367,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_r = 0,3676$	$i_{1e} = 181,49$
После теплообменника (слабый раствор)	$T_3 = 308,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}} = 0,0904$	$i_3 = 73,33$
<i>Пар</i>				
После генератора	$T_{1e} = 367,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{1e} = 0,9478$	$i_{1e} = 1529,16$
» дефлегматора	$T_{e'} = 313$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{e'} = 0,9959$	$i_{e'} = 1323,59$
Насыщенный при высшей температуре кипения в испарителе	$T_8 = 255$	$\rho_0 = 0,176526$	$\xi_{\text{ж}} = 1$	$i_{\text{ж}} = 1245,42$

После ректификации пара в ректификационной колонне и дефлегматоре температура пара на выходе из дефлегматора принимается равной $T_{e'} = T_{\text{ж}} + \Delta T = 303,3 + 9,7 = 313$ К. Тогда концентрация пара $\xi_{e'} = 0,9959$ кг/кг. Последнюю определяют по таблицам термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора.

В связи с более высокой концентрацией раствора, поступающего в испаритель, давление кипения в испарителе принимается равным $\rho_0 = \rho_0' - \Delta \rho_0 = 0,190314 - 0,013888 = 0,176526$ МПа.

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.24.

Высшая температура кипения раствора в испарителе принимается равной $T_8 = T_0 + \Delta T = 253 + 2 = 255$ К.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_{\text{ж}}) / (\xi_r - \xi_{\text{ж}}) = (0,9959 - 0,0904) / (0,3676 - 0,0904) = 3,267$ кг/кг.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1e}) / (\xi_{1e} - \xi_r) = (0,9959 - 0,9478) / (0,9478 - 0,3676) = 0,0829$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_{\text{д}} = (1 + R) i_{1e} - i_{e'} - R i_{1e} = (1 + 0,0829) 1529,16 - 1323,59 - 0,0829 \cdot 191,49 = 316,47$ кДж/кг. Теплота теплообменника $q_{\text{т}} = (f - 1) (i_2 - i_3) = (3,267 - 1) \times (614,23 - 73,33) = 1226,22$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплообменника: $i_1 = i_4 + (q_{\text{т}}/f) = -111,46 + (1226,22/3,267) = 263,88$ кДж/кг.

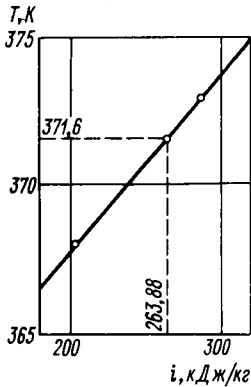
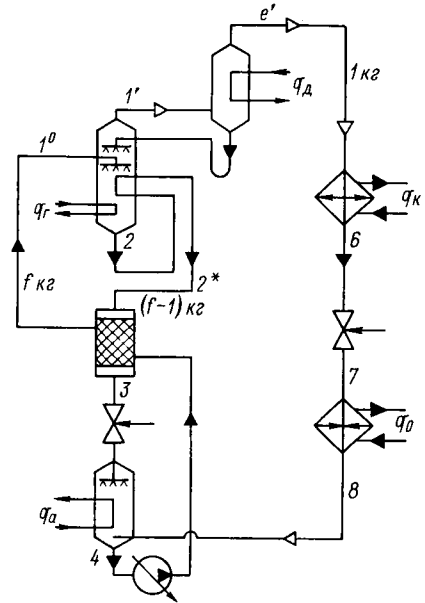


Рис. 1.28. График $T = \varphi(i)$

Рис. 1.29. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником, ректификатором, водяным дефлегматором и обратной подачей раствора через генератор



По графику $T = \varphi(i)$ на рис. 1.28 при $\xi_r = 0,3676$ кг/кг и $p_k = 1,17684$ МПа находят температуру крепкого раствора после теплообменника $T_1 = 371,6$ К.

Теплота генератора $q_r = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_d = 1323,59 - 614,23 + 3,267(614,23 - 263,88) + 316,47 = 2170,42$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_k = i_{e'} - i_6 = 1323,59 - 141,87 = 1181,72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_8 = 1177,65 - 141,87 = 1035,78$ кДж/кг, где $i_8 = i_k - [(i_k - i_3)/(\xi_k - \xi_s)] \times (\xi_k - \xi_r) = 1245,42 - [(1245,42 + 159,59)/(1 - 0,915)](1 - 0,9959) = 1177,65$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1177,65 - 73,33 + 3,267(73,33 + 111,46) = 1708,03$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 2170,42 + 1035,78 = 3206,2$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_d = 1181,72 + 1708,03 + 316,47 = 3206,22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 1035,78/2170,42 = 0,477$.

Пример 4. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов, обратной подачей раствора через генератор, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой (рис. 1.29).

Применение наряду с теплообменником обратной подачи раствора через генератор позволяет более полно использовать тепловую энергию слабого раствора.

Располагаемая тепловая энергия слабого раствора $q_{т.с.} = (f - 1)(i_2 - i_3) = (3,267 - 1)(614,23 - 73,33) = 1226,22$ кДж/кг,

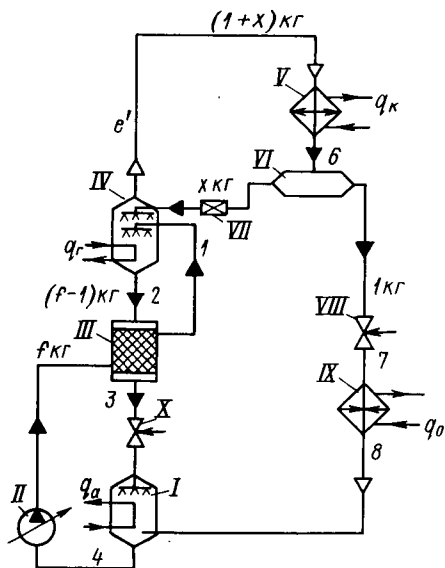


Рис. 1.30. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником и ректификационной частью жидкого хладагента из конденсатора: I — абсорбер; II — насос крепкого раствора; III — теплообменник растворов; IV — генератор с ректификационным; V — конденсатор; VI — ресивер; VII — регулирующий вентиль хладагента; VIII — дроссельный вентиль хладагента; IX — испаритель; X — дроссельный вентиль раствора

где $i_3 = 73,33$ кДж/кг (при $p_k = 1,17684$ МПа, $T_3 = 308,3$ К и $\xi_a = 0,0904$ кг/кг).

Количество теплоты, отводимой в обратной подаче через генератор, $q_{r.o} = q_{r.o} - f(i_1 - i_4) = 1226,22 - 3,267(191,49 + 111,46) = 236,48$ кДж/кг.

Состояние слабого раствора, поступающего в теплообменник: $i_{2*} = i_2 - q_{r.o}/(f - 1) = 614,23 - 236,48/(3,267 - 1) = 509,92$ кДж/кг; $T_2^* = 409$ К.

Теплота генератора $q_r = i_{e'} - i_{2*} + f(i_{2*} - i_1) + q_d = 1323,59 - 509,92 + 3,267(509,92 - 191,49) + 316,47 = 2170,45$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_3 - i_4 + f(i_3 - i_4) = 1177,65 - 73,33 + 3,267(73,33 + 111,46) = 1708,03$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 2170,45 + 1035,78 = 3206,23$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_d = 1181,72 + 1708,03 + 316,47 = 3206,22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 1035,78/2170,45 = 0,478$.

Пример 5. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов и ректификационной частью жидкого хладагента, отводимого из конденсатора (рис. 1.30).

Считая процесс тепло- и массообмена между паром, проходящим через ректификационные тарелки, и жидкостью, отбираемой из конденсатора, совершенным, можно принимать состояние пара на выходе из ректификационной колонны: $T_{e'} = T_6 = 303,3$ К, $\xi_{e'} = 1$ кг/кг, $i_{e'} = 1287,92$ кДж/кг. Поскольку в испаритель поступает чистый аммиак, давление кипения в испарителе принимается по термодинамическим таблицам для чистого аммиака при $T_0 = 253$ К и $p_0 = 0,1903$ МПа.

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.25.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a) = (1 - 0,0904)/(0,379 - 0,0904) = 3,152$ кг/кг.

Т а б л и ц а 1.25. Параметры узловых точек

Состояние вещества	Т. К	ρ , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_2=433$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}}=0,0904$	$i_2 = 614,23$
» теплообменника	$T_3=308,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}}=0,0904$	$i_3 = 73,33$
После абсорбера	$T_4=303,3$	$\rho_0 = 0,1903$	$\xi_r=0,379$	$i_4 = -113,13$
» конденсатора	$T_6=303,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}}=1$	$i_6 = 143,28$
В начале кипения в генераторе	$T_{1^0}=365$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_r=0,379$	$i_{1^0} = 176,86$
Пар				
После генератора	$T_{1^*}=365$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{1^*}=0,9514$	$i_{1^*} = 1515,51$
» ректификатора	$T_{\text{ж}}=303,3$	$\rho_{\text{ж}} = 1,17684$	$\xi_{\text{ж}}=1$	$i_{\text{ж}} = 1287,92$
После испарителя	$T_{\text{ж}}=253$	$\rho_0 = 0,1903$	$\xi_{\text{ж}}=1$	$i_{\text{ж}} = 1239,8$

Состояние слабого раствора при выходе из теплообменника; $T_3 = T_4 + \Delta T = 303,3 + 5 = 308,3$ К; $\xi_{\text{ж}} = 0,0904$ кг/кг; $i_3 = 73,33$ кДж/кг.

Количество теплоты, отдаваемой слабым раствором в теплообменнике, $q_{\text{т}} = (f - 1) (i_2 - i_3) = (3,152 - 1) (614,23 - 73,33) = 1164,02$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплообменника: $i_1 = i_4 + (q_{\text{т}}/f) = -113,13 + (1164,02/3,152) = 256,17$ кДж/кг.

Поскольку из теплообменника раствор выходит в виде влажного пара ($i_1 > i_{1^0}$), то его температура определяется либо построением в $\xi - i$ -диаграмме изотермы в области влажного пара, проходящей через точку I , либо с помощью графика $T = \varphi(i)$ (рис. 1.31). Температура $T_1 = 369,6$ К.

Масса флегмы, образующейся в ректификаторе, $R = (\xi_{\text{ж}} - \xi_{1^*}) / (\xi_{1^*} - \xi_r) = (1 - 0,9514) / (0,9514 - 0,379) = 0,0849$ кг/кг.

Теплота ректификатора $q_{\text{р}} = (1 + R) i_{1^*} - i_{\text{ж}} - R i_{1^0} = (1 + 0,0849) 1515,51 - 1287,92 - 0,0849 \cdot 176,86 = 341,24$ кДж/кг. Теплота генератора $q_{\text{г}} = i_{\text{ж}} + f (i_2 - i_1) - i_3 + q_{\text{р}} = 1287,92 + 3,152 (614,23 - 256,17) - 614,23 + 341,24 = 2143,54$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_{\text{а}} = i_6 - i_3 + f (i_3 - i_4) = 1239,8 - 73,33 + 3,152 (73,33 + 113,13) = 1754,19$ кДж/кг. Теплота конденсатора при конденсации 1 кг пара $q'_{\text{к}} = i_{\text{ж}} - i_6 = 1287,92 - 143,28 = 1144,64$ кДж/кг.

Масса жидкости, отводимой из конденсатора на ректификацию, $x = q_{\text{р}}/q'_{\text{к}} = 341,24/1144,64 = 0,2981$ кг/кг. При конденсации

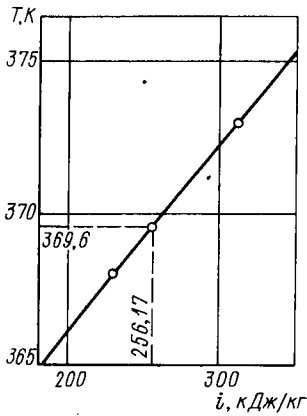
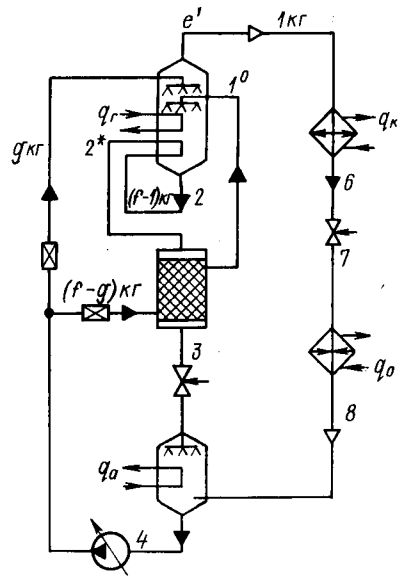


Рис. 1.31. График $T = \varphi(i)$

Рис. 1.32. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником и ректификацией пара частью крепкого раствора, подаваемого в ректификатор помимо теплообменника



$(1 + x)$ кг пара $q_k = (1 + x)(i_{e'} - i_a) = (1 + 0,2981) \times (1287,92 - 143,28) = 1485,86$ кДж/кг.

Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1239,8 - 143,28 = 1096,52$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{\text{подв}} = q_0 + q_r = 1096,52 + 2143,54 = 3240,06$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{\text{отв}} = q_k + q_a = 1485,86 + 1754,19 = 3240,05$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\xi = q_0/q_r = 1096,52/2143,54 = 0,512$.

Пример 6. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов и ректификацией пара частью крепкого раствора, отводимого помимо теплообменника (рис. 1.32).

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.24 (см. пример 3).

Состояние слабого раствора после обратной подачи через генератор: $T_{2*} = T_{1*} + \Delta T = 367,3 + 5,7 = 373$ К; $i_{2*} = 351,96$ кДж/кг.

Количество теплоты, отводимой слабым раствором в теплообменнике, $q_{т.с} = (f - 1)(i_{2*} - i_3) = (3,267 - 1)(351,96 - 73,33) = 631,65$ кДж/кг.

Масса холодного раствора, необходимого для ректификации, $g = q_{т.с}/(i_{1*} - i_4) = 316,47/(191,49 + 111,46) = 1,0446$ кг/кг. Максимальная масса холодного раствора, которую можно отвести на ректификацию, $g' = f - q_{т.с}/(i_{1*} - i_4) = 3,267 - 631,65/(191,49 + 111,46) = 1,182$ кг/кг. Поскольку $g' > g$, принимается $g = 1,1$ кг/кг.

Увеличение массы раствора, подаваемого на ректификацию, по сравнению с необходимой ($1,1 > 1,0446$) повлечет за собой изменение режима работы теплообменника и генератора.

При $g = 1,1$ кг/кг тепловой поток в теплообменнике $q_{т.с} = (f - g)(i_{1*} - i_4) = (3,267 - 1,1)(191,49 + 111,46) = 656,49$ кДж/кг. Увеличение нагрузки на теплообменник приведет к повышению температуры слабого раствора после обратной подачи через генератор.

Состояние слабого раствора при входе в теплообменник: $i_{2*} = i_3 + q_{т.с}/(f - 1) = 73,33 + 656,49/(3,267 - 1) = 362,92$ кДж/кг. Температура $T_3 = 375,6$ К.

Теплота генератора $q_r = i_{4*} - i_{2*} + f(i_{2*} - i_{1*}) + g(i_{1*} - i_4) = 1323,59 - 362,92 + 3,267(362,92 - 191,49) + 1,1 \times (191,49 + 111,46) = 1853,98$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 1853,98 + 1035,78 = 2889,76$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_n + q_a = 1181,72 + 1708,03 = 2889,75$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\xi = q_0/q_r = 1035,78/1853,98 = 0,575$.

Пример 7. По условиям примера 1 графический расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов и дефлегматором, охлаждаемым водой, по данным параметров раствора и пара в узловых точках циклов, определенных в примере 3.

Теплота генератора q_r , абсорбера q_a , конденсатора q_n , испарителя q_0 , дефлегматора q_d и теплообменника растворов $q_{т.с}$ может быть определена с помощью $\xi - i$ -диаграммы (рис. 1.33).

Параметры точек 2, 4, 6, e' , 1 и 8 наносят на диаграмму. Затем через точки 2 и 4, 2 и 1 проводятся прямые до пересечения с линией $\xi_{e'} = \text{const}$ (точки T и O); наносят изотерму T_{1*} в области влажного пара до пересечения с линией $p = \text{const}$ для насыщенного пара и продолжают ее по прямой линии до пересечения с $\xi_{e'} = \text{const}$ (точка D).

Выполнив указанные графические построения, удельную теплоту аппаратов машины определяют непосредственно из $\xi - i$ -диаграммы как соответствующие отрезки на рис. 1.33.

Теплота генератора $q_r = \overline{D\bar{O}} = 2170,42$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = \overline{8\bar{O}} = 1708,03$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_n = \overline{e'\bar{6}} = 1181,72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = \overline{8\bar{6}} = 1035,78$ кДж/кг. Теплота дефлегматора $q_d = \overline{De'}$ = 316,47 кДж/кг. Теплота теплообменника $q_{т.с} = \overline{O\bar{T}}$ = 989,74 кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_0 + q_r = 1035,78 + 2170,42 = 3206,2$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_n + q_a + q_d = 1181,72 + 1708,03 + 316,47 = 3206,22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\xi = \overline{8\bar{6}}/\overline{D\bar{O}} = 1035,78/2170,42 = 0,477$.

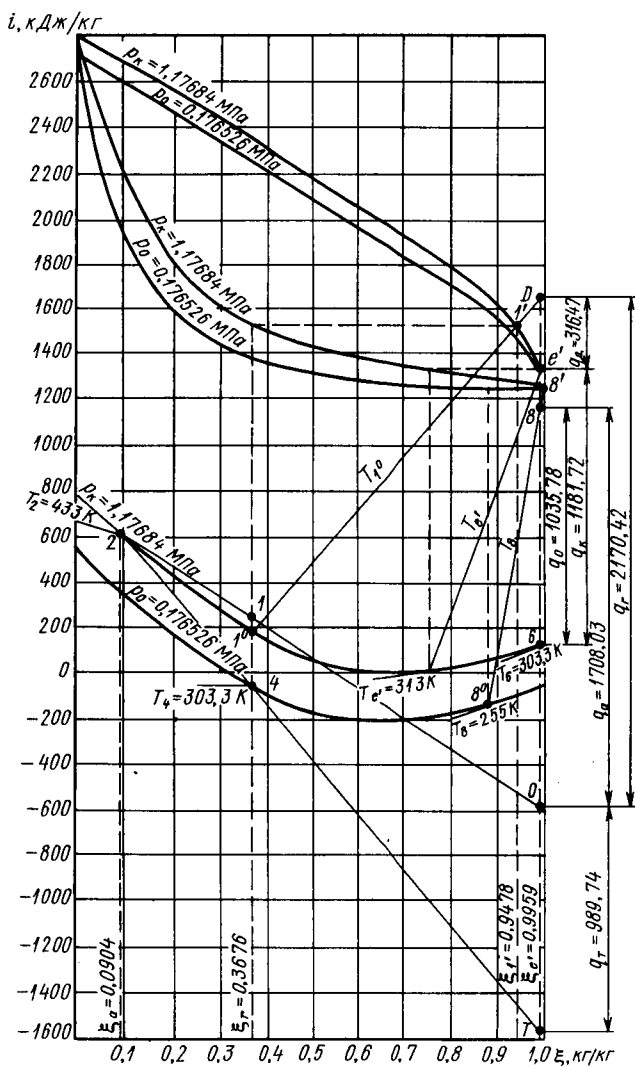


Рис. 1.33. Определение тепловых потоков графическим методом

Пример 8. По условиям примера 1 расчет действительных циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой [5].

Вследствие сопротивлений в трубопроводах между генератором и конденсатором и между испарителем и абсорбером прием потери напора в этих трубопроводах следующими $\Delta p_k = 0,02946$ МПа и $\Delta p_a = 0,039226$ МПа. Тогда давление в гене-

Рис. 1.34. Действительные циклы абсорбционной холодильной машины с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором в ξ - i диаграмме

раторе $p_r = p_k + \Delta p_k = 1,17684 + 0,02946 = 1,2063$ МПа и в абсорбере $p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,176526 - 0,039226 = 0,1373$ МПа.

Соответствующие этим давлениям концентрации: слабого раствора на выходе из генератора при $T_3 = 433$ К $\xi_a = 0,0943$ кг/кг и крепкого раствора на выходе из абсорбера при $T_4 = 303,3$ К $\xi_r = 0,331$ кг/кг.

С учетом неравновесного состояния раствора на выходе из абсорбера вследствие конечного времени контакта пара и жидкости и конечной теплообменной поверхности аппарата принимаем недонасыщение раствора в абсорбере $\Delta \xi_r = 2\%$. В этом случае концентрация крепкого раствора принята равной $\xi_r = 0,331 - 0,02 = 0,311$ кг/кг.

По тем же причинам недовыпаривание раствора в генераторе принимаем $\Delta \xi_a = 0,1\%$. Тогда $\xi_a = 0,0943 + 0,001 = 0,0953$ кг/кг.

Параметры узловых точек действительных циклов приведены в табл. 1.26, а сами циклы изображены на рис. 1.34.

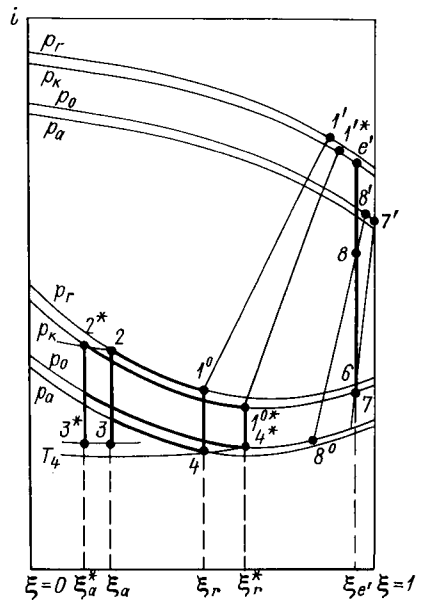
Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) = (0,9964 - 0,0953) / (0,311 - 0,0953) = 4,178$ кг/кг.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'}) / (\xi_{1'} - \xi_r) = (0,9964 - 0,9274) / (0,9274 - 0,311) = 0,1119$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_d = (1 + R) i_{1'} - i_{e'} - R i_{1^0} = (1 + 0,1119) 1573,31 - 1320,96 - 0,1119 \cdot 242,85 = 401,23$ кДж/кг. Теплота генератора $q_g = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_{1^0}) + q_d = 1320,96 - 611,85 + 4,178(611,85 - 242,85) + 401,23 = 2652,02$ кДж/кг. Теплота теплообменника $q_t = f(i_{1^0} - i_4) = 4,178(242,85 + 95,35) = 1421,36$ кДж/кг.

Состояние слабого раствора после теплообменника: $i_3 = (i_2 - q_t) / (f - 1) = (611,85 - 1421,36) / (4,178 - 1) = 164,6$ кДж/кг.

Теплота конденсатора $q_k = i_{e'} - i_8 = 1320,96 - 142,36 = 1178,6$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1199,43 - 142,36 = 1057,7$ кДж/кг, где $i_8 = i_k - [(i_k - i_3) / (\xi_k - \xi_a)] (\xi_k - \xi_r) = 1245,42 - [(1245,42 - 159,59) / (1 - 0,915)] \times (1 - 0,9964) = 1199,43$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1199,43 - 164,6 + 4,178(164 + 97,35) = 2129,26$ кДж/кг.



Т а б л и ц а 1.26. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_2=433$	$p_r = 1,2063$	$\xi_a=0,0953$	$i_2 = 611,85$
» абсорбера	$T_4=303,3$	$p_a = 0,1373$	$\xi_r=0,311$	$i_4 = -97,35$
» конденсатора	$T_6=303,3$	$p_k = 1,17684$	$\xi_e=0,9964$	$i_6 = 142,36$
В начале кипения в генераторе	$T_{1e}=376$	$p_r = 1,2063$	$\xi_r=0,311$	$i_{1e} = 242,85$
Пар				
После генератора	$T_{1r}=376$	$p_r = 1,2063$	$\xi_{1r}=0,9274$	$i_{1r} = 1573,31$
» дефлегматора	$T_{e'}=313$	$p_r = 1,2063$	$\xi_{e'}=0,9964$	$i_{e'} = 1320,96$
Насыщенный при высшей температуре кипения в испарителе	$T_{8e}=255$	$p_0 = 0,176526$	$\xi_k=1,000$	$i_k = 1245,42$

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 2652,02 + 1057,07 = 3709,09$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_d = 1178,6 + 2129,26 + 401,23 = 3709,9$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 1057,07/2652,02 = 0,399$.

Пр и м е р 9. Расчет тепловых потоков абсорбционной водомаммиачной холодильной машины, работающей по схеме с «превышением температур» (рис. 1.35).

Исходные данные

Температура, К:	
греющего источника T_h	443
охлаждающей воды T_{w1}	298
рассола после испарителя T_{s2}	263

По температурам источников определяют температуры и давления раствора в характерных точках процессов: при условии параллельной подачи охлаждающей воды через конденсатор и абсорбер; принимается равенство температур конденсации T_6 и низшей температуры абсорбции T_4 , т. е. $T_4 = T_6 = T_{w1} + \Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К; $p_k = 1,17684$ МПа; температура пара после дефлегматора $T_{e'} = T_6 + \Delta T = 303,3 + 9,7 = 313$ К; высшая температура кипения раствора в генераторе $T_2 = T_h - \Delta T = 443 - 10 = 433$ К; низшая температура кипения в испарителе $T_0 = T_7 = T_{s2} - \Delta T = 263 - 3 = 260$ К; соответствующее ей давление кипения $p'_0 = 0,25712$ МПа. С учетом неравновесности процесса кипения принимается $p_0 = 0,245175$ МПа,

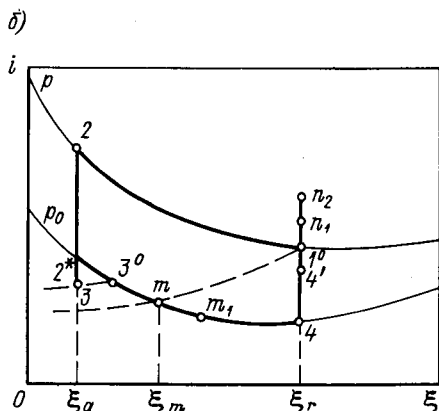
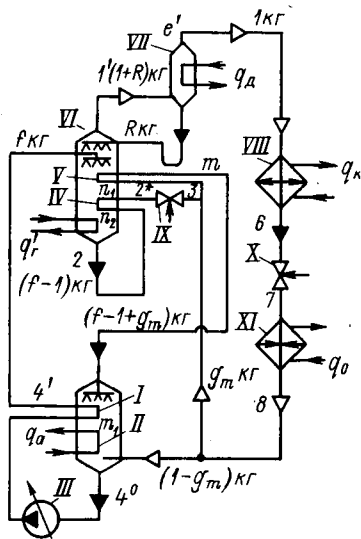


Рис. 1.35. Абсорбционная холодильная машина, работающая по схеме с «превышением температур»:

а — схема машины;

1 — змеевики обратной подачи в абсорбере; II — абсорбер; III — насос крепкого раствора; IV — змеевики обратной подачи в генераторе; V — змеевики превышения температуры; VI — генератор с ректификатором; VII — дефлегматор; VIII — конденсатор; IX — дроссельный вентиль раствора; X — дроссельный вентиль хладагента; XI — испаритель;

б — процессы для жидкой фазы раствора в ξ - i диаграмме:

4', 1' — нагрев раствора в генераторе за счет превышения температуры; n_1, n_2 — нагрев раствора в обратной подаче через генератор; n_3, n_4 — нагрев раствора в генераторе греющим источником; m — охлаждение раствора за счет превышения температуры; m_1, m_2 — охлаждение раствора за счет обратной подачи через абсорбер; m_3, m_4 — охлаждение раствора в абсорбере охлаждающим источником

высшая температура кипения в испарителе $T_8 = T_0 + \Delta T = 260 + 3 = 263 \text{ K}$.

Термодинамические параметры состояния раствора жидкой и паровой фаз для характерных точек приведены в табл. 1.27.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_r - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) = (0,9959 - 0,0904) / (0,4205 - 0,0904) = 2,74 \text{ кг/кг}$.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_r - \xi_1) / (\xi_1 - \xi_r) = (0,9959 - 0,968) / (0,968 - 0,4205) = 0,051 \text{ кг/кг}$.

Теплота дефлегматора $q_d = i_{1'} - i_{e'} + R(i_{1'} - i_{10}) = 1475,35 - 1323,59 + 0,051(1475,35 - 131,52) = 220,24 \text{ кДж/кг}$.

Теплота конденсатора $q_k = i_{e'} - i_8 = 1323,59 - 141,87 = 1181,72 \text{ кДж/кг}$. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_8 = 1200,68 - 141,87 = 1058,81 \text{ кДж/кг}$, где энтальпия пара после испарителя находится из условия $(i_8 - i_{80}) / (\xi_r - \xi_{80}) = (i_8 - i_{80}) / (\xi_{80} - \xi_{80})$, откуда $i_8 = i_{80} + (i_8 - i_{80}) [(\xi_r - \xi_{80}) / (\xi_{80} - \xi_{80})] = -108,95 + (1256,67 + 108,95) [(0,9959 - 0,9) / (1 - 0,9)] = 1200,68 \text{ кДж/кг}$, где $i_{80} = -108,95 \text{ кДж/кг}$ и $\xi_{80} = 0,9 \text{ кг/кг}$

Т а б л и ц а 1.27. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	ρ , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
После генератора (точка 2)	$T_2=433$	$\rho_K = 1,17684$	$\xi_a=0,0904$	$i_2 = 614,23$
После абсорбера (точка 4)	$T_4=303,3$	$\rho_0 = 0,245175$	$\xi_r=0,4205$	$i_4 = -121,07$
После конденсатора (точка 6)	$T_6=303,3$	$\rho_K = 1,17684$	$\xi_{e'}=0,9959$	$i_6 = 141,87$
В начале кипения в генераторе (точка 1 ^o)	$T_{1^o}=356,7$	$\rho_K = 1,17684$	$\xi_r=0,4205$	$i_{1^o} = 131,52$
<i>Пар</i>				
После генератора (точка 1')	$T_{1'}=356,7$	$\rho_K = 1,17684$	$\xi_{1'}=0,968$	$i_{1'} = 1474,35$
После дефлегматора (точка e')	$T_{e'}=313$	$\rho_K = 1,17684$	$\xi_{e'}=0,9959$	$i_{e'} = 1323,59$

энтальпия и концентрация раствора при $T_6 = 263$ К и $\rho_0 = 0,245175$ МПа; $i_{6'} = 1256,67$ кДж/кг и $\xi_{6'} = 1$ кг/кг — энтальпия и концентрация пара над раствором при тех же условиях.

Масса пара, поглощенного за счет превышения температур, из уравнения материального баланса процесса абсорбции $3 - m$ $(f - 1) \xi_a + g_m \xi_{e'} = (f - 1 + g_m) \xi_m$ составляет $g_m = (f - 1) [(\xi_m - \xi_a)/(\xi_{e'} - \xi_m)] = (2,74 - 1) [(0,1516 - 0,0904)/(0,9959 - 0,1516)] = 0,126$ кг/кг, где $\xi_m = 0,1516$ кг/кг, $i_m = 241,13$ кДж/кг — параметры раствора состояния m , определенные из условия равенства температур $T_m = T_1 = 356,7$ К при $\rho_0 = 0,245175$ МПа.

Количество теплоты, отводимой за счет превышения температур и обратной подачи раствора через генератор, $q_{a. r} + q_{r. o} = (f - 1) (i_2 - i_m) + g_m (i_6 - i_m) = (2,74 - 1) (614,23 - -241,13) + 0,126 (1200,68 - 241,13) = 770,21$ кДж/кг.

Состояние раствора (в генераторе), нагретого за счет обратной подачи через генератор и превышения температур,

$$i_{n2} = i_{4'} + (q_{a. r} + q_{r. o})/f = 113,12 + (770,21/2,74) = 394,22 \text{ кДж/кг,}$$

где $i_{4'} = 113,12$ кДж/кг — энтальпия крепкого раствора после обратной подачи через абсорбер при $\xi_r = 0,4205$ кг/кг и $T_{4'} = T_{1^o} - \Delta T = 356,7 - 3,7 = 353$ К.

При ξ_r , ρ_K и $i_{n2} = 394,22$ кДж/кг по графику $i_{n2} = \varphi(T)$ (рис. 1.36) находится температура раствора $T_{n2} = 372,4$ К.

Количество теплоты, отводимой за счет обратной подачи раствора через генератор, $q_{r. o} = (f - 1) (i_2 - i_{2^o}) = f (i_{n2} - i_{n1})$.

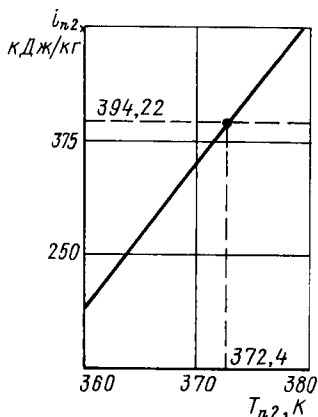
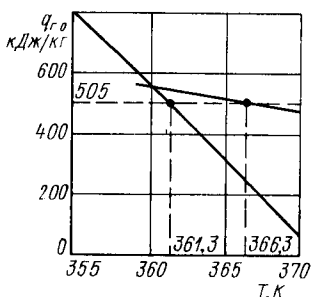


Рис. 1.36. График $i_{n2} = \varphi(T)$

Рис. 1.37. График $q_{r.o} = \varphi(T_{2\bullet})$



Задаваясь различными температурами $T_{2\bullet}$ и T_{n1} , строят графические зависимости $q_{r.o} = \varphi(T_{2\bullet})$ и $q_{r.o} = \varphi(T_{n1})$, с помощью которых определяют условия соблюдения этого равенства при принятом значении $\Delta T = T_{2\bullet} - T_{n1}$.

Результаты расчетов для построения этих зависимостей приведены ниже.

$T_{2\bullet}, \text{ К}$	367,73	361,21	364,36	371,85
$q_{r.o} = (f - 1)(i_2 - i_{2\bullet}), \text{ кДж/кг}$	569,03	541,21	517,55	461,88
$T_{n1}, \text{ К}$	353	358	363	368
$q_{r.o} = f(i_{n2} - i_{n1}), \text{ кДж/кг}$	906,83	655,27	426,92	189,53

Согласно графику на рис. 1.37 при принятой $\Delta T = T_{2\bullet} - T_{n1} = 5 \text{ К}$ $q_{r.o} = 505 \text{ кДж/кг}$, $T_{2\bullet} = 366,3 \text{ К}$, $T_{n1} = 361,3 \text{ К}$. Тогда $i_{2\bullet} = i_2 - q_{r.o}/(f - 1) = 614,23 - 505/(2,74 - 1) = 324 \text{ кДж/кг}$, $i_{n1} = i_{n2} - q_{r.o}/f = 394,22 - 505/2,74 = 209,91 \text{ кДж/кг}$.

Количество теплоты, отводимой в змеевике превышения температур, $q_{a.r} = (q_{a.r} + q_{r.o}) - q_{r.o} = 770,21 - 505 = 265,21 \text{ кДж/кг}$. Количество теплоты, отводимой в обратной подаче через абсорбер, $q_{a.o} = f(i_{4'} - i_4) = 2,74(113,12 + 121,07) = 641,68 \text{ кДж/кг}$.

Теплота абсорбера, отводимая водой, $q_a = (1 - g_m)(i_8 - i_m) + f(i_m - i_{4'}) = (1 - 0,126)(1200,68 - 241,13) + 2,74 \times (241,13 - 113,12) = 1189,39 \text{ кДж/кг}$. Теплота генератора $q_r = i_{2'} + g_m(i_m - i_8) + f(i_m - i_{4'}) - i_m + q_d = 1323,59 + 0,126(241,13 - 1200,68) + 2,74(241,13 - 113,12) - 241,13 + 220,24 = 1532,54 \text{ кДж/кг}$.

Тепловой баланс: теплота подведенная $q_r + q_0 = 1532,54 + 1058,81 = 2591,35 \text{ кДж/кг}$; теплота отведенная $q_k + q_a + q_d = 1181,72 + 1189,39 + 220,24 = 2591,35 \text{ кДж/кг}$.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 1058,81/1532,54 = 0,691$.

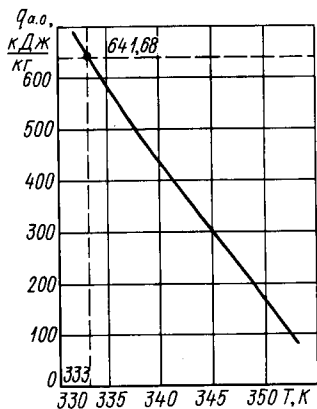


Рис. 1.38. График $q_{a.o.} = \varphi(T)$

Состояние раствора, охлажденного за счет обратной подачи через абсорбер, определяют графически. Для построения зависимости $q_{a.o.} = \varphi(T)$ находят массу пара, поглощенного на участках с температурой от T_m до T_{m1} , из уравнений материального баланса по участкам:

$$\text{для участка } m-I \quad (1 - g_m) \xi_{e'} + (f - 1 + g_m) \xi_m = (1 - g_m - g_1) \xi_{e'} + (f - 1 + g_m + g_1) \xi_I, \quad g_1 = (f - 1 + g_m) [(\xi_I - \xi_m) / (\xi_{e'} - \xi_I)];$$

$$\text{для участка } I-II \quad g_2 = (f - 1 + g_m + g_1) [(\xi_{II} - \xi_I) / (\xi_{e'} - \xi_{II})];$$

$$\text{для участка } (m_1 - I) - m_1 \quad g_{m1} = (f - 1 + g_m + g_1 + g_2 + \dots + g_{m1-1}) [(\xi_{m1} - \xi_{m1-1}) / (\xi_{e'} - \xi_{m1})].$$

Теплоту абсорбции, выделившуюся по участкам, определяют из уравнений теплового баланса процесса абсорбции:

$$\text{для участка } m-I \quad (1 - g_m) i_8 + (f - 1 + g_m) i_m = (1 - g_m - g_1) i_8 + (f - 1 + g_m + g_1) i_I + q_1, \quad q_1 = (f - 1 + g_m) \times (i_m - i_I) + g_1 (i_8 - i_I);$$

$$\text{для участка } I-II \quad q_2 = (f - 1 + g_m + g_1) (i_I - i_{II}) + g_2 (i_8 - i_{II});$$

$$\text{для участка } (m-1) - m_1 \quad q_{m1} = (f - 1 + g_m + g_1 + g_2 + \dots + g_{m1-1}) (i_{m1-1} - i_{m1}) + g_{m1} (i_8 - i_{m1}).$$

Результаты расчетов для построения графика $q_{a.o.} = \varphi(T)$ приведены ниже.

T, K	353	348	343	338	333	328	323
$i, \text{кДж/кг}$	214,79	180,04	137,12	104,68	68,67	32,03	-1,88
$\xi, \text{кг/кг}$	0,1676	0,19	0,2145	0,2374	0,2625	0,2880	0,3132
$g, \text{кг/кг}$	0,036	0,05287	0,06129	0,06087	0,07108	0,07738	0,08215
$q, \text{кДж/кг}$	84,64	120,06	149,09	132,12	155,26	169,14	174,26

Согласно рис. 1.38 $T_{m1} = 333 K$.

Пример 10. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной двухступенчатой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.39, а).

Исходные данные

Давление греющего насыщенного водяного пара p_h , МПа	0,2698
Температура, К:	
охлаждающей воды T_{w1}	298
охлаждаемого рассола T_{s2}	240

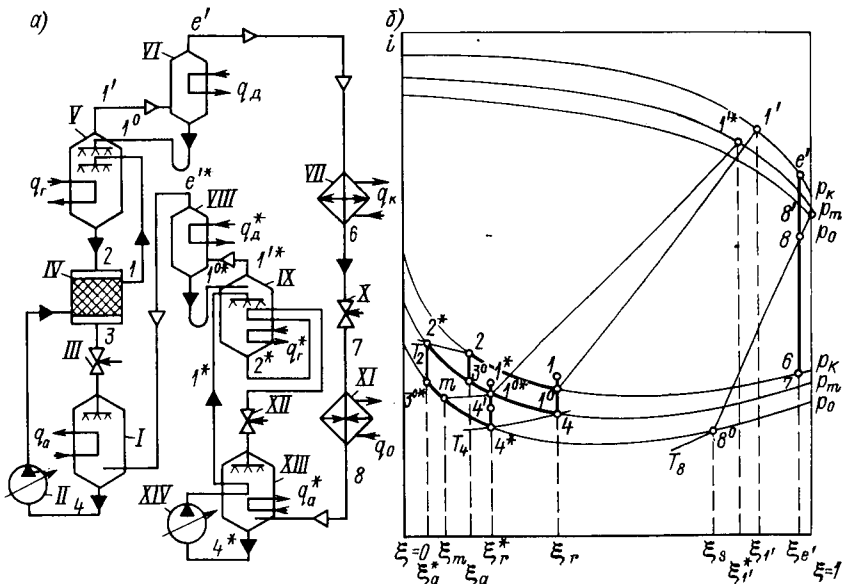


Рис. 1.39. Двухступенчатая абсорбционная холодильная машина: а — схема машины; б — процессы в p - i диаграмме;

I, XIII — абсорберы; II, XIV — насосы; III, XII — дроссельные вентили раствора; IV — теплообменник; V, IX — генераторы; VI, VIII — дефлегматоры; VII — конденсатор; X — дроссельный вентиль хладагента; XI — испаритель

Принятые значения температур и давлений раствора следующие: высшая температура кипения в генераторах ступеней I и II $T_2 = T_{2*} = T_h - \Delta T = 403 - 10 = 393$ К, где $T_h = 403$ К — температура греющего пара при $p_h = 0,2698$ МПа; низшая температура раствора в абсорберах ступеней I и II при условии параллельной подачи воды в аппараты $T_4 = T_{4*} = T_{\omega 1} + \Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К; низшая температура раствора в конденсаторе при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер $T_8 = T_{\omega 1} + \Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К; давление в конденсаторе и генераторе высокой ступени, определенное по температуре конденсации чистого аммиака, равной $T_h = 303,3$ К, составляет $p_h = 1,17684$ МПа; низшая температура кипения в испарителе $T_0 = T_{s2} - \Delta T = 240 - 5 = 235$ К; высшая температура кипения в испарителе $T_8 = T_0 + \Delta T = 235 + 5 = 240$ К; давление в испарителе и абсорбере низкой ступени $p_0 = p'_0 - \Delta p_0 = 0,07982 - 0,00134 = 0,07846$ МПа, где p'_0 — давление кипения чистого аммиака при температуре $T_0 = 235$ К; давление в генераторе низкой ступени $p_m = 0,29421$ МПа; температура пара на выходе из дефлегматора высокой ступени $T_{e'} = T_8 + \Delta T = 303,3 + 14,7 = 318$ К, из дефлегматора низкой ступени $T_{e''} = T_{\omega 1} + \Delta T = 298 + 5,3 = 303,3$ К. Температуру пара на выходе из дефлегматора высокой и низкой ступеней принимают

такой, чтобы концентрация пара в точках e' и e'^* была одинаковой.

По принятым и определенным выше параметрам раствора и пара в узловых точках процессов строят в ξ — i диаграмме прямой и обратный циклы (рис. 1.39, б) и находят все остальные параметры, необходимые для теплового расчета.

Расчет ступени низкого давления выполняют при условии отсутствия промежуточного отбора пара после дросселирования хладагента (табл. 1.28).

Кратность циркуляции раствора:

$$\text{в ступени высокого давления } f = (\xi_{e'} - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) = (0,9944 - 0,2495) / (0,4501 - 0,2495) = 3,713 \text{ кг/кг};$$

$$\text{в ступени низкого давления } f^* = (\xi_{e'}^* - \xi_a^*) / (\xi_r^* - \xi_a^*) = (0,9944 - 0,038) / (0,2521 - 0,036) = 4,467 \text{ кг/кг}.$$

Масса флегмы, отделяющейся в дефлегматоре:

$$\text{в ступени высокого давления } R = (\xi_{e'} - \xi_{1'}) / (\xi_{1'} - \xi_r) = (0,9944 - 0,9755) / (0,9755 - 0,4501) = 0,03597 \text{ кг/кг};$$

$$\text{в ступени низкого давления } R^* = (\xi_{e'}^* - \xi_{1'}^*) / (\xi_{1'}^* - \xi_r^*) = (0,9944 - 0,9259) / (0,9259 - 0,2521) = 0,1017 \text{ кг/кг}.$$

Теплота дефлегматора:

$$\text{ступени высокого давления } q_{\pi} = (1 + R) i_{1'} - i_{e'} - R i_{1'} = (1 + 0,03597) 1447,05 - 1340,38 - 0,03597 \cdot 101,41 = 155,07 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{ступени низкого давления } q_{\pi}^* = (1 + R^*) i_{1'0} - i_{e'0} - R^* i_{1'0} = (1 + 0,1017) 1522 - 1354,97 - 0,1017 \cdot 107,77 = 310,86 \text{ кДж/кг}.$$

Поскольку в ступени низкого давления имеется превышение температур ($T_{300} > T_{100}$), целесообразно применить в ней обратную подачу через абсорбер и генератор и дальнейший расчет циклов машины выполнить отдельно для верхней и нижней ступеней. Теплота теплообменника ступени высокого давления $q_{\tau} = (f - 1) \times (i_2 - i_3) = (3,713 - 1) (349,2 + 29,3) = 1026,87 \text{ кДж/кг}$.

$$\text{Энтальпия крепкого раствора после теплообменника } i_1 = i_4 + q_{\tau}/f = -122,53 + (1026,87/3,713) = 154,03 \text{ кДж/кг}.$$

Температура крепкого раствора после теплообменника, определенная при помощи графика $T = \varphi(i)$ по известным значениям i_1 и ξ_r (рис. 1.40), $T_1 = 353,8 \text{ К}$.

$$\text{Теплота генератора ступени высокого давления } q_g = i_{e'} - i_3 + f(i_2 - i_1) + q_{\pi} = 1340,38 - 349,2 + 3,713(349,2 - 154,03) + 155,07 = 1870,92 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота абсорбера ступени высокого давления $q_a = i_{e'0} - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1354,97 + 29,3 + 3,713 \times (-29,3 + 122,53) = 1730,43 \text{ кДж/кг}$.

Теплота конденсатора $q_k = i_{e'} - i_6 = 1340,33 - 140,33 = 1200,05 \text{ кДж/кг}$.

$$\text{Энтальпия пара на выходе из испарителя } i_8 = i_{k0} - [(i_{k0} - i_3) / (\xi_k^* - \xi_{e'})] (\xi_k^* - \xi_{e'}^*) = 1221 - [(1221 + 297,49) / (1 - 0,786)] \times (1 - 0,9944) = 1181,26 \text{ кДж/кг}.$$

Т а б л и ц а 1.28. Параметры узловых точек

Состояние вещества	Ступень высокого давления					Ступень низкого давления							
	Т, К	р, МПа	в, кг/кг	і, кДж/кг	Т, К	р, МПа	в, кг/кг	і, кДж/кг	Т, К	р, МПа	в, кг/кг	і, кДж/кг	
<i>Жидкость</i> Слабый раствор после генератора Крепкий раствор: после абсорбера в начале кипения в генераторе Слабый раствор в начале поглощения в абсорбере После конденсатора В конце процесса кипения в испарителе Слабый раствор после теплообменника	$T_3 = 393$	$p_K = 1,17684$	$\xi_a = 2495$	$i_3 = 349,2$	$T_{2^*} = 393$	$p_m = 0,29421$	$\xi_a = 0,038$	$i_2 = 475,22$					
	$T_4 = 303,3$	$p_m = 0,29421$	$\xi_r = 0,4501$	$i_4 = -122,53$	$T_{4^*} = 303,3$	$p_0 = 0,07846$	$\xi_r = 0,2521$	$i_{4^*} = -57,34$					
	$T_{1^*} = 351$	$p_K = 1,17684$	$\xi_r = 0,4501$	$i_{1^*} = 101,41$	$T_{1^*} = 341$	$p_m = 0,29421$	$\xi_r = 0,2521$	$i_{1^*} = 107,77$					
	$T_{3^*} = 341,5$	$p_m = 0,29421$	$\xi_a = 0,2495$	$i_{3^*} = 110,87$	$T_{3^*} = 352,5$	$p_0 = 0,07846$	$\xi_a = 0,038$	$i_{3^*} = 304,87$					
	$T_6 = 303,3$	$p_K = 1,17684$	$\xi_r = 0,9944$	$i_6 = 140,33$	$T_9 = 240$								
	$T_8 = 309$	$p_K = 1,17684$	$\xi_a = 0,2495$	$i_8 = -29,3$									
<i>Пар</i> Равновесный крепкому раствору в генераторе После дефлегматора В конце процесса кипения в испарителе	$T_{1^*} = 351$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{1^*} = 0,9755$	$i_{1^*} = 1447,05$	$T_{1^*} = 341$	$p_m = 0,29421$	$\xi_{1^*} = 0,9259$	$i_{1^*} = 1522$					
	$T_{e^*} = 318$	$p_K = 1,17684$	$\xi_{e^*} = 0,9944$	$i_{e^*} = 1340,38$	$T_{e^*} = 303,3$	$p_m = 0,29421$	$\xi_{e^*} = 0,9944$	$i_{e^*} = 1354,97$					
					$T_6 = 240$	$p_0 = 0,07846$	$\xi_K = 1$	$i_K = 1221$					

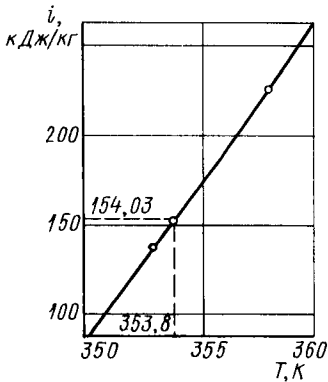


Рис. 1.40. График $T = \varphi(i)$

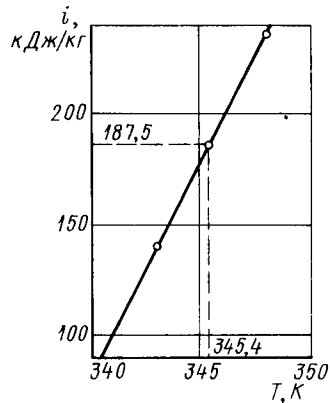


Рис. 1.41. График $T = \varphi(i)$

Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1181,26 - 140,33 = 1040,93$ кДж/кг.

Масса пара, поглощенного на участке превышения температур в абсорбере низкого давления, $g_m = [(f^* - 1)(\xi_m - \xi_a^*)]/(\xi_{e'} - \xi_m) = [(4,467 - 1)(0,076 - 0,038)]/(0,9944 - 0,076) = 0,1435$ кг/кг, где ξ_m — концентрация раствора в конце процесса поглощения в абсорбере на участке превышения температур $3^0 - m$, кг/кг.

Значения $\xi_m = 0,076$ кг/кг и $i_m = 228,14$ кДж/кг определяют в $\xi - i$ диаграмме по p_0 и $T_{1^0} = T_m$.

Количество теплоты абсорбции, выделенной на участке превышения температур, $q_{a2} = g_m i_8 + (f^* - 1)(i_{3^0} - i_m) = 0,1435 \times 1181,26 + (4,467 - 1)(304,87 - 228,14) = 435,53$ кДж/кг.

Энтальпия крепкого раствора, поступающего в генератор низкого давления, $i_{1'} = i_{4'} + q_{a2}/f = 90 + 435,53/4,467 = 187,5$ кДж/кг.

Величину $i_{4'} = 90$ кДж/кг определяют по концентрации $\xi_7^* = 0,2521$ кг/кг и температуре $T_{4'} = T_{1^0} - \Delta T = 341 - 5 = 336$ К.

По графику $T = \varphi(i)$ находят температуру раствора в начале кипения в генераторе низкого давления (рис. 1.41): $T_{1^0} = 345,4$ К.

Теплота генератора низкого давления $q_r^* = i_{e^0} - i_{3^0} + f(i_{3^0} - i_{1^0}) + q_d^* = 1354,97 - 304,87 + 4,467(304,87 - 187,5) + 310,86 = 1885,25$ кДж/кг.

Теплота, отводимая от абсорбера ступени низкого давления, $q_a^* = i_8 - i_{3^0} + f^*(i_{3^0} - i_{4'}) - q_{a2} = 1181,26 - 304,87 + 4,467(304,87 - 90) - 435,53 = 1400,68$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_0 + q_r + q_r^* = 1040,93 + 1870,92 + 1885,25 = 4797,1$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_a^* + q_d + q_d^* = 1200,05 + 1730,43 + 1400,68 + 155,07 + 310,86 = 4797,09$ кДж/кг.

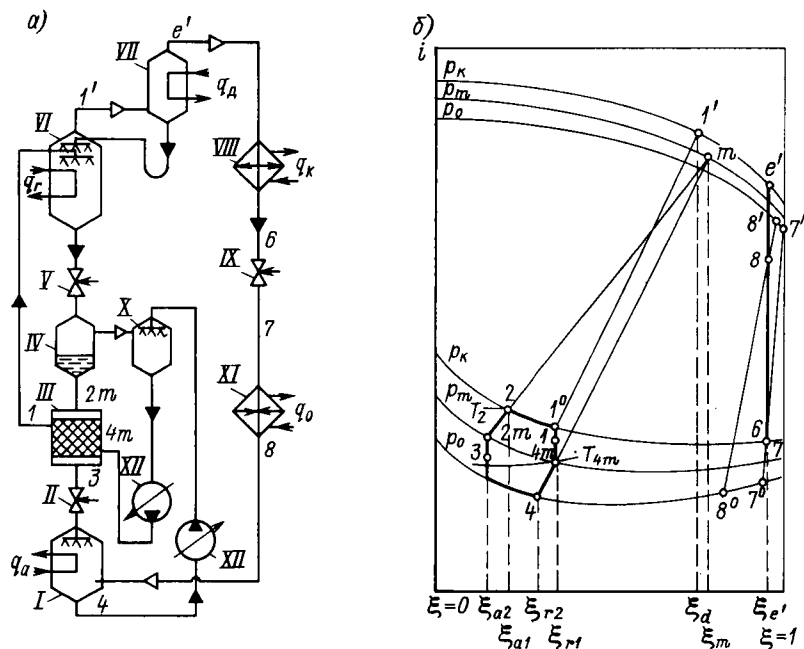


Рис. 1.42. Абсорбционная холодильная машина с материальной регенерацией: а — схема машины; б — процессы в ξ — i диаграмме; 1 — абсорбер; II, V — дроссельные вентили раствора; III — теплообменник растворов; IV — отделитель пара; VI — генератор с ректификатором; VII — дефлегматор; VIII — конденсатор; IX — дроссельный вентиль хладагента; X — концентратор; XI — испаритель; XII — насос крепкого раствора

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0 / (q_r + q_r^*) = 1040,93 / (1870,92 + 1885,25) = 0,277$.

Пример 11. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной абсорбционной холодильной машины с материальной регенерацией по схеме, показанной на рис. 1.42, а, исходя из условий предыдущего примера.

Температура пара после дефлегматора $T_{e'} = T_6 + \Delta T = 303,3 + 9,7 = 313$ К. Концентрация пара $\xi_{e'} = 0,9959$ кг/кг. Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.29.

При принятом значении промежуточного давления $p_m = 0,3727$ МПа проводят изотерму в области влажного пара (рис. 1.42, б) для давления p_m так, чтобы она проходила через точку 2. Эта изотерма определяет $\xi_{a2} = 0,1955$ кг/кг и $\xi_m = 0,859$ кг/кг. Построив линию смещения 4 — m, находим точку 4_m на пересечении этой линии с давлением p_m и значение $\xi_{r1} = 0,3$ кг/кг. Давление p_m выбирают методом последовательных приближений таким образом, чтобы обеспечивалось равенство между массой пара α_1 , выделившегося из слабого раствора в отделителе пара после первого дросселирования, и массой пара α_2 , поглощенного крепким раствором в концентраторе [6].

Таблица 1.29. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
Слабый раствор после генератора	$T_2=393$	$p_m = 1,17684$	$\xi_{a1}=0,2495$	$i_2 = 349,2$
Крепкий раствор после абсорбера	$T_3=303,3$	$p_0 = 0,07846$	$\xi_{r2}=0,2521$	$i_4 = -57,34$
После конденсатора	$T_6=303,3$	$p_m = 1,17684$	$\xi_{r'}=0,9959$	$i_5 = 141,87$
Пар				
После дефлегматора	$T_{r'}=313$	$p_m = 1,17684$	$\xi_{r'}=0,9959$	$i_{r'} = 1323,59$
В конце кипения в испарителе	$T_9=240$	$p_0 = 0,07846$	$\xi_m=1$	$i_8 = 1221$

Кратность циркуляции раствора для интервала дегазации высокого давления в пределах $\xi_{a1} - \xi_{r1}$ $f_1 = (\xi_{r'} - \xi_{a1})/(\xi_{r1} - \xi_{a1}) = (0,9959 - 0,2495)/(0,3 - 0,2495) = 14,78$ кг/кг.

Кратность циркуляции раствора для интервала дегазации низкого давления в пределах $\xi_{a2} - \xi_{r2}$ $f_2 = (\xi_{r'} - \xi_{a2})/(\xi_{r2} - \xi_{a2}) = (0,9959 - 0,1955)/(0,2521 - 0,1955) = 14,14$ кг/кг.

Пар, выделенный из раствора при первом дросселировании, $\alpha_1 = (f_1 - 1) \beta_1 = (14,78 - 1) 0,081 = 1,116$ кг/кг, где $\beta_1 = (\xi_{a1} - \xi_{a2})/(\xi_m - \xi_{a2}) = (0,2495 - 0,1955)/(0,859 - 0,1955) = 0,081$ кг/кг.

Пар, поглощенный крепким раствором в концентраторе, $\alpha_2 = f_2 \beta_2 = 14,14 \cdot 0,0789 = 1,116$ кг/кг, где $\beta_2 = (\xi_{r1} - \xi_{r2})/(\xi_m - \xi_{r2}) = (0,3 - 0,2521)/(0,859 - 0,2521) = 0,0789$ кг/кг.

Поскольку $\alpha_1 = \alpha_2$, значение p_m выбрано правильно. Температура слабого раствора после теплообменника $T_2 = T_{4m} + \Delta T = 338 + 3 = 341$ К.

Параметры дополнительных узловых точек прямого цикла, определенные после нахождения p_m , ξ_{a2} и ξ_{r1} , приведены в табл. 1.30.

Теплота теплообменника $q_2 = f_2 (i_{2m} - i_2) = 14,14 (224,45 - 140,65) = 1184,93$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплообменника $i_1 = q_2/f_1 + i_{4m} = 1184,93/14,78 + 79,61 = 159,78$ кДж/кг; $T_1 = 360$ К.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{r'} - \xi_{r1})/(\xi_{r1} - \xi_{r1}) = (0,9959 - 0,909)/(0,909 - 0,3) = 0,1427$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_R = (1 + R) i_{r'} - i_{r'} - R i_{r1} = (1 + 0,1427) 1608,24 - 1323,59 - 0,1427 \cdot 273,87 = 475,07$ кДж/кг.

Теплота генератора $q_g = i_{r'} - i_2 + f_1 (i_2 - i_1) + q_R = 1323,59 - 349,2 + 14,78 (349,2 - 159,78) + 475,07 = 4249,09$ кДж/кг.

Таблица 1.30. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	ρ , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Слабый раствор: на входе в теплообменник	$T_{2m} = 360,5$	$\rho_m = 0,3727$	$\xi_{a2} = 0,1955$	$i_{2m} = 224,45$
	$T_3 = 341$	$\rho_m = 0,3727$	$\xi_{a2} = 0,1955$	$i_3 = 140,65$
Крепкий раствор: на входе в теплообменник в начале кипения в генераторе	$T_{4m} = 338$	$\rho_k = 1,17684$	$\xi_{r1} = 0,3$	$i_{4m} = 79,61$
	$T_{10} = 381$	$\rho_k = 1,17684$	$\xi_{r1} = 0,3$	$i_{10} = 273,87$
<i>Пар</i>				
После генератора	$T_{11} = 381$	$\rho_k = 1,17684$	$\xi_d = 0,909$	$i_{11} = 1608,24$

Теплота конденсатора $q_k = i_e - i_6 = 1323,59 - 141,87 = 1181,72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1203,31 - 141,87 = 1061,44$ кДж/кг, где $i_8 = i_k - [(i_k - i_s)/(\xi_k - \xi_s)] (\xi_k - \xi_e) = 1221 - [(1221 - 297,49)/(1 - 0,786)] (1 - 0,9959) = 1203,31$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_8 - i_2 + f_2 (i_3 - i_4) = 1203,31 - 349,2 + 14,14 (140,65 + 57,34) = 3653,69$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_r + q_0 = 4249,09 + 1061,44 = 5310,63$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_d = 1181,72 + 3653,69 + 475,07 = 5310,48$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_r = 1061,44/4249,09 = 0,25$.

Анализ эффективности различных схем одноступенчатых абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Тепловые потоки циклов машин, работающих по различным схемам, для условий примера 1 приведены в табл. 1.31.

Как следует из таблицы, наименьшей энергетической эффективностью характеризуется простейшая схема машины без теплообменника растворов и ректификации пара. Введение регенеративного теплообмена между слабым и кислым растворами уменьшает количество теплоты, подводимой от внешнего греющего источника в генераторе, и количество теплоты, отводимой в абсорбере охлаждающей водой, и повышает тепловой коэффициент. Введение в схему машины различных способов ректификации пара приводит к дальнейшему повышению энергетической эффективности циклов. Введение в расчет машины сопротивлений в трубопроводах между аппаратами, а также учет неполноты процессов кипения и абсорбции вследствие конечного вре-

66 Т а б л и ц а 1.31. Основные расчетные величины тепловых потоков различных схем одноступенчатых абсорбционных водоммашинных холодильных машин

Схема машины	q_{Γ}	q_{\circ}	$\Sigma q_{\text{подв}}$	$q_{\text{к}}$ кДж/кг	$q_{\text{а}}$	$q_{\text{д}}$	$\Sigma q_{\text{отв}}$	ξ
<i>Теоретические циклы</i>								
Без теплообменника и ректификатора	3187,53	572,92	3760,45	1757,7	3002,75	—	3760,45	0,18
С теплообменником (без ректификатора)	2189,56	572,92	2762,48	1757,7	1004,78	—	2762,48	0,262
С теплообменником, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой	2170,42	1035,78	3206,2	1181,72	1708,03	316,47	3206,22	0,477
С теплообменником и ректификацией частью жидкого хладагента, отводимого из конденсатора	2143,54	1096,52	3240,06	1485,86	1754,19	—	3240,05	0,512
С теплообменником и ректификацией частью крепкого раствора, отводимого помимо теплообменника	1853,98	1035,78	2889,76	1181,72	1708,03	—	2889,75	0,575
<i>Действительные циклы</i>								
С теплообменником, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой	2652,02	1057,07	3709,09	1178,6	2129,26	401,23	3709,9	0,399

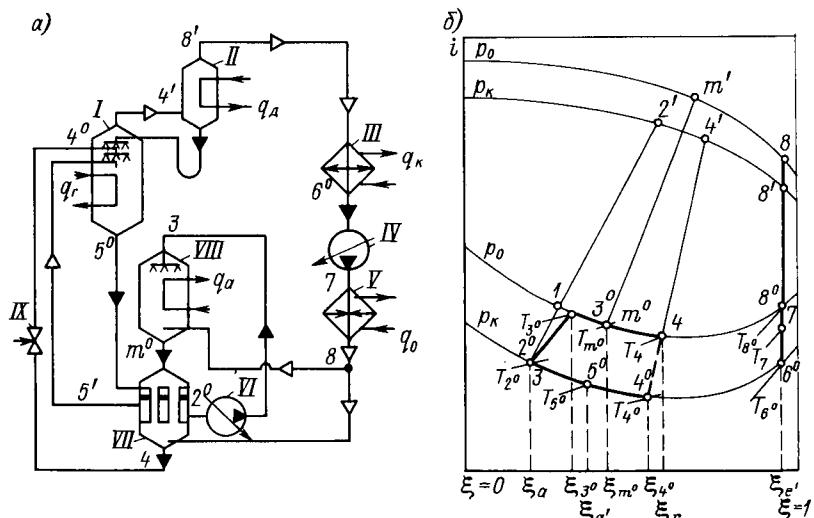


Рис. 1.43. Водоаммиачный тепловой насос: *а* — схема насоса; *б* — процессы в ξ — p диаграмме;

I — генератор с ректификатором; *II* — дефлегматор; *III* — конденсатор; *IV* — насос рабочего вещества; *V* — испаритель; *VI* — насос слабого раствора; *VII* — регенератор; *VIII* — абсорбер; *IX* — дроссельный вентиль крепкого раствора

мени протекания процессов существенно сказываются на снижении энергетической эффективности циклов.

Пример 12. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачного теплового насоса, работающего по схеме с внутренней регенерацией теплоты (с узлом превышения температур), показанной на рис. 1.43, *а*.

Исходные данные следующие: температура греющей воды $T_{h1} = 323$ К; температура наружного воздуха $T_{o.o} = 233$ К; подача греющей воды в испаритель и генератор параллельная; подача охлаждающего рассола (водный раствор CaCl_2) в конденсатор и дефлегматор последовательная. Температура рассола на выходе из градирни $T_{s1} = T_{o.o} + \Delta T = 233 + 5 = 238$ К.

Принятые значения температур и давлений раствора следующие: низшая температура конденсации раствора в конденсаторе $T_{6*} = T_{s1} + \Delta T = 238 + 17 = 255$ К; давление в конденсаторе и генераторе принимается одинаковым и определяется по температуре конденсации чистого аммиака $T_k = 255$ К; $p_k = 0,2076$ МПа; температура пара на выходе из дефлегматора $T_{e*} = T_k + \Delta T = 255 + 14 = 269$ К; по значениям p_k и T_{e*} концентрация пара на выходе из дефлегматора $\xi_{e*} = 0,999$ кг/кг; высшая температура кипения раствора в испарителе $T_{5*} = T_{h1} - \Delta T = 323 - 7 = 316$ К; давление в испарителе и абсорбере $p_o = 1,6878$ МПа; последнее определяют по таблицам термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора; высшая температура кипения раствора в генераторе $T_{5*} = T_{h1} -$

Т а б л и ц а 1.32. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
После генератора	$T_{5^0}=316$	$p_K=0,2076$	$\xi_{a^0}=0,321$	$i_{5^0}=-35,59$
На входе в абсорбер	$T_3=338,5$	$p_0=1,6878$	$\xi_a=0,213$	$i_3=121,42$
После конденсатора	$T_{6^0}=255$	$p_K=0,2076$	$\xi_{e^0}=0,999$	$i_{6^0}=92,11$
Соответствует высшей температуре адсорбции в абсорбере	$T_{3^0}=386,5$	$p_0=1,6878$	$\xi_{3^0}=0,351$	$i_{3^0}=288,9$
В конце кипения в испарителе	$T_{8^0}=316$	$p_0=1,6878$	$\xi_8=0,993$	$i_K=1282,61$
Слабый раствор после регенератора	$T_{2^0}=338,5$	$p_K=0,2076$	$\xi_a=0,213$	$i_{2^0}=121,42$
Крепкий раствор: после регенератора	$T_4=354,5$	$p_0=1,6878$	$\xi_4=0,523$	$i_4=121,42$
на входе в генератор	$T_{4^0}=295,5$	$p_K=0,2076$	$\xi_{4^0}=0,421$	$i_{4^0}=-140,26$
после абсорбера	$T_{m^0}=368,5$	$p_0=1,6878$	$\xi_{m^0}=0,44$	$i_{m^0}=186,32$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_8=316$	$p_0=1,6878$	$\xi_{e^0}=0,999$	$i_8=1314,72$
» дефлегматора	$T_{8^0}=269,3$	$p_K=0,2076$	$\xi_{e^0}=0,999$	$i_{8^0}=1283,73$
Равновесный раствору: крепкому в конце процесса абсорбции в регенераторе	$T_{4^0}=354,5$	$p_0=1,6878$	$\xi_{4^0}=0,994$	$i_{4^0}=1348,21$
слабому в конце кипения в генераторе	$T_5=316$	$p_K=0,2076$	$\xi_5=0,972$	$i_5=1410,02$

— $\Delta T = 323 - 7 = 316$ К; по значениям p_K и T_{5^0} на $\xi - i$ диаграмме находят положение точки 5^0 и определяют $\xi_{a^0} = 0,321$ кг/кг и $i_{5^0} = -35,59$ кДж/кг.

Диапазон дегазации раствора в генераторе на основании опытных данных принимается равным $\Delta \xi = 10\%$, тогда концентрация раствора на входе в генератор $\xi_{4^0} = \xi_{a^0} + \Delta \xi = 0,321 + 0,1 = 0,421$ кг/кг. По значению точки 4^0 путем графического построения на $\xi - i$ диаграмме изотермы в области влажного пара, проходящей через точку 4^0 , находят точки 4 и $4'$ и все параметры крепкого раствора в конце процесса абсорбции в регенераторе и пара, равновесного этому раствору. Высшая температура кипения раствора в испарителе $T_{8^0} = T_{h1} - \Delta T = 323 - 7 = 316$ К. Давление в испарителе и абсорбере принимается одинаковым и определяется по температуре кипения чистого аммиака T_{8^0} . Принимается $p_0 = 1,6878$ МПа. Энтальпия пара на выходе из испарителя, найденная по значениям p_0 , ξ_{e^0} и $T_8 = T_{8^0}$, составит $i_8 = 1314,72$ кДж/кг. Задаваясь перепадом температур между крепким и слабым растворами $\Delta T = 16^\circ\text{C}$ на выходе из регенератора,

определяют состояние слабого раствора в конце кипения в регенераторе: $T_{2^0} = T_4 - \Delta T = 354,5 - 16 = 338,5$ К. По известным параметрам точки 2^0 находят точку 3 — состояние слабого раствора на входе в абсорбер (после насоса).

Процессы машины в ξ - i диаграмме показаны на рис. 1.43, б. Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 1.32.

$$\text{Кратность циркуляции раствора } f = (\xi_{e'} - \xi_a) / (\xi_4 - \xi_a) = (0,099 - 0,213) / (0,523 - 0,213) = 2,54 \text{ кг/кг.}$$

$$\begin{aligned} \text{Теплота испарителя } q_0 &= i_8 - i_6 = 1314,72 - 92,11 = 1222,61 \text{ кДж/кг.} \\ \text{Теплота дефлегматора } q_{\text{д}} &= (1 + R) i_4 - i_8 - R i_4 = (1 + 0,00873) 1348,21 - 1283,73 - 0,00873 \times \\ &\times (-140,26) = 77,48 \text{ кДж/кг, где } R \text{ — масса флегмы, стекающей} \\ &\text{из дефлегматора в генератор, отнесенная к 1 кг концентрированного} \\ &\text{пара: } R = (\xi_{e'} - \xi_4) / (\xi_4 - \xi_4) = (0,999 - 0,994) / (0,994 - 0,421) = 0,00873 \text{ кг/кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Теплота генератора } q_{\text{г}} &= i_8 - (1 - g_{\text{г}}) i_5 + (f - g_{\text{г}}) i_5 - \\ &- f i_4 + q_{\text{д}} = 1283,73 - (1 - 0,762) 1410,02 + (2,54 - 0,762) \times \\ &\times (-35,59) - 2,54 \cdot 121,42 + 77,48 = 653,94 \text{ кДж/кг, где } g_{\text{г}} \text{ —} \\ &\text{масса пара, выпаренного в генераторе, отнесенная к 1 кг сконденсированного} \\ &\text{пара в конденсаторе. Из материального баланса генератора следует } f \xi_4 = \\ &= (f - g_{\text{г}}) \xi_{e'} + g_{\text{г}} \xi_4, \text{ откуда } g_{\text{г}} = f (\xi_4 - \xi_{e'}) / (\xi_4 - \xi_a) = \\ &= 2,54 (0,523 - 0,321) / (0,994 - 0,321) = 0,762 \text{ кг/кг.} \end{aligned}$$

Теплота, подведенная к раствору в аппарате «превышения температур» (регенераторе), в процессе его дальнейшего кипения за счет теплоты абсорбции (процесс 5^0 — 2^0) достигнет значения $q'_{a2} = (1 - g_{\text{г}}) i_5 + (f - 1) i_2 - (f - g_{\text{г}}) i_5 = (1 - 0,762) \times 1410,02 + (2,54 - 1) 121,42 - (2,54 - 0,762) (-35,59) = 585,85$ кДж/кг.

$$\text{Теплота конденсатора } q_{\text{к}} = i_8 - i_6 = 1283,73 - 92,11 = 1191,62 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота абсорбции, отведенная от крепкого раствора при высоком давлении p_0 в регенераторе (процесс m^0 — 4), $q'_{a2} = (f - 1 + g_a) i_m + (1 - g_a) i_8 - f i_4 = (2,54 - 1 + 0,626) 186,32 + (1 - 0,626) 1314,72 - 2,54 \cdot 121,42 = 586,86$ кДж/кг, где g_a — масса пара, поглощенного в абсорбере, отнесенная к 1 кг пара, сконденсированного в конденсаторе. Из материального баланса абсорбера $(f - 1) \xi_a + g_a \xi_{e'} = (f - 1 + g_a) \xi_m$, откуда $g_a = (f - 1) (\xi_m - \xi_a) / (\xi_{e'} - \xi_m) = (2,54 - 1) (0,44 - 0,213) / (0,999 - 0,44) = 0,626$ кг/кг.

В случае несовпадения значений q'_{a2} и q''_{a2} , найденных ранее, необходимо задаться новыми значениями T_m и ξ_m на линии $p_0 = \text{const}$ и повторить определение q'_{a2} до полного совпадения.

Теплота абсорбера (удельная массовая теплопроизводительность машины) $q_a = (f - 1) i_3 + g_a i_8 - (f - 1 + g_a) i_m = (2,54 - 1) 121,42 + 0,626 \cdot 1314,72 - (2,54 - 1 + 0,626) \times 186,32 = 606,44$ кДж/кг.

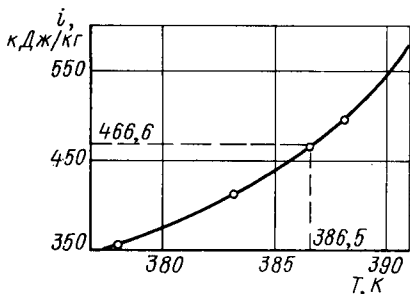


Рис. 1.44. График $T = \varphi(i)$

Энтальпия смеси после смешения в абсорбере слабого раствора (точка 3) и пара (точка 8) составит $i_{см} = [(f - 1) i_3 + g_a i_8] / (f - 1 + g_a) = [(2,54 - 1) 121,42 + 0,626 \times 1314,72] / (2,54 - 1 + 0,626) = 466,6$ кДж/кг.

По графику $T = \varphi(i)$ для влажного пара определяют $T_{см} = T_3$ и тем самым точку 3°, соответствующую высшей температуре абсорбции (рис. 1.44).

В связи с тем что в абсорбере происходит смешение пара и слабого раствора неравновесных состояний, часть теплоты абсорбции расходуется на подогревание жидкости от состояния в точке 3 до состояния в точке 3°.

Количество теплоты, необходимой для указанного подогрева жидкости, $q_{a.вн} = (f - 1) i_3 + g_{a.вн} i_8 - (f - 1 + g_{a.вн}) i_{3^{\circ}} = (2,54 - 1) 121,42 + 0,328 \cdot 1314,72 - (2,54 - 1 + 0,328) \times 288,9 = 77,88$ кДж/кг, где $g_{a.вн}$ — масса пара, поглощенного в абсорбере на участке подогревания слабого раствора от состояния в точке 3 до состояния в точке 3°, отнесенная к 1 кг пара, сконденсированного в конденсаторе: $g_{a.вн} = (f - 1) (\xi_{3^{\circ}} - \xi_a) / (\xi_{e^{\circ}} - \xi_{3^{\circ}}) = (2,54 - 1) (0,351 - 0,213) / (0,999 - 0,351) = 0,328$ кг/кг.

Полезная удельная массовая теплопроизводительность машины $q_a^{нетто} = q_a - q_{a.вн} = 606,44 - 77,88 = 528,56$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: подведенная теплота $\sum q_{подв} = q_0 + q_r = 1222,61 + 653,94 = 1876,55$ кДж/кг; отведенная теплота $\sum q_{отв} = q_k + q_d + q_a = 1191,62 + 77,48 + 606,44 = 1875,54$ кДж/кг.

Коэффициент трансформации:

без учета внутренних потерь теплоты в абсорбере $M_T = q_a / (q_0 + q_r) = 606,44 / 1876,55 = 0,323$;

с учетом внутренних потерь теплоты в абсорбере $M_T' = q_a^{нетто} / (q_0 + q_r) = 528,56 / 1876,55 = 0,282$.

Пример 13. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.45) без учета основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Исходные данные

Температура воды, К:

греющей T_h	373
охлаждающей T_w	299
охлажденной T_c	280

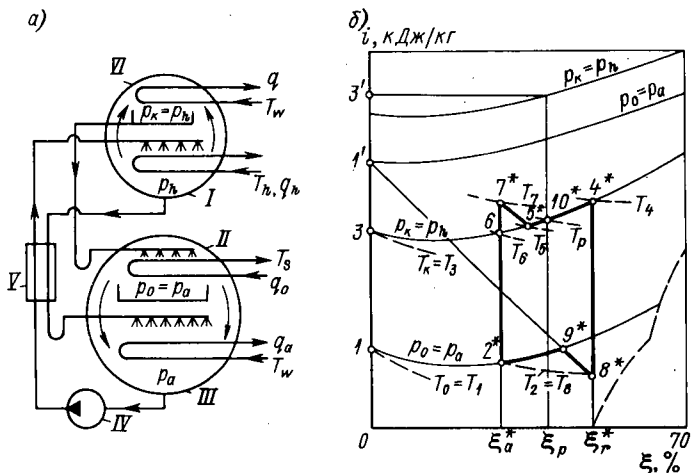


Рис. 1.45. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: а — схема машины; б — процессы в $\xi-i$ диаграмме; I — генератор; II — испаритель; III — абсорбер; IV — насос слабого раствора; V — теплообменник; VI — конденсатор

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h$. Разность температур $\Delta T_h = 10 \div 20$ К, в зависимости от типа генератора, тогда $T_4 = 273 - 15 = 258$ К. Температура конденсации при условии параллельной подачи воды в абсорбер и конденсатор $T_k = T_w + \Delta T_w$. Разность температур $\Delta T_w = 8 \div 10$ К, тогда $T_k = 299 + 8 = 307$ К. Давление конденсации пара в конденсаторе определяют по диаграмме концентрация — энтальпия ($\xi - i$) для водного раствора бромистого лития [42, 43] в области жидкости при $\xi = 0$ и $T_k = 307$ К: $p_k = 5,45$ кПа. При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из генератора в конденсатор давление кипения раствора в генераторе принимается равным давлению в конденсаторе, т. е. $p_h = p_k = 5,45$ кПа.

Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере $T_3 = T_w + \Delta T_a$. Разность температур ΔT_a принимается в пределах 8—15 К. Тогда $T_3 = 299 + 8 = 307$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s$. Разность температур ΔT_s принимается в пределах 2—5 К. Тогда $T_0 = 280 - 3 = 277$ К. Давление кипения в испарителе определяют по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара или по $\xi-i$ диаграмме (при $\xi = 0$ и $T_0 = 277$ К) [32]: $p_0 = 0,83$ кПа. При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из испарителя в абсорбер давление в абсорбере принимается равным давлению в испарителе, т. е. $p_a = p_0 = 0,83$ кПа. Температура крепкого раствора на выходе из тепло-

Т а б л и ц а 1.33. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , кПа	ξ , %	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_2 = T_3 = 307$	$p_2 = 5,45$	$\xi = 0$	$i_2 = 561,1$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 358$	$p_4 = 5,45$	$\xi_7^* = 64$	$i_{4*} = 353,8$
слабый после абсорбера	$T_5 = 307$	$p_5 = 0,83$	$\xi_2^* = 57,3$	$i_{2*} = 251,22$
крепкий после теплообменника	$T_6 = 307$	$p_6 = 5,45$	$\xi_7^* = 64$	$i_{8*} = 262,9$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_{1*} = T_0 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1*} = 2914,2$

обменника при отсутствии в нем недорекуперации теплоты $T_8 = T_2 = 307$ К.

Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.45, приведены в табл. 1.33.

Кратность циркуляции раствора $f^* = \xi_7^*/(\xi_7^* - \xi_2^*) = 64/(64 - 57,3) = 9,552$ кг/кг.

Теплота теплообменника $q_7^* = (f^* - 1)(i_{4*} - i_{8*}) = (9,552 - 1)(353,8 - 262,9) = 777,38$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_{7*} = i_{2*} + q_7^*/f^* = 251,22 + 777,38/9,552 = 332,6$ кДж/кг. По значению $i_{7*} = 332,6$ кДж/кг при $\xi_2^* = 57,3$ % по $\xi-i$ диаграмме определяют положение точки 7* и температуру слабого раствора на выходе из теплообменника $T_7 = 349$ К. В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор перегрет, в генераторе осуществляется сначала адиабатно-изобарный процесс десорбции (7*—5*), в результате чего концентрация раствора увеличивается, а температура его снижается до равновесной T_5 . Температура T_5 выше равновесной T_6 при известных ξ_2^* , p_4 : $T_5 = 345$ К, $T_6 = 343,5$ К. Средняя температура раствора, кипящего в генераторе, $T_p = (T_4 + T_5)/2 = (358 + 345)/2 = 351,5$ К.

Концентрация раствора, соответствующая температуре T_p (точка 10*), $\xi_p = 60,8$ %.

Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора определяется по $\xi-i$ диаграмме при известных p_4 и ξ_p : $i_{3*} = 3064$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3*} + (f^* - 1)i_{4*} - f^*i_{7*} = 3064 + (9,552 - 1)353,8 - 9,552 \cdot 332,6 = 2912,7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1*} - i_3 = 2914,2 - 561,1 = 2353,1$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3*} - i_3 =$

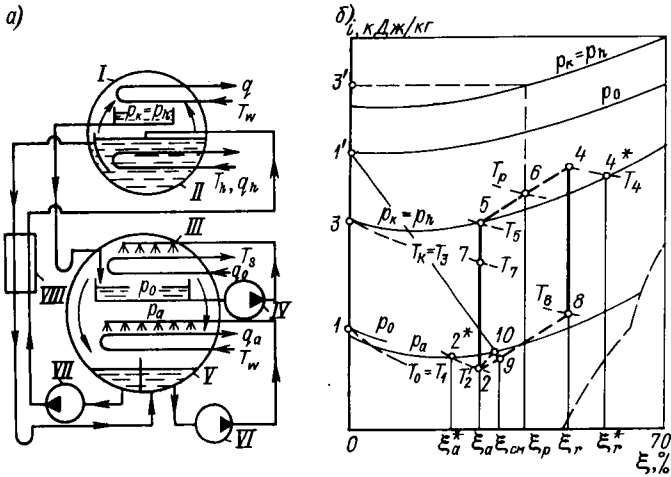


Рис. 1.46. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: а — схема машины; б — процессы в $i-x$ диаграмме; I — конденсатор; II — генератор; III — испаритель; IV, VI, VII — насосы рециркулируемой воды, смешанного и слабого растворов соответственно; V — абсорбер; VIII — теплообменник

$= 3064 - 561,1 = 2502,9$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_1 + (f^* - 1) i_{8^*} - f^* i_{2^*} = 2914,2 + (9,552 - 1) 262,9 - 9,552 \times 251,22 = 2762,9$ кДж/кг.

Абсорбция состоит из двух процессов: адиабатно-изобарного ($8^* - 9^*$) и изобарного ($9^* - 2^*$).

Теплота подведенная $\sum q_{\text{подв}} = q_h + q_0 = 2912,7 + 2353,1 = 5265,8$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{\text{отв}} = q + q_a = 2502,9 + 2762,9 = 5265,8$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{\text{подв}} = \sum q_{\text{отв}} = 5265,8$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\zeta^* = q_0/q_h = 2353,1/2912,7 = 0,808$.

Пример 14. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.46) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Схема машины — с генератором затопленного типа и рециркулирующей слабого раствора и воды соответственно через абсорбер и испаритель. Подача охлаждающей воды в абсорбер и конденсатор параллельная.

Исходные данные

Температура воды, К:	
греющей T_h	383
охлаждающей T_w	299
охлажденной T_3	280

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 383 - 18 = 365$ К. Температуры конденсации

водяного пара T_k , раствора в конце процесса абсорбции T_2 , кипения воды в испарителе T_0 принимаются такими же, как и в предыдущем примере, т. е. $T_k = 307$ К, $T_2 = 307$ К, $T_0 = 277$ К. Давления конденсации p_k и кипения p_0 рабочего тела соответственно будут $p_k = 5,45$ кПа, $p_0 = 0,83$ кПа.

Так как давление конденсации пара рабочего тела значительно выше давления его кипения, удельный объем пара в конденсаторе при данных условиях почти в шесть раз ниже удельного объема пара в испарителе. В связи с этим в блоке генератор — конденсатор скорость движения пара из генератора в конденсатор будет низкой и гидравлическими сопротивлениями прохождению пара между указанными аппаратами можно пренебречь и принять давление кипения раствора p_h равным давлению конденсации пара p_k , т. е. $p_h = p_k = 5,45$ кПа. В блоке абсорбер — испаритель из-за высокого значения удельного объема пара скорость его движения из испарителя в абсорбер будет значительной (40—50 м/с), вследствие чего необходимо учесть суммарные гидравлические сопротивления $\sum \Delta p$ на всех участках движения пара из испарителя в абсорбер. По опытным данным в промышленных типах машин величина $\sum \Delta p$ достигает 0,133 кПа. Тогда давление пара в абсорбере $p_a = p_0 - \sum \Delta p = 0,83 - 0,133 = 0,697$ кПа. Теоретическое значение концентраций ξ_a^* слабого и ξ_r^* крепкого растворов определяют по $\xi-i$ диаграмме по соответствующим значениям T_2 , p_a и T_4 , p_h (рис. 1.46): $\xi_a^* = 58,6$ %, $\xi_r^* = 67,5$ %. Действительная концентрация крепкого раствора ниже теоретического значения ξ_r^* на величину недовыпаривания $\Delta \xi_r$ раствора, которое в генераторе затопленного типа возникает в основном из-за отрицательного влияния на процесс кипения гидростатического давления столба кипящего раствора.

По опытным данным в генераторах затопленного типа промышленных машин величина $\Delta \xi_r$ изменяется в зависимости от параметров работы в пределах 2,5—3,5 %. Тогда $\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r = 67,5 - 3,5 = 64,0$ %. Действительная концентрация крепкого раствора из-за опасности его кристаллизации в аппаратах, трубопроводах и других элементах машины не должна превышать 64 %.

Если $\xi_r > 64$ %, то необходимо изменить температуру T_4 крепкого раствора или давление его кипения p_h путем увеличения соответственно величины ΔT_h или температуры конденсации T_k . Можно одновременно изменять T_4 и T_k до тех пор, пока не будет выполнено условие $\xi_r \leq 64$ %. Действительная концентрация слабого раствора ξ_a в абсорбере выше теоретического значения концентрации ξ_a^* на величину недонасыщения $\Delta \xi_a$ раствора.

Величина $\Delta \xi_a$ зависит от параметров работы машины и может изменяться в пределах 0,5—2,5 %. Тогда $\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a = 58,6 + 1,4 = 60,0$ %. При наличии конечной разности ΔT_p температур на «холодной» стороне теплообменника температура крепкого раствора на выходе из него $T_3 = T_2 + \Delta T_p$. Разность

Т а б л и ц а 1.34. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , кПа	ξ , %	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_k = T_3 = 307$	$p_k = 5,45$	$\xi = 0$	$i_3 = 561,1$
Раствор: крепкий после генератора	$T_4 = 365$	$p_h = 5,45$	$\xi_r = 64$	$i_4 = 366,8$
слабый после абсорбера	$T_2 = 307$	$p_a = 0,697$	$\xi_a = 60$	$i_2 = 252,9$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 322$	$p_h = 5,45$	$\xi_r = 64$	$i_8 = 289,74$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_{1'} = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914,2$

температур ΔT_p принимается в пределах 15—20 К. Тогда $T_8 = 307 + 15 = 322$ К. Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.46, приведены в табл. 1.34.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 64 / (64 - 60) = 16$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_T = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16 - 1)(366,8 - 289,74) = 1159,9$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_7 = i_2 + q_T/f = 252,9 + 1159,9/16 = 325,14$ кДж/кг. По величине $i_7 = 325,14$ кДж/кг при $\xi_a = 60$ % из $\xi-i$ диаграммы определяют положение точки 7 и температуру слабого раствора на выходе из теплообменника: $T_7 = 345,5$ К.

В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор недогрет до состояния равновесия, он сначала подогревается в нем до равновесного состояния 5 и затем кипит в процессе 5—4. Температуру T_5 находят по $\xi-i$ диаграмме по известным значениям p_h и ξ_a : $T_5 = 349,5$ К. Средняя температура раствора, кипящего в генераторе, $T_p = (T_4 + T_5)/2 = (365 + 349,5)/2 = 357,25$ К. Концентрация раствора, соответствующая температуре T_p (точка б), $\xi_p = 61,8$ %. Энтальпию перегретого пара на выходе из генератора определяют по $\xi-i$ диаграмме при известных p_h и ξ_p : $i_3' = 3067,4$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_3' + (f - 1)(i_4 - fi_7) = 3067,4 + (16 - 1)366,8 - 16 \cdot 325,14 = 3367,1$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914,2 - 561,1 = 2353,1$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_3' - i_3 = 3067,4 - 561,1 = 2506,3$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_{1'} + (f - 1)(i_8 - fi_2) = 2914,2 + (16 - 1)289,74 - 16 \cdot 252,9 = 3213,9$ кДж/кг. Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 3367,1 + 2353,1 = 5720,2$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_a = 2506,3 + 3213,9 = 5720,2$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5720,2$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\xi = q_0/q_h = 2353,1/3367,1 = 0,699$.

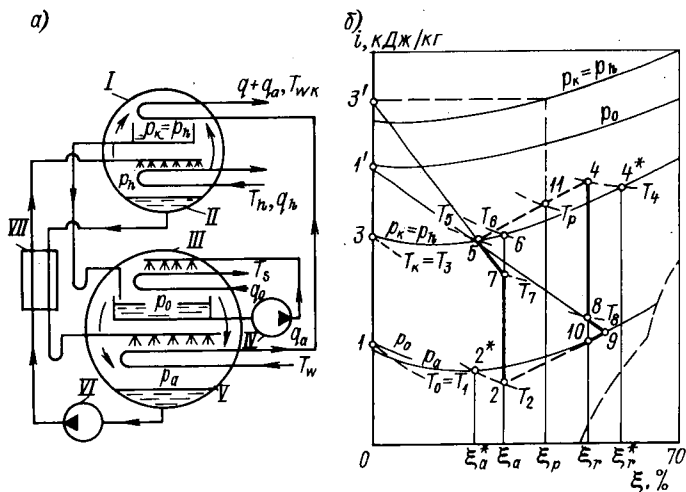


Рис. 1.47. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: а — схема машины; б — процессы в ξ - i диаграмме; I — конденсатор; II — генератор; III — испаритель; IV, VI — насосы рециркулируемой воды и слабого раствора соответственно; V — абсорбер; VII — теплообменник

Пример 15. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.47) по условиям примера 14 с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Схема машины — с генератором оросительного типа, с рециркуляцией воды через испаритель и без рециркуляции слабого и крепкого растворов соответственно через абсорбер и генератор. Поддача охлаждающей воды в абсорбер и конденсатор последовательная: сначала в абсорбер, а затем в конденсатор.

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 383 - 16 = 367$ К. При температуре нагрева охлаждающей воды в абсорбере $\Delta T_{wa} = 5$ К температура конденсации составит $T_k = T_w + \Delta T_{wa} + \Delta T_w = 299 + 5 + 8 = 312$ К. Давление конденсации определяют с помощью ξ - i диаграммы при $\xi = 0$, $T_k = 312$ К: $p_k = 6,98$ кПа. Гидравлические сопротивления прохождению пара из генератора в конденсатор принимаются равными $\sum \Delta p = 0$. Тогда $p_h = p_k = 6,98$ кПа. Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции $T_2 = T_w + \Delta T_a = 299 + 8 = 307$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s = 280 - 3 = 277$ К. Давление кипения воды в испарителе (при $\xi = 0$, $T_0 = 277$ К) $p_0 = 0,83$ кПа. Суммарные гидравлические сопротивления прохождению пара из испарителя в абсорбер принимают равными $\sum \Delta p = 0,133$ кПа. Тогда давление пара в абсорбере составит $p_a = p_0 - \sum \Delta p = 0,83 - 0,133 = 0,697$ кПа.

Т а б л и ц а 1.35. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , кПа	ξ , %	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_n = T_9 = 312$	$p_n = 6,98$	$\xi = 0$	$i_9 = 582$
Раствор: крепкий после генератора	$T_4 = 367$	$p_h = 6,98$	$\xi_r = 64$	$i_4 = 370,97$
слабый после абсорбера	$T_3 = 307$	$p_a = 0,697$	$\xi_a = 60$	$i_3 = 252,9$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 322$	$p_h = 6,98$	$\xi_r = 64$	$i_8 = 289,74$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_{1'} = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914,2$

Теоретическое значение концентраций слабого ξ_a^* и крепкого ξ_r^* раствора: $\xi_a^* = 58,6$ %, $\xi_r^* = 65,5$ %. По опытным данным в генераторах оросительного типа nedovyпаривание $\Delta\xi_r$ крепкого раствора из-за отсутствия столба кипящего раствора ниже nedovyпаривания в генераторах затопленного типа и составляет 1—2 %. Действительная концентрация крепкого раствора $\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r = 65,5 - 1,5 = 64$ %. Соблюдается условие $\xi_r < 64$ %. Действительная концентрация слабого раствора $\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = 58,6 + 1,4 = 60$ %. Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника $T_8 = T_2 + \Delta T_p = 307 + 15 = 322$ К.

Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.47, приведены в табл. 1.35.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 64 / (64 - 60) = 16$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_T = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16 - 1)(370,97 - 289,74) = 1218,45$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_7 = i_3 + q_T / f = 252,9 + 1218,45 / 16 = 329,05$ кДж/кг. При $i_7 = 329,05$ кДж/кг и $\xi_a = 60$ % температура слабого раствора $T_7 = 347,5$ К.

В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор недогрет до состояния равновесия, в оросительном генераторе с момента распыления в форсунках он абсорбирует пар, вследствие чего концентрация раствора снижается, а температура его повышается практически до равновесного значения. Процесс 7—5 — абсорбция пара, а процесс 5—4 — кипение раствора в генераторе оросительного типа.

Температура раствора в точке 5 определяется графическим путем (рис. 1.47): $T_5 = 354$ К. Температура $T_6 = 355,5$ К при $\xi_a = 60$ % и $p_h = 6,98$ кПа. Средняя температура раствора

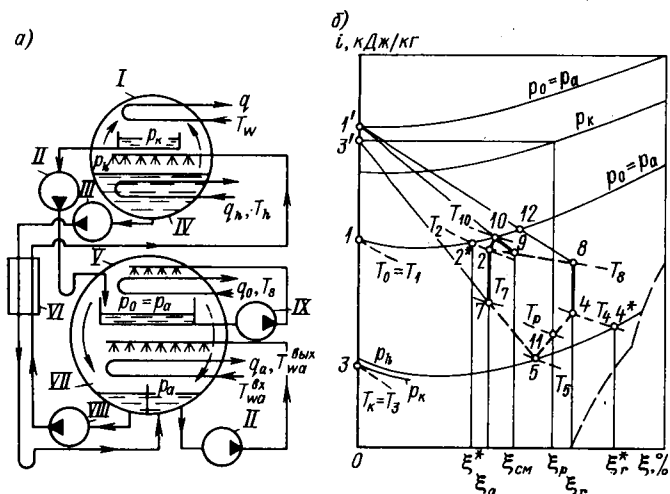


Рис. 1.48. Абсорбционный бромистолитиевый повышающий термотрансформатор: а — схема термотрансформатора; б — процессы в $\xi-i$ диаграмме;

I — конденсатор; II, III, VIII, IX — насосы смешанного и крепкого растворов, слабого раствора и конденсатный для подачи воды из конденсатора в испаритель; IV — генератор; V — испаритель; VI — теплообменник; VII — абсорбер

в генераторе оросительного типа $T_p = (T_4 + T_5)/2 = (367 + 354)/2 = 360,5$ К. Концентрация раствора, соответствующая температуре T_p (точка 11), $\xi_p = 61,5$ %. Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора определяется по $\xi-i$ диаграмме при известных ρ_h и ξ_p $i_{3r} = 3080$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3r} + (f-1) i_4 - f i_7 = 3080 + (16-1) 370,97 - 16 \times 329,05 = 3379,7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_1 - i_3 = 2914,2 - 582 = 2332,2$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3r} - i_3 = 3080 - 582 = 2498$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_1 + (f-1) i_8 - f i_2 = 2914,2 + (16-1) 289,74 - 16 \times 252,9 = 3213,9$ кДж/кг. Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 3379,7 + 2332,2 = 5711,9$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_a = 2498 + 3213,9 = 5711,9$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5711,9$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_h = 2332,2/3379,7 = 0,69$.

Пример 16. Расчет тепловых потоков бромистолитиевого абсорбционного повышающего термотрансформатора (рис. 1.48, а) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов. Определение температуры горячей воды, нагретой в абсорбере.

Схема термотрансформатора — с генератором затопленного типа и распылением в нем слабого раствора с рециркуляцией слабого раствора и воды через абсорбер и испаритель соответственно. Подача греющей воды в генератор и испаритель параллельная.

Исходные данные

Температура воды, К:	
греющей T_h	338
охлаждающей в зимнее время года T_w	281

Высшая температура в конце процесса кипения в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h$. Величину ΔT_h в повышающих термотрансформаторах принимают в пределах 5—8 К. Тогда $T_4 = 338 - 5 = 333$ К. Температура конденсации водяного пара $T_k = T_w + \Delta T_w = 281 + 8 = 289$ К. Давление конденсации пара в конденсаторе при $\xi = 0$ и $T_k = T_s = 289$ К (рис. 1.54, б) $p_k = 1,796$ кПа.

Давление пара в генераторе выше давления конденсации на величину суммарных гидравлических сопротивлений прохождению пара из генератора в конденсатор, т. е. $p_h = p_k + \sum \Delta p$. Значение $\sum \Delta p$ принимается в пределах 0,067—0,133 кПа. Тогда $p_h = 1,796 + 0,067 = 1,863$ кПа. При известных значениях p_h и T_4 по $\xi-i$ диаграмме определяют теоретическую концентрацию крепкого раствора $\xi_r^* = 62,8$ %. Недовыпаривание $\Delta \xi_r$ раствора в генераторе затопленного типа при низких давлениях кипения раствора составляет 4—5 %. Действительная концентрация крепкого раствора в конце процесса кипения в генераторе $\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r = 62,8 - 4 = 58,8$ %. Зона дегазации $\Delta \xi$ раствора в цикле принимается равной 4 %. Тогда действительная концентрация слабого раствора в конце процесса абсорбции $\xi_a = \xi_r - \Delta \xi = 58,8 - 4 = 54,8$ %. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s = 338 - 8 = 330$ К. Давление кипения воды в испарителе определяют при $\xi = 0$ и $T_0 = T_1 = 330$ К: $p_0 = 17,19$ кПа.

В связи с достаточно высоким давлением пара в испарителе гидравлическими сопротивлениями прохождению его в абсорбер можно пренебречь и принять $p_a = p_0 = 17,19$ кПа. При высоких значениях давления абсорбции недонасыщение $\Delta \xi_a$ раствора в абсорбере не превышает 0,5 %. Тогда теоретическое значение концентрации слабого раствора $\xi_a^* = \xi_a - \Delta \xi_a = 54,8 - 0,5 = 54,3$ %. Низшую температуру слабого раствора в конце процесса абсорбции определяют по $\xi-i$ диаграмме при известных p_a и ξ_a^* : $T_2 = 364$ К.

Разность температур ΔT_p слабого раствора (T_2) после абсорбера и крепкого раствора (T_3) после теплообменника принимают в пределах 5—10 К. Тогда $T_3 = T_2 - \Delta T_p = 364 - 5 = 359$ К. Положение точки 8 по $\xi-i$ диаграмме находят при известных ξ_r и T_3 . Разность концентраций $\Delta \xi_{см}$ смешанного $\xi_{см}$ и слабого ξ_a растворов принимают в пределах 1—1,5 %. Тогда $\xi_{см} = \xi_a + \Delta \xi_{см} = 54,8 + 1,5 = 56,3$ %. При известных положениях точек 2 и 8, изобары p_a и изоконцентрации $\xi_{см}$ с помощью графического построения линий процессов 8—2 и 1'—9 на $\xi-i$ диаграмме (рис. 1.48) определяют высшую температуру процесса абсорбции пара в абсорбере: $T_{10} = 367,5$ К.

Т а б л и ц а 1.36. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , кПа	ξ , %	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_8 = T_9 = 289$	$p_k = 1,796$	$\xi = 0$	$i_9 = 485,7$
Крепкий раствор после генератора	$T_4 = 333$	$p_h = 1,863$	$\xi_r = 58,8$	$i_4 = 301,46$
Слабый раствор после абсорбера	$T_2 = 364$	$p_a = 17,19$	$\xi_a = 54,8$	$i_2 = 365,9$
Смешанный раствор: после абсорбера в начале изобарной абсорбции	$T_9 = 362$ $T_{10} = 367,5$	$p_a = 17,19$ $p_a = 17,19$	$\xi_{см} = 56,3$ $\xi_{10} = 56$	$i_9 = 360,1$ $i_{10} = 371$
Крепкий раствор после теплообменника	$T_8 = 359$	—	$\xi_r = 58,8$	$i_8 = 350,9$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 330$	$p_0 = 17,19$	$\xi = 0$	$i_1 = 657,36$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_{1'} = T_0 = 330$	$p_0 = 17,19$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 3022,18$

Абсорбция состоит из двух процессов: 9—10 — адиабатно-изобарная абсорбция и 10—2 — изобарная абсорбция. Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.48, приведены в табл. 1.36. Кратность циркуляции раствора в цикле $f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 58,8 / (58,8 - 54,8) = 14,7$ кг/кг. Теплота теплообменника

$$q_T = (f - 1) (i_8 - i_4) = (14,7 - 1) (350,9 - 301,46) = 677,33 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия слабого раствора после теплообменника

$$i_7 = i_2 - q_T / f = 365,9 - 677,33 / 14,7 = 319,82 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру слабого раствора определяют по ξ — i диаграмме при известных ξ_a и i_7 : $T_7 = 340,7$ К.

В связи с тем что слабый раствор перед поступлением его в генератор находится в перегретом состоянии, при мелкодисперсном распылении в форсунках генератора он будет вскипать с выделением пара (процесс 7—5 — адиабатно-изобарная десорбция). Точка 5 характеризует равновесное состояние раствора в начале процесса 5—4 изобарной десорбции (кипение в затопленном генераторе). Положение точки 5 на изобаре p_h (рис. 1.48) определяют методом последовательного приближения: принимают значения температуры в точке 5, проводят линию действительного процесса кипения 5—4, находят среднюю температуру раствора T_p , а по ней — ξ_p и энтальпию перегретого пара $i_{3'}$ до тех пор, пока прямая линия процесса 3'—7 не пересечется с изобарой p_h в искомой точке 5. Для данных условий $T_5 = 319$ К, $T_p = (T_5 + T_4) / 2 = (319 + 333) / 2 = 326$ К, $\xi_p = 57,3$ %, $\xi_5 = 55,8$ %, $i_{3'} =$

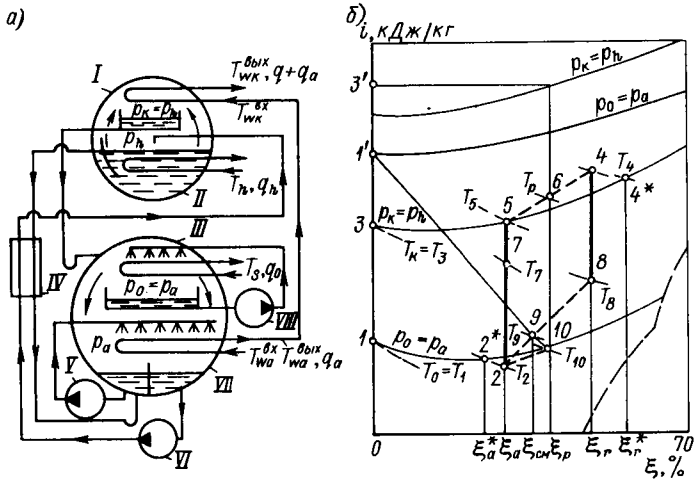


Рис. 1.49. Абсорбционный бромистолитиевый понижающий термотрансформатор: а — схема термотрансформатора; б — процессы в ξ — i диаграмме;

I — конденсатор; II — генератор; III — испаритель; IV — теплообменник; V, VI, VIII — насосы смешанного, слабого растворов и рециркулируемой воды соответственно; VII — абсорбер

$= 3100$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f - 1) i_4 - f i_7 = 3100 + (14,7 - 1) 301,46 - 14,7 \cdot 319,82 = 2528,6$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_1 - i_3 = 3022,18 - 485,7 = 2536,5$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3100 - 485,7 = 2614,3$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_1 + (f - 1) i_8 - f i_2 = 3022,18 + (14,7 - 1) 350,9 - 14,7 \cdot 365,9 = 2450,8$ кДж/кг.

Теплота подведенная $\sum q_{\text{подв}} = q_h + q_0 = 2528,6 + 2536,5 = 5065,1$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{\text{отв}} = q + q_a = 2614,3 + 2450,8 = 5065,1$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{\text{подв}} = \sum q_{\text{отв}} = 5065,1$ кДж/кг. Коэффициент трансформации низкопотенциальной теплоты на более высокий температурный потенциал $M_{\text{пов}} = q_a / (q_h + q_0) = 2450,78 / (2528,6 + 2536,5) = 0,484$. Температура горячей воды $T_{\text{ва}}^{\text{вых}}$, нагретой в абсорбере, на 4—5 К ниже высшей температуры абсорбции, т. е. $T_{\text{ва}}^{\text{вых}} = T_{10} - \Delta T_p = 367,5 - 4,5 = 363$ К.

Температуру воды на входе в абсорбер принимают на 5—5,5 К ниже температуры при выходе ее из абсорбера, т. е. $T_{\text{ва}}^{\text{вх}} = T_{\text{ва}}^{\text{вых}} - 5 = 363 - 5 = 358$ К.

Пример 17. Расчет тепловых потоков бромистолитиевого абсорбционного понижающего термотрансформатора (рис. 1.49) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов. Определение температуры горячей воды на выходе из конденсатора.

Схема термотрансформатора — с генератором затопленного типа, с рециркуляцией слабого раствора и воды соответственно через абсорбер и испаритель; подача нагреваемой воды последовательная: сначала в абсорбер, а затем в конденсатор.

Исходные данные

Температура источника, К:
 греющего (сухого насыщенного пара), подаваемого в генератор, T_h 393
 охлаждаемого (воды), подаваемого в испаритель, T_s . . . 308

Расчет выполняют в следующей последовательности. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 393 - 20 = 373$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s$. Величину ΔT_s принимают в пределах 8—10 К. Тогда $T_0 = 308 - 8 = 300$ К.

Давление кипения воды в испарителе определяют по ξ — i диаграмме при $\xi = 0$ и $T_0 = 300$ К: $p_0 = 3,66$ кПа. Из-за достаточно высокого давления кипения воды в испарителе гидравлическими сопротивлениями прохождению пара из абсорбера в испаритель можно пренебречь. Тогда давление пара в абсорбере $p_a = p_0 = 3,66$ кПа. На основании указанного можно принять давление p_h кипения раствора в генераторе равным давлению конденсации p_k , т. е. $p_h = p_k$.

Подогрев воды в абсорбере принимается равным $\Delta T_{wa} = 5$ К, а в конденсаторе из-за меньшей его тепловой нагрузки, $\Delta T_{wk} = 4$ К. Суммарный нагрев воды в абсорбере и конденсаторе $\Delta T_w^h = \Delta T_{wa} + \Delta T_{wk} = 5 + 4 = 9$ К. Температура воды, нагретой в абсорбере, $T_{wa}^{bx} + \Delta T_{wa} = T_{wa}^{bx} + 5$ К. Температура слабого раствора на выходе из абсорбера $T_2 = T_{wa}^{bx} + \Delta T_a = T_{wa}^{bx} - \Delta T_{wa} + \Delta T_a$, а воды на входе в абсорбер $T_{wa}^{bx} = T_2 - \Delta T_a$. Величина ΔT_a принимается в пределах 8—15 К. Тогда $T_2 = T_{wa}^{bx} - 5 + 8 = T_{wa}^{bx} + 3$ К.

Температура воды на входе в конденсатор при последовательной ее подаче через абсорбер и конденсатор и неизменном расходе будет равна температуре воды на выходе из абсорбера, т. е. $T_{wk}^{bx} = T_{wa}^{bx} = T_2 - 3$ К. Температура конденсации пара в конденсаторе $T_k = T_{wk}^{bx} + \Delta T'_w$. Величину $\Delta T'_w$ принимают в пределах 8—10 К. Тогда температура конденсации $T_k = T_2 - 3 + 8 = T_2 + 5$ К. На основании опытных данных недонасыщение $\Delta \xi_a$ и недовыпаривание $\Delta \xi_r$ раствора соответственно в абсорбере и генераторе (затопленного типа) ниже, чем в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине, и составляют $\Delta \xi_a = 0,5 \div 0,8$ %, $\Delta \xi_r = 1 \div 1,5$ %. В расчетах принимают $\Delta \xi_a = 0,8$ %, $\Delta \xi_r = 1,5$ %. Тогда $\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a = \xi_a^* + 0,8$ и $\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r = \xi_r^* - 1,5$. Дальнейший расчет осуществляют в следующей последовательности.

Т а б л и ц а 1.37. Значения величин T_0 , T_4 , p_a , T_2 , ξ_a^* , ξ_a , T_K , p_K , ξ_r^* , ξ_r и $\Delta\xi$

Параметр	Величина						
T_0 , К	300						
T_4 , К	373						
$p_a = p_0$, кПа	3,66						
T_2 , К	318	323	325,5	326	326,5	328	
ξ_a^* , %	46,2	50	51,3	51,7	52	53,1	
ξ_a , %	47	50,8	52,1	52,5	52,8	53,9	
T_K , К	323	328	330,5	331	331,5	333	
$p_K = p_h$, кПа	11,97	15,69	17,65	18,11	19,2	19,56	
ξ_r^* , %	62,2	59,4	57,8	57,4	57,1	56,9	
ξ_r , %	60,7	57,9	56,3	55,9	55,6	55,4	
$\Delta\xi$, %	13,7	7,1	4,2	3,4	2,8	1,5	

Задаются температурой T_2 слабого раствора на выходе из абсорбера, причем начальное значение T_2 обычно принимается выше T_s на 5—10 К. Далее при известных p_a и T_2 определяют концентрацию ξ_a^* , а затем ξ_a . Зная величину T_2 , находят температуру конденсации T_K и соответствующее ей давление конденсации p_K . При известных p_h и T_4 определяют концентрацию ξ_r^* , а затем ξ_r . Температуру T_2 изменяют до тех пор, пока зона дегазации раствора не составит $\Delta\xi = \xi_r - \xi_a = 3 \div 5$ %. В табл. 1.37 приведены значения T_0 , T_4 , p_a , T_2 , ξ_a , ξ_a^* , T_K , p_K , ξ_r^* , ξ_r и $\Delta\xi$ для условий данного примера.

На основании результатов расчетов для дальнейшего рассмотрения принимаем режим работы термотрансформатора с температурой конденсации $T_K = 331$ К и зоной дегазации $\Delta\xi = 3,4$ %. При таких значениях T_K и $\Delta\xi$ циркуляция раствора в цикле является сравнительно небольшой при достаточно высоком значении T_2 , а следовательно, и T_K . Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника $T_s = T_2 + \Delta T_p = 326 + 15 = 341$ К. Параметры узловых точек циклов понижающего трансформатора, изображенного на рис. 1.49, приведены в табл. 1.38.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 55,9 / (55,9 - 52,5) = 16,44$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_T = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16,44 - 1)(382,7 - 318,21) = 995,7$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника $i_7 = i_2 + q_T/f = 293,93 + 995,7/16,44 = 354,5$ кДж/кг. При $\xi_a = 52,5$ % и $i_7 = 354,5$ кДж/кг $T_7 = 355$ К. В начале процесса кипения в генераторе при $\xi_a = 52,5$ % и $p_h = 18,11$ кПа температура слабого раствора $T_5 = 362$ К. Средняя температура раствора в генераторе $T_5 = (T_4 + T_5)/2 = (373 + 362)/2 = 367,5$ К. Концентрация раствора в генераторе, соответствующая температуре T_p (точка б), $\xi_p = 53,9$ %. Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора (при известных ξ_p и p_h) $i_3 = 3083,3$ кДж/кг.

Т а б л и ц а 1.38. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, K	p, kPa	$\xi, \%$	$i, kJ/kg$
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_K = T_3 = 331$	$p_K = 18,11$	$\xi = 0$	$i_3 = 661,55$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 373$	$p_h = 18,11$	$\xi_r = 55,9$	$i_4 = 382,7$
слабый после абсорбера	$T_2 = 326$	$p_a = 3,66$	$\xi_a = 52,5$	$i_2 = 293,93$
крепкий после теплообменника	$T_5 = 341$	—	$\xi_r = 55,9$	$i_5 = 318,21$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 300$	$p_0 = 3,66$	$\xi = 0$	$i_1 = 531,75$
<i>Пар</i>				
После испарителя	$T_{1'} = 300$	$p_0 = 3,66$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 3023$

Концентрация смешанного раствора $\xi_{см} = \xi_a + \Delta\xi_{см} = 52,5 + 1 = 53,5 \%$. Температура смешанного раствора $T_3 = 330,5 K$. Высшая температура раствора в начале процесса абсорбции (точка 10) $T_{10} = 329 K$. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f - 1) i_4 - fi_7 = 3088,3 + (16,44 - 1) 382,7 - 16,44 \times 354,5 = 3169,2 kJ/kg$. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 3023 - 661,55 = 2361,45 kJ/kg$. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3088,3 - 661,55 = 2426,75 kJ/kg$. Теплота абсорбера $q_a = i_{1'} + (f - 1) i_5 - fi_2 = 3023 + (16,44 - 1) 318,21 - 16,44 \cdot 293,93 = 3103,9 kJ/kg$.

Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 3169,2 + 2361,45 = 5530,65 kJ/kg$. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_a = 2426,75 + 3103,9 = 5530,65 kJ/kg$. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5530,65 kJ/kg$. Коэффициент трансформации высокопотенциальной теплоты $M_{пон} = (q_a + q)/q_h = 5530,65/3169,2 = 1,745$. Температура нагреваемой воды на входе в абсорбер $T_{wa}^{вх} = T_2 - \Delta T_a = 326 - 8 = 318 K$. Температура нагретой воды на выходе из абсорбера и входе ее в конденсатор: $T_{wa}^{вмх} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} = 318 + 5 = 323 K$, $T_{wk}^{вмх} = T_{wa}^{вмх} = 323 K$.

Высшая и низшая температуры раствора в процессе абсорбции $T_{10} = 329 K$, $T_3 = 326 K$. Разность температур между раствором и водой на входе воды в абсорбер 8 K, на выходе из абсорбера 6 K. Температура нагретой воды на выходе из конденсатора при одинаковом расходе воды через абсорбер и конденсатор $T_w^h = T_{wk}^{вмх} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} + \Delta T_{wk} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} [(q_a + q)/q_a] = 318 + 5 [1 + (2426,75/3103,9)] = 318 + 5 + 3,9 = 326,9 K$. Разность температур конденсации и охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет 8 K, а на выходе нагретой воды из конденсатора 4,1 K.

1.7. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Определение основных параметров пароэжекторной холодильной машины (ПЭХМ), работающей по теоретическому циклу.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	500
Температура кипения, К:	
в испарителе T_0	280
в парогенераторе $T_p = T_h$ (T_h — температура греющего пара)	423
Температура, К:	
конденсации T_k	308
окружающей среды $T_{o.c} = T_{\text{вн}}$	301
Степень сухости пара x на выходе:	
из парогенератора	1
из испарителя	1
Рабочее вещество	Вода

Применительно к схеме и циклу, изображенным на рис. 1.50, параметры узловых точек приведены в табл. 1.39.

Состояние в точках 1, 5, 7, 9 определено по «Таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара» [32], состояние в точках 2, 4, 10, 11 — по диаграмме $s-i$ для водяного пара.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_9 - i_8 = 2513,9 - 146,56 = 2367,34$ кДж/кг.

Теоретическая кратность циркуляции

$$a_T = (i_{10} - i_9) / [(i_1 - i_{11}) - (i_8 - i_5)] =$$

$$= (2792 - 2513,9) / [(2746,3 - 2100) - 0] = 0,43.$$

При рассмотрении теоретического цикла работу насоса вычисляют по разности энтальпии $l_n = q_n = (i_8 - i_5)$. Так как жидкости почти не сжимаемы, разность энтальпии очень мала и ею пренебрегают. В практических расчетах работу насоса определяют через напор.

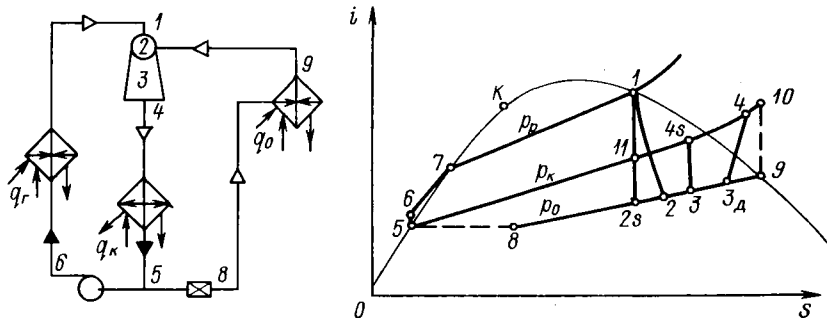


Рис. 1.50. Схема и цикл работы водяной ПЭХМ в $s-i$ диаграмме

Т а б л и ц а 1.39. Параметры узловых точек

Параметры	Узловые точки				
	1	2s	3	4s	5
p , МПа	0,476	0,001	0,001	0,0056	0,0056
T , К	423	280	280	308	308
i , кДж/кг	2746,3	1916	См. расчет	2560	146,56
v , м ³ /кг	0,3926	—	—	—	—

Параметры	Узловые точки					
	6	7	8	9	10	11
p , МПа	0,476	0,476	0,001	0,001	0,0056	0,0056
T , К	—	423	280	280	—	308
i , кДж/кг	146,56	—	146,56	2513,9	2792	2100
v , м ³ /кг	—	—	—	129	—	—

Массовый расход холодного пара, циркулирующего в цикле, $G_{x.п} = Q_0/q_0 = 500/2367,34 = 0,211$ кг/с. Массовый расход рабочего пара, циркулирующего в цикле, $G_{p.п} = a_T G_{x.п} = 0,43 \times 0,211 = 0,09$ кг/с.

Состояние в точке 3 находят из уравнения смешения

$$G_{p.п} i_{2s} + G_{x.п} i_9 = (G_{x.п} + G_{p.п}) i_3,$$

где

$$i_3 = (G_{p.п} i_{2s} + G_{x.п} i_9) / (G_{x.п} + G_{p.п}) = (0,09 \cdot 1916 + 0,21 \cdot 2513,9) / (0,211 + 0,09) = 2335 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе $Q_r = G_{p.п} (i_1 - i_8) = 0,09 (2746,3 - 146,56) = 234$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_k = (G_{p.п} + G_{x.п}) (i_{4s} - i_5) = (0,09 + 0,211) (2560 - 146,56) = 727$ кВт. Тепловой баланс машины $Q_k = Q_0 + Q_r + Q_n = 500 + 234 + 0 = 734$ кВт. Расхождение $Q_k = 727$ кВт с полученным значением вполне допустимо и определяется погрешностью при нахождении энтальпии по диаграмме $s - i$.

Холодильный коэффициент необратимого цикла $e_T = (i_9 - i_8) / (i_{10} - i_9) = 2367,34 / 278,1 = 8,5$. Термический коэффициент необратимого цикла $\eta_t = [(i_1 - i_{11}) - (i_8 - i_5)] / (i_1 - i_8) = (2746,3 - 2100 - 0) / (2746,3 - 146,56) = 0,249$. Тепловой коэффициент необратимого цикла $\zeta_T = e_T \eta_t = 8,5 \cdot 0,249 = 2,12$.

Термический коэффициент обратимого цикла $\eta_{t.обp} = (T_h - T_{o.c}) / T_h = (423 - 301) / 423 = 0,288$. Холодильный коэффициент обратимого цикла $e_{обp} = T_0 / (T_{o.c} - T_0) = 280 / (301 - 280) = 13,33$. Тепловой коэффициент обратимого теоретического цикла $\zeta_{обp} = e_{обp} \eta_{t.обp} = 13,33 \cdot 0,288 = 3,84$. Коэффициент обратимости $\eta = \zeta_T / \zeta_{обp} = 2,12 / 3,84 = 0,552$.

Пример 2. Определение параметров ПЭХМ, работающей по действительному циклу. Расчетные условия те же, что и в примере 1. Отклонение процессов в сопле и диффузоре от теоретических показано точками 2, 3д, 4 (рис. 1.50). При расчете давление в конце политропного процесса расширения p_2 и давление на выходе из камеры смешения p_3 приняты равными давлению в испарителе p_0 , а давление после сжатия в диффузоре равным соответствующему параметру пара в главном конденсаторе.

Скорость пара при выходе из сопла при отсутствии потерь

$$\omega_{1s} = 1,41 \sqrt{(i_1 - i_{2s}) 10^3} = 1,41 \sqrt{(2746,3 - 1916) 10^3} = 1284,6 \text{ м/с.}$$

Истинная скорость пара на выходе из сопла при принятом значении скоростного коэффициента $\varphi_1 = 0,95$: $\omega_1 = \varphi_1 \omega_{1s} = 0,95 \cdot 1284,6 = 1220,4 \text{ м/с.}$

Энтальпия пара в конце политропного процесса расширения $i_2 = i_1 - \varphi_1^2 (i_1 - i_{2s}) = 2746,3 - 0,95^2 (2746,3 - 1916) = 1997 \text{ кДж/кг.}$

Действительную кратность циркуляции a_d можно определить по опытным данным, приведенным на рис. 1.51, в зависимости от отношения $(i_{10} - i_9)/(i_1 - i_{2s})$, где $i_{10} - i_9$ — повышение энтальпии холодного пара при изоэнтропном сжатии его в диффузоре от p_0 до p_k ; $i_1 - i_{2s}$ — разность энтальпий при изоэнтропном расширении рабочего пара в сопле от p_p до p_0 . Чтобы обеспечить устойчивую работу машин, а также учесть расход рабочего пара при удалении воздуха вспомогательными эжекторами, следует увеличивать значения, полученные из графика, на 5—10 %: $i_{10} - i_9 = 2792 - 2513,9 = 278,1 \text{ кДж/кг}$; $i_1 - i_{2s} = 2746,3 - 1916 = 830,3 \text{ кДж/кг}$; отношение $(i_{10} - i_9)/(i_1 - i_{2s}) = 278,1/830,3 = 0,335$.

Согласно рис. 1.51 $a_d = 2,4 \text{ кг/кг}$. Для устойчивой работы машины увеличим значение a_d на 10 %, тогда $a_d = 2,64 \text{ кг/кг}$. Коэффициент эжекции $u = 1/a_d = 1/2,64 = 0,379$.

Действительную скорость пара в камере смешения оценивают с учетом коэффициентов потерь φ_2 и φ_3 . Приняв $\varphi_2 = 0,975$ и $\varphi_3 = 0,925$ [47], получим $\omega_3 = \varphi_2 \varphi_3 \omega_1 / (1 + u) = 0,975 \cdot 0,925 \times 1220,4 / (1 + 0,379) = 798,15 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии пара в камере смешения $\Delta i_n = 0,5 \omega_1^2 \times [1 - (\varphi_2^2 \varphi_3^2) / (1 + u)] = 0,5 \cdot 1220,4^2 [1 - (0,975^2 \cdot 0,925^2) / (1 + 0,379)] = 306\,068 \text{ Дж/кг} = 306,07 \text{ кДж/кг.}$

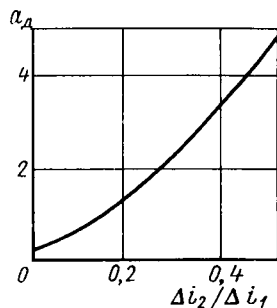


Рис. 1.51. Зависимость действительной кратности циркуляции a_d от отношения $\Delta i_2/\Delta i_1$, где $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, $\Delta i_1 = i_1 - i_{2s}$.

Энтальпия пара в начале сжатия в диффузоре из уравнения смешения $i_{3д} (1 + u) = i_2 + \Delta i_{п} + ui_0$, составит $i_{3д} = (1997 + 306,07 + 0,379 \cdot 2513,9) / (1 + 0,379) = 2361$ кДж/кг.

Изменение энтальпии при политропном процессе сжатия в диффузоре и принятой скорости на выходе из него $\omega_4 = 70$ м/с [47]: $\Delta i_{д} = i_4 - i_{3д} = 0,5\omega_3^2 - 0,5\omega_4^2 = 0,5 \cdot 798,15^2 - 0,5 \cdot 70^2 = 316\,071$ Дж/кг = 316 кДж/кг. Энтальпия пара на выходе из диффузора $i_4 = i_{3д} + \Delta i_{д} = 2361 + 316 = 2677$ кДж/кг.

Массовый расход холодного пара

$$G_{х.п} = Q_0 / [x r_0 + c (T_0 - T_{к.в})],$$

где $x = 0,95$ — принимаемая степень сухости холодного пара; $r_0 = 2484,5$ кДж/кг — скрытая теплота парообразования, определяемая по таблицам параметров водяного пара при $T_0 = 280$ К; $c = 4,182$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды при средней температуре $T_{w\text{ ср}} = (308 + 280)/2 = 294$ К [7]; $T_{к.в} = 308$ К — температура конденсата, поступающего в испаритель для компенсации испарившейся части воды. Отсюда $G_{х.п} = 500 / [0,95 \cdot 2484,5 + 4,182 \times (280 - 308)] = 0,223$ кг/с.

Массовый расход рабочего пара $G_{р.п} = a_{д} G_{х.п} = 2,64 \cdot 0,223 = 0,589$ кг/с. Объемный расход холодного пара $V_{х.п} = G_{х.п} v_0 = 0,223 \cdot 129 = 28,77$ м³/с. Объемный расход рабочего пара $V_{р.п} = G_{р.п} v_1 = 0,589 \cdot 0,3926 = 0,231$ м³/с.

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_{г} = G_{р.п} (i_1 - i_0) = 0,589 (2746,3 - 146,56) = 1531,25$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_{к} = (G_{р.п} + G_{х.п}) (i_4 - i_5) = (0,589 + 0,223) (2677 - 146,56) = 2054,7$ кВт.

Действительный тепловой коэффициент $\zeta_{д} = Q_0 / Q_{г} = 500 / 1531,25 = 0,327$. Коэффициент обратимости $\eta_{обр} = \zeta_{д} / \zeta_{обр} = 0,327 / 3,84 = 0,085$.

Массовый расход рабочей воды, циркулирующей через испаритель, $G_{р.в} = Q_0 / (c_{р.в} \Delta T_{р.в}) = 500 / (4,19 \cdot 3) = 39,78$ кг/с, где $c_{р.в}$ — теплоемкость при средней температуре рабочей воды, кДж/(кг·К); $\Delta T_{р.в} = 3 \div 5$ К — разность температур входящей и выходящей воды в испарителе.

Массовый расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, $G_w = Q_{к} / (c_w \Delta T_w) = 2054,7 / (4,174 \cdot 4) = 123$ кг/с, где c_w — теплоемкость при средней температуре охлаждающей воды; $\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}$; $T_{w2} = T_{к} - \delta T = 308 - 3 = 305$ К; $\delta T = 3 \div 5$ К.

Площадь входного сечения сопла $f_p = V_{р.п} / \omega_p = 0,231 / 40 = 58 \cdot 10^{-4}$ м², где $\omega_p = 35 \div 40$ м/с — скорость рабочего пара в подводящем трубопроводе.

Площадь критического сечения сопла $f_{кр} = G_{р.п} / (b \sqrt{p_p / v_1}) = 0,589 / (0,635 \sqrt{4,76 \cdot 10^5 / 0,3926}) = 8,4 \cdot 10^{-4}$ м², где $b = 0,635$ [47]: p_p равно давлению в точке 1.

Площадь выходного сечения сопла $f_{p1} = (G_{p.п} v_2) / \omega_1 = (0,589 \times 101,78) / 1220,4 = 490 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где $v_2 = v''x + v'(1-x)$ — удельный объем в точке 2; v' и v'' — удельные объемы насыщенной жидкости и пара при $T_0 = 280 \text{ К}$ [32]; $x = 0,789$ — степень сухости из диаграммы $s-i$;

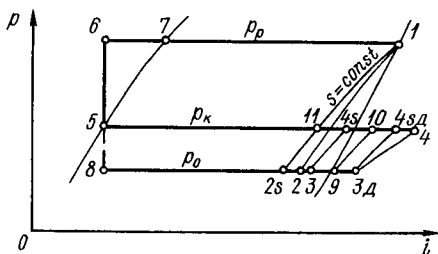


Рис. 1.52. Цикл работы хладоновой ПЭХМ в $i-p$ диаграмме

$$v_2 = 129 \cdot 0,789 + 0,001 (1 - 0,789) = 101,78 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь сечения цилиндрического участка камеры смешения

$$f_3 = (G_{p.п} + G_{x.п}) / (b \sqrt{p_k / v_4}) =$$

$$= (0,589 + 0,223) / (0,635 \sqrt{0,056 \cdot 10^5 / 30}) = 936 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

где p_k — давление конденсации.

Площадь сечения конического участка камеры смешения $f_2 = \beta f_3 = 2 \cdot 936 \cdot 10^{-4} = 1872 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где $\beta = 2 \div 3$ [47]. Площадь сечения на выходе из диффузора $f_6 = (G_{p.п} + G_{x.п}) v_4 / \omega_4 = (0,589 + 0,223) 30 / 70 = 3480 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где ω_4 — принятая скорость на выходе из диффузора.

Расчет конструктивных размеров приведен в работе [37].

Пример 3. Определение параметров хладоновой ПЭХМ, работающей по теоретическому циклу.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	20
Температура, К:	
кипения хладона в парогенераторе T_p	353
греющего источника T_h	358
кипения хладона в испарителе T_0	280
окружающей среды $T_{o.c} = T_{\omega 1}$	301
конденсации T_k	308
Пар при выходе:	
из парогенератора	Сухой
» испарителя	Насыщенный
Рабочее вещество	R12

Применительно к циклу, изображенному на рис. 1.52, узловые точки цикла приведены в табл. 1.40. Численные значения этих точек определены по диаграмме $i-p$.

Теоретическая кратность циркуляции $a_T = (i_{10} - i_9) / [(i_1 - i_{11}) - (i_8 - i_5)] = (1017,5 - 1003,8) / [(1027,5 - 1009,8) - 0] = 0,774$.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_9 - i_8 = 1003,8 - 881,5 = 122,3 \text{ кДж/кг}$.

Т а б л и ц а 1.40. Параметры узловых точек

Параметры	Узловые точки				
	1	2s	3	4s	5
p , МПа	2,295	0,385	0,385	0,845	0,845
T , К	353	280	285	319,5	308
v , м ³ /кг	0,0069	0,0425	—	0,0223	—
i , кДж/кг	1027,5	996,5	См. расчет	1013,8	881,5

Параметры	Узловые точки					
	6	7	8	9	10	11
p , МПа	2,295	2,295	0,385	0,385	0,845	0,845
T , К	—	353	280	280	312,5	308
v , м ³ /кг	—	—	—	0,045	—	—
i , кДж/кг	881,5	931,5	881,5	1003,8	1017,5	1009,8

Массовый расход холодного пара, циркулирующего в цикле, $G_{x.p} = Q_0/q_0 = 20/122,3 = 0,163$ кг/с. Массовый расход рабочего пара, циркулирующего в цикле, $G_{p.p} = a_1 G_{x.p} = 0,774 \times 0,163 = 0,126$ кг/с.

Состояние в точке 3 находят из уравнения смешения $G_{p.p} i_{3s} + G_{x.p} i_9 = (G_{x.p} + G_{p.p}) i_3 : i_3 = (G_{p.p} i_{2s} + G_{x.p} i_9) / (G_{x.p} + G_{p.p}) = (0,126 \cdot 996,5 + 0,163 \cdot 1003,8) / (0,163 + 0,126) = 1000,6$ кДж/кг. Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_r = G_{p.p} (i_1 - i_6) = 0,126 (1027,5 - 881,5) = 18,4$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_k = (G_{p.p} + G_{x.p}) (i_{4s} - i_5) = (0,126 + 0,163) (1013,8 - 881,5) = 38,24$ кВт. Тепловой баланс машины $Q_k = Q_0 + Q_r + Q_n = 20 + 18,4 + 0 = 38,4$ кВт.

Холодильный коэффициент необратимого цикла $e_T = (i_9 - i_5) / (i_{10} - i_9) = (1003,8 - 881,5) / (1017,5 - 1003,8) = 8,93$. Термический коэффициент необратимого цикла $\eta_t = [(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)] / (i_1 - i_6) = [(1027,3 - 1009,8) - 0] / (1027,3 - 881,5) = 0,129$. Тепловой коэффициент необратимого цикла $\zeta_T = e_T \eta_t = 8,93 \cdot 0,129 = 1,152$.

Термический коэффициент обратимого цикла $\eta_{t.obp} = (T_h - T_{o.c}) / T_h = (353 - 301) / 353 = 0,147$. Холодильный коэффициент обратимого цикла $e_{obp} = T_0 / (T_{o.c} - T_0) = 280 / (301 - 280) = 13,33$. Тепловой коэффициент обратимого цикла $\zeta_{obp} = e_{obp} \eta_{t.obp} = 13,33 \cdot 0,147 = 1,96$.

Коэффициент обратимости $\eta = \zeta_T / \zeta_{obp} = 1,152 / 1,96 = 0,588$.

Пример 4. Расчет параметров хладоновой ПЭХМ, работающей по действительному циклу, по условиям примера 3. Отклонение процессов в сопле и диффузоре от теоретических показано точками 2, 3д, 4 на рис. 1.52.

Скорость пара при выходе из сопла при отсутствии потерь

$$\omega_{1s} = 1,41 \sqrt{(i_1 - i_{2s}) 10^3} = 1,41 \sqrt{(1027,5 - 996,5) 10^3} = 248,25 \text{ м/с.}$$

Истинная скорость пара на выходе из сопла при принятом значении скоростного коэффициента $\varphi_1 = 0,95$: $\omega_1 = \varphi_1 \omega_{1s} = 0,95 \cdot 248,25 = 235,8 \text{ м/с.}$

Энтальпия пара в конце политропного процесса расширения $i_2 = i_1 - \varphi_1^2 (i_1 - i_{2s}) = 1027,5 - 0,95^2 (1027,5 - 996,5) = 999,5 \text{ кДж/кг.}$

Коэффициент эжекции [16]

$$u = \left(\frac{0,0857 p_p / p_0 + 1,036}{p_H / p_0 - 0,317} - 0,0112 p_p / p_0 - 0,519 \right) A,$$

где $A = (0,0088 i_p - 0,233) [(273 + t_p)/(273 + t_{pc})]^{0,5} = (0,0088 \cdot 80 - 0,233) [(273 + 80)/(273 + 7)]^{0,5} = 0,528$, т. е.

$$u = \left(\frac{0,0857 \cdot 2,295/0,385 + 1,036}{0,845/0,385 - 0,317} - 0,0112 \cdot 2,295/0,385 - 0,519 \right) \times 0,528 = 0,126.$$

Действительная скорость пара в камере смешения с учетом потерь на трение и удар, оцениваемых произведением коэффициентов $\varphi_2 \varphi_3 = 0,863$ для хладоновых ПЭХМ, $\omega_3 = \varphi_2 \varphi_3 \omega_1 / (1 + u) = 0,863 \cdot 235,8 / (1 + 0,126) = 180,76 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии пара в камере смешения $\Delta i_{\text{п}} = 0,5 \omega_1^2 [1 - (\varphi_2 \varphi_3)^2 / (1 + u)] = 0,5 \cdot 235,8^2 [1 - 0,863^2 / (1 + 0,126)] = 9424,5 \text{ Дж/кг} \approx 9,4 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпия пара в начале сжатия в диффузоре из уравнения смешения $i_{3д} (1 + u) = i_2 + \Delta i_{\text{п}} + u i_9 = (999,5 + 9,4 + 0,126 \times 1003,8) / (1 + 0,126) = 1008,3 \text{ кДж/кг.}$

Изменение энтальпии в диффузоре при принятой скорости на выходе из диффузора $\omega_4 = 20 \text{ м/с}$ [16]: $\Delta i_{\text{д}} = i_4 - i_{3д} = 0,5 \omega_3^2 - 0,5 \omega_4^2 = 0,5 \cdot 180,76^2 - 0,5 \cdot 20^2 = 16100 \text{ Дж/кг} = 16,1 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпия пара на выходе из диффузора $i_4 = i_{3д} + \Delta i_{\text{д}} = 1008,3 + 16,1 = 1024,4 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпию пара в точке 4 можно определить и из выражения для КПД диффузора $\eta_{\text{д}} = (i_{4сд} - i_{3д}) / (i_4 - i_{3д})$, где $i_{4сд}$ — энтальпия в конце изоэнтропного сжатия в диффузоре. По диаграмме $i - p$ $i_{4сд} = 1022,8 \text{ кДж/кг.}$ Если принять $\eta_{\text{д}} = 0,9$, то $i_4 = [(i_{4сд} - i_{3д}) + i_{3д} \eta_{\text{д}}] / \eta_{\text{д}} = [(1022,8 - 1008,3) + 1008,3 \times 0,9] / 0,9 = 1024,4 \text{ кДж/кг.}$

Массовый расход холодного пара $G_{\text{х.п}} = Q_0 / (i_9 - i_8) = 20 / (1003,8 - 881,5) = 0,163 \text{ кг/с.}$ Массовый расход рабочего пара $G_{\text{р.п}} = G_{\text{х.п}} / u = 0,163 / 0,126 = 1,294 \text{ кг/с.}$

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_{\text{г}} = G_{\text{р.п}} (i_1 - i_6) = 1,294 (1027,5 - 881,5) = 188,9 \text{ кВт.}$ Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_{\text{к}} =$

$$= (G_{p.п} + G_{x.п}) (i_4 - i_5) = (1,294 + 0,163) (1024,4 - 881,5) = 208,2 \text{ кВт.}$$

$$\text{Действительный тепловой коэффициент } \zeta_d = Q_o/Q_r = 20/188,9 = 20/188,9 = 0,106. \text{ Коэффициент обратимости } \eta_{обр} = \zeta_d/\zeta_{обр} = 0,106/1,96 = 0,054.$$

$$\text{Объемный расход холодного пара } V_{x.п} = G_{x.п}v_9 = 0,163 \times 0,045 = 0,0073 \text{ м}^3/\text{с}. \text{ Объемный расход рабочего пара } V_{p.п} = G_{p.п}v_1 = 1,294 \cdot 0,0069 = 0,0089 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Массовый расход рабочей воды, циркулирующей через испаритель, $G_{p.в} = Q_o/(c_{p.в} \Delta T_{p.в}) = 20/(4,19 \cdot 5) = 0,955 \text{ кг/с}$, где $c_{p.в}$ — теплоемкость воды при средней температуре рабочей воды; $\Delta T_{p.в}$ — разность температур входящей и выходящей воды в испарителе.

Массовый расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор $G_w = Q_k/(c_w \Delta T_w) = 208,2/(4,174 \cdot 4) = 12,47 \text{ кг/с}$, где c_w — теплоемкость воды при средней температуре охлаждающей воды; ΔT_w — подогрев воды в конденсаторе.

Площадь входного сечения сопла $f_p = V_{p.п}/w_p = 0,0089/10 = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где w_p — принятая скорость рабочего пара R12 в подводящем трубопроводе.

Площадь критического сечения сопла $f_{кр} = (G_{p.п}w_{кр})/(\pi_{кр}p_1) = (1,294 \cdot 126,95)/(0,552 \cdot 22,95 \cdot 10^5) = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где $G_{p.п}$ — массовый расход рабочего пара (см. расчет в начале примера); $w_{кр}$ — критическая скорость рабочего пара:

$$w_{кр} = \sqrt{2k_y/(k_y + 1)} \sqrt{p_1 v_1} = \sqrt{2 \cdot 1,017/(1,017 + 1)} \sqrt{22,95 \cdot 10^5 \cdot 0,0069} = 126,95 \text{ м/с}.$$

Условный показатель изэнтропы [47] $k_y = \sigma_{sy}/(\sigma_{sy} - 1) = 58,5/(58,5 - 1) = 1,017$, где $\sigma_{sy} = (i_2 - i_1)/(p_2 v_2 - p_1 v_1) = (1027,5 - 996,5) \cdot 10^3/(3,85 \cdot 10^5 \cdot 0,0425 - 22,95 \cdot 10^5 \cdot 0,0069) = 58,5$; p_1, p_2, v_1, v_2 — давления и удельные объемы в соответствующих точках цикла.

Относительное давление в критическом сечении

$$\pi_{кр} = [2/(k_y + 1)]^{k_y/(k_y - 1)} = [2/(1,017 + 1)]^{1,017/(1,017 - 1)} = 0,552.$$

Площадь выходного сечения сопла $f_{p1} = (G_{p.п}v_2)/w_1 = (1,294 \cdot 0,0425)/235,8 = 2,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Площадь сечения цилиндрического участка камеры смешения при $\pi_p = p_p/p_o = 22,95 \times 10^5/0,385 \cdot 10^5 = 5,96$ и $\pi_k = p_k/p_o = 0,845 \cdot 10^5/0,385 \cdot 10^5 = 2,195$ из выражения [16]:

$$(f_3/f_{кр})_{опт} = [(1,51 \pi_p - 4,98)/(\pi_k - 0,958)] - 0,384 \pi_p + 2,9 = [(1,51 \cdot 5,96 - 4,98)/(2,195 - 0,958)] - 0,384 \cdot 5,96 + 2,9 = 3,86$$

составит $f_3 = 3,86 f_{кр} = 3,86 \cdot 1,18 \cdot 10^{-4} = 4,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ (при других значениях π_p и π_k см. рекомендации, изложенные в работе [16]).

Отношение площадей конического участка к цилиндрическому $\beta = f_2/f_3$ находят из выражения

$$\begin{aligned} \beta_{\text{опт}} &= 2 \cdot 10^{-6} \pi_p^2 - 1,81 \cdot 10^{-4} \pi_p^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \pi_p + 1,15 = \\ &= 2 \cdot 10^{-6} \cdot 5,96^2 - 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot 5,96^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \cdot 5,96 + 1,15 = 1,19. \end{aligned}$$

Площадь сечения конического участка камеры смешения $f_2 = \beta_{\text{опт}} f_3 = 1,19 \cdot 4,55 \cdot 10^{-4} = 5,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Площадь сечения на выходе из диффузора $f_0 = (G_{p.n} + G_{x.n}) v_0 / \omega_0 = (1,294 + 0,163) \times 0,0223 / 20 = 16,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, где $\omega_0 = 20 \text{ м/с}$ — принятая скорость на выходе из диффузора.

Расчет конструктивных размеров приведен в работе [37].

1.8. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛО- И ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

Применять тепловые насосы для круглогодичного кондиционирования воздуха в помещениях целесообразно, если это дает экономический эффект по сравнению с другими возможными тепло- и хладофикационными системами. При этом следует учитывать, что отопление с помощью тепловых насосов осуществляется с более низкой средней температурой воды t_w в системе отопления, и поэтому для обеспечения работы по обычному температурному графику теплосети 95/70 (95 и 70 °С — соответственно температура «прямой» и «обратной» воды теплосети при расчетной температуре наружного воздуха) необходимо иметь пиковую систему подогрева воды; в летнее время тепловой насос работает как холодильная машина для кондиционирования воздуха.

Ниже приведены расчет и методика энергетического сопоставления двух альтернативных тепло- и хладофикационных систем — теплонасосной и от районной отопительной котельной с использованием холодильной машины для летнего кондиционирования воздуха. Последняя система принята как один из возможных вариантов.

Исходные данные

Теплопроизводительность системы тепло- и хладоснабжения при расчетной температуре наружного воздуха Q_p^T , МВт	1
Температура, °С:	
источника теплоты низкого потенциала (артезианская вода) $t_{\text{ист}}$	15
воды в теплосети при расчетной температуре наружного воздуха	
«прямой» $t_{\text{wp}}^{\text{пр}}$	95
«обратной» $t_{\text{wp}}^{\text{обр}}$	70
расчетная наружного воздуха (для IV климатической зоны СССР) $t_{\text{н. в. р}}$	—15
Рабочее вещество теплового насоса	R12

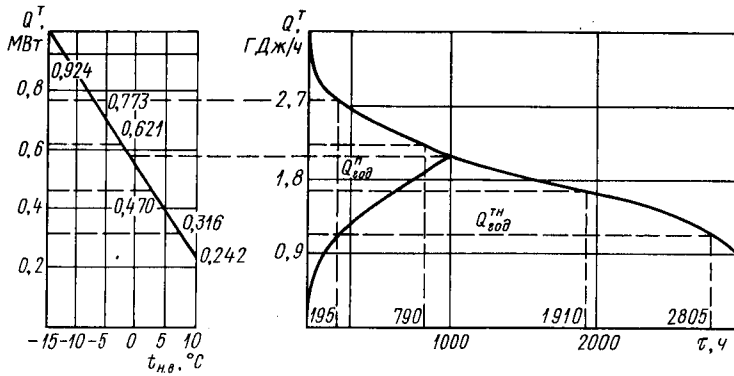


Рис. 1.53. Изменение теплопроизводительности системы отопления и продолжительности сезонной нагрузки

Ниже приведена продолжительность τ отопительного сезона и сезона летнего кондиционирования воздуха для IV зоны в зависимости от температур наружного воздуха.

Отопительный сезон

$t_{н.в.}, ^\circ\text{C}$	—(10—14,9)	—(5—9,9)	0—(—4,9)	5—0,1	10—5,1
$\tau, \text{ч}$	20	350	840	1400	390

Летнее кондиционирование

$t_{н.в.}, ^\circ\text{C}$	25—30	30—35
$\tau, \text{ч}$	1570	830

Отсюда общая продолжительность отопительного сезона 3000 ч, а летнего кондиционирования — 2400 ч.

На основании исходных данных строят графики изменения теплопроизводительности и годового отпуска теплоты системы отопления.

Расход теплоты на отопление связан с температурой наружного воздуха зависимостью

$$Q^T = Q_P^T \frac{t_{п} - t_{н.в.}}{t_{п} - t_{н.в.р}}, \quad (1.2)$$

где Q_P^T — расчетная теплопроизводительность системы, MWt; $t_{п}$ — температура воздуха в помещении, °C (при расчете принята равной 18 °C); $t_{н.в.}$ — температура наружного воздуха, °C.

Расход теплоты за отопительный сезон определяют по графику на рис. 1.53, где по оси абсцисс отложено число часов отопительного сезона τ , в течение которых наблюдается данная температура наружного воздуха $t_{н.в.}$, а по оси ординат — часовой расход теплоты Q^T в зависимости от значений $t_{н.в.}$. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в.р}$ соответствует средней температуре

наиболее холодной пятидневки в зимний период, а конец отопительного сезона наступает при $t_{н.в} = 10^\circ\text{C}$.

Площадь, ограниченная кривой и осями координат, в соответствующем масштабе равна расходу теплоты за отопительный сезон. В данном примере под величиной Q^T понимается чисто отопительная нагрузка.

В случае отопления горячей водой отпуск теплоты регулируется путем изменения температуры теплоносителя (воды) при неизменном расходе. Расчет системы качественного регулирования сводится к определению температур «прямой» и «обратной» воды в отопительной сети в зависимости от требуемой в данных условиях тепловой нагрузки. Это позволяет поддерживать на необходимом уровне внутреннюю температуру в отапливаемых помещениях.

Температуру «прямой» и «обратной» воды определяют по уравнениям

$$t_w^{np} = t_n + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \bar{Q}\theta' / 2, \quad (1.3)$$

$$t_w^{обп} = t_n + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \bar{Q}\theta' / 2, \quad (1.4)$$

где

$$\Delta t' = \frac{t_w^{np} - t_w^{обп}}{2} - t_n = \frac{95 - 70}{2} - 18 = 64,5^\circ\text{C};$$

$\bar{Q} = Q^T / Q_p^T = (t_n - t_{н.в}) / (t_n - t_{н.в.р})$ — отношение расхода теплоты при выбранной температуре наружного воздуха к максимальному расходу теплоты при расчетной температуре наружного воздуха; $\theta' = t_w^{np} - t_w^{обп} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$.

Температурный график теплосети 95/70 на рис. 1.54 построен на основании результатов расчетов по уравнениям (1.3) и (1.4).

Масса воды, циркулирующей в системе отопления при качественном регулировании, определяется расчетной теплопроизводительностью и разностью температур воды в системе при расчетной температуре наружного воздуха:

$$G_w^k = \frac{Q_p^T}{c_w (t_w^{np} - t_w^{обп})} = \frac{1000}{4,187 (95 - 70)} = 9,55 \text{ кг/с.}$$

Теплопроизводительность теплового насоса при всех других $t_{н.в}$ будет равна

$$Q^{ТН} = G_w^k c_w (t_w^k - t_w^{обп}), \quad (1.5)$$

где t_w^k — температура воды, выходящей из конденсатора теплового насоса, $^\circ\text{C}$; c_w — теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

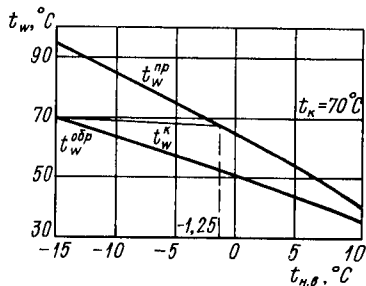


Рис. 1.54. Температурный график качественного регулирования отопительной нагрузки

Максимальная теплопроизводительность теплового насоса соответствует условию, когда $t_w^k = t_w^{np}$ по графику теплосети, а разность температур $t_w^k - t_w^{обp}$ будет наибольшей. Температура t_w^k , при которой соблюдается это условие, определяется в зависимости от принятой логарифмической разности температур в конденсаторе θ_k при его максимальной производительности. В наших расчетах принято $\theta_k = 8^\circ\text{C}$:

$$\theta_k = \frac{t_w^k - t_w^{обp}}{\ln \frac{t_k - t_w^{обp}}{t_k - t_w^k}}. \quad (1.6)$$

Температура воды после конденсатора теплового насоса t_w^k при температурах наружного воздуха более низких по сравнению с той, при которой $t_w^k = t_w^{np}$ (последняя соответствует $t_{н.в} = -1,25^\circ\text{C}$), определяется путем совместного решения уравнений

$$Q^{TH} = k_k F_k \theta_k, \quad (1.7)$$

$$Q^{TH} = G_w c_w (t_w^k - t_w^{обp}); \quad (1.8)$$

с использованием уравнений (1.6)–(1.8)

$$t_w^k = t_k - \frac{t_k - t_w^{обp}}{e^m}, \quad (1.9)$$

где $m = k_k F_k / (G_w c_w)$; $k_k F_k = Q^{TH} / \theta_k$ — интенсивность теплопередачи в конденсаторе при максимальной теплопроизводительности, Вт/К (в расчете принята неизменной).

При температурах наружного воздуха более высоких по сравнению с той, при которой теплопроизводительность теплового насоса максимальна, нет необходимости поддерживать температуру конденсации высокой. Последняя находится из выражения

$$t_k = \frac{e^m t_w^{np} - t_w^{обp}}{e^m - 1}, \quad (1.10)$$

полученного с использованием уравнений (1.6)–(1.8).

Максимальная производительность системы пикового подогрева определяется при расчетной температуре наружного воздуха. При $t_w^k \leq t_w^{обp}$

$$Q^\Pi = G_w c_w (t_w^{np} - t_w^{обp}). \quad (1.11)$$

При $t_w^{np} > t_w^k > t_w^{обp}$

$$Q^\Pi = G_w c_w (t_w^{np} - t_w^k) = Q^T - Q^{TH}. \quad (1.12)$$

Годовую выработку теплоты тепловым насосом и системой пикового подогрева находят по графику суммарной годовой вы-

работки теплоты с учетом температур наружного воздуха и отношения Q^{TH}/Q^T (см. рис. 1.53).

Суммарная площадь поверхности конденсаторов теплового насоса определяется при его максимальной теплопроизводительности: $F_k = Q^{TH}/(k_k \theta_k) = 583\,000/(600 \cdot 8) = 121,5 \text{ м}^2$, где $k_k = 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — средний коэффициент теплопередачи конденсатора теплового насоса НТ-80. Площади поверхностей конденсаторов и испарителей теплового насоса НТ-80 находятся в соотношении $F_{\text{и}}/F_k = 1,44$. Отсюда общая площадь поверхности испарителей $F_{\text{и}} = 1,44F_k = 1,44 \cdot 121,5 = 175 \text{ м}^2$.

Максимальная холодопроизводительность испарителя Q_0 , соответствующая максимальной теплопроизводительности конденсаторов,

$$Q_0 = Q^T q_0 / q, \quad (1.13)$$

где q_0 и q — удельная массовая соответственно холодо- и теплопроизводительность при заданных условиях термодинамического цикла теплового насоса.

В расчете принято: $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вс}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_k = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ при условии осуществления регенеративного цикла.

Логарифмическая разность температур в испарителе определяется при условии постоянства интенсивности теплопередачи в аппарате, т. е. $k_{\text{и}} F_{\text{и}} = \text{const}$:

$$\theta_{\text{и}} = Q_0 / (k_{\text{и}} F_{\text{и}}), \quad (1.14)$$

где $k_{\text{и}} = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — средний коэффициент теплопередачи в испарителе теплового насоса НТ-80.

С другой стороны,

$$\theta_{\text{и}} = \frac{t_{\text{ист}} - t_w^{\text{и}}}{\ln \frac{t_{\text{ист}} - t_0}{t_w^{\text{и}} - t_0}}. \quad (1.15)$$

Графическое, путем подбора или с помощью ЭВМ совместное решение уравнений (1.14) и (1.15) позволяет определить температуру воды (источника) после испарителя теплового насоса.

Расход воды, проходящей через испаритель,

$$G_w^{\text{и}} = \frac{Q_0}{c_w (t_{\text{ист}} - t_w^{\text{и}})} \quad (1.16)$$

обуславливает производительность источника низкопотенциальной теплоты и остается неизменным для всех случаев изменения тепловой нагрузки на машину.

При температурах наружного воздуха, отличающихся от той, при которой $Q_0 = \text{max}$, величины t_0 , $t_w^{\text{и}}$ и Q_0 находят совместным решением уравнений (1.13), (1.14) и (1.16) графически, подбором или на ЭВМ.

Т а б л и ц а 1.41. Результаты расчета теплового насоса в режиме отопительной нагрузки

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н. в.}$, °C						
	-15	-10	-5	-1,25	0	5	10
Q^T , МВт	1	0,848	0,697	0,583	0,545	0,394	0,242
$Q^{ТН}$, МВт	0	0,204	0,436	0,583	0,545	0,394	0,242
$t_w^{пр}$, °C	95	85,2	75	67,2	64,5	53,5	41,8
$t_w^{обр}$, °C	70	63,9	57	52,6	50,9	43,7	35,7
t_w^k , °C	—	69	67,9	67,2	64,5	53,5	41,8
G_w^k , кг/с	—	9,55					
t_k , °C	—	70	70	70	67,2	55,4	43
θ_k , °C	—	2,8	6	8	7,5	5,4	3,3
$k_{н}F_{н}$, Вт/К	—	72 875					
$Q^П$, МВт	1	0,644	0,261	0			
$F_{н}$, м ²	—	121,5					
$F_{в}$, м ²	—	175					
Q_0 , МВт	—	0,157	0,331	0,439	0,418	0,332	0,213
$k_{в}F_{в}$, Вт/К	—	87 750					
$\theta_{в}$, °C	—	1,79	3,77	5	4,76	3,79	2,43
t_w^k , °C	—	12,1	8,9	7	7,3	8,9	11,2
G_w^h , кг/с	—	13,03					
t_0 , °C	—	11,4	7,45	5	5,4	7,37	10,2
λ	—	0,74	0,715	0,695	0,71	0,77	0,82
η_i	—	0,74	0,74	0,735	0,737	0,735	0,71
η_e	—	0,703	0,703	0,698	0,7	0,698	0,675
G_a , кг/с	—	1,6	3,35	4,41	4,07	2,89	1,67
V_T , м ³ /с	—	0,094	0,232	0,34	0,303	0,186	0,092
N_a , кВт	—	46	106	144	127	62	29
N_e , кВт	—	65,4	150,8	206,3	181,4	88,8	43
μ	—	3,1	2,9	2,8	3	4,4	5,6

Объемная производительность компрессоров V_T и их эффективная мощность N_e определяются по условиям термодинамического цикла и коэффициентам подачи $\lambda = f(p_k/p_0)$, индикаторному $\eta_i = f(p_k/p_0)$ и механическому КПД, принятому равным 0,95.

Результаты расчета, выполненного по изложенной методике, приведены в табл. 1.41.

Годовой расход энергии компрессорами теплового насоса, работающего на теплоснабжение, определяется с учетом продолжительности постоянства температур наружного воздуха путем сум-

мирования соответствующих произведений: $W_{\text{компр}} = \sum N_{e, \text{ср}} t_{\tau_i} =$
 $= (65,4/2) 20 + 350 (65,4 + 150,8)/2 + 630 (150,8 + 206,3)/2 +$
 $+ 210 (206,3 + 181,4)/2 + 1400 (181,4 + 88,8)/2 + 390 (88,8 +$
 $+ 43)/2 \approx 406 500 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$

Мощность насосов (циркуляционного, артезианского и на испаритель) рассчитывают в соответствии с расходом, развиваемым напором и КПД $\eta = 0,7$; напор циркуляционных насосов принят $H = 0,49 \text{ МПа}$ (50 м вод. ст.), артезианского $H = 0,687 \text{ МПа}$ (70 м вод. ст.), на испаритель $H = 0,15 \text{ МПа}$ (15 м вод. ст.): $N_{\text{цирк}} = G_w^* H / \eta = 9,55 \cdot 0,49 \cdot 10^6 / 0,7 = 6,7 \text{ кВт}$; $N_{\text{арт}} = G_w^* H / \eta = 13,03 \cdot 0,687 \cdot 10^6 / 0,7 = 12,8 \text{ кВт}$; $N_{\text{испар}} = G_w^* H / \eta = 13,03 \times 0,15 \cdot 10^6 / 0,7 = 2,8 \text{ кВт}.$

Расход энергии насосами за отопительный сезон $W_{\text{нас}} = \sum N_{\text{нас}} \tau = (6,7 + 12,8 + 2,8) 3000 = 66 900 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$

Общее количество теплоты, отпускаемой потребителю системой тепло- и хладоснабжения за отопительный сезон, а также долю теплоты, приходящейся на тепловой насос и систему пикового подогрева, находят с учетом их производительности и продолжительности постоянства температур наружного воздуха: $Q_{\text{год}}^{\text{ТН}} = \sum Q_i^{\text{ТН}} \tau_i = 102 \cdot 20 + 320 \cdot 350 + 483 \cdot 420 + 556,5 \cdot 210 + 564 \cdot 210 + 470 \cdot 1400 + 318 \cdot 390 = 1 334 225 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \approx 4 803 210 \text{ МДж}$; $Q_{\text{год}}^{\text{П}} = \sum Q_i^{\text{П}} \tau_i = 824 \cdot 20 + 465 \cdot 350 + 177 \times 420 + 47,5 \cdot 210 = 263 545 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \approx 948 800 \text{ МДж}$; $Q_{\text{год}}^{\text{Т}} = Q_{\text{год}}^{\text{ТН}} + Q_{\text{год}}^{\text{П}} = 1 334 225 + 263 545 = 1 597 770 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 5 751 972 \text{ МДж}.$

В режиме летнего кондиционирования воздуха тепловой насос работает как холодильная машина по обычному регенеративному холодильному циклу. Холодопроизводительность машины определяется с учетом тепlopоступлений в охлаждаемый объект при условии постоянства интенсивности теплопередачи ограждений объекта $k_{\text{огр}} F_{\text{огр}}$. Тогда максимальная холодопроизводительность $Q_{\text{ор}}$ машины при расчетном режиме

$$Q_{\text{ор}} = Q_{\text{р}}^{\text{Т}} \frac{t_{\text{н. в. р}}^{\text{н}} - t_{\text{п. л}}}{t_{\text{п}}^{\text{зимн}} - t_{\text{н. в. р}}^{\text{н}}} = 1 \frac{35 - 22}{18 + 15} = 0,394 \text{ МВт},$$

где $t_{\text{н. в. р}}^{\text{н}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ — расчетная температура наружного воздуха для условий IV климатической зоны; $t_{\text{п. л}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура воздуха в помещении в период летнего кондиционирования.

С учетом тепловыделений людей, притока теплоты от солнечной радиации, с приточным воздухом и от других источников принимается $Q_{\text{ор}} = 0,45 \text{ МВт}.$

При температурах наружного воздуха ниже расчетных холодопроизводительность машины определяют так же, как величину $Q_{\text{Т}}$:

$$Q_0 = Q_{\text{ор}} \frac{t_{\text{н. в. р}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{н. в. р}} - t_{\text{п}}}. \quad (1.17)$$

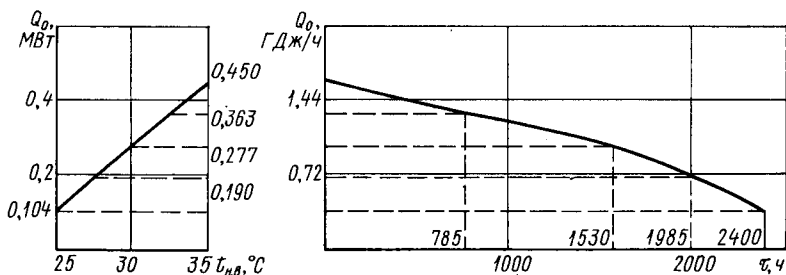


Рис. 1.55. Изменение холодопроизводительности системы хладоснабжения и продолжительности сезонной нагрузки

На рис. 1.55 построены графики изменения холодопроизводительности машины в зависимости от температуры наружного воздуха и расхода холода за сезон кондиционирования.

Полагая, что расход охлаждающей воды в приборах охлаждения летом равен зимнему расходу, разность температур обратной и прямой воды при расчетной температуре наружного воздуха составит

$$t_{wp}^{обp} - t_{wp}^{np} = Q_{op} / (G_w c_w) = 450 / (4,187 \cdot 9,55) = 11,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру воды в приборах охлаждения при их неизменной площади поверхности определяют совместным решением уравнений теплового баланса:

$$Q_p^T = k_{np.з} F_{np} (t_{wз} - t_{п.з}); \quad (1.18)$$

$$Q_{op} = k_{np.л} F_{np} (t_{п.л} - t_{wл}). \quad (1.19)$$

Коэффициенты теплопередачи отопительных приборов можно принять равными

$$k_{np.з} = \sqrt[4]{t_{wз} - t_{п.з}}, \quad (1.20)$$

$$k_{np.л} = \sqrt[4]{t_{п.л} - t_{wл}}; \quad (1.21)$$

тогда средняя температура воды в приборах охлаждения при расчетной температуре наружного воздуха

$$t_{wл} = t_{п.л} - (t_{wз} - t_{п.з}) \left(\frac{Q_{op}}{Q_p^T} \right)^{0,8}. \quad (1.22)$$

В уравнениях (1.18)–(1.22) $t_{wз}$ и $t_{wл}$ — средние температуры воды в приборах зимой и летом, $^\circ\text{C}$; $t_{п.з}$ и $t_{п.л}$ — температуры в помещении зимой и летом, $^\circ\text{C}$.

Температуру прямой и обратной воды хладосети определяют по уравнениям:

в расчетном режиме

$$t_{wp}^{np} = t_{wl} - \frac{t_{wp}^{обр} - t_{wp}^{np}}{2}; \quad (1.23)$$

$$t_{wp}^{обр} = t_{wl} + \frac{t_{wp}^{обр} - t_{wp}^{np}}{2}; \quad (1.24)$$

при других температурах наружного воздуха

$$t_{wp}^{np} = t_{п. л} - \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \bar{Q}\theta'/2; \quad (1.25)$$

$$t_{wp}^{обр} = t_{п. л} + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \bar{Q}\theta'/2, \quad (1.26)$$

где $\theta' = t_{wp}^{обр} - t_{wp}^{np} = 11,25 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$\Delta t' = t_{п. л} - \frac{t_{wp}^{np} + t_{wp}^{обр}}{2}; \quad \bar{Q} = \frac{t_{н. в} + t_{п. л}}{t_{н. в. р} - t_{п. л}}.$$

Температуру кипения рабочего вещества при работе машины в расчетном режиме находят совместным решением уравнений

$$Q_{ор} = k_n F_n \theta_{нр}, \quad (1.27)$$

$$Q_{ор} = G_w^k c_w (t_{wp}^{обр} - t_{wp}^{np}), \quad (1.28)$$

откуда

$$t_0 = \frac{e^{m'} t_{wp}^{np} - t_{wp}^{обр}}{e^{m'} - 1}, \quad (1.29)$$

где $m' = k_n F_n / (G_w^k c_w) = \text{const}$.

Теплопроизводительность конденсатора Q_p , соответствующую холодопроизводительности $Q_{ор}$, температуру конденсации t_k и температуру охлаждающей воды после конденсатора t_w^k определяют совместным решением системы уравнений

$$Q_p = Q_{ор} q / q_0, \quad (1.30)$$

$$Q_p = k_n F_k \theta_k, \quad (1.31)$$

$$Q_p = G_w^k c_w (t_w^k - t_{нс}), \quad (1.32)$$

где $k_n F_n$ — интенсивность теплопередачи в конденсаторе в зимних условиях; G_w^k — расход воды через конденсатор, равный расходу воды через испаритель в зимнем режиме.

С учетом изложенной методики

$$\begin{aligned} t_{wl} &= t_{п. л} - (t_{wз} - t_{п. з}) (Q_{ор} / Q_p^T)^{0,8} = \\ &= 22 - \left(\frac{95 + 70}{2} - 18 \right) \cdot \left(\frac{0,45}{1} \right)^{0,8} = 22 - 34,05 = -12,05 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Отрицательная средняя температура воды в приборах охлаждения неприемлема. Для получения положительной t_{wl} температура кипения рабочего вещества в испарителе должна быть $t_0 \geq 0$.

Т а б л и ц а 1.42. Результаты расчета теплового насоса в режиме кондиционирования воздуха

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н. в.}$ °С				
	35	32,5	30	27,5	25
Q_0 , МВт	0,45	0,363	0,277	0,19	0,104
$t_{wp}^{обп} - t_{wp}^{нп}$, °С	11,25	9,08	6,93	4,75	2,6
$t_{wp}^{нп}$, °С	1,41	4,85	8,38	12,11	16,07
$t_{wp}^{обп}$, °С	12,66	13,93	15,31	16,86	18,67
t_0 , °С	0	3,71	7,51	11,51	15,74
$\theta_{н.}$, °С	5,13	4,14	3,16	2,17	1,16
Q , МВт	0,5	0,394	0,292	0,199	—
$\theta_{к.}$, °С	6,86	5,4	4,01	2,73	—
$t_{wp}^к$, °С	24,16	22,22	20,35	18,65	—
$t_{к.}$, °С	27,45	24,8	22,3	19,95	—
λ	0,825	0,84	0,86	0,875	—
η_t	0,7	0,68	0,65	0,64	—
η_e	0,665	0,646	0,618	0,608	—
G_a , кг/с	3,15	2,49	1,87	1,27	—
V_T , м ³ /с	0,243	0,166	0,107	0,063	—
N_a , кВт	50	31	15	9	—
N_e , кВт	75,2	48	24,3	14,8	—
ε	5,98	7,56	11,4	12,84	—

При этом уменьшится разность температур $t_{п. л} - t_{вл.}$ для чего необходимо увеличить площадь поверхности приборов охлаждения. Иными словами, площади поверхности приборов для тепло- и хладоснабжения должны быть разными. Их соотношение с учетом уравнений (1.18) и (1.19) определяется выражением

$$f = \frac{Q_0^p}{Q_T^T} \left(\frac{t_{wp} - t_{п. в.}}{t_{п. л} - t_{вл.}} \right)^{1,25}. \quad (1.33)$$

В дальнейших расчетах при расчетной температуре наружного воздуха принимается $t_0 = 0$. С учетом уравнений (1.27) и (1.28) получим

$$t_{wp}^{нп} = t_0 + \frac{t_{wp}^{обп} - t_{wp}^{нп}}{e^{m'} - 1} = 0 + \frac{11,25}{e^{2,19} - 1} = 1,41 \text{ °С};$$

$$t_{wp}^{обп} = t_{wp}^{нп} + (t_{wp}^{обп} - t_{wp}^{нп}) = 1,41 + 11,25 = 12,66 \text{ °С};$$

$$\text{где } m' = k_n F_n / (G_w c_w) = 87\,750 / (4,187 \cdot 9,55) = 2,19.$$

Дальнейшие результаты расчета теплового насоса в режиме летнего кондиционирования воздуха приведены в табл. 1.42.

Годовой расход энергии компрессорами в режиме летнего кондиционирования $W_{\text{компр}} = \sum N_{\text{ср}} t_{\tau} = 415 (75,2 + 48)/2 + 415 (48 + 24,3)/2 + 785 (24,3 + 14,8)/2 + 785 (14,8/2) \approx 61\,700$ кВт·ч. Расход энергии насосами за сезон кондиционирования $W_{\text{нас}} = \sum N_{\text{нас}} \tau = 22,3 \cdot 2400 \approx 53\,500$ кВт·ч.

Количество теплоты, отведенной от охлаждаемого объекта за сезон кондиционирования, $Q_0^{\text{год}} = \sum Q_{0i} \tau_i = 406,5 \cdot 415 + 320 \times 415 + 233,5 \cdot 785 + 147 \cdot 785 = 600\,190$ кВт·ч $\approx 2\,160\,700$ МДж.

При теплоснабжении объекта отопления от котельной для летнего кондиционирования воздуха необходимо иметь холодильную машину. Условия ее работы определяются температурами источников подвода и отвода теплоты.

При температуре охлаждающей воды $t_{\text{ист}} = 15^\circ\text{C}$ температуру конденсации в расчетном режиме (при $t_{\text{н. в. р}} = 35^\circ\text{C}$) примем равной $t_{\text{к}} = 25^\circ\text{C}$, а температуру кипения (по условиям работы испарителя) $t_0 = 0$.

Методика и последовательность расчета холодильной машины аналогичны расчету теплового насоса в режиме кондиционирования (табл. 1.43).

Годовой расход энергии компрессорами холодильной машины $W_{\text{компр}} = 415 (69,2 + 48,4)/2 + 415 (48,4 + 23,7)/2 + 785 \times (23,7 + 8,2)/2 + 785 (8,2/2) \approx 51\,885$ кВт·ч.

Мощность насосов холодильной машины: циркуляционного $N_{\text{цирк}} = G_w^{\text{н}} H / \eta = 9,55 \cdot 0,49 \cdot 10^6 / 0,7 = 6,7$ кВт; артезианского $N_{\text{арт}} = G_w^{\text{н}} H / \eta = 19,74 \cdot 0,687 \cdot 10^6 / 0,7 = 19,6$ кВт; на испаритель $N_{\text{испар}} = G_w^{\text{н}} H / \eta = 19,74 \cdot 0,15 \cdot 10^6 / 0,7 = 4,2$ кВт.

Расход энергии насосами за сезон кондиционирования $W_{\text{нас}} = (6,7 + 19,6 + 4,2) 2400 = 73\,200$ кВт.

Энергетическая эффективность применения теплового насоса для тепло- и хладоснабжения оценивается экономией топлива:

$$\begin{aligned} \Delta B &= \frac{Q_{\text{год}}}{C \eta_{\text{кот}} \eta_{\text{т. с}}} - (W_{\text{т. н}} - W_{\text{х. м}}) b_{\text{к}} = \\ &= \frac{5\,751\,972}{29,3 \cdot 0,8 \cdot 0,95} - [(473\,400 + 115\,200) - (20\,100 + 125\,085)] 0,31 = \\ &= 85\,950 \text{ кг у. т./год} = 85,95 \text{ т у. т./год}, \end{aligned}$$

где $C = 29,3$ МДж/кг — теплота сгорания условного топлива; $\eta_{\text{кот}} = 0,8$ — КПД районной котельной; $\eta_{\text{т. с}} = 0,95$ — КПД тепловых сетей; $W_{\text{т. н}}$ — суммарный годовой расход энергии на привод компрессоров и насосов теплового насоса, кВт·ч/год; $W_{\text{х. м}}$ — суммарный годовой расход энергии на привод компрессоров и насосов холодильной машины с учетом расхода энергии на циркуляционный насос пиковой котельной за отопительный сезон $W_{\text{цирк}} = 20\,100$ кВт/год; $b_{\text{к}}$ — удельный расход топлива

Т а б л и ц а 1.43. Результаты расчета холодильной машины для кондиционирования воздуха

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н. в.}$, °C				
	35	32,5	30	27,5	25
Q_0 , МВт	0,45	0,363	0,277	0,19	0,104
$G_{ш}^H$, кг/с	9,55				
$t_{ш}^{обр} - t_{ш}^{пр}$, °C	11,25	9,08	6,93	4,75	2,6
$t_{ш}^{пр}$, °C	3,65	4,84	8,39	12,1	16,07
$t_{ш}^{обр}$, °C	14,9	13,92	15,32	16,85	18,67
t_0 , °C	0	1,89	6,14	10,56	15,22
$\theta_{ш}$, °C	8	6,45	4,92	3,38	1,85
$k_{ш}F_{ш}$, Вт/К	56 250				
Q , МВт	0,496	0,394	0,292	0,195	—
$\theta_{н}$, °C	6,55	5,74	4,24	2,83	—
$k_{н}F_{н}$, Вт/К	68 760				
$t_{ш}^K$, °C	21	19,77	18,53	17,34	—
$G_{ш}^K$, кг/с	19,74				
$t_{н}$, °C	25	23,45	21,25	19,15	—
λ	0,825	0,835	0,85	0,875	—
η_t	0,7	0,675	0,665	0,64	—
η_e	0,665	0,641	0,632	0,608	—
G_a , кг/с	3,27	2,61	1,98	1,34	—
$V_{т}$, м ³ /с	0,237	0,175	0,113	0,064	—
N_a , кВт	46	31	15	5	—
N_e , кВт	69,2	48,4	23,7	8,2	—
e	6,5	7,5	11,7	23,2	—

на производство электроэнергии по конденсационному циклу, кг/(кВт·ч).

Таким образом, исходя из критерия расхода топлива применять тепловой насос для круглогодичного тепло- и хладоснабжения энергетически выгоднее по сравнению с отопительной районной котельной и холодильной машиной для летнего кондиционирования воздуха. Окончательный вывод о целесообразности использования теплового насоса делают на основе технико-экономических расчетов по приведенным затратам сравниваемых вариантов.

Глава 2. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ КОМПРЕССОРОВ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

2.1. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Тепловой расчет поршневого компрессора паровой холодильной машины.

Исходные данные

Холодопроизводительность компрессора Q_0 , кВт	50
Температура, К:	
кипения T_0	258
конденсации T_R	303
после конденсатора T_3	303
Рабочее вещество	R22

Перегрев рабочего тела перед компрессором определяют по формуле $\Delta T_{\text{пер}} = T_1 - T_0$. Принимаем $\Delta T_{\text{пер}} = 30$ К. Термодинамические параметры в узловых точках регенеративного теоретического цикла холодильной машины (рис. 2.1) приведены в табл. 2.1.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_4 = 1032 - 849,4 = 182,6$ кДж/К.

Массовый расход рабочего вещества $G_d = Q_0/q_0 = 50/182,6 = 0,273$ кг/с.

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = G_d v_1 = 0,273 \cdot 0,09 = 0,0246 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Относительное мертвое пространство в непрямоточных компрессорах средней производительности составляет 4—5 %. Объемные и энергетические коэффициенты унифицированных компрессоров, предназначенных для работы на различных рабочих веществах, можно определять как по эмпирическим уравнениям, так

Таблица 2.1. Параметры узловых точек

Параметр	Точки					
	a	1	2	3	3'	4
p , МПа	0,297	0,297	1,191	1,191	1,191	0,297
T , К	258	288	371	303	285	258
i , кДж/кг	1032	1053,9	1093,3	871,3	849,4	849,4
v , м ³ /кг	—	0,09	—	—	—	—

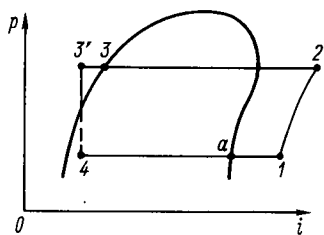


Рис. 2.1. Теоретический цикл одноступенчатой холодильной машины в i - p диаграмме

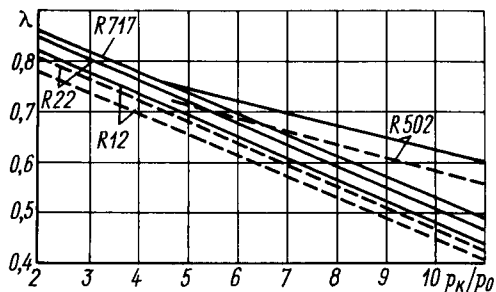


Рис. 2.2. Коэффициент подачи для поршневых компрессоров средней производительности
Компрессоры: — с сальником; - - - бессальниковые

и по графическим зависимостям, полученным во ВНИИхолодмаше по результатам испытаний поршневых компрессоров средней производительности (рис. 2.2 и 2.3).

По графику, приведенному на рис. 2.2, при степени повышения давления $\pi = p_k/p_0 = 4,01$ коэффициент подачи $\lambda = 0,76$. Теоретический объем, описываемый поршнями, $V_{\tau} = V_d/\lambda = = 0,0246/0,76 = 0,0324$ м³/с.

Число цилиндров для поршневых холодильных компрессоров выбирают в пределах 2—8. Увеличение числа цилиндров приводит к уменьшению их диаметра и массы шатунно-поршневой группы, определяющих нагрузки на основные детали механизма движения компрессора. В рассматриваемом примере принимаем число цилиндров $z = 8$. Кинематическую схему компрессора из условия уравнивания сил инерции первого порядка выбираем с W-образным расположением цилиндров (1—8), двухколенчатом валом с размещением кривошипов (колен) под углом 180° относительно друг друга (рис. 2.4). Угол между рядами цилиндров 45°.

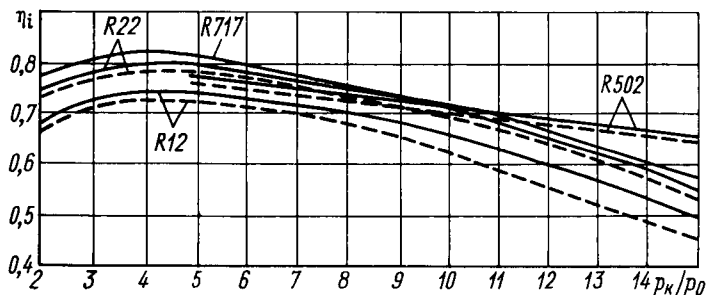
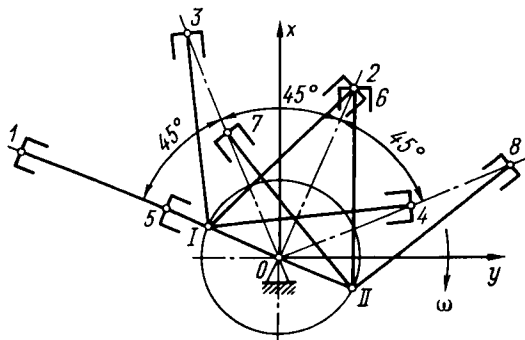


Рис. 2.3. Индикаторный КПД для поршневых компрессоров средней производительности
Компрессоры: — с сальником; - - - бессальниковые

Рис. 2.4. Кинематическая схема компрессора



Диаметр цилиндра компрессора

$$D = 1,55 \sqrt[2,25]{V_T / (k_i^{0,5} z)} = 1,55 \sqrt[2,25]{0,0324 / (20^{0,5} \cdot 8)} = 0,069 \text{ м,}$$

где $k_i = 16 \div 45$ — параметр удельных сил инерции при ходе поршня компрессоров соответственно 0,04—0,12 м [9].

Так как современные быстроходные компрессоры в целях снижения массы и габаритов, а также ограничения роста средней скорости поршня выполняют короткоходовыми, выбираем $k_i = 20$. Принимаем стандартное значение диаметра $D = 0,07$ м.

Ход поршня определяют по принятой величине $\psi = s/D$. Для непрямоточных машин $\psi = 0,6 \div 0,8$. При выборе величины ψ и соответствующих ей хода поршня s и частоты вращения вала n следует иметь в виду допустимую среднюю скорость поршня c_m . Для машин средней холодопроизводительности $c_m = 2 \div 4$ м/с. При $\psi = 0,65$ $s = \psi D = 0,65 \cdot 0,07 = 0,045$ м.

Частота вращения вала компрессора

$$n = \sqrt{k_i / (3,6 s^{1,5})} = \sqrt{20 / (3,6 \cdot 0,045^{1,5})} = 24,12 \text{ с}^{-1}.$$

Принимаем стандартное значение частоты вращения вала $n = 24 \text{ с}^{-1}$.

Средняя скорость поршня $c_m = 2sn = 2 \cdot 0,045 \cdot 24 = 2,16$ м/с.

Теоретический объем, описываемый поршнями при принятых D и s , $V_T = \pi D^2 snz / 4 = 3,14 \cdot 0,07^2 \cdot 0,045 \cdot 24 \cdot 8 / 4 = 0,0332 \text{ м}^3/\text{с}$. Превышение значения V_h при принятых D и s над требуемыми составляет $(0,0324 - 0,0322) / (0,0322 \cdot 100) \approx 1 \%$. Следовательно, принятые D и s соответствуют заданной холодопроизводительности.

Удельная адиабатная работа компрессора $l_{ад} = i_2 - i_1 = 1093,3 - 1053,9 = 39,4$ кДж/кг.

Адиабатная мощность компрессора $N_{ад} = G_d l_{ад} = 0,273 \times 39,4 = 10,76$ кВт. Максимальная индикаторная мощность компрессора $N_{i \max} = k V_T p_{0 \max} = 1,16 \cdot 0,0332 \cdot 681,1 = 26,2$ кВт, где $k = 1,16$ — показатель адиабаты R22; $p_{0 \max} = 681,1 \cdot 10^3$ Па — максимальное давление кипения (при $T_0 = 283$ К).

Т а б л и ц а 2.2. Параметры узловых точек

Параметр	Рабочее вещество		
	R12	R502	R717
p_0 , МПа	0,183	0,352	0,282
p_k , МПа	0,744	1,305	1,164
i_a , кДж/кг	993	991,3	1363
i_1 , кДж/кг	1012,5	1009	1374
i_2 , кДж/кг	1041	1037	1615
$i_3 = i_4$, кДж/кг	858	869	222
v_1 , м ³ /кг	0,1035	0,058	0,52

Т а б л и ц а 2.3. Основные расчетные величины

Обозначение или расчетная формула	Результаты расчета			Обозначение или расчетная формула	Результаты расчета		
	R12	R502	R717		R12	R502	R717
$q_0 = i_a - i_4$, кДж/кг	135,5	122,3	—	N_i max, кВт	16,01	29,07	26,6
$q_0 = i_1 - i_4$, кДж/кг	—	—	1152	η_i	0,74	0,78	0,82
λ	4,065	3,707	4,12	N_i , кВт	9,13	15,49	14,4
λ (см. рис. 2.2)	0,74	0,78	0,77	$p_{i \text{ тр}} \cdot 10^{-3}$, Па	40	40	60
$G_d = \lambda V_T / v_1$, кг/с	0,237	0,446	0,049	$N_{\text{тр}}$, кВт	1,33	1,33	1,99
$Q_0 = G_d \cdot q_0$, кВт	32,15	54,6	56,44	N_e , кВт	10,45	16,82	16,39
$i_{\text{ад}}$, кДж/кг	28,5	27,1	241	$N_{e \text{ max}}$, кВт	17,34	30,39	28,59
$N_{\text{ад}}$, кВт	6,76	12,086	11,81	$\eta_{\text{мех}}$	0,873	0,921	0,878
k	1,14	1,13	1,3	η_e	0,647	0,718	0,721
p_0 max $\cdot 10^{-3}$, Па	423,2	773,5	616,4	ϵ_e	3,08	3,25	3,44

Индикаторная мощность в расчетном режиме $N_i = N_{\text{ад}}/\eta_i = 10,76/0,8 = 13,45$ кВт, где $\eta_i = 0,8$ — индикаторный коэффициент (рис. 2.3).

Мощность трения $N_{\text{тр}} = p_{i \text{ тр}} V_T = 40 \cdot 0,0332 = 1,33$ кВт, где $p_{i \text{ тр}} = 40 \cdot 10^3$ Па — давление трения.

Эффективная мощность $N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 13,45 + 1,33 = 14,78$ кВт. Максимальная эффективная мощность $N_{e \text{ max}} = N_i \text{ max} + N_{\text{тр}} = 26,2 + 1,33 = 27,53$ кВт.

Механический КПД компрессора $\eta_{\text{мех}} = N_i/N_e = 13,45/14,78 = 0,91$. Эффективный КПД компрессора $\eta_e = N_{\text{ад}}/N_e = 10,76/14,78 = 0,728$. Эффективный холодильный коэффициент $\epsilon_e = Q_0/N_e = 50/14,78 = 3,38$.

Пример 2. Тепловые расчеты поршневых компрессоров паровых холодильных машин при работе на различных рабочих веществах.

Исходные данные

Теоретический объем, описываемый поршнями, V_T , м ³ /с	0,0332
Температура, К:	
кипения T_0	258
конденсации T_K	303
после конденсатора T_3	303
Рабочее вещество	R12, R502, R717

В современном холодильном машиностроении значительная часть поршневых компрессоров унифицирована по рабочим веществам. Удельную массовую холодопроизводительность при работе на R717 (нерегенеративный цикл) определяют по формуле $q_0 = i_1 - i_4$. При этом принятый перегрев рабочего тела перед компрессором $\Delta T_{пер} = 5$ К.

Параметры узловых точек и расчет основных величин, характеризующих работу компрессора, размеры которого получены в примере 1, при использовании в качестве рабочих веществ R12, R502, R717 приведены в табл. 2.2 и 2.3.

2.2. РАСЧЕТЫ ГАЗОВОГО ТРАКТА В ПОРШНЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

Газодинамические потери в тракте компрессора в значительной мере влияют на холодопроизводительность и затраты мощности.

В рассматриваемом примере исходя из допустимых средних скоростей пара в элементах газового тракта [46] определим площади проходных сечений всасывающего и нагнетательного патрубков и клапанов компрессора.

В качестве рабочего вещества выбираем R12, так как в унифицированных по рабочим веществам компрессорах критерий скорости потока пара в клапане $M_{кл}$ достигает максимальных значений при работе на R12. Параметры пара в патрубках и клапанах определяем по режиму $T_0 = 283$ К, $T_K = 303$ К, $T_{вс} = 288$ К, $T_H = 310$ К, соответствующему максимальной объемной производительности компрессора.

Диаметр всасывающего патрубка компрессора

$$D_{вс} = \sqrt{V_T \lambda / (0,785 \omega_{вс})} = \sqrt{0,0332 \cdot 0,825 / (0,785 \cdot 16)} = 0,0467 \text{ м,}$$

где $V_T = 0,0332$ — теоретический объем, описываемый поршнями; $\lambda = 0,825$ — коэффициент подачи компрессора (см. рис. 2.2); $\omega_{вс} = 16$ м/с — принятая скорость пара во всасывающем патрубке (для R12 рекомендуется 12—17 м/с).

Принимаем $D_{вс} = 0,05$ м, тогда $\omega_{вс} = V_T \lambda / (0,785 D^2) = 0,0332 \cdot 0,825 / (0,785 \cdot 0,05^2) = 13,96$ м/с.

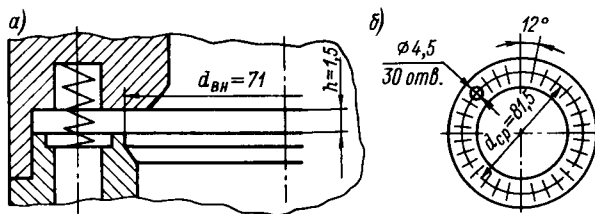


Рис. 2.5. Кольцевой всасывающий клапан: а — в сборе; б — расположение отверстий в седле клапана

Диаметр нагнетательного патрубка компрессора

$$D_n = \sqrt{V_T \lambda v_2 / (0,785 \omega_n v_1)} =$$

$$= \sqrt{0,0332 \cdot 0,825 \cdot 0,02469 / (0,785 \cdot 19 \cdot 0,04224)} = 0,0328 \text{ м,}$$

где $v_2 = 0,02469 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем пара на нагнетании; $\omega_n = 19 \text{ м/с}$ — принятая скорость пара в нагнетательном патрубке (рекомендуется 17—22 м/с); $v_1 = 0,04224 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем пара на всасывании в компрессор.

Принимаем $D_n = 0,035 \text{ м}$, тогда $\omega_n = V_T \lambda v_2 / (0,785 D_n^2 v_1) = 0,0332 \cdot 0,825 \cdot 0,02469 / (0,785 \cdot 0,035 \cdot 0,04224) = 16,66 \text{ м/с}$.

При выборе конструкции клапанов руководствуемся обеспечением максимальных проходных сечений при малых мертвых объемах заключенных в полостях розеток всасывающих и седел нагнетательных клапанов.

Для компрессора в рассматриваемом примере проведен расчет кольцевого и полосового всасывающих клапанов.

Проходные сечения в клапанах определяем из условия сплошности потока: $\omega f = c_m F_{\Pi}$, где ω — средняя скорость пара в сечении клапана, м/с; f — площадь проходного сечения, м^2 ; $c_m = 2,16 \text{ м/с}$ — средняя скорость поршня; $F_{\Pi} = \pi D^2 / 4 = 3,14 \times 0,07^2 / 4 = 0,00385 \text{ м}^2$ — площадь поршня.

Пластина кольцевого всасывающего клапана (рис. 2.5) расположена периферийно относительно гильзы цилиндра.

Площадь проходного сечения щели всасывающего кольцевого клапана $f_{щ. в. к} = c_m F_{\Pi} / \omega_{щ. в. к} = 2,16 \cdot 0,00385 / 25 = 0,000333 \text{ м}^2$, где $\omega_{щ. в. к} = 25 \text{ м/с}$ — принятая скорость пара в щели всасывающего клапана (для R12 рекомендуется 25—35 м/с).

Внутренний диаметр пластины $d_{вн} = f_{щ. в. к} / (\pi h) = 0,000333 / (3,14 \cdot 0,0015) = 0,07056 \text{ м}$, где $h = 0,0015 \text{ м}$ — принятая высота подъема пластины клапана (рекомендуется 0,0011—0,0015 м). Принимаем $d_{вн} = 0,071 \text{ м}$.

Площадь проходного сечения в отверстиях седла всасывающего клапана $f_{с. в. к} = c_m F_{\Pi} / \omega_{с. в. к} = 2,16 \cdot 0,00385 / 17 = 0,00048 \text{ м}^2$.

Диаметр и количество отверстий определяют из уравнения $f_{с. в. к} = \pi d_{отв}^2 n / 4$. Принимаем количество отверстий $n = 30$, тогда

$$d_{отв} = \sqrt{4f_{с. в. к} / (\pi n)} = \sqrt{4 \cdot 0,00048 / (3,14 \cdot 30)} = 0,0045 \text{ м.}$$

Площадь проходного сечения в щели полосового всасывающего клапана (рис. 2.6), размещенного в крышке цилиндра [9], $f_{щ. в. к} = (0,667h' + h'') 2nl = (0,667 \cdot 0,002 + 0,0002) 2 \cdot 2 \cdot 0,04 = 0,000245 \text{ м}^2$, где $h' = h - \delta = 0,002 \text{ м}$ — стрела прогиба пластины; $h'' = 0,0002 \text{ м}$ — свободный подъем пластины; $n = 2$ — число пластин; $l = 0,04 \text{ м}$ — длина пластины.

Скорость пара в щели полосового всасывающего клапана $w'_{щ. в. к} = c_m F_n / f_{щ. в. к} = 2,16 \cdot 0,00385 / 0,000245 = 33,89 \text{ м/с}$. Скорость пара в седле полосового всасывающего клапана $w'_{с. в. к} = c_m F_n / f_{с. в. к} = 4c_m F_n / (\pi d_{отв}^2 n) = 4 \cdot 2,16 \cdot 0,00385 / (3,14 \times 0,004^2 \cdot 21) = 31,52 \text{ м/с}$, где $d_{отв} = 0,004 \text{ м}$ — диаметр отверстий в седле полосового всасывающего клапана; $n = 21$ — количество отверстий.

Так как скорость пара в щели и седле полосового всасывающего клапана выше, выбираем кольцевой всасывающий клапан, что кроме снижения газодинамических потерь позволяет использовать для проектируемого компрессора регулирование холодопроизводительности электромагнитным отжимом кольцевой пластины. В качестве нагнетательного клапана выбираем однокольцевой клапан, размещенный в крышке цилиндра (рис. 2.7). Для уменьшения мертвого объема в седле клапана выполнена расточка под кольцевой буртик-вытеснитель торцевой поверхности поршня.

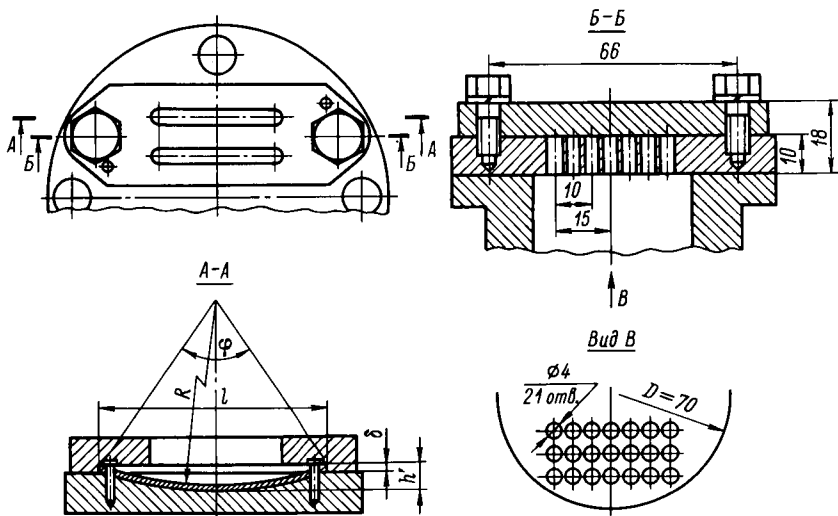


Рис. 2.6. Ленточный полосовой всасывающий клапан непрямоточного компрессора

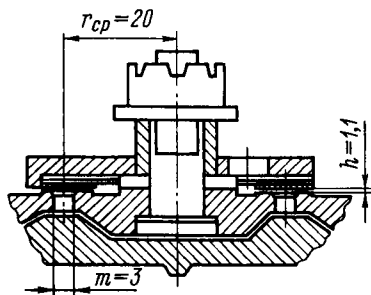


Рис. 2.7. Однокольцевой нагнетательный клапан

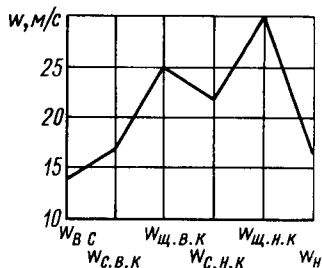


Рис. 2.8. Изменение скоростей пара по газовому тракту компрессора

Площадь проходного сечения щели нагнетательного клапана $f_{щ. н. к} = c_m F_{п} / w_{щ. н. к} = 2,16 \cdot 0,00385 / 30 = 0,0002772 \text{ м}^2$, где $w_{щ. н. к} = 30 \text{ м/с}$ — принятая скорость пара в щели нагнетательного клапана (для R12 рекомендуется 25—35 м/с).

Средний диаметр кольцевой пластины $d_{ср} = f_{щ. н. к} / (2\pi h) = 0,0002772 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,0011) = 0,04 \text{ м}$, где $h = 0,0011 \text{ м}$ — принятая высота подъема пластины клапана (рекомендуется 0,0011—0,0015 м).

Площадь проходного сечения седла нагнетательного клапана $f_{с. н. к} = c_m F_{п} / w_{с. н. к} = 2,16 \cdot 0,00385 / 25 = 0,000333 \text{ м}^2$, где $w_{с. н. к} = 25 \text{ м/с}$ — принятая скорость пара в седле нагнетательного клапана (для R12 рекомендуется 22—27 м/с).

Ширина кольцевого канала в седле нагнетательного клапана $m = f_{с. н. к} / (2\pi r_{ср}) = 0,000333 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,02) = 0,00265 \text{ м}$, где $r_{ср} = 0,02 \text{ м}$ — средний радиус кольцевого канала. Принимаем $m = 0,003 \text{ м}$, тогда $w_{с. н. к} = c_m F_{п} / (2\pi r_{ср} m) = 2,16 \times 0,00385 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,003) = 22,06 \text{ м/с}$.

На рис. 2.8 показаны скорости пара в рассмотренных элементах газового тракта компрессора.

Применительно к конкретным конструкциям в рассматриваемом примере определим гидравлические потери в элементах и газовом тракте компрессора в целом. Гидравлические потери во всасывающем вентиле компрессора $\Delta p_{вс. в} = 0,5 \zeta w_{вс}^2 \rho_{вс} = 0,5 \times 4 \cdot 13,96^2 \cdot 23,67 = 0,00923 \text{ МПа}$, где $\zeta = 4$ — принятый коэффициент местного сопротивления проходного вентиля [45]; $\rho_{вс} = 23,67 \text{ кг/м}^3$ — плотность пара R12 на всасывании в компрессор. Гидравлические потери в нагнетательном вентиле компрессора $\Delta p_{н. в} = 0,5 \zeta w_{н}^2 \rho_{н} = 0,5 \cdot 3,5 \cdot 16,66^2 \cdot 40,5 = 0,0197 \text{ МПа}$, где $\zeta = 3,5$ — принятый коэффициент местного сопротивления проходного вентиля [45]; $\rho_{н} = 40,5 \text{ кг/м}^3$ — плотность пара R12 на нагнетании. Для расчета гидравлических потерь во всасывающем клапане определим эквивалентную площадь клапана $\Phi_{вс. кл} = \alpha_{щ} f_{щ. вс. к} = 0,71 \cdot 0,000333 = 0,000236 \text{ м}^2$, где $\alpha_{щ} = \alpha_{щ. вс. к} = \alpha_{щ. н. к} = 1/\sqrt{\zeta_{щ}} = 1/\sqrt{2} = 0,71$. Коэффициент местного сопро-

тивления кольцевых всасывающего и нагнетательного клапанов принимаем $\zeta_{\text{ш}} = 2$.

Условная постоянная скорость пара во всасывающем клапане $c_{\text{вс.кл}} = c_{\text{ш}} F_{\text{ш}} / \Phi = 2,16 \cdot 0,00385 / 0,000236 = 35,18$ м/с.

Скорость звука в R12 на всасывании

$$a_{\text{во}} = \sqrt{kRT_{\text{во}}} = \sqrt{1,14 \cdot 68,7 \cdot 288} = 150,18 \text{ м/с,}$$

где $k = 1,14$ — показатель адиабаты; $R = 68,7$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная.

Критерий скорости потока пара во всасывающем клапане $M_{\text{вс.кл}} = c_{\text{вс.кл}} / a_{\text{во}} = 35,18 / 150,18 = 0,234$. Проектируемый клапан удовлетворяет рекомендуемому условию $M_{\text{кл}} < 0,25$ [46].

Гидравлические потери в кольцевом всасывающем клапане $\Delta p_{\text{вс.кл}} = 0,5 c_{\text{вс.кл}}^2 \rho_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 35,18^2 \cdot 23,67 = 0,0147$ МПа.

Эквивалентная площадь нагнетательного клапана $\Phi_{\text{н.кл}} = \alpha_{\text{ш}} f_{\text{ш.н.к}} = 0,71 \cdot 0,000277 = 0,000197$ м².

Условная постоянная скорость пара в нагнетательном клапане $c_{\text{н.кл}} = c_{\text{ш}} F_{\text{ш}} / \Phi = 2,16 \cdot 0,00385 / 0,000197 = 42,2$ м/с.

Скорость звука в R12 на нагнетании

$$a_{\text{н}} = \sqrt{kRT_{\text{н}}} = \sqrt{1,14 \cdot 68,7 \cdot 310} = 166,37 \text{ м/с.}$$

Критерий скорости потока пара в нагнетательном клапане $M_{\text{н.кл}} = c_{\text{н.кл}} / a_{\text{н}} = 42,2 / 166,37 = 0,25$. Проектируемый клапан удовлетворяет рекомендуемыми значениями $M_{\text{нл}}$ [46].

Гидравлические потери в нагнетательном клапане $\Delta p_{\text{н.кл}} = 0,5 c_{\text{н.кл}}^2 \rho_{\text{н}} = 0,5 \cdot 42,2^2 \cdot 40,5 = 0,0361$ МПа. Гидравлические потери на стороне всасывания $\Delta p_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{вс.в}} + \Delta p_{\text{вс.кл}} = 0,0092 + 0,0147 = 0,0239$ МПа. Гидравлические потери на стороне нагнетания $\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{н.в}} + \Delta p_{\text{н.кл}} = 0,0197 + 0,0361 = 0,0558$ МПа.

2.3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В ходе динамического расчета определим силы и моменты, действующие в компрессоре, выполним расчет противовеса и маховика [29].

Схема кривошипно-шатунного механизма и силы, действующие на его элементы, представлены на рис. 2.9.

Суммарная свободная сила действует по оси цилиндра: $P = P + I_{\text{п}} + R_{\text{п}}$, где P — сила от давления пара в цилиндре, Н; $I_{\text{п}}$ — сила инерции поступательно движущихся масс, Н; $R_{\text{п}}$ — сила трения поступательно движущихся частей, Н.

Сила от давления пара в цилиндре определяется разностью давлений со стороны крышки цилиндра $p_{\text{кр}}$ и со стороны вала $p_{\text{в}}$: $P = (p_{\text{кр}} - p_{\text{в}}) F_{\text{п}}$.

Сила инерции поступательно движущихся масс $I_{\text{п}} = -m_{\text{п}} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$, где $m_{\text{п}}$ — масса поступательно дви-

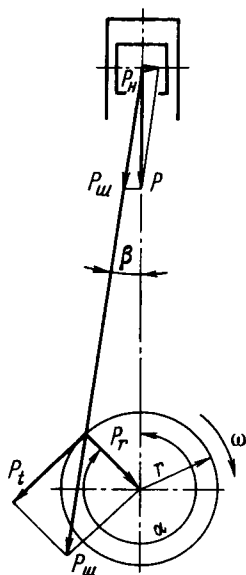


Рис. 2.9. Схема кривошипно-шатунного механизма

жущихся частей (поршня, поршневого пальца и $1/3$ массы шатуна); r — радиус кривошипа, m ; ω — угловая скорость вала, рад/с; α — угол поворота кривошипа от верхней мертвой точки; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Силу инерции можно представить как сумму двух составляющих сил, изменяющихся по закону косинуса: $I_{II} = I_{II1} + I_{II2} = -m_{II}r\omega^2 \cos \alpha - m_{II}r\omega^2\lambda \cos \alpha$, где I_{II1} — сила инерции первого порядка; I_{II2} — сила инерции второго порядка.

Силу трения поступательно движущихся частей условно принимаем постоянной: $R_{II} = (0,6 \div 0,7) N_{TP}/c_m$. Сила трения направлена против движения и меняет свой знак в мертвых точках.

Суммарную свободную силу можно разложить на две составляющие: $P_{ш} = P/\cos \beta$, действующую по оси шатуна, и $P_n = P/\operatorname{tg} \beta$, действующую на стенку цилиндра. Силу $P_{ш}$, приложенную к шатунной шейке, также можно разложить на тангенциальную $P_t = -P \sin(\alpha + \beta)/\cos \beta$, действующую перпендикулярно к кривошипу, и радиальную

$P_r = P \cos(\alpha + \beta)/\cos \beta$, действующую по кривошипу. Направление действующих сил, показанное на рис. 2.9, принято положительным. Следовательно, при положительном значении силы P , I_{II} , R_{II} , P , $P_{ш}$ вызывают сжатие шатуна, сила P_t направлена против вращения вала, сила P_r — к оси вращения вала.

Кроме перечисленных сил в динамическом расчете учитывают силу инерции вращающихся масс $I_{вп} = m_{вп}r\omega^2$, силу трения вращающихся частей $R_{вп} = (0,3 \div 0,4) N_{TP}/c_m$ и силу тяжести деталей компрессора.

Результаты динамического расчета используют при расчете на прочность деталей компрессора, подшипников на износ, для проектирования системы смазки и определения неуравновешенных сил и моментов, действующих на фундамент.

Холодильные компрессоры работают в широком диапазоне режимов, поэтому для оценки работоспособности и прочности узлов и деталей в расчете учитывают условия эксплуатации. Для одноступенчатых поршневых холодильных компрессоров установлены три расчетных режима [47]. Первый расчетный режим — силовой, при котором на поршень и детали кривошипно-шатунного механизма действует предельная разность давлений нагнетания и всасывания, является исходным для расчета на прочность деталей механизма движения. При втором расчетном режиме мощность на валу компрессора максимальна. Этот режим соответ-

вует максимальному значению среднего индикаторного давления при максимальной температуре конденсации и $\pi \approx 3$ и является исходным для расчета системы смазки и подбора привода. Третий расчетный режим — режим пробных давлений, создаваемых при испытании деталей компрессора на прочность, — применяется для расчета корпусных деталей компрессора, работающих под давлением пара рабочего вещества.

В рассматриваемом примере в качестве рабочего вещества выбран R22, поэтому для первого расчетного режима принимаем разность давлений $p_k - p_0 = 1,67$ МПа, соответствующую температуре кипения $T_0 = 258$ К и температуре конденсации $T_k = 323$ К; для второго расчетного режима принимаем $T_k = 323$ К, $T_0 = 283$ К.

Силы, действующие в компрессоре, изменяются в зависимости от угла поворота кривошипа. Для определения максимальных, минимальных и средних за цикл значений нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма строим диаграммы сил, позволяющие оценить характер нагружения и по соответствующей методике найти напряжения или запасы прочности [28].

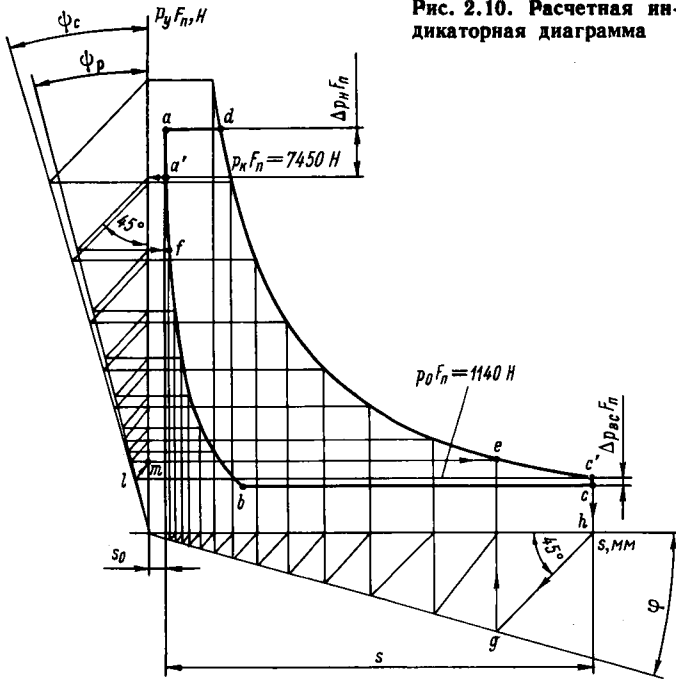
Построение расчетной индикаторной диаграммы. Известны аналитический и графический методы построения расчетных индикаторных диаграмм. Аналитический метод построения линий сжатия и обратного расширения основан на использовании уравнения политропы $yx^n = \text{const}$, где x и y — координаты точек политропы сжатия и обратного расширения; n — показатель политропы. Этот метод обычно используют для рабочих веществ, параметры состояния которых значительно отклоняются от законов для идеального газа. Графический метод построения по способу Браузера основан на уравнении $(\text{tg } \phi + 1)^n = \text{tg } \psi + 1$, устанавливающим связь между координатами определенных точек политропы и разностями координат этих точек.

Последующие расчеты проводим для компрессора, размеры которого получены в примере 1 параграфа 2.1. В качестве рабочего вещества выбираем R22. В расчетах динамическом и прочностном, а также в расчете смазки подшипников скольжения параметры рабочего вещества принимаем в соответствии с первым, вторым и третьим расчетными режимами.

Индикаторная диаграмма $adec'cbfa'a$ строится в системе координат $s, p_y F_{\text{п}}$. По оси абсцисс в принятом масштабе $m_s = 5$ откладываем значения мертвого пространства $s_0 = c_0 s = 0,05 \times 0,045 = 2,25 \cdot 10^{-3}$ м и ход поршня $s = 0,045$ м (рис. 2.10). По оси ординат в масштабе $m_p = 5 \cdot 10^{-3}$ мм/Н откладываем силы от давления пара на поршень. Ордината, соответствующая p_y , $y = m_p p_y F_{\text{п}}$.

Потери давления на всасывании и нагнетании в отсутствие расчета гидравлических потерь: для R22, R12 и R502 $\Delta p_{\text{во}} = (0,05 \div 0,1) p_0$, $\Delta p_{\text{н}} = (0,1 \div 0,15) p_k$, для R717 $\Delta p_{\text{во}} = (0,03 \div 0,05) p_0$ и $\Delta p_{\text{н}} = (0,05 \div 0,07) p_k$.

Рис. 2.10. Расчетная индикаторная диаграмма



В расчете принимаем: $\Delta p_{вс} = 0,1$ $p_0 = 0,1 \cdot 0,2969 \cdot 10^6$ Па; $\Delta p_n = 0,15$ $p_k = 0,15 \cdot 1,938 \cdot 10^6 = 0,291 \cdot 10^6$ Па.

Сила от давления всасывания $p_{вс} F_n = (p_0 - \Delta p_{вс}) F_n = (0,2969 - 0,02969) 10^6 \cdot 0,3846 \cdot 10^{-2} = 1030$ Н. Сила от давления кипения $p_0 F_n = 0,2969 \cdot 10^6 \cdot 0,3846 \cdot 10^{-2} = 1140$ Н. Сила от давления конденсации $p_k F_n = 1,938 \cdot 10^6 \cdot 0,3846 \cdot 10^{-2} = 7450$ Н. Сила от давления нагнетания $p_n F_n = (p + \Delta p_n) F_n = (1,938 + 0,2907) 10^6 \cdot 0,3846 \cdot 10^{-2} = 8570$ Н.

При построении политроп сжатия и обратного расширения необходимо провести вспомогательный луч из начала координат под произвольным углом φ к оси абсцисс (рекомендуется $\varphi = 10 \div 15^\circ$) и задаться значениями показателей политропы сжатия n_c и обратного расширения n_p . Для аммиачных компрессоров $n_p = 1,1 \div 1,15$ и $n_c = 1,2 \div 1,25$; для фреоновых компрессоров $n_p = 1 \div 1,05$ и $n_c = 1,05 \div 1,1$.

Принимаем угол $\varphi = 15^\circ$, показатель политропы сжатия $n_c = 1,1$, расширения $n_p = 1,05$.

Для построения точек политропы сжатия используются вспомогательные лучи, проведенные из начала координат под углом ψ_c к оси ординат, а для политропы расширения — луч, проведенный под углом ψ_p .

Угол вспомогательного луча ψ_c для политропы сжатия находим из уравнения $(\text{tg } \varphi + 1)^{n_c} = \text{tg } \psi_c + 1 = (0,2679 + 1)^{1,1} =$

Рис. 2.11. Диаграмма суммарной свободной силы

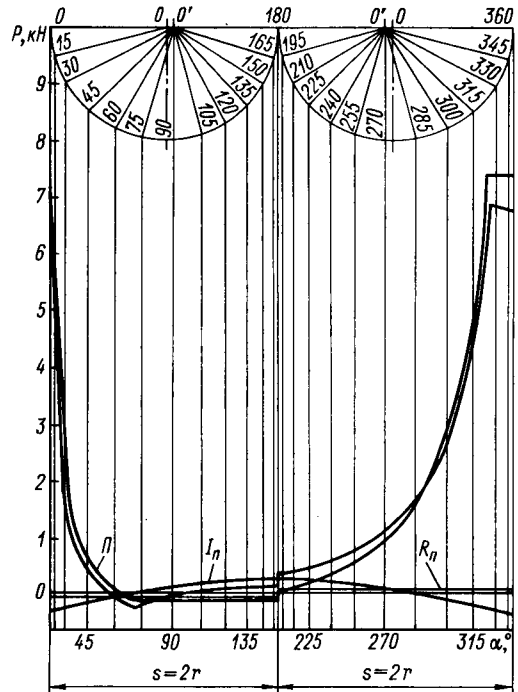
$= \operatorname{tg} \psi_c + 1$, откуда $\psi_c = 16^\circ 36'$. Для политропы расширения $(\operatorname{tg} \varphi + 1)^{n_p} = \operatorname{tg} \psi_p + 1 = (0,2679 + 1)^{1,06} = \operatorname{tg} \psi_p + 1$, откуда $\psi_p = 16^\circ$.

Построение, показанное на рис. 2.10, позволяет находить по точке c' точку политропы сжатия e , а по ней — аналогично другую точку этой политропы (сверху) и т. д., и также по точке a' — точку политропы расширения f , а по ней — другую точку этой политропы (снизу) и т. д.

Порядок построения следующий: из точки c' с координатами $(s + s_0)$; $p_0 F_{II}$ опустим перпендикуляр $c'h$ на ось абсцисс, из точки h под углом 45° к оси абсцисс проведем линию hg до пересечения с вспомогательным лучом ($\varphi = 15^\circ$). Из точки g восстановим перпендикуляр. Затем из точки c' проведем горизонталь до пересечения с лучом ($\psi_c = 16^\circ 36'$) в точке l . Из точки l под углом 45° к оси ординат проведем прямую до пересечения с осью ординат в точке m . Из точки m проведем горизонталь до пересечения в точке e с перпендикуляром, восстановленным из точки g . Точка e лежит на политропе сжатия. Последовательное повторение приведенного построения позволит получить политропу сжатия. Порядок построения политропы расширения аналогичен. Начало построения из точки a' с координатами s_0 ; $p_k F_{II}$.

Для удобства использования индикаторной диаграммы при построении диаграммы суммарной свободной силы целесообразно выбирать масштаб ординат на диаграммах данного компрессора одинаковым.

Построение диаграммы суммарной свободной силы. Масштабы длин и сил на диаграмме суммарной свободной силы принимаем такими же, как и на индикаторной диаграмме. По оси абсцисс откладываем двойной ход поршня, по оси ординат — силы P , I_{II} , R_{II} (рис. 2.11). Графическое перестроение индикаторной диаграммы сил от давления пара на поршень $pF_{II} = f(s)$ в развернутую диаграмму сил по углу поворота вала $pF_{II} = f(\alpha)$ производим по



Т а б л и ц а 2.4. Результаты расчета сил инерции

$\alpha, ^\circ$	$\cos \alpha$	$\lambda \cos 2\alpha$	$I_{п1}, \text{Н}$	$I_{п2}, \text{Н}$	$I_{п}, \text{Н}$
0	1	0,188	-307,81	-57,87	-365,68
15	0,966	0,162	-297,35	-49,87	-347,22
30	0,866	0,094	-266,57	-28,93	-295,5
45	0,707	0	-217,62	0	-217,62
60	0,5	-0,094	-153,91	28,93	-124,98
75	0,259	-0,162	-79,72	49,87	-29,85
90	0	-0,188	0	57,87	57,87
105	-0,259	-0,162	79,72	49,87	129,59
120	-0,5	-0,094	153,91	28,93	182,84
135	-0,707	0	217,62	0	217,62
150	-0,866	0,094	266,57	-28,93	237,64
165	-0,966	0,162	297,35	-49,87	247,48
180	-1	0,188	307,81	-57,87	249,94
195	-0,966	0,162	297,35	-49,87	247,48
210	-0,866	0,094	266,57	-28,93	237,64
225	-0,707	0	217,62	0	217,62
240	-0,5	-0,094	153,91	28,93	182,84
255	-0,259	-0,162	79,72	49,87	129,59
270	0	-0,188	0	57,87	57,87
285	0,259	-0,162	-79,72	49,87	-29,85
300	0,5	-0,094	-153,91	28,93	-124,98
315	0,707	0	-217,62	0	-217,62
330	0,866	0,094	-266,57	-28,93	-295,5
345	0,966	0,162	-297,35	-49,87	-347,22

методу Брикаса. Над диаграммой суммарной свободной силы проводим две полуокружности диаметром, равным ходу поршня. Из центров O полуокружностей к середине диаграммы в принятом масштабе откладываем отрезки OO' длиной $\lambda s/4 = 0,188 \cdot 0,045/4 = 2,1 \cdot 10^{-3}$ м, где $\lambda = 0,188$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Из точки O' через угол 15° проводим линии до пересечения с полуокружностями. Проекция точек пересечения линий с полуокружностями на ось абсцисс показывают перемещение поршня, соответствующее повороту вала на угол α . Левая часть диаграммы соответствует ходу поршня к валу ($\alpha = 0 \div 180^\circ$), правая — обратному ходу ($\alpha = 180 \div 360^\circ$).

Силы от давления пара на поршень, взятые из индикаторной диаграммы, силы инерции и силы трения откладываем на вертикальных линиях диаграммы в соответствии с углом поворота кривошипа α . Для расчета сил инерции первого и второго порядков определим угловую скорость вала компрессора и массу поступательно движущихся частей: $\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 24 = 151$ рад/с; $m_{п} = m_{порш} + m_{ш}/3 = 0,32 + 0,85/3 = 0,6$ кг, где $m_{порш} = 0,32$ кг — масса поршня в сборе с поршневым кольцом, уплотнительными и масляемными кольцами; $m_{ш} = 0,85$ кг — масса шатуна. Результаты расчета сил инерции в зависимости от угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.4.

Т а б л и ц а 2.5. Результаты расчета тангенциальных и радиальных сил

α ,	P , Н	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	P_t , Н	$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	P_r , Н
0	7013,87	0	0	1	7013,87
15	4501,33	0,3058	-1376,5	0,9533	4291,11
30	1723,05	0,5817	-1002,31	0,8189	1410,99
45	396,33	0,8019	-317,81	0,6122	242,63
60	-143,23	0,9485	135,83	0,3571	51,156
75	-193,5	1,0137	196,15	0,0805	-15,569
90	-105,78	1	105,78	-0,1915	19,68
105	-34,06	0,9181	31,27	-0,4372	14,89
120	19,19	0,7835	-15,035	-0,6429	-12,33
135	53,97	0,6123	-33,04	-0,8019	-43,27
150	73,99	0,4183	-30,95	-0,9133	-67,57
165	83,83	0,2118	-17,75	-0,9784	-82,019
180	86,26	0	0	-1	-86,26
	-299,59				-299,59
195	303,93	-0,2118	64,37	-0,9784	-297,36
210	330,89	-0,4183	138,41	-0,9133	-302,2
225	404,87	-0,6123	247,9	-0,8019	-324,66
240	530,49	-0,7835	415,63	-0,6429	-341,05
255	718,64	-0,9181	659,81	-0,4372	-314,19
270	1041,92	-1	1041,92	-0,1915	-199,5
285	1612,8	-1,0137	1634,89	0,0805	129,76
300	2727,87	-0,9485	2587,38	0,3571	974,01
315	4886,03	-0,8019	3918,1	0,6122	2991,21
330	7183,45	-0,5817	4178,68	0,8189	5882,38
345	7131,63	-0,3058	2180,8	0,9533	6798,58

Силу трения условно принимаем постоянной.

Для одного цилиндра $R_{\text{пл}} = R_{\text{п}}/z = 0,65N_{\text{тр}}/c_m z = 0,65 \times 1,33 \cdot 10^8 / (2,16 \cdot 8) = 49,65$ Н, где $N_{\text{тр}} = 1,33 \cdot 10^8$ Вт и $c_m = 2,16$ м/с взяты из теплового расчета.

Сумма ординат всех сил для каждого угла поворота соответствует значениям суммарной свободной силы. Из диаграммы видно, что наибольшие значения силы P , а следовательно, и сжимающей шатун силы $P_{\text{ш}}$ действуют в момент, когда поршень приближается к верхней мертвой точке.

Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы. Тангенциальную силу для одного цилиндра (табл. 2.5) рассчитываем на основе полученных выше значений суммарной свободной силы для 24 положений кривошипа. Значения функции $\sin(\alpha + \beta)/\cos \beta = f(\lambda)$ для некоторых λ приведены в работах [39,45]. Они могут быть также определены с помощью уравнений $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ и $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$.

На рис. 2.12 в координатах P_t, α строим кривую тангенциальных сил для одного цилиндра. Затем, последовательно смещая по углу поворота кривошипа кривую тангенциальных сил одного цилиндра на угол развала между рядами компрессора, равный в рассматриваемом примере 45° , строим кривые тангенциальных

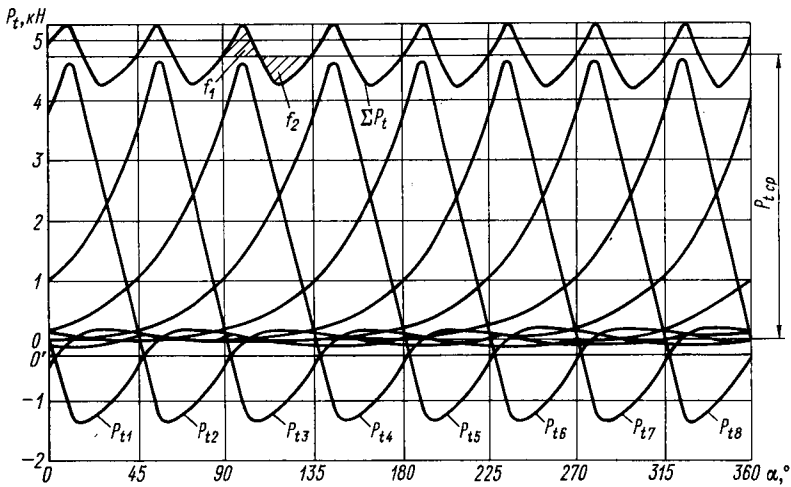


Рис. 2.12. Диаграмма суммарной тангенциальной силы

сил для всех цилиндров $P_{t1} — P_{t8}$. Кривую суммарной тангенциальной силы получаем сложением ординат всех кривых тангенциальных сил.

Силу трения вращающихся частей $R_{вр}$ компрессора принимаем постоянной. Ее влияние учитываем смещением начала отсчета ординат суммарной кривой тангенциальных сил от оси абсцисс на отрезок OO' , равный в масштабе сил диаграммы значению силы $R_{вр}$: $R_{вр} = 0,35N_{тр}/c_m = 0,35 \cdot 1,33 \cdot 10^3 / 2,16 = 214$ Н.

Среднее значение суммарной тангенциальной силы определяем планиметрированием площади под кривой $\Sigma P_t + R_{вр}$. Частное от деления полученной площади на длину диаграммы ($0—360^\circ$) дает ординату $P_{t,ср}$. Менее точно находят $P_{t,ср}$ делением суммы 24 ординат, взятых на диаграмме, на их количество. Кривая суммарных тангенциальных сил в соответствующем масштабе является кривой моментов, противодействующих вращению вала: $M = (\Sigma P_t + R_{вр})r$. Площадки f_1 и f_2 между прямой $P_{t,ср}$ и кривой суммарной тангенциальной силы характеризуют неравномерность нагрузки на двигатель. Площадки над прямой $P_{t,ср}$ принято считать положительными, под прямой — отрицательными.

При точном определении $P_{t,ср}$ алгебраическая сумма всех площадок должна равняться нулю. По наибольшей площади f_1 или f_2 рассчитывается маховик.

Построение диаграммы радиальных сил. Диаграмма радиальных сил строится в координатах P_r, α (рис. 2.13). Необходимые для расчета радиальной силы значения функции $\cos(\alpha + \beta)/\cos \beta = f(\alpha; \lambda)$ приведены в работах [39, 45]. Значения радиальной силы в зависимости от угла поворота кривошипа, полученные в ходе расчета, приведены в табл. 2.5.

В радиальном направлении на кривошип кроме силы P_r действуют постоянные по величине силы инерции $I_{ш.ш}$ от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун, и от вращающейся части шатуна $I_{ш.вр}$: $I_{ш.ш} = m_{ш.ш} r \omega^2 = 0,596 \cdot 0,0225 \cdot 151^2 = 306$ Н, где $m_{ш.ш} = \pi d_{ш.ш}^2 l_{ш.ш} \rho / (4i) = 3,14 \cdot 0,055 \times 0,128 \cdot 7850 / (4 \cdot 4) = 0,596$ кг; $d_{ш.ш} = 0,055$ м — диаметр шатунной шейки; $l_{ш.ш} = 0,128$ м — длина шатунной шейки; $i = 4$ — число шатунов на одной шейке; $\rho = 7850$ кг/м³ — плотность материала коленчатого вала; $I_{ш.вр} = m_{ш.вр} r \omega^2 = 0,567 \cdot 0,0225 \times 151^2 = 291$ Н, где $m_{ш.вр} = \frac{2}{3} m_{ш.ш}$ — масса вращающейся части шатуна.

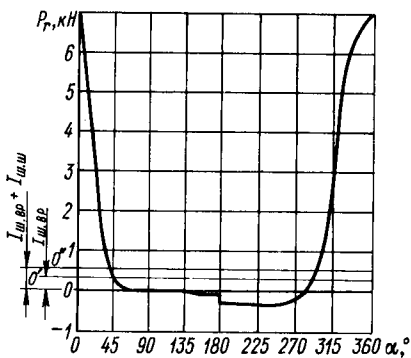


Рис. 2.13. Диаграмма радиальных сил

Результирующая сила, действующая на шатунный подшипник, $P'_r = P_r - I_{ш.вр}$. Результирующая сила, действующая на вал компрессора, $P''_r = P_r - (I_{ш.ш} + I_{ш.вр})$.

Так как силы $I_{ш.вр}$ и $I_{ш.ш}$ постоянны по величине и имеют отрицательный знак (направлены от оси вращения вала), для определения значений P'_r на диаграмме радиальных сил переносим ось абсцисс на величину $I_{ш.вр}$, для определения P''_r — на величину $I_{ш.вр} + I_{ш.ш}$ в сторону положительных значений ординаты.

Уравновешивание. На опоры коленчатого вала, корпус и раму компрессора передаются неуравновешенные силы и моменты, вызывая вибрацию, дополнительные нагрузки на детали компрессора и расход мощности на колебания. Анализ сил, действующих в компрессоре, показывает, что силы от давления пара, приложенные одновременно к поршню и крышке цилиндра, замыкаются внутри компрессора и на раму не передаются, силы инерции $I_{п1}$, $I_{п2}$, $I_{вр}$, а в многорядных компрессорах и моменты от этих сил могут быть неуравновешенными.

При проектировании компрессоров путем выбора схем расположения кривошипов коленчатого вала и цилиндров, подбора противовесов стремятся обеспечить условия, при которых суммарные силы инерции $\Sigma I_{п1}$; $\Sigma I_{п2}$; $\Sigma I_{вр}$, а также моменты этих сил $\Sigma M_{I_{п1}}$; $\Sigma M_{I_{п2}}$; $\Sigma M_{I_{вр}}$ были бы равны нулю. С учетом сил инерции высоких порядков ввиду необходимости значительного усложнения конструкции полное уравновешивание практически неосуществимо.

Наиболее распространенные компоновки современных холодильных компрессоров представлены на рис. 2.14. Во всех приведенных компоновках угол между кривошипами составляет 180°,

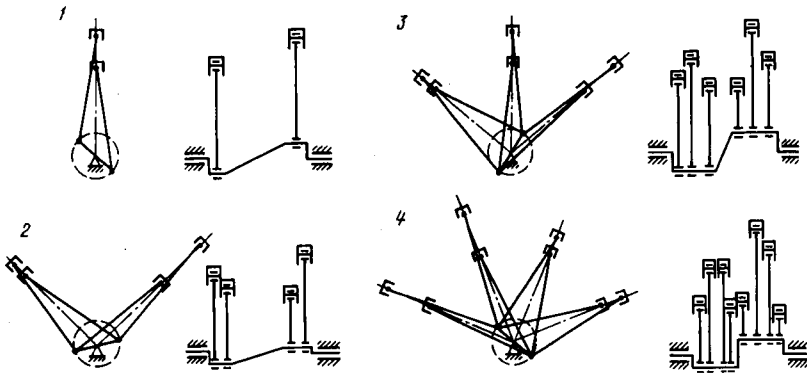


Рис. 2.14. Современные компоновки поршневых холодильных компрессоров средней производительности

$\Sigma I_{вр}$ и $\Sigma I_{п1}$, а также $\Sigma M_{I_{п2}}$ для 1, 2 и 4 компоновок равны нулю. Суммарные силы $\Sigma I_{п2}$, имеющие различные для рассматриваемых компоновок амплитуду и направление, не уравниваются; $\Sigma I_{вр} = m_{вр} r \omega^2 a$ могут быть уравновешены двумя противовесами (по одному у каждого колена) с массой, приведенной к радиусу кривошипа, $m_0 = m_{вр} a / b$ (рис. 2.15).

Суммарный момент сил инерции первого порядка, действующий в плоскости колен и постоянный по величине в компоновках 2, 4, $\Sigma M_{I_1} = m_{п} r \omega^2 a$ может быть уравновешен двумя противовесами с массой, приведенной к радиусу кривошипа $m_0 = m_{п} a / b$. В компоновке 3 $\Sigma M_{I_1} = \frac{3}{2} m_{п} r \omega^2 a$, $m_0 = 3 m_{п} a / (2b)$. В компоновке 1 суммарный неуравновешенный момент сил инерции первого порядка $\Sigma M_{I_1} = m_{п} r \omega^2 a \cos \alpha$.

Расчет уравновешивания заключается в определении необходимой массы противовеса (рис. 2.16). При выбранной компоновке компрессора и коленчатом вале с углом развала между кривошипами 180° масса противовеса, приведенная к радиусу кривошипа, $m_0 = m'_0 + m''_0$. Часть приведенной к радиусу кривошипа массы противовеса, уравновешивающая момент сил инерции первого порядка, $m'_0 = m_{п} a / b = 0,6 \cdot 0,23 / 0,346 = 0,39$ кг,

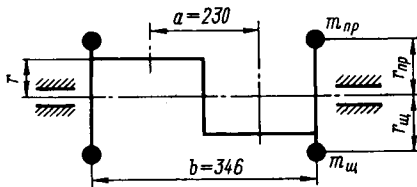


Рис. 2.15. Схема размещения противовесов

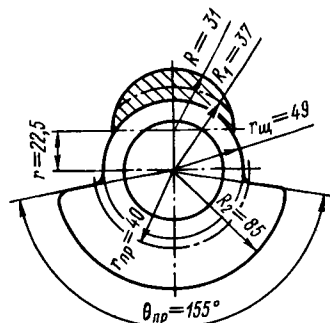


Рис. 2.16. К расчету противовеса

где $m_{\text{ш}} = 0,6$ кг — масса поступательно движущихся частей; $a = 0,23$ м — расстояние между серединами колен; $b = 0,346$ м — расстояние между противовесами.

К неуравновешенным вращающимся массам кроме $m_{\text{ш.ш}}$ и $m_{\text{ш.вр}}$ относится масса неуравновешенной части щеки $m_{\text{щ}} = V_{\text{щ}}\rho = 1,91 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 = 0,15$ кг, где $V_{\text{щ}} = 1,91 \cdot 10^{-6}$ м³ — объем неуравновешенной части щеки.

Неуравновешенная вращающаяся масса, приведенная к радиусу кривошипа, $m_{\text{вр}} = im_{\text{ш.ш}} + 2m_{\text{щ}}r_{\text{ш}}/r + im_{\text{ш.вр}} = 4 \cdot 0,596 + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,049/0,0225 + 4 \cdot 0,567 = 5,24$ кг, где $i = 4$ — число шатунов на шатунной шейке; $r_{\text{ш}} = 0,049$ м — радиус инерции щеки.

Часть приведенной к радиусу кривошипа массы противовеса, уравнивающая момент сил инерции неуравновешенных вращающихся масс, $m_0'' = m_{\text{вр}}a/b = 5,24 \cdot 0,23/0,346 = 3,48$ кг.

Полная приведенная масса противовеса $m_0 = m_0' + m_0'' = 0,39 + 3,48 = 3,87$ кг.

Масса противовеса $m_{\text{пр}} = m_0r/r_{\text{пр}} = 3,87 \cdot 0,0225/0,04 = 2,175$ кг, где $r_{\text{пр}} = 0,04$ м — радиус инерции противовеса, который определяется по чертежу как расстояние от центра массы противовеса до оси вращения. Противовес сложной геометрической формы разделяют на части простой формы. В этом случае масса противовеса, приведенного к радиусу кривошипа, может быть определена как

$$m_0 = \sum_{i=1}^n V_0 \rho_0 r_{\text{пр}} / r,$$

где V_0 — объем противовеса, м³.

Угол габарита противовеса $\theta_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} \cdot 360^\circ / [\pi (R_2^2 - R_1^2) \times h_{\text{ср}} \rho] = 2,175 \cdot 360 / [3,14 (0,085^2 - 0,037^2) 0,035 \cdot 7850] = 155^\circ$, где $h_{\text{ср}} = 0,035$ м — средняя толщина противовеса.

При расчете коленчатого вала на прочность и жесткость необходимо учитывать силу инерции противовеса $I_{\text{пр}}$ и силу инерции неуравновешенной части щеки $I_{\text{щ}}$: $I_{\text{пр}} = m_{\text{пр}}r_{\text{пр}}\omega^2 = 2,175 \times 0,04 \cdot 151^2 = 1981$ Н; $I_{\text{щ}} = m_{\text{щ}}r_{\text{щ}}\omega^2 = 0,15 \cdot 0,049 \cdot 151^2 = 168$ Н.

Расчет маховика. Неравномерность вращения вала компрессора, выявленную при анализе тенгенциальной диаграммы, можно снизить, присоединив к валу дополнительную массу, аккумулирующую избыточную кинетическую энергию. В современных компрессорах снижение степени неравномерности вращения достигается установкой маховика, эластичной муфты, а в бессальниковых компрессорах — размещением на валу компрессора ротора электродвигателя. В рассматриваемом примере выбираем муфту.

Максимальная избыточная работа, соответствующая наибольшей избыточной площадке на диаграмме тангенциальных сил, $\Delta A = f_{\text{max}}/(m_{\text{в}}m_{\text{р}}) = 82/(1,698 \cdot 10^3 \cdot 0,02) = 2,4$ Дж, где $f_{\text{max}} = 82$ мм² — площадь избыточной площадки на диаграмме танген-

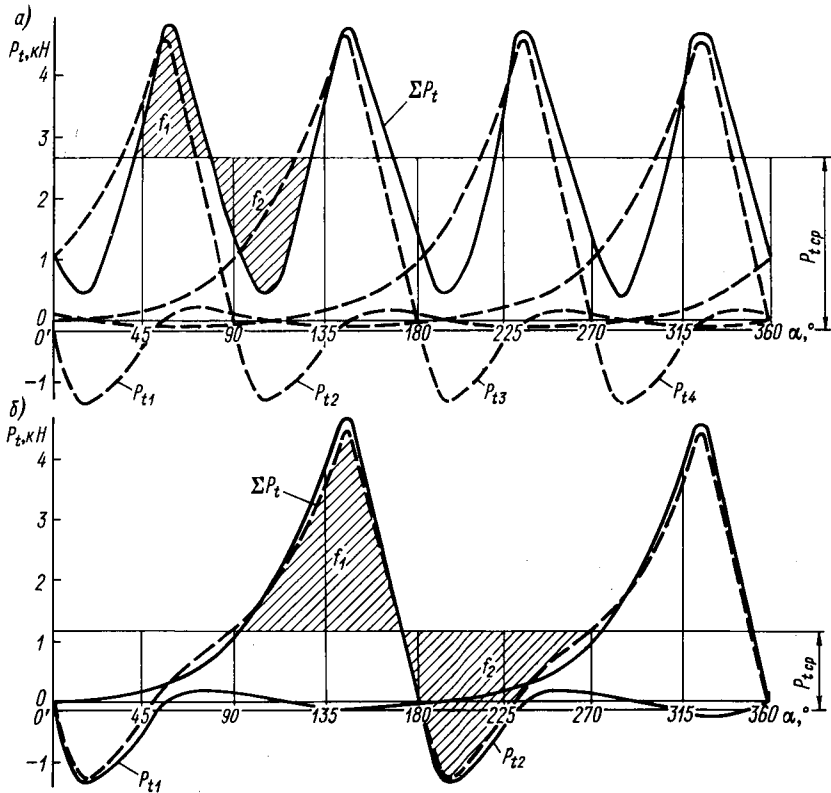


Рис. 2.17. Диаграмма суммарных тангенциальных сил с регулированием производительности

циальных сил; m_σ — масштаб длин: $m_\sigma = l_x / (2\pi r) = 240 / (2 \times 3,14 \cdot 0,0225) = 1,698 \cdot 10^3$ мм/Н; $m_p = 0,02$ мм/Н — масштаб сил.

Допускаемая степень неравномерности вращения вала при применении эластичной муфты 0,04—0,025.

Необходимый момент инерции муфты $I_m = \Delta A / (\delta \omega_{ср}^2) = 2,4 / (0,04 \cdot 151^2) = 0,0042$ кг·м².

Масса, достаточная для обеспечения допускаемой степени неравномерности, $m_m = I_m / r_n^2 = 0,0042 / 0,06^2 = 1,17$ кг, где $r_n = 0,06$ м — радиус инерции муфты (половина среднего диаметра муфты).

В принятой нами конструкции масса муфты 18 кг. Соответствующая ей степень неравномерности $\delta = \Delta A / (m_m r_n^2 \omega_{ср}^2) = 2,4 / (18 \cdot 0,06^2 \cdot 151^2) = 0,0016$.

Окружная скорость обода муфты $v_{об} = r_n \omega_{ср} = 0,1 \cdot 151 = 15,1$ м/с, где r_n — радиус обода, м. Рекомендуемые значения: $v_{об} < 30 \div 40$ м/с для чугунных маховиков; $v_{об} < 100$ м/с — для стальных.

Современные непрямоточные компрессоры выпускают с системой регулирования производительности отжимом всасывающих клапанов. Диапазон регулирования при дискретном способе отключения цилиндров 25—100 % номинальной холодопроизводительности. Диаграммы суммарных тангенциальных сил при четырех (рис. 2.17, а) и шести (рис. 2.17, б) отключенных цилиндрах построены без учета тангенциальных сил в отключенных рядах. Как видно из рис. 2.17, при двух работающих цилиндрах размеры площадок f_1 и f_2 достигают максимального значения.

Проведем расчет в обратной последовательности, т. е. по спроектированной муфте и известной избыточной работе определим степень неравномерности вращения вала: $\Delta A_p = f_{\max p} / (m_e \times m_p) = 1647 / (0,2 \cdot 1,698 \cdot 10^3) = 48,5$ Дж, $\delta_p = \Delta A_p / (m_m r_n^2 \omega_{ср}^2) = 48,5 / (18 \cdot 0,06^2 \cdot 151^2) = 0,033$. Степень неравномерности вращения при шести отключенных цилиндрах и спроектированной эластичной муфте близка, но не превышает предельно допустимых значений.

Динамический расчет компрессора удобно производить с использованием ЭЦВМ.

Алгоритм динамического расчета поршневого холодильного компрессора. Алгоритм составлен для выполнения на ЭВМ динамического расчета поршневых холодильных компрессоров классической компоновки:

2-цилиндрового с рядным расположением цилиндров;

4-цилиндрового V-образного с углом между блоками $\gamma = 90^\circ$;

6-цилиндрового W-образного с углом между блоками $\gamma = 60^\circ$;

8-цилиндрового веерообразного с углом между блоками $\gamma = 45^\circ$.

В каждом блоке по два цилиндра. Угол между кривошипами коленчатого вала для всех случаев составляет 180° .

Основные обозначения*: l (DL) — длина шатуна, м; $p_{i \text{ тр}}$ (PITP) — среднее индикаторное давление трения, 10^5 Па; m_2 (RM) — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки, кг; $b_{\text{ш}}$ (BSH) — осевая ширина шатунного вкладыша, м; $d_{\text{ш. ш}}$ (DSH) — диаметр шатунной шейки коленчатого вала, м; m_e (SM) — масса поступательно движущихся частей для одного цилиндра, включая часть массы шатуна, приведенную к центру поршневого пальца, кг; n (F) — частота вращения коленчатого вала, 1/с; z (Z) — число цилиндров в компрессоре; D (DI) — диаметр цилиндра, м; s (S) — ход поршня, м; c (C) — относительно мертвый объем; p_n (PH) — начальное давление при входе в компрессор, 10^5 Па; Δp_n (DPH) — депрессия при всасывании, 10^5 Па; p_k (PK) — конечное давление при выходе из компрессора, 10^5 Па; m (PM) — показатель политропы обратного расширения; n (PPC) — показатель политропы сжатия; e_i (E (I)) — массив расстояния от левой коренной опоры до оси i -го цилиндра,

* Рядом с обозначением в скобках записан идентификатор, определяющий эту величину в программе.

$i = 1, \dots, z$; a (A3) — расстояние между коренными опорами, м; b (B) — расстояние от левой коренной опоры до центра масс маховика или муфты, м; G_m (GM) — масса маховика или муфты, кг; $l_{ц}$ (SLH) — расстояние между осями цилиндров в одном блоке, м; $l_{пр}$ (RPP) — расстояние между плоскостями, в которых вращаются центры масс противовесов, м; $r_{пр}$ (RP) — радиус центра масс противовеса, м; r — радиус кривошипа, м.

1. Объем, описанный поршнями компрессора, V_h (B14) м³/с:

$$V_h = 0,25\pi D^2 s z n.$$

2. Момент от сил трения вращающихся частей, приведенный к одному цилиндру, $M_{тр r_{ц}}$ (B19), кН·м:

$$M_{тр r_{ц}} = 30\rho_i V_h / (2\pi n z).$$

Примечание. Мощность трения вращающихся частей принимается равной $N_{тр l} = 0,3N_{тр} = 0,3 \cdot 10^2 \rho_i V_h$. Момент трения, отнесенный к одному цилиндру, $M_{тр r_{ц}} = N_{тр l} / (\omega z)$.

3. Угловая скорость коленчатого вала ω (B5), рад/с: $\omega = 2\pi n$.

4. Объем одного цилиндра $V_{ц}$ (B6), м³: $V_{ц} = 0,25\pi D^2 s$.

5. Объем мертвого пространства V_c (B7), м³: $V_c = cV_{ц}$.

6. Площадь поршня $F_{п}$ (B8), м²: $F_{п} = 0,25\pi D^2 = V_{ц} / s$.

7. Давление в цилиндре в процессе нагнетания с учетом депрессии в нагнетательном клапане $p_{наг}$ (B10), 10⁵ Па: $p_{наг} = p_{к} + \Delta p_{к}$.

8. Давление в цилиндре в процессе всасывания с учетом депрессии во всасывающем клапане $p_{вс}$ (B11), 10⁵ Па: $p_{вс} = p_{п} - \Delta p_{п}$.

9. Линейное мертвое пространство s_c (B9), м: $s_c = V_c / F_{п}$.

10. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ (B12):

$$\lambda = r/l = s/(2l).$$

11. Давление p_{rs} , 10⁵ Па, определяющее силу трения поступательно движущихся деталей:

$$p_{rs} = \begin{cases} -0,5(0,7\rho_i) & \text{при } 0 < \alpha < 180^\circ, \\ 0,5(0,7\rho_i) & \text{при } 180 < \alpha < 360^\circ. \end{cases}$$

12. Условная площадь шатунного вкладыша $F_{ш. вкл}$ (B21), м²:

$$F_{ш. вкл} = b_{ш} d_{ш. ш}.$$

13. Удельное давление на шатунную шейку от радиальных сил инерции части массы шатуна, приведенной к центру шатунной шейки $p_{jr ш}^{ш. ш}$ (B20), 10⁵ Па:

$$p_{jr ш}^{ш. ш} = m_2 s \omega^2 / (2 \cdot 10^5 F_{ш. вкл}).$$

Примечание. Центробежная сила инерции массы m_2 , Н:

$$p_{jr ш} = m_2 r \omega^2 = m_2 s \omega^2 / 2.$$

Дальнейший расчет проводится через $\delta\alpha$ угла поворота коленчатого вала. В программе DYNAM $\delta\alpha = 1^\circ$.

14. Ход поршня x (X), м: $x = r (1 - \cos \alpha + 0,5\lambda \sin^2 \alpha)$.
15. Давление в цилиндре $p_{ц}$ (PSH), 10^5 Па:

$$p_{ц} = \begin{cases} (p_{н} + \Delta p_{н}) [s_c / (s_c + x)]^m \geq p_{н} - \Delta p_{н} & \text{при } 0 < \alpha < 180^\circ, \\ (p_{н} - \Delta p_{н}) [(s_c + s) / (s_c + x)]^n < p_{н} + \Delta p_{н} & \text{при } 180 < \alpha < 360^\circ. \end{cases}$$
16. Разность давлений, действующих на поршень p_r (BO), 10^5 Па: $p_r = p_{ц} - p_{н}$.
17. Силы инерции поступательно движущихся масс 1-го, 2-го порядков и суммарная, приведенные к единице площади поршня, p_{js1} , p_{js2} и p_{js} , 10^5 Па: $p_{js1} = -m_s \omega^2 \cos \alpha / (2 \cdot 10^5 F_{п})$, $p_{js2} = -m_s \omega^2 \lambda \cos 2\alpha / (2 \cdot 10^5 F_{п})$, $p_{js} = p_{js1} + p_{js2}$.
18. Суммарная сила, приведенная к единице площади поршня p_c (С), 10^5 Па: $p_c = p_r + p_{js} + p_{rs}$.
19. Угол наклона шатуна к оси цилиндра β (А и V3 (I)), °:
 $\beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha)$.

20. Тангенциальная сила от одного цилиндра $T_{1ц}$ (D (I)), 10^5 Па: $T_{1ц} = -p_c \sin (\alpha + \beta) / \cos \beta$.

21. Радиальная сила от одного цилиндра с учетом центробежной силы инерции части массы шатуна, приведенной к шатунной шейке $R_{1ц}$ (G (I)), 10^5 Па: $R_{1ц} = p_c \cos (\alpha + \beta) / \cos \beta - m_s \omega^2 / (2 \times 10^5 F_{п})$.

22. Удельные давления на шатунную шейку от тангенциальной и радиальной сил $T_{1ц}^{ш. ш}$ (B15 и V1 (I)), $R_{1ц}^{ш. ш}$ (B16 и V2 (I)), 10^5 Па: $T_{1ц}^{ш. ш} = T_{1ц} F_{п} / F_{ш. вкл}$; $R_{1ц}^{ш. ш} = R_{1ц} F_{п} / F_{ш. вкл}$.

23. Крутящий момент от одного цилиндра с учетом момента от сил трения вращающихся деталей $M_{1ц}$ (H (I)), кН·м: $M_{1ц} = T_{1ц} F_{п} s \cdot 10^3 / 2 + M_{тр r_{1ц}}$.

24. Суммарный крутящий момент от всех z цилиндров при угле поворота коленчатого вала α_{i1} , отсчитываемого от оси 1-го цилиндра, M_i (U (I)), кН·м: $M_i = \sum_{j=1}^z M_{ij}$.

Примечание. Момент $M_{ij} = M_{1цi} (\alpha_{ij})$ от j -го цилиндра при положении коленчатого вала, соответствующем углу поворота α_i , отсчитываемого от оси 1-го цилиндра, определяется выбором из массива значений момента от одного цилиндра $M_{1ц}$ (H (I)) такого значения, которое соответствует углу поворота коленчатого вала относительно оси j -го цилиндра α_{ij} при угле поворота относительно оси 1-го цилиндра, равном $\alpha_{i1} = \alpha_i$. Для холодильных компрессоров «классической» компоновки справедлива формула для α_{ij} (Z1 (J)), °: $\alpha_{ij} = \alpha_i + (j - 1) 360/z$, где j — номер цилиндра; z — число цилиндров.

25. Средний суммарный крутящий момент за один оборот коленчатого вала $M_{ср}$ (0), кН·м: $M_{ср} = \frac{1}{360} \int_0^{360} M(\alpha) d \approx \frac{1}{360} \sum_{i=0}^{360} (M_i + M_{i+1}) \delta \alpha / 2$.

26. Мощность на валу компрессора (эффективная мощность) N_e (B22), кВт: $N_e = M_{ср} \omega$.

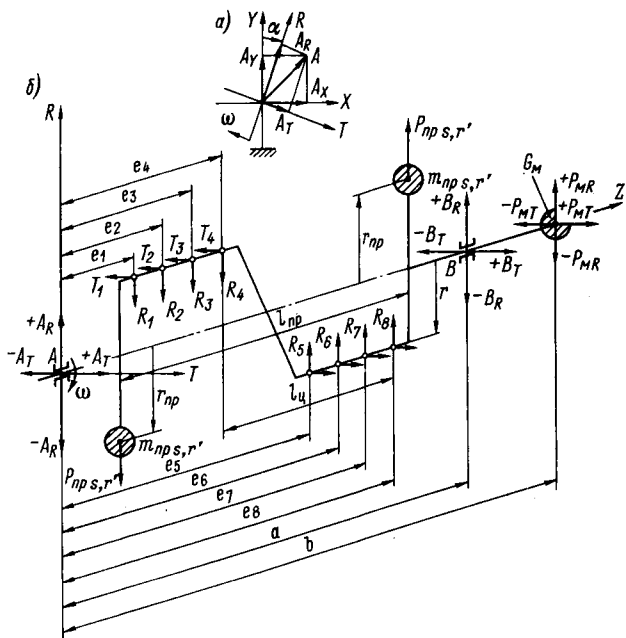


Рис. 2.18. Схема коленчатого вала восьмицилиндрового поршневого компрессора

27. Часть массы противовеса, уравнивающая центробежную силу инерции части массы шатуна m_a , приведенной к центру шатунной шейки $m_{2пр r}$ (B25), кг:

$$m_{2пр r} = \frac{z}{2} m_a \frac{r}{r_{пр}} \frac{l_{ц}}{l_{пр}}$$

Примечание. Часть массы противовеса, уравнивающая силу инерции вращающихся масс, состоит из массы $m_{2пр r}$ и той массы $m_{1пр r}$, которая предназначена для уравнивания самого коленчатого вала без установленных на него деталей. В настоящем расчете принято, что $m_{1пр r}$ определена в процессе конструирования коленчатого вала и уже учтена, так что коленчатый вал динамически уравновешен.

28. Часть массы противовеса, уравнивающая силы инерции поступательно движущихся масс, $m_{пр s}$ (B26), кг:

$$m_{пр s} = \frac{z}{4} m_s \frac{r}{r_{пр}} \frac{l_{ц}}{l_{пр}}$$

Примечание. В эту формулу заложено, что при $z = 2$ уравнивается половина момента от сил инерции 1-го порядка, действующего в плоскости RZ (рис. 2.18, б), за счет переноса второй половины в плоскость TZ. При $z = 4, 6, 8$ силы инерции 1-го порядка уравниваются полностью.

29. Масса противовеса (без массы $m_{1пр r}$, предназначенной для уравнивания коленчатого вала) $m_{пр r, s}$ (B24), кг:

$$m_{пр r, s} = m_{2пр r} + m_{пр s}$$

30. Момент, создаваемый противовесами, $M_{\text{пр}}$ (G27), кН·м:
 $M_{\text{пр}} = 10^{-3} m_{\text{пр}} s, r l_{\text{пр}} r_{\text{пр}} \omega^2$.

31. Сила тяжести маховика $P_M(Q)$, кН: $P_M = 9,8066 \cdot 10^{-3} G_M$ кН.

32. Реакции левой опоры A во вращающейся системе координат R - T - Z A_R (SL) и A_T (SH), кН:

$$A_R = \frac{1}{a} \left[\sum_1^{z/2} R_j(a - e_j) - \sum_{z/2+1}^z R_j(a - e_j) - P_M(b - a) \cos \alpha + M_{\text{пр}} \right];$$

$$A_T = \frac{1}{a} \left[\sum_1^{z/2} T_j(a - e_j) - \sum_{z/2+1}^z T_j(a - e_j) + P_M(b - a) \sin \alpha \right].$$

33. Реакции правой опоры B во вращающейся системе координат R - T - Z B_R (S1) и B_T (T), кН:

$$B_R = \frac{1}{a} \left[\sum_1^{z/2} R_j e_j - \sum_{z/2+1}^z R_j e_j + P_M b \cos \alpha - M_{\text{пр}} \right];$$

$$B_T = \frac{1}{a} \left[\sum_1^{z/2} T_j e_j - \sum_{z/2+1}^z T_j e_j - P_M b \sin \alpha \right].$$

Примечание. Формулы для A_R и A_T (п. 32) получены из уравнений моментов, действующих в плоскостях RZ (для A_R) и TZ (для A_T) относительно правой опоры B . Формулы для B_R и B_T (п. 33) получены из уравнений моментов, действующих в тех же плоскостях относительно левой опоры A . Все обозначения и расчетная схема коленчатого вала представлены на рис. 2.18, б.

34. Реакции левой опоры A в неподвижной системе координат X - Y - Z A_Y (B27) и A_X (B28), кН: $A_Y = A_R \cos \alpha + A_T \cos (90 + \alpha)$; $A_X = A_R \sin \alpha + A_T \sin (90 + \alpha)$.

35. Реакции правой опоры B в неподвижной системе координат X - Y - Z B_Y (B29) и B_X (B30), кН: $B_Y = B_R \cos \alpha + B_T \cos (90 + \alpha)$; $B_X = B_R \sin \alpha + B_T \sin (90 + \alpha)$.

Примечание. Пересчет составляющих реакций коренных опор в неподвижную систему координат X - Y - Z (рис. 2.18, а) позволяет облегчить построение векторных диаграмм. Необходимо учитывать, что ось 1-го цилиндра лежит в плоскости YZ и поэтому вертикальная ось компрессора будет повернута относительно оси Y на угол $\varphi = 180(z/2 - 1)/z$, где z — число цилиндров. На этот же угол φ окажутся повернутыми векторные диаграммы сил, приложенных к коренным опорам A и B .

В программе DYNAM, приводимой ниже, реализуется описанный алгоритм.

```

0010      PROGRAMM DYNAM
0011 C
0012 C      ПРОГРАММА
0012 C      ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОРШНЕ
*0012 ВОГО
0013 C      ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА
0014 C
0015      DIMENSION P(361),AM(361),E(10)
0016      DIMENSION Y(361),D(361),G(361),H(361
*0016 ),U(361),Z1(361)
0017      DIMENSION T1(20)
0018      DIMENSION TITLE(20)
0019      DIMENSION V1(361),V2(361),V3(361)
0020 C      ОПЕРАТОРЫ 15-19 ОБ'ЯВЛЯЮТ РАЗМЕРНОСТ
*0020 И МАССИВОВ
0021      READ(50,3) TITLE
0022      3 FORMAT(20A4)
0023      PRINT 4,TITLE
0024      4 FORMAT(////,1X,45X,20A4)
0025 C      ОПЕРАТОРЫ 21-24 ПРОВОДЯТ ЧТЕНИЕ И ПЕ
*0025 ЧАТЬ ДАННЫХ ИСПОЛНИТЕЛЯ
0026      PRINT 52
0027      52 FORMAT(//,3X,55ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
*0027 ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПР
0028      *ЕССОРА)
0029      READ(50,1)DL,PITR,RM,BSH,DSH
0030      READ(50,1)SM,F,Z,D1,S,C
0031      READ(50,1)PH,DPH,PK,DPK,PM,PPC
0032      1 FORMAT(6F10.5)
0033      PRINT 402,DL,PITR,RM,BSH,DSH
0034      402 FORMAT(//,1X,7X,3HИШ=,F10.5,2X,
*0034 5HPITP=,F10.5,2X,4HИШ2=,F10.5,2X,

```

```

0035      *3HВШ=,F10.5,2X,4HDШШ=,F10.5)
0036      PRINT 401,SM,F,Z,D1,S,C
0037      PRINT 54,PH,DPH,PK,DPK,PM,PPC
0038      54 FORMAT(1X,7X,3HPH=,F10.5,2X,4HDPH=,
*0038 F10.5,2X,3HPK=,F10.5,2X,4HDPK=,F10.5,2X,
0039      *5HППОР=,F10.5,2X,5HППСЖ=,F10.5)
0040      401 FORMAT(1X,7X,3HMS=,F10.5,2X,4HЧБР=,
*0040 F10.5,2X,3HZЦ=,F10.5,2X,3HDЦ=,F10.5,
0041      *2X,3HСП=,F10.5,2X,5HCOTH=,F10.5)
0042      N=Z
0043      READ(50,14)(E(I),I=1,N)
0044      14 FORMAT(6F10.5)
0045      PRINT 403,(E(I),I=1,N)
0046      403 FORMAT(1X,7X,2HX=,8F10.5)
0047      READ(50,15)A3,B,GM,SLH,RPP,RP
0048      15 FORMAT(6F10.5)
0049      PRINT 404,A3,B,GM,SLH,RPP,RP
0050      404 FORMAT(1X,7X,2HA=,F10.5,2X,2HB=,F10.5,
*0050 2X,3HGM=,F10.5,2X,3HЛЦ=,
0051      *F10.5,2X,4HЛПР=,F10.5,2X,4HРПР=,F10.5)
0052 C      ОПЕРАТОРЫ 29-51 ПРОВОДЯТ ЧТЕНИЕ И ПЕ
*0052 ЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
0053      PI=3.14159
0054      B14=0.25*PI*D1**2*S*Z*F
0055      B19=15*PI*TR*B14/(PI*F*Z)
0056      B5=2*PI*F
0057      B6=PI*D1**2*S/4
0058      B7=C*B6
0059 C      ОПЕРАТОРЫ 54-58 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0059 ПО П.П 1-5 АЛГОРИТМА
0060      B8=B6/S

```

```

0061      B10=PK+DPK
0062      B11=PH-DPH
0063      B9=B7/B8
0064      B12=S/(2*DL)
0065      B4=-0.35*PITR
0066      B21=BSH*DSH
0067      B20=RM*S*B5**2/(200000.*B21)
0068 C      ОПЕРАТОРЫ 60-67 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0068 ПО П.П 6-13 АЛГОРИТМА
0069      PRINT 7,B14,B6,B7,B8,B9
0070      7 ФОРМАТ(//,6X,3НВН=,F12.5,2X,4НВНЦ=,
*0070 F12.5,2X,3НВС=,F12.5,2X,
0071      *7ННПОПШН=,F12.5,2X,3ННС=,F12.5)
0072      PRINT 8,B12,B5,B19,B21,B20
0073      8 ФОРМАТ(6X,7НЛЯМБДА=,F12.5,2X,6НОМЕГА
*0073 =,F12.5,2X,7НМТФР1Ц=,F12.5,2X,7ННШАТВК=,
0074      *F12.5,2X,6ННРJRШШ=,F12.5)
0075 C      ОПЕРАТОРЫ 69-74 ПРОВОДЯТ ПЕЧАТЬ РЕЗУ
*0075 ЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ ПО
0076 C      П.П 1-13 АЛГОРИТМА
0077      УМ=0
0078      PRINT 6
0079      6 ФОРМАТ(///,1X,7X,4НУГОЛ,10X,4НРГАЗ,
*0079 10X,4НРJS1,10X,4НРJS2,10X,3НРJS,11X,3НPRS,
0080      *11X,4НРСУМ,10X,5ННПОПШ,11X,2НРЦ)
0081 C      ОПЕРАТОРЫ 78-80 ПРОВОДЯТ ПЕЧАТЬ ЗАГО
*0081 ЛОВКА ПЕРВОЙ ТАБЛИЦЫ
0082      DO 9 I=1,361
0083 C      НАЧАЛО ПЕРВОГО ЦИКЛА РАСЧЕТА ОТ 0
*0083 ДО 360 ГРАДУСОВ
0084 C      С ШАГОМ В 1 ГРАДУС

```

```

0085      Y(I)=I-1
0086      B13=PI*Y(I)/180
0087 C    ОПЕРАТОРЫ 85-86 ОПРЕДЕЛЯЮТ УГОЛ
*0087 АЛЬФА В ГРАДУСАХ И РАДИАНАХ
0088      X=0.5*S*(1-COS(B13))+0.5*B12*SIN
*0088 (B13)**2)
0089 C    ОПЕРАТОР 88 СЧИТАЕТ ХОД ПОРШНЯ
0090      IF((Y(I)-180).GE.0.)GO TO 16
0091      PSH=B10*(B9/(B9+X))**PM
0092      IF((PSH-B11).LE.0.) GO TO 22
0093      GO TO 25
0094      16 PSH=B11*((B9+S)/(B9+X))**PPC
0095      17 IF(B4.GT.0) GO TO 20
0096      B4=-B4
0097 C    ПЕРЕМЕНА ЗНАКА СИЛЫ ТРЕНИЯ ПОСТУПА
*0097 ТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ
0098      GO TO 17
0099      20 IF((PSH-B10).GE.0.) GO TO 24
0100      GO TO 25
0101      22 PSH=B11
0102      GO TO 25
0103      24 PSH=B10
0104      25 B0=PSH-PH
0105 C    ОПЕРАТОРЫ 90-104 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0105 ПО П.П 15-16 АЛГОРИТМА
0106      A1=200000*B8
0107      A2=-SM*S*B5**2
0108      B1=A2*COS(B13)/A1
0109      B2=A2*COS(2*B13)*B12/A1
0110      B3=B1+B2
0111      C=B0+B3+B4

```

```

0112 C      ОПЕРАТОРЫ 106-111 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕ
*0112 НИЕ ПО П.П17-18 АЛГОРИТМА
0113      B17=ASIN(B12*SIN(B13))
0114      A=180*B17/PI
0115      V3(I)=A
0116      D(I)=-C*SIN(B13+B17)/COS(B17)
0117      B15=D(I)*B8/B21
0118      V1(I)=B15
0119      G(I)=C*COS(B13+B17)/COS(B17)-RM*S*
*0119 B5**2/A1
0120      B16=G(I)*B8/B21
0121      V2(I)=B16
0122      H(I)=50*D(I)*B8*S+B19
0123 C      ОПЕРАТОРЫ 113-122 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0123 ПО П.П 19-23 АЛГОРИТМА
0124      IF(Y(I).NE.YM) GO TO 9
0125      YM=YM+5
0126      PRINT 5,Y(I),B0,B1,B2,B3,B4,C,X,PSH
0127      5 FORMAT(1X,9F14.5)
0128 C      ОПЕРАТОРЫ 124-127 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТА
*0128 ТЫ РАСЧЕТОВ
0129 C      С ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
0130      9 CONTINUE
0131 C      КОНЕЦ ПЕРВОГО ЦИКЛА
0132      YM=0
0133      PRINT 10
0134      10 FORMAT(//,1X,7X,4НУГОЛ,10X,3НТ1Ц,11X,
*0134 3НМ1Ц,11X,5НТ1ЦШШ,9X,4НВЕТА,
0135      *10X,3НМКР)
0136 C      ОПЕРАТОРЫ 133-135 ПЕЧАТАЮТ ЗАГОЛОВОК
*0136 ВТОРОЙ ТАБЛИЦЫ

```

```

0137      DO 12 I=1,361
0138 C      НАЧАЛО ВТОРОГО ЦИКЛА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
*0138 СУММАРНОГО
0139 C      КРУТЯЩЕГО      МОМЕНТА ОТ ВСЕХ ЦИЛИНДРОВ
0140      U(I)=H(I)
0141      J=2
0142      47 Z1(J)=Y(I)+360*(J-1)/Z
0143 C      ОПЕРАТОР 142 ОПРЕДЕЛЯЕТ АЛЬФА (I,J)
*0143 ДЛЯ J-ГО ЦИЛИНДРА
0144      K=Z1(J)
0145      IF(K.LT.360) GO TO 55
0146      K=K-360
0147      55 U(I)=U(I)+H(K+1)
0148 C      ОПЕРАТОР 147 СУММИРУЕТ КРУТЯЩИЙ МО
*0148 МЕНТ ДЛЯ
0149 C      ВСЕХ ЦИЛИНДРОВ ПО П.24 АЛГОРИТМА
0150      IF((Z-J).EQ.0) GO TO 59
0151      J=J+1
0152      GO TO 47
0153      59 IF(Y(I).NE.YM)GO TO 12
0154      YM=YM+5
0155      PRINT 11,Y(I),D(I),G(I),H(I),V1(I),
*0155 V2(I),V3(I),U(I)
0156      11 FORMAT(1X,8F14.5)
0157 C      ОПЕРАТОРЫ 154-156 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТАТЫ
*0157 РАСЧЕТА
0158 C      С ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
0159      12 CONTINUE
0160 C      КОНЕЦ ВТОРОГО ЦИКЛА
0161      O=0.5*(U(1)+U(361))
0162      DO 121 I=2,360

```

```

0163   121 O=O+U(I)
0164           O=O/360
0165           B22=O*B5
0166 C       ОПЕРАТОРЫ 161-165 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0166 ПО П.П 25-26 АЛГОРИТМА
0167           PRINT 13, O, B22
0168   13 FORMAT(//, 6X, 6НМКРСР=, F12.5, 2X, 4ННЭФ
*0168 =, F12.5)
0169 C       ОПЕРАТОРЫ 167-168 ПЕЧАТАЮТ ЗНАЧЕНИЯ
*0169 СРЕДНЕГО КРУТЯЩЕГО
0170 C       МОМЕНТА И ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ КОМП
*0170 РЕССОРА
0171           B25=Z*RM*S*SLH/(4*RPP*RP)
0172           B26=Z*SM*S*SLH/(8*RPP*RP)
0173           B24=B25+B26
0174 C       ОПЕРАТОРЫ 171-173 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0174 ПО П.П 27-29 АЛГОРИТМА
0175           PRINT 301, B24, B25, B26
0176   301 FORMAT(6X, 6НМПРСР=, F12.5, 2X, 5НМПРСР=,
*0176 F12.5, 2X, 5НМПРСР=, F12.5)
0177 C       ОПЕРАТОРЫ 175-176 ПЕЧАТАЮТ МАССЫ
*0177 ПРОТИВОВЕСОВ
0178           YM=0
0179           PRINT 32
0180   32 FORMAT(//, 1X, 7X, 4НУГОЛ, 10X, 3НАКР, 11X,
*0180 ЗНАКТ, 11X, 3НВКР, 11X,
0181           *3НВКТ, 11X, 3НАКУ, 11X, 3НАКХ, 11X, 3НВКУ
*0181 , 11X, 3НВКХ)
0182 C       ОПЕРАТОРЫ 179-181 ПЕЧАТАЮТ ЗАГОЛОВОК
*0182 ТРЕТЬЕЙ ТАБЛИЦЫ
0183           DO 33 I=1, 361

```


0184 С НАЧАЛО ТРЕТЬЕГО ЦИКЛА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
 *0184 СОСТАВЛЯЮЩИХ
 0185 С РЕАКЦИЕЙ КОРЕННЫХ ОПОР КОЛЕНЧАТОГО
 *0185 ВАЛА В ПОДВИЖНОЙ
 0186 С И НЕПОДВИЖНОЙ СИСТЕМАХ КООРДИНАТ ОТ
 *0186 0 ДО 360 ГРАДУСОВ С
 0187 С ШАГОМ 1 ГРАДУС
 0188 S1=0
 0189 T=0
 0190 SL=0
 0191 SH=0
 0192 J=1
 0193 B22=1
 0194 B23=0
 0195 89 IF((0.5*Z-J).LT.0) GO TO 106
 0196 91 Z1(J)=Y(I)+360*(J-1)/Z
 0197 С ОПЕРАТОР 196 ОПРЕДЕЛЯЕТ АЛЬФА (I,J)
 *0197 ДЛЯ J-ГО ЦИЛИНДРА
 0198 K=Z1(J)
 0199 IF(K.LT.360) GO TO 97
 0200 K=K-360
 0201 97 P(J)=100*D(K+1)*B8
 0202 AM(J)=100*G(K+1)*B8
 0203 SL=SL+AM(J)*(A3-E(J))*B22-AM(J)*(A3-
 *0203 E(J))*B23
 0204 SH=SH+P(J)*(A3-E(J))*B22-P(J)*(A3-E(
 *0204 J))*B23
 0205 S1=S1+AM(J)*E(J)*B22-AM(J)*E(J)*B23
 0206 T=T+P(J)*E(J)*B22-P(J)*E(J)*B23
 0207 С ОПЕРАТОРЫ 203-206 СУММИРУЮТ МОМЕНТЫ
 0207 ОТ РАДИАЛЬНЫХ

```

0208 C      И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ СИЛ ВСЕХ Z ЦИЛИНД
*0208 PОВ
0209      IF((Z-J).EQ.0) GO TO 108
0210      J=J+1
0211      GO TO 89
0212      106 B22=0
0213      B23=1
0214      GO TO 91
0215      108 G25=Y(I)*PI/180
0216      G26=G25+PI/2
0217      G27=0.001*B24*B5**2*RPP*RP
0218      Q=0.0098066*GM
0219 C      ОПЕРАТОРЫ 217-218 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0219 ПО П.П 30-31 АЛГОРИТМА
0220      Q1=B-A3
0221      SL=(SL-Q*Q1*COS(G25)+G27)/A3
0222      SH=(SH+Q*Q1*SIN(G25))/A3
0223      S1=(S1+Q*B*COS(G25)-G27)/A3
0224      T=(T-Q*B*SIN(G25))/A3
0225 C      ОПЕРАТОРЫ 221-224 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЯ
*0225 ПО П.П 32-33 АЛГОРИТМА
0226      B27=SL*COS(G25)+SH*COS(G26)
0227      B28=SL*SIN(G25)+SH*SIN(G26)
0228      B29=S1*COS(G25)+T*COS(G26)
0229      B30=S1*SIN(G25)+T*SIN(G26)
0230 C      ОПЕРАТОРЫ 226-229 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЯ
*0230 ПО П.П 34-35 АЛГОРИТМА
0231      IF(Y(I).NE.YM) GO TO 33
0232      YM=YM+5
0233      PRINT 31,Y(I),SL,SH,S1,T,B27,B28,B29,
*0233 B30

```

```

0234      31 FORMAT(1X,9F14.5)
0235 C      ОПЕРАТОРЫ 232-234 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТА
*0235 ТЫ РАСЧЕТА C
0236 C      ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
0237      33 CONTINUE
0238 C      КОНЕЦ ТРЕТЬЕГО ЦИКЛА
0239      STOP
0240      END
0241 *EXECUTE
0242 РАСЧЕТ ВЫПОЛНИЛ СТУДЕНТ ИВАНОВ И.И. ГРУППА
*0242 145.
0243      0.18      0.6      3.0      0.03
*0243 0.05
0244      4.0      24.0      8.0      0.13
*0244 0.088      0.05
0245      1.83      0.05      18.83      0.2
*0245 1.05      1.12
0246      0.1      0.13      0.16      0.19
*0246 0.31      0.34
0247      0.37      0.4
0248      0.5      0.7      10.0      0.21
*0248 0.36      0.04
0249 *END F

```

2.4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Расчет коленчатого вала. Для оценки прочности коленчатого вала рассчитаем напряжения, возникающие в сечениях вала при максимальных значениях тангенциальной и радиальной сил, причем действие сил рассматриваем как статическое (рис. 2.19). Так как поломки коленчатых валов наиболее часто вызваны усталостью металла в результате влияния переменных напряжений, циклически изменяющихся во времени, кроме оценки прочности по статическим нагрузкам проводим расчет с учетом влияния переменной нагрузки. Для рассматриваемого в настоящем примере коленчатого вала восьмицилиндрового компрессора, имеющего

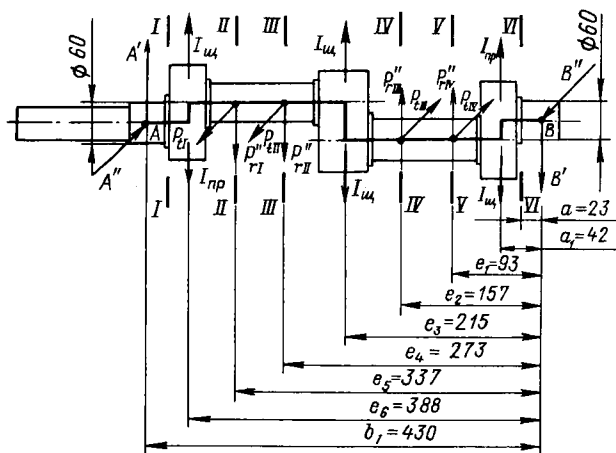


Рис. 2.19. Схема нагружения вала

большое расстояние между коренными опорами, требуется расчет на жесткость, в ходе которого определяется прогиб шатунной шейки на длине вкладыша шатуна, необходимый для расчета смазки. Прогиб в пределах одного вкладыша не должен превышать толщины минимального масляного слоя.

Расчет по статическим нагрузкам. Значения сил берем из динамического расчета (см. табл. 2.5). Результирующие радиальные силы P'_r , действующие на коленчатый вал, находим с учетом сил инерции $I_{ш.ш}$ от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун, и сил инерции $I_{ш.вр}$ от вращающейся части шатуна. Действием сил тяжести вала пренебрегаем. Известно, что приложение максимальных сил вблизи опор не приводит к возникновению максимальных напряжений и прогибов. В связи с этим условно принимаем, что максимальные силы приложены к валу от пятого цилиндра. На каждое колено действуют силы от четырех цилиндров. Для упрощения расчета суммируем их попарно с учетом взаимного расположения цилиндров (см. рис. 2.4).

Максимальное тангенциальное усилие от пятого цилиндра соответствует $\alpha_5 = 330^\circ$, тогда при угле развала между блоками цилиндров 45° (смежные цилиндры согласно схеме имеют угол развала 90°) и двухколенном валу под углом 180° значения сил для остальных цилиндров выбираем при углах $\alpha_1 = 330 - 180 = 150^\circ$, $\alpha_2 = 150 - 90 = 60^\circ$, $\alpha_3 = 150 - 45 = 105^\circ$, $\alpha_4 = 150 - 135 = 15^\circ$, $\alpha_6 = 330 - 90 = 240^\circ$, $\alpha_7 = 330 - 45 = 285^\circ$, $\alpha_8 = 330 - 135 = 195^\circ$.

В табл. 2.6 приведены значения попарно просуммированных тангенциальных и радиальных сил, где $P_{tI} = P_{t1} + P_{t2}$; $P_{tII} = P_{t3} + P_{t4}$; $P_{tIII} = P_{t5} + P_{t6}$; $P_{tIV} = P_{t7} + P_{t8}$. Отметим,

Т а б л и ц а 2.6. Значения суммарных тангенциальных и радиальных сил

$\alpha, ^\circ$	P_{tI}	P_{tII}	P_{tIII}	P_{tIV}	P''_{rI}	P''_{rII}	P''_{rIII}	P''_{rIV}
	Н							
0	1042	4166	106	351	5621	1473	-1328	206
15	285	4594	96	105	3228	4348	-1476	-994
30	1585	2841	123	178	1192	5291	-1508	-1209
45	3600	1042	215	106	2041	5621	-1561	-1291
60	4315	285	385	96	4740	3228	-1602	-1328
75	2377	1585	642	123	5590	1192	-1589	-1476
90	106	3600	1042	215	5840	2041	-1547	-1508
105	-1345	4315	1699	385	3113	4740	-1361	-1561
120	-1017	2377	2726	642	206	5590	-521	-1602
135	351	106	4166	1042	-994	5840	-1473	-1589
150	105	-1345	4594	1699	-1209	3113	4348	-1547
165	178	-1017	2841	2726	-1291	206	5291	-1361
180	106	351	1042	4166	-1328	-994	5621	-521
195	96	105	285	4594	-1476	-1209	3228	-1473
210	123	178	1585	2841	-1508	-1291	1192	4348
225	215	106	3600	1042	-1561	-1328	2048	5291
240	385	96	4315	285	-1602	-1476	4740	3228
255	642	123	2377	1585	-1589	-1508	5590	1192
270	1042	215	106	3600	-1547	-1561	5840	2041
285	1699	385	-1345	4315	-1361	-1602	3113	4740
300	2726	642	-1017	2377	-521	-1589	206	5590
315	4166	1042	351	106	1473	-1547	-994	5840
330	4594	1699	105	-1345	4348	-1361	-1209	3113
345	2841	2726	178	-1017	5291	-521	-1291	206

что $\alpha_5 = 330^\circ$ соответствует углу поворота вала, отсчитанному от положения верхней мертвой точки поршня первого цилиндра, $\alpha = 330 - 180 = 150^\circ$.

Положению вала при наибольшей суммарной тангенциальной силе, действующей на колено, соответствуют: $\alpha = 330^\circ$; $P_{tI} = 4594$ Н; $P_{tII} = 1699$ Н; $P_{tIII} = 105$ Н; $P_{tIV} = -1345$ Н; $P''_{rI} = 4348$ Н; $P''_{rII} = -1361$ Н; $P''_{rIII} = -1209$ Н; $P''_{rIV} = 3113$ Н. Положению вала при наибольшей суммарной радиальной силе, действующей на первое колено, соответствуют: $\alpha = 90^\circ$; $P_{tI} = 106$ Н; $P_{tII} = 3600$ Н; $P_{tIII} = 1042$ Н; $P_{tIV} = 215$ Н; $P''_{rI} = 5840$ Н; $P''_{rII} = 2041$ Н; $P''_{rIII} = -1547$ Н; $P''_{rIV} = -1508$ Н.

Определим напряжения и моменты в опасных сечениях вала, а также реакции опор A и B (см. рис. 2.19). Реакции опор вала при максимальной тангенциальной силе в плоскости колен:

$$\begin{aligned}
 A' = & [(I_{np} - I_{ш})e_6 + P''_{rI}e_5 + P''_{rII}e_4 - P''_{rIII}e_2 - P''_{rIV}e_1 - \\
 & - (I_{np} - I_{ш})a_1]/b_1 = [(1985 - 168)0,388 + 4348 \cdot 0,337 + \\
 & + (-1361)0,273 - (-1209)0,157 - 3113 \cdot 0,093 - \\
 & - (1985 - 168)0,042]/0,43 = 3774 \text{ Н};
 \end{aligned}$$

$$B' = A' + P'_{IV} + P'_{III} - P'_{II} - P'_{I} =$$

$$= 3774 + 3113 + (-1209) - (-1361) - 4348 = 2690 \text{ Н};$$

в плоскости, перпендикулярной к плоскости колен:

$$A'' = (P_{II}e_3 + P_{III}e_4 - P_{III}e_2 - P_{IV}e_1)/b_I =$$

$$= [4594 \cdot 0,337 + 1699 \cdot 0,273 - 105 \cdot 0,157 - (-1345)0,093]/0,43 =$$

$$= 4932 \text{ Н};$$

$$B'' = A'' + P_{IV} + P_{III} - P_{II} - P_{I} = 4932 + (-1345) +$$

$$+ 105 - 1699 - 4594 = -2602 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в сечении I—I (коренная шейка вала со стороны двигателя) в плоскости колена $M'_n = A'a = 3774 \cdot 0,023 = 86 \text{ Н} \cdot \text{м}$, в перпендикулярной плоскости $M''_n = A''a = 4932 \times 0,023 = 113 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результирующий изгибающий момент

$$M_n = \sqrt{M_n'^2 + M_n''^2} = \sqrt{86^2 + 113^2} = 142 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряжения от изгиба $\sigma_n = M_n/W = 142/(0,21 \cdot 10^{-4}) = 6,75 \cdot 10^6 \text{ Па}$, где $W = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot 0,06^3/32 = 0,21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ — момент сопротивления шейки; $d = 0,06 \text{ м}$ — диаметр шейки.

Крутящий момент от двигателя в сечении I—I

$$M_{кр} = (P_{II} + P_{III} + P_{III} + P_{IV})r =$$

$$= (4594 + 1693 + 105 - 1345)0,0225 = 114 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Касательное напряжение кручения

$$\tau = M_{кр}/(2W) = 114/(2 \cdot 0,21 \cdot 10^{-4}) = 2,69 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Сложное напряжение от изгиба и кручения в сечении I—I

$$\sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} = 10^6 \sqrt{6,75^2 + 4 \cdot 2,69^2} = 8,62 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Изгибающий момент в сечении II—II (первая шатунная шейка со стороны двигателя) в плоскости колен

$$M'_n = A'(b_I - e_5) - (I_{кр} - I_{ш})(e_6 - e_5) =$$

$$= 3774(0,43 - 0,337) - (1985 - 168)(0,388 - 0,377) = 258 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

в перпендикулярной плоскости

$$M''_n = A''(b_I - e_5) = 4932(0,43 - 0,337) = 459 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_n = \sqrt{M_n'^2 + M_n''^2} = \sqrt{258^2 + 459^2} = 526 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряжение от изгиба $\sigma_n = M_n/W = 526/(0,163 \cdot 10^{-4}) = 32 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Таблица 2.7. Моменты и напряжения при наибольшей тангенциальной и радиальной силах

Величина	При $P_t = \max$					
	Сечения					
	I—I	II—II	III—III	IV—IV	V—V	VI—VI
M'_H , Н·м	86,1	258,3	105,3	-14,6	31,5	-131
M''_H , Н·м	113,4	458,7	480,3	322,4	242	-110,1
M_M , Н·м	142,4	526,4	491,7	323	244	171,1
σ_M , МПа	6,75	32,29	30,16	19,81	14,97	8,11
$M_{кр}$, Н·м	113,7	2,7	2,7	-58,5	-58,5	—
τ , МПа	2,69	0,08	0,08	-1,79	-1,79	—
σ , МПа	8,62	32,29	30,17	20,13	15,39	8,11
Величина	При $P_r = \max$					
	Сечения					
	I—I	II—II	III—III	IV—IV	V—V	VI—VI
M'_H , Н·м	189,2	672,2	708,6	537,9	536,7	-6,8
M''_H , Н·м	44,7	180,6	298,1	93,4	-86,2	11,7
M_M , Н·м	194,4	696,1	768,8	545,9	543,6	13,5
σ_M , МПа	9,21	42,7	47,16	33,49	33,35	0,64
$M_{кр}$, Н·м	111,7	68	68	11,5	11,5	—
τ , МПа	2,64	2,08	2,08	0,35	0,35	—
σ , МПа	10,62	42,9	47,34	33,5	33,36	0,64

Скручивающий момент в сечении II—II

$$M_{кр} = M_H - A''r = 114 - 4932 \cdot 0,0225 = 2,71 \text{ Н·м.}$$

Касательное напряжение кручения $\tau = M_{кр}/(2W) = 2,71/(2 \times 0,163 \cdot 10^{-4}) = 0,083 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

Сложное напряжение от изгиба и кручения в сечении II—II

$$\sigma = 10^6 \sqrt{32^2 + 4 \cdot 0,083^2} = 32,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Сложные напряжения от изгиба и кручения для коленчатых валов холодильных компрессоров в любом сечении не должны превышать 50 МПа. Аналогично проводим расчет в других опасных сечениях, а также для положения вала при наибольшей радиальной силе. Значения моментов и напряжений, определенных в результате расчета, приведены в табл. 2.7.

Расчет с учетом влияния переменной нагрузки. При оценке прочности необходимо учитывать как статические, так и циклические нагрузки в наиболее напряженных местах коленчатого вала, имеющих концентраторы напряжений. Пределом выносливости, как известно, называется максимальное напряжение, не приводящее к разрушению материала при заданном числе циклов. Для сталей, применяемых в коленчатых валах, предел выносливости при нормальных напряжениях для симметричного цикла при изгибе $\sigma_{-1} \approx (0,45 \div 0,5) \sigma_b$, при кру-

чении $\tau_{-1} \approx (0,55 \div 0,6) \sigma_{-1}$, где σ_b — предел прочности при растяжении. Амплитуды нормальных σ_a и тангенциальных τ_a напряжений определяют как полуразность наибольших σ_{\max} , τ_{\max} и наименьших σ_{\min} , τ_{\min} напряжений:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2; \quad \tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min})/2;$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2; \quad \tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min})/2.$$

Определяя запасы прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям, влияние концентрации напряжений учитывают с помощью эффективных коэффициентов концентраций напряжений при изгибе k_σ и кручении k_τ (см. приложение, рис. П.1—П.4), влияние абсолютных размеров сечения на снижение предела выносливости — с помощью коэффициентов $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau$ (см. приложение, рис. П.5), влияние асимметрии цикла — с помощью коэффициентов ψ_σ и ψ_τ . Для сталей коленчатых валов компрессоров $\psi_\sigma = 0,1 \div 0,2$; $\psi_\tau = 0,05 \div 0,1$. Нормальные и касательные напряжения рассчитывают по формулам

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / [(k_\sigma / \varepsilon_\sigma) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m], \quad n_\tau = \tau_{-1} / [(k_\tau / \varepsilon_\tau) \tau_a + \psi_\tau \tau_m].$$

Из анализа значений коэффициентов концентраций видно, что наибольшая концентрация напряжений создается не смазочным отверстием, а галтелью, расположенной вблизи сечения II—II в точке на поверхности сечения, находящейся в плоскости колен. Расчет проводим по нормальным напряжениям от моментов $M'_и$:

$$M'_и = A' [b_1 - e_5 - (e_5 - e_4)/2] - (I_{пр} - I_{ш}) [e_6 - e_5 - (e_5 - e_4)/2].$$

Анализ значений реакций опор A' , приведенных в табл. 2.8, показывает, что наибольшее нормальное напряжение возникает при $\alpha = 90^\circ$,

$$\sigma_{\max} = M'_{и \max} / W = \{8226 [0,43 - 0,337 - (0,337 - 0,273)/2] - (1985 - 168) [0,388 - 0,337 - (0,337 - 0,273)/2]\} / (0,163 \cdot 10^{-4}) = 28,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Наименьшее нормальное напряжение возникает при $\alpha = 255^\circ$,

$$\sigma_{\min} = M'_{и \min} / W = \{-6460 [0,43 - 0,337 - (0,337 - 0,273)/2] - (1985 - 168) [0,388 - 0,337 - (0,337 - 0,273)/2]\} / (0,163 \cdot 10^{-4}) = -26,3 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_b = 0,45 \cdot 610 \cdot 10^6 = 275 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_a = 10^6 (28,7 + 26,3)/2 = 27,5 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_m = 10^6 (28,7 - 26,3)/2 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$k_\sigma = [(k_{\sigma_0}) - 1] \beta + 1 = (1,7 - 1) 1 + 1 = 1,7,$$

где $\beta = 1$ при $b/d = 0,13/0,055 = 2,36$,

$$n_\sigma = 275 \cdot 10^6 / [1,7 \cdot 27,5 / (0,78 + 0,2 \cdot 1,2) 10^6] = 4,6.$$

Таблица 2.8. Значения реакций опор

$\alpha, ^\circ$	A'	A''	A	B'	B''	B
0	7112	3347	7860	-1 104	-1404	1 786
15	7375	3083	7994	-2 670	-1596	3 111
30	6436	2962	7085	-2 764	-1162	2 998
45	7348	3388	8089	-3 165	-939	3 302
60	7967	3401	8663	-2 930	-718	3 017
75	7797	2608	8221	11 514	-590	11 528
90	8226	1942	8452	-2 710	-508	2 757
105	7615	1055	7687	-3 160	169	3 165
120	5578	-422	5594	-2 341	1576	2 822
135	5142	-1404	5330	-2 767	3347	4 343
150	1236	-2817	3974	2 134	4717	5 125
165	-1188	-2133	2441	3 828	4273	5 737
180	-2279	-976	2479	5 141	3775	6 379
195	-3733	-956	3854	706	3723	3 789
210	-165	-983	997	8 174	3141	8 756
225	-2625	-1304	2930	7 596	3017	8 173
240	-3290	-1275	3528	7 755	2845	8 261
255	-6460	-569	6485	3 418	2627	4 311
270	-3446	136	3449	7 543	2585	7 972
285	-2914	1292	3188	7 902	2177	8 195
300	-1370	2401	2764	6 535	393	6 547
315	603	3775	3823	5 524	-2630	6 117
330	3774	4932	6210	2 690	-2602	3 742
345	5491	3892	6730	-445	-2514	2 553

Скручивающий момент в опасном сечении

$$M_K = (\sum P_t - A'') r.$$

Анализ значений реакций опор A'' по табл. 2.8 и диаграмме тангенциальных сил показывает, что наибольшее касательное напряжение возникает при $\alpha = 150^\circ$,

$$\tau_{\max} = M_{K \max} / (2W) = (114 + 63) / (2 \cdot 0,163 \cdot 10^{-4}) = 5,43 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Наименьшее касательное напряжение возникает при $\alpha = 330^\circ$,

$$\tau_{\min} = M_{K \min} / (2W) = (4594 + 1699 - 105 - 1345 - 4932) / (2 \cdot 0,163 \cdot 10^{-4}) = -0,061 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$\tau_{-1} = 0,55\sigma_{-1} = 0,55 \cdot 275 \cdot 10^6 = 151 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$\tau_a = (5,43 + 0,061) 10^6 / 2 = 2,74 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$\tau_m = (5,43 - 0,061) 10^6 / 2 = 2,68 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$k_\tau = (k_\tau)_0 \beta_1 \beta_2 = 1,53 \cdot 1,16 \cdot 1,03 = 1,82;$$

$$n_\tau = 151 \cdot 10^6 / [1,82 \cdot 2,74 / (0,78 + 0,1 \cdot 2,68) 10^6] = 22,5.$$

Т а б л и ц а 2.9. Значения суммарных сил, действующих на вал

Сила, Н	Цилиндры			
	1—2	3—4	5—6	7—8
P_r'	—1209	3113	4348	—1547
P_t	105	—1345	4594	1699

При наличии сложного напряженного состояния общий запас прочности

$$n = n_{\sigma n \tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} = 4,6 \cdot 22,5 / \sqrt{4,6^2 + 22,5^2} = 4,5.$$

Допускаемые значения $n \geq 2 \div 4$.

Расчет на жесткость. Прогибы коленчатого вала рассчитываем графоаналитическим методом. Как и в расчете по статическим нагрузкам, принимаем, что максимальным прогибам вала соответствуют максимальные силы в цилиндре 5 при $\alpha_b = 330^\circ$. Значения просуммированных парно сил, действующих на первое и второе колена вала, в этом положении приведены в табл. 2.9.

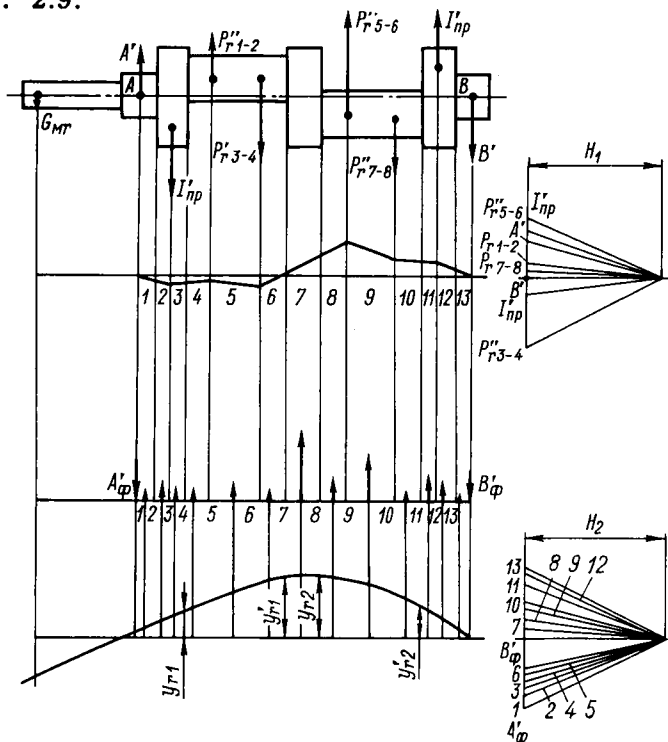


Рис. 2.20. Графоаналитический расчет прогиба коленчатого вала в плоскости колен

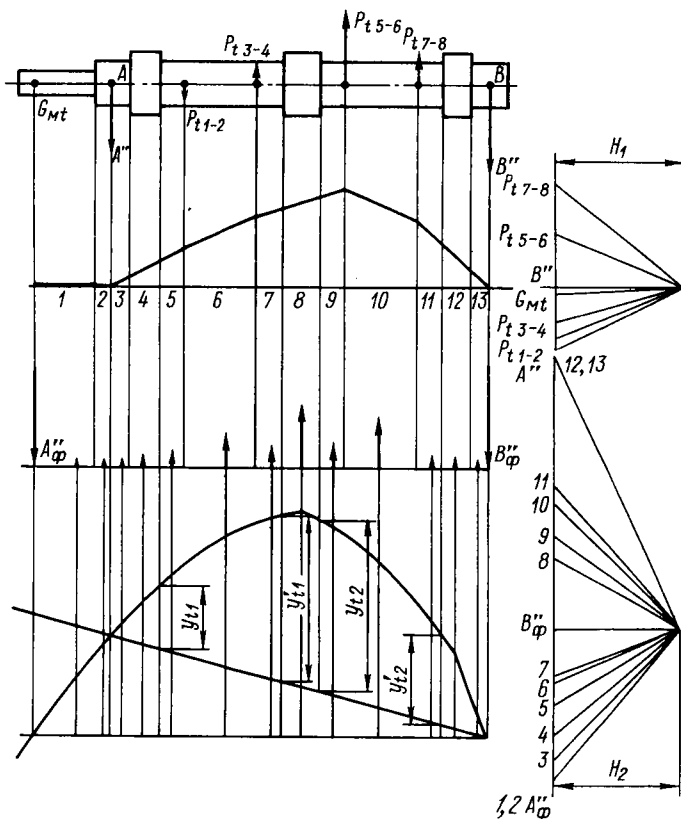


Рис. 2.21. Графоаналитический расчет прогиба коленчатого вала в плоскости, перпендикулярной к плоскости колен

Графическая часть расчета приведена на рис. 2.20 и 2.21. На схему вала, вычерченную в масштабе $m_x = 0,5$ мм/мм, наносим кроме сил P_r'' и P_t силы инерции противовесов щек и силу тяжести полумуфты. Все силы откладываем в соответствии с принятым правилом знаков. Так как при $\alpha_b = 330^\circ$ угол поворота вала $\alpha = 150^\circ$, то угол между плоскостью колен и вертикальной плоскостью равен: $150 - (45 + 22^\circ 30') = 82^\circ 30'$.

Составляющая силы тяжести полумуфты $G_M = 176,6$ Н в плоскости колена $G_{Mr} = G_M \cos 82^\circ 30' = 176,6 \cdot 0,13 = 23$ Н. Силой G_{Mr} пренебрегаем ввиду ее незначительного значения.

Составляющая силы тяжести полумуфты в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена, $G_{Mt} = G_M \sin 82^\circ 30' = 176,6 \times 0,99 = 131$ Н.

Находим реакции в опорах:

в плоскости колен $A' = 1236$ Н, $B' = -2734$ Н;

в перпендикулярной плоскости $A'' = -2817$, $B'' = -4717$ Н.

Для построения силового многоугольника принимаем полюсное расстояние $H_1 = 0,05$ м, причем располагаем полюс на одной горизонтали с точкой, из которой откладываются реакции в опорах. Построение проводим в принятом масштабе сил $m_p = 1 \times 10^{-5}$ м/Н, откладывая поочередно с учетом направления силы и реакции в опорах, начиная с реакции в левой опоре. Начало каждой силы соединим силовыми лучами с полюсом. Веревочный многоугольник, представляющий в определенном масштабе эпюру изгибающих моментов, строим последовательно, проводя прямые, параллельные силовым лучам. Первая прямая проводится от точки пересечения с линией действия реакции A' до пересечения линией действия следующей силы $I'_{пр}$. Если построение выполнено правильно, точка пересечения последнего луча с линией действия реакции B' должна лежать на одной горизонтали с начальной точкой.

Второй веревочный многоугольник, представляющий нагрузку на вал от эпюры изгибающих моментов, строим по фиктивным силам. Разбиваем эпюру изгибающих моментов вертикальными линиями на участки, где вал имеет одинаковое сечение, и по существенным изломам эпюры. Находим фиктивные силы, действующие по вертикали через центр тяжести на каждый участок. Принимаем сечение вала на всех участках постоянным, равным сечению шатунной шейки, приводя жесткость этих участков к жесткости шатунной шейки. При этом фиктивные силы вычисляются по формуле $P_{ф} = f/I_{ш.ш.}$, где $f = l(M_1 + M_2)/2$ — площадь участка эпюры, мм²; l — длина участка эпюры, мм; M_1 и M_2 — размеры, выражающие изгибающие моменты на границах участка, мм; I — момент инерции сечения вала на участке эпюры, м⁴; $I_{ш.ш.}$ — момент инерции сечения шатунной шейки, м⁴. Моменты инерции для круглого и прямоугольного сечений вычисляем по формулам $I_{кр} = \pi d^4/64$; $I_{пр} = bh^3/12$ соответственно.

Определим координаты центра тяжести участков:

$$x = \sum_{i=1}^{i=n} l_i \cdot l_n \{0,5 + (M_1 - M_2)/[6(M_1 + M_2)]\},$$

где n — порядковый номер участка.

Расчетные значения фиктивных сил и координаты их приложения приведены в табл. 2.10. Находим реакции в опорах от фиктивных сил. Для построения силового многоугольника фиктивных сил принимаем масштаб сил $m_{\phi} = 20$ л/м, полюсное расстояние $H_2 = 0,05$ м. Строим веревочный многоугольник слева направо. При правильном построении многоугольника точки пересечения первого и последнего лучей с соответствующими линиями действия реакций опор лежат на одной горизонтали. Через конечную точку построения веревочного многоугольника и точку его пересечения с линией действия реакции левой опоры проводим нулевую линию. Вертикальные ординаты между нулевой линией и

Таблица 2.10. Расчет значений и координат приложения фиктивных сил

№ участка	<i>l</i>	<i>M</i> ₁	<i>M</i> ₂	<i>f</i> , мм ²	<i>I</i> × 10 ⁶ , м ⁴	<i>l</i> / <i>l</i> _{ш.ш}	<i>P</i> _ф , мм ²	<i>x</i> , мм
	мм							
<i>Плоскость колен</i>								
1	12	0	3	18	0,64	1,41	25,38	8
2	9	3	6	40,5	1,82	4,05	164,02	17
3	10	6	5	55	1,82	4,05	222,75	25,8
4	17	5	3	68	0,45	1	68	38,8
5	32	3	6	144	0,45	1	144	65,8
6	17	6	2	38	0,45	1	38	87
7	24	2	15	204	1,82	4,05	826,2	112
8	16	15	23	304	0,45	1	304	130
9	31	23	12	542,5	0,45	1	542,5	152,1
10	16	12	11	184	0,45	1	184	176,9
11	9	11	10	94,5	1,82	4,05	382,7	189,2
12	9	10	7	76,5	1,82	4,05	309,8	198,2
<i>Плоскость, перпендикулярная к плоскости колен</i>								
1	37	0	1	18,5	0,36	0,8	14,7	24,6
2	12	1	1,5	15	0,64	1,41	21,15	43,4
3	12	1,5	7	51	0,64	1,41	71,91	56,2
4	20	7	19	260	0,38	0,83	216,32	70,5
5	15	19	28	352,5	0,45	1	352,5	90
6	32	28	48	1216	0,45	1	1216	114,4
7	17	48	53	858,5	0,45	1	858,5	137,6
8	25	53	61	1425	0,73	1,62	2308,3	158,8
9	16	61	66	1016	0,45	1	1016	178,1
10	32	66	44	1760	0,45	1	1760	200,9
11	16	44	29	584	0,45	1	584	225,5
12	18	29	12	369	0,37	0,83	307	241,7
13	12	12	0	72	0,36	0,8	57,52	256

линией веревочного многоугольника y_r , y_t представляют прогиб в масштабе

$$m_y = m_x^3 m_p m_\phi EI_{ш. ш} / (H_1 H_2) = 0,5^3 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 20 \cdot 21 \cdot 10^{10} \cdot 0,45 \cdot 10^{-6} / (5 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 10^{-2}) = 940.$$

Из графического построения, представленного на рис. 2.20 и 2.21, ординаты, определяющие прогибы, равны: в начале первого колена $y_{r1} = 0,015$ м, $y_{t1} = 0,047$ м; в конце первого колена $y'_{r1} = 0,036$ м, $y'_{t1} = 0,115$ м; в начале второго колена $y_{r2} = 0,041$ м, $y_{t2} = 0,12$ м; в конце второго колена $y'_{r2} = 0,023$ м, $y'_{t2} = 0,052$ м.

Определим результирующие прогибы:

$$\Delta_1 = \sqrt{(y_{r1})^2 + (y_{t1})^2} / m_y = \sqrt{0,015^2 + 0,047^2} / 940 = 0,052 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta'_1 = \sqrt{(y'_{r1})^2 + (y'_{t1})^2} / m_y = \sqrt{0,036^2 + 0,115^2} / 940 = 0,128 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta_2 = \sqrt{(y_{r2})^2 + (y_{t2})^2} / m_y = \sqrt{0,041^2 + 0,12^2} / 940 = 0,134 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta'_2 = \sqrt{(y'_{r2})^2 + (y'_{t2})^2} / m_y = \sqrt{0,023^2 + 0,052^2} / 940 = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

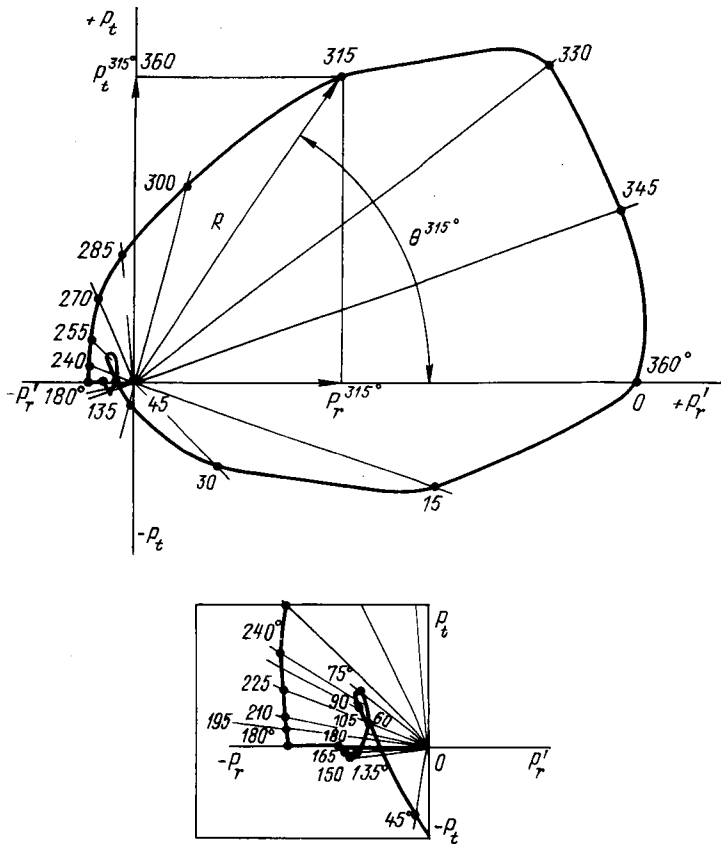


Рис. 2.22. Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку от одного цилиндра

Принимаем, что результирующие прогибы одной шейки находятся в одной плоскости. Максимальный прогиб вала в пределах одного вкладыша $\Delta_{\text{вкл}}$ с учетом кривизны линии прогибов находим делением 0,08—0,12 части разности прогибов в начале и конце шатунной шейки на количество шатунов, расположенных на ней.

Для первого колена

$$\Delta_{\text{вкл}_1} = 0,1 (\Delta'_1 - \Delta_1) / 4 = 0,1 \cdot 10^{-3} (0,128 - 0,052) / 4 = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Для второго колена

$$\Delta_{\text{вкл}_2} = 0,1 (\Delta'_2 - \Delta_2) / 4 = 0,1 \cdot 10^{-3} (0,134 - 0,06) / 4 = 1,84 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Значения максимального прогиба в пределах одного вкладыша шатуна необходимы для определения минимально допустимой толщины масляного слоя при расчете смазки.

Расчет подшипников. На шатунные подшипники и шатунную шейку вала действуют переменные по величине и направлению в зависимости от угла поворота вала силы P_t и P'_r . Для определения характера нагружения подшипника, интенсивности неравномерного по окружности изнашивания шатунной шейки и выбора места подвода смазки строим полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала (рис. 2.22). По оси абсцисс с учетом знака в принятом масштабе сил для каждого положения вала от 0 до 360° откладываем значения силы P'_r , взятые из диаграммы на рис. 2.13, по оси ординат — значения силы P_t для одного цилиндра. Положительное направление осей координат указано на диаграмме. Из концов векторов восстанавливаем перпендикуляры до пересечения, обозначая точки пересечения соответствующим углом поворота вала. В полученные точки из начала координат проводим векторы, представляющие по величине и направлению равнодействующую силу R для данного α , и соединяем их концы плавной кривой. Угол α характеризует направление R относительно шейки. Анализ сил, действующих на шатунную шейку, определение максимальной нагрузки R_{\max} могут быть произведены непосредственно по полярной диаграмме, но для получения среднего значения нагрузки $R_{\text{ср}}$ строим полярную диаграмму, развернутую по углу поворота вала (рис. 2.23).

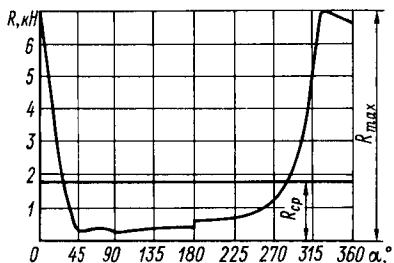


Рис. 2.23. Развернутая полярная диаграмма

Среднее давление на шатунную шейку

$$q_{\text{ср}} = R_{\text{ср}} / (d_{\text{ш}} l_{\text{в}}) = 1765 / (0,055 \cdot 0,028) = 1,14 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальное давление на шатунную шейку

$$q_{\text{max}} = R_{\text{max}} / (d_{\text{ш}} l_{\text{в}}) = 6969 / (0,055 \cdot 0,028) = 4,52 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

где $d_{\text{ш}}$ — 0,055 м — диаметр шейки; $l_{\text{в}}$ = 0,028 — рабочая длина вкладыша. Для шатунных шеек вала допустимые значения $[q_{\text{max}}]$ = 6 ÷ 10 МПа и $[q_{\text{ср}}]$ = 4 ÷ 6 МПа.

С помощью полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку, строим условную диаграмму изнашивания, считая, что износ пропорционален нагрузке и распространяется равномерно на дуге $120 \pm 7,5^\circ$ (по 60° в каждую сторону от точки приложения вектора равнодействующей силы к шейке вала).

Результаты расчета суммарной нагрузки на шатунную шейку приведены в табл. 2.11. Значения силы взяты из развернутой полярной диаграммы для всех углов поворота вала α . Угол приложения равнодействующей силы к шейке вала $\Theta_{\text{ш}} = \Theta \pm 7,5^\circ$.

Таблица 2.11. Результаты расчета суммарной нагрузки на шатунную шейку

$\alpha, ^\circ$	$\theta, ^\circ$	$\Theta_{ш}, ^\circ$										
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
0	0	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	—	—	—	—	—	—
15	342	4,21	4,21	4,21	4,21	—	—	—	—	—	—	—
30	316	1,49	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
45	260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	157	—	—	—	—	—	—	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
75	153	—	—	—	—	—	—	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
90	161	—	—	—	—	—	—	—	0,3	0,3	0,3	0,3
105	172	—	—	—	—	—	—	—	0,29	0,29	0,29	0,29
120	183	—	—	—	—	—	—	—	—	0,32	0,32	0,32
135	187	—	—	—	—	—	—	—	—	0,35	0,35	0,35
150	183	—	—	—	—	—	—	—	—	0,37	0,37	0,37
165	182	—	—	—	—	—	—	—	—	0,39	0,39	0,39
180	180	—	—	—	—	—	—	—	—	0,54	0,54	0,54
195	174	—	—	—	—	—	—	—	—	0,61	0,61	0,61
210	169	—	—	—	—	—	—	—	0,62	0,62	0,62	0,62
225	159	—	—	—	—	—	—	—	0,68	0,68	0,68	0,68
240	148	—	—	—	—	—	—	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
255	134	—	—	—	—	—	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
270	115	—	—	—	—	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16
285	95	—	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64
300	75	—	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	—
315	55	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	—	—
330	36	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	—	—	—	—
345	18	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	—	—	—	—	—
Суммарная нагрузка		30,97	33,64	33,79	33,79	30,74	24,94	19,57	14,45	17,03	12,27	9,61

Сумма значений силы в каждой графе характеризует интенсивность нагрузки, а следовательно, и изнашивания шейки в точке с углом $\Theta_{ш}$. Для построения диаграммы изнашивания окружность произвольного радиуса делим на такое же число частей, как и полярную диаграмму. В произвольном масштабе к центру окружности откладываем отрезки, соответствующие значениям суммарной нагрузки на шатунную шейку для всех углов $\Theta_{ш}$. Соединив концы отрезков плавной кривой, получим диаграмму изнашивания шатунной шейки. По этой диаграмме определяют место для подвода смазки. Отверстие должно быть просверлено в месте наимень-

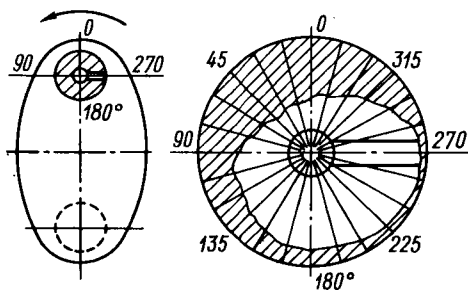


Рис. 2.24. Диаграмма изнашивания

165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345
—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,7	6,7	6,7	6,7
—	—	—	—	—	—	—	—	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21
—	—	—	—	—	—	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49
—	—	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	—	—
0,29	0,29	0,29	0,29	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,38	0,38	0,38	0,38	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	—	—	—	—	—	—	—	—
0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	—	—	—	—	—	—	—
0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	—	—	—	—	—	—	—
0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	—	—	—	—	—	—	—
0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	—	—	—	—	—	—	—
0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	—
0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	—	—	—	—	—	—	—
0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	—	—	—	—	—	—	—	—
0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	—	—	—	—	—	—	—	—
0,77	0,77	0,77	0,77	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,91	0,91	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,16	1,16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,97	6,97
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,85	6,85	6,85
7,96	7,96	7,13	6,23	4,79	2,9	1,81	1,81	6,02	12,72	19,53	26,22	26,22

шего износа (рис. 2.24). Коренные шейки вала нагружены реакциями приложенными к валу сил от всех цилиндров. Значения реакций опор в плоскости колена A' , B' и в плоскости, перпендикулярной к ней, A'' , B'' , полученные без учета сил тяжести вала и муфты, а также результирующих реакций, рассчитанных как геометрические суммы

$$A = \sqrt{(A')^2 + (A'')^2}; \quad B = \sqrt{(B')^2 + (B'')^2},$$

приведены в табл. 2.8.

В качестве коренных опор компрессоров чаще всего используют стандартные подшипники качения. Для их расчета необходимо определить средние значения осевых нагрузок F_a и радиальных нагрузок на подшипники F_{ra} , F_{rb} :

$$F_{ra} = A_{cp} = \sum A_i/24 = 5326 \text{ Н}; \quad F_{rb} = B_{cp} = \sum B_i/24 = 5187 \text{ Н}.$$

Следует отметить, что для большинства кинематических схем компрессоров с размещением колен под углом 180° нагрузка на первую шейку вала при любом α равна нагрузке на вторую шейку вала; это, в свою очередь, приводит к равенству средних значений реакций в опорах. Для многоцилиндровых компрессоров данное условие также выполнимо при симметричном относительно средней щеки коленчатого вала расположении цилиндров первой и второй шеек коленчатого вала. В этом случае достаточно рассчитать средние значения радиальных нагрузок для одной опоры.

Осевая нагрузка на вал возникает в сальниковых компрессорах за счет того, что торец приводного конца вала находится под атмосферным давлением, в то время как второй конец вала размещен в камере компрессора:

$$F_a = \pi d_{\text{пр}}^2 (p_0 - p_p) / 4 = 3,14 \cdot 0,052^2 (0,2969 - 0,1) 10^6 / 4 = 418 \text{ Н},$$

где $d_{\text{пр}} = 0,052$ м — диаметр приводного конца вала; $p_0 = 0,2969$ МПа — давление кипения, принятое в расчете равным давлению в камере компрессора; $p_p = 0,1$ МПа — расчетное наружное давление.

Принимаем, что осевая нагрузка действует на подшипник опоры B , так как подшипник опоры A из условий теплового расширения вала не фиксируется относительно корпуса в осевом направлении. Средние значения радиальных нагрузок в опорах различаются незначительно, поэтому расчет подшипника проводим по нагрузкам в опоре B .

Для коренных опор восьмицилиндрового компрессора, имеющего длинный вал, выбираем подшипник сферический радиальный двухрядный. Подшипники такого типа способны компенсировать прогибы вала, воспринимать комбинированную нагрузку при осевой грузоподъемности до 25 % использованной радиальной нагрузки и имеют повышенную радиальную грузоподъемность по сравнению с подшипниками других типов. Требуемая долговечность подшипника $L_h = 40\,000$ ч. Расчет подшипника заключается в определении требуемой динамической грузоподъемности подшипника исходя из требуемой долговечности при эквивалентной динамической нагрузке:

$$P = (XVF_r + YF_a) k_D k_T = (1 \cdot 1 \cdot 5187 + 1,78 \cdot 418) 2,5 \cdot 1 = 14\,828 \text{ Н},$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки; V — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$); Y — коэффициент осевой нагрузки; k_D — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы (для кривошипно-шатунных механизмов холодильных компрессоров рекомендуется $k_D = 2,5$); k_T — температурный коэффициент (для рабочей температуры подшипников $t < 100^\circ\text{C}$ $k_T = 1$).

Значения X и Y выбирают в зависимости от параметров $F_a/(VF_r)$ и коэффициента осевого нагружения e . Для роликового радиального сферического двухрядного подшипника средней широкой серии с диаметром внутреннего кольца 0,055—0,06 м $e = 0,38$,

$$F_a/(VF_r) = 418/(1 \cdot 5187) = 0,08.$$

Для случая $F_a/(VF_r) < e$ значения коэффициентов $X = 1$, $Y = 1,78$.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника

$$c = [L_n 60n / (a_{23} \cdot 10^6)]^{1/\rho} P = [40\,000 \cdot 60 \cdot 1400 / (0,4 \cdot 10^6)]^{0,3} 14\,828 = \\ = 225\,000 \text{ Н},$$

где n — частота вращения компрессора; a_{23} — коэффициент, характеризующий совместное влияние качества металла и условий эксплуатации подшипника (для обычных условий применения сферических двухрядных роликоподшипников $a_{23} = 0,3 \div 0,4$); ρ — показатель степени (для роликоподшипников $\rho = 10/3$).

По справочнику выбираем подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный с симметричными роликами № 53612 по ГОСТ 24696—81, $d_{вн} = 0,06$ м; $c = 235\,000$ Н.

Расчет шатуна. Шатун подвергается действию сжимающих и растягивающих сил от давления пара, а также сил инерции. Анализ диаграммы суммарной свободной силы показывает, что вследствие малой массы поступательно движущихся частей силы инерции значительно меньше сил от давления пара. В связи с этим значения сил, действующих на шатун в режиме холостого хода, существенно ниже, чем в режиме работы под нагрузкой. В рассматриваемом примере расчет ведется по силам в режиме работы компрессора под нагрузкой. Расчетная схема и основные размеры шатуна представлены на рис. 2.25.

Расчет стержня шатуна. Прочность стержня шатуна проверяем по среднему $I—I$ и минимальному $II—II$ сечениям.

Напряжение растяжения в среднем сечении

$$\sigma_p = P_{ш}/f_{ор} = 195,87 / (2,52 \cdot 10^{-4}) = 0,78 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $P_{ш} = 195,87$ Н — наибольшая растягивающая сила, действующая на шатун; $f_{ор} = 2,52 \cdot 10^{-4}$ м² — площадь среднего сечения.

Суммарные напряжения от сжатия и продольного изгиба в среднем сечении определяют по эмпирическим зависимостям: в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{сж} = P_{ш \cdot с} (1/f_{ор} + 0,000526l/I_x);$$

в перпендикулярной плоскости

$$\sigma_{сж} = P_{ш \cdot с} (1/f_{ор} + 0,000132l_1/I_y),$$

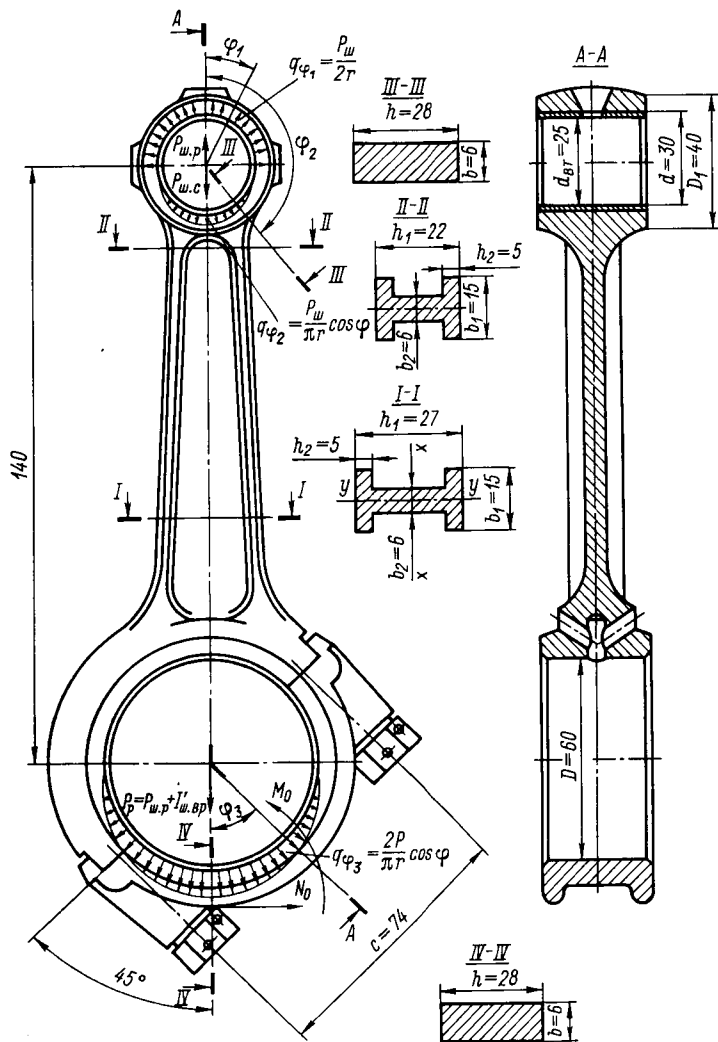


Рис. 2.25. Расчетная схема и основные размеры шатуна

где $P_{ш.с} = 7207$ Н — наибольшая сжимающая сила, действующая на шатун; $l_1 = l - (D + d)/2 = 0,14 - (0,06 + 0,03)/2 = 0,095$ м; I_x — момент инерции среднего сечения шатуна относительно оси $x-x$, м⁴:

$$\begin{aligned}
 I_x &= 2 \{ b_1 h_2^3 / 12 + b_1 h_2 [(h_1 - h_2) / 2]^2 \} + b_2 (h_1 - 2h_2)^3 / 12 = \\
 &= 2 \{ 0,015 \cdot 0,005^3 / 12 + 0,015 \cdot 0,005 [(0,027 - 0,005) / 2]^2 \} + \\
 &\quad + 0,006 (0,027 - 2 \cdot 0,005)^3 / 12 = 0,021 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;
 \end{aligned}$$

I_y — момент инерции среднего сечения относительно оси $y-y$, м⁴:

$$I_y = [2h_2b_1^3 + (h_1 - 2h_2)b_2^3]/12 = [2 \cdot 0,005 \cdot 0,015^3 + (0,027 - 2 \cdot 0,005) \cdot 0,006^3]/12 = 0,0031 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Тогда

$$\sigma_{cx} = 7207 \{1/(2,52 \cdot 10^{-4}) + 0,00053 \cdot 0,14/(0,021 \cdot 10^{-6})\} = 53,9 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_{cy} = 7207 \{1/(2,52 \cdot 10^{-4}) + 0,00013 \cdot 0,14/(0,0031 \cdot 10^{-6})\} = 71,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжение сжатия в минимальном сечении

$$\sigma_c = P_{ш.с}/f_{мин} = 7207/(2,22 \cdot 10^{-4}) = 32,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $f_{мин} = 2,22 \cdot 10^{-4}$ — площадь минимального сечения шатуна. Допускаемые напряжения для шатунов из углеродистой стали 100 МПа.

Запас прочности стержня шатуна на выносливость определяется по уравнению

$$n = (\sigma_{-1})_p / (k_\sigma \sigma_a / \epsilon_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m),$$

где $(\sigma_{-1})_p$ — предел выносливости материала при симметричном цикле растяжение — сжатие, Па; $(\sigma_{-1})_p \approx 0,31\sigma_R$; σ_R — временное сопротивление материала шатуна, Па; k_σ — коэффициент концентрации напряжений; при обработанных поверхностях $k_\sigma = 1$, при необработанных $k_\sigma = 1,3 \div 1,35$; ϵ_σ — коэффициент влияния абсолютных размеров сечения, определенный по наибольшему размеру рассчитываемого сечения (см. приложение, рис. П.5); ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; обычно $\psi_\sigma = 0,05 \div 0,2$.

Для плоскости $x-x$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_p - \sigma_{cx})/2 = (0,78 + 53,9) \cdot 10^6/2 = 27,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\sigma_{mx} = (\sigma_p + \sigma_{cx})/2 = (0,78 - 53,9) \cdot 10^6/2 = -26,6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для плоскости $y-y$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_p - \sigma_{cy})/2 = (0,78 + 71,2) \cdot 10^6/2 = 36 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_p + \sigma_{cy})/2 = (0,78 - 71,2) \cdot 10^6/2 = -35,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Запас прочности

$$n_x = 190 \cdot 10^6 (1,3 \cdot 27,3 \cdot 10^6/0,81 - 0,2 \cdot 26,6) = 4,9,$$

где $(\sigma_{-1})_p \approx 190$ МПа; $k_\sigma = 1,3$; $\epsilon_\sigma = 0,81$; $\psi_p = 0,2$,

$$n_y = 190 \cdot 10^6 (1,3 \cdot 36 \cdot 10^6/0,81 - 0,2 \cdot 35,2) = 3,7.$$

Допускаемый запас прочности 2—4.

Расчет поршневой головки шатуна. На поршневую головку действуют переменная по величине и направлению сила $P_{\text{ш}}$ и постоянное давление со стороны втулки. Когда шатун растянут, нагрузка на головку почти равномерно распространяется по верхней половине (см. рис. 2.25), а когда шатун сжат, то по нижней половине примерно по косинусоидальному закону. В том и другом случаях опасное сечение $III-III$ находится в месте перехода стержня в головку. Напряжение в сечении $III-III$ от действия силы $P_{\text{ш}}$ определяется по уравнению

$$\sigma = N_{\alpha}/S + M_{\alpha}/W,$$

где N_{α} — нормальная сила, Н; M_{α} — изгибающий момент, Н·м; S — площадь сечения, м²; W — момент сопротивления сечения, м³.

Значения N_{α} и M_{α} определяют с помощью графиков (см. приложения, рис. П.7), где показаны их отношения к силе $P_{\text{ш}}$ (для N_{α}) и моменту $P_{\text{ш}}\rho$ (для M_{α}) при растяжении шатуна и сжатии для различных значений угла заделки α , определяющего положения опасного сечения по отношению к оси шатуна. В рассматриваемом примере угол заделки $\alpha = 135^{\circ}$.

При растяжении:

$$N_{\alpha}/P_{\text{ш.р}} = 0,382; \quad M_{\alpha}/P_{\text{ш.р}}\rho = 0,081;$$

$$\rho = (D_1 + d)/4 = (0,04 + 0,03)/4 = 0,018 \text{ м};$$

$$P_{\text{ш.р}} = 195,9 \text{ Н}; \quad N_{\alpha} = 0,382 \cdot 195,9 = 74,8 \text{ Н};$$

$$M_{\alpha} = 0,081 \cdot 195,9 = 0,28 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad b = 0,028 \text{ м};$$

$$h = (0,04 - 0,03)/2 = 0,005 \text{ м};$$

$$S = bh = 0,028 \cdot 0,005 = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad W = bh^2/6 = \\ = 0,028 \cdot 0,005^2/6 = 0,116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad \sigma_{\text{р}} = 74,8/(1,4 \cdot 10^{-4}) + \\ + 0,28/(0,116 \cdot 10^{-6}) = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

При сжатии:

$$N_{\alpha}/P_{\text{ш.с}} = 0,04; \quad M_{\alpha}/P_{\text{ш.с}}\rho = 0,03; \quad P_{\text{ш.с}} = 7207 \text{ Н};$$

$$N_{\alpha} = 7207 \cdot 0,04 = 295,5 \text{ Н}; \quad M_{\alpha} = 7207 \cdot 0,03 \cdot 0,018 =$$

$$= 3,91 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad \sigma_{\text{с}} = 295,5/0,00014 + 3,9/(0,116 \cdot 10^{-6}) = \\ = 35,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжение от давления со стороны втулки определяется по уравнению $\sigma = pd/(2h)$.

Давление между головкой и втулкой

$$p = (\Delta_{\text{max}} + \Delta_t)/d \left\{ (1/E_1) [(D_1^2 + d^2)/(D_1^2 - d^2) + \mu] + \right. \\ \left. + 1/E_2 [(d^2 + d_{\text{вт}}^2)/(d^2 - d_{\text{вт}}^2) - \mu] \right\},$$

где $\Delta_{\text{max}} = 3,5 \cdot 10^{-5}$ м — максимальный натяг между втулкой и головкой; $\Delta_t = (\alpha_{\text{вт}} - \alpha_{\text{г}}) dt$ — разница теплового расширения втулки и головки, м; $\alpha_{\text{вт}}$, $\alpha_{\text{г}}$ — коэффициенты линейного

расширения материала втулки (бронза) и головки (сталь); t — температура нагрева сопряжения ($t \approx 100^\circ\text{C}$); E_1 и E_2 — модули упругости материала втулки и головки; μ — коэффициент Пуассона ($\mu = 0,3$);

$$\Delta_t = (1,7 - 1,1) 10^{-5} \cdot 0,03 \cdot 100 = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

$$p = \frac{3,5 \cdot 10^{-5} + 1,8 \cdot 10^{-5}}{0,03 \left[\frac{1}{2,2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,04^2 + 0,03^2}{0,04^2 - 0,03^2} + 0,3 \right) + \frac{1}{1,5 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,03^2 + 0,025^2}{0,03^2 - 0,025^2} - 0,3 \right) \right]} = 34,6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжение от давления со стороны втулки

$$\sigma = 34,6 \cdot 10^6 \cdot 0,03 / (2 \cdot 0,005) = 103,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Головка нагружена асимметричным циклом напряжений с амплитудой

$$\sigma_a = (\sigma_p - \sigma_o) / 2 = (2,9 + 35,7) 10^6 / 2 = 19,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

и средним напряжением

$$\sigma_m = (\sigma_p + \sigma_o) / 2 + \sigma = (2,9 + 35,7) 10^6 / 2 + 103,9 \cdot 10^6 = 71,1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Запас прочности головки на выносливость

$$n = 190 \cdot 10^6 / (1,3 \cdot 19,3 / 0,71 + 0,1 \cdot 71,1 \cdot 10^6) = 6,7.$$

Расчет кривошипной головки шатуна. На кривошипную головку шатуна действует сила

$$P_p = P_{ш.р} + I'_{ш.вр} = 365,7 + 193,9 = 559,6 \text{ Н},$$

где $P_{ш.р} = 365,7 \text{ Н}$ — наибольшая растягивающая шатун сила при работе компрессора на холостом ходу; $I'_{ш.вр} = 193,9 \text{ Н}$ — сила инерции вращающейся части шатуна, расположенной до разъема кривошипной головки (без учета массы крышки кривошипной головки шатуна).

Условно считается, что крышка жестко связана с телом шатуна. В этом случае опасным является сечение IV—IV. Напряжение от силы P_p в этом сечении определяется по уравнению

$$\sigma = N_0 / S + M_0 / W,$$

где нормальная сила N_0 , Н, изгибающий момент M_0 , Н·м, определяются с помощью графиков (см. приложение, рис. П.6) аналогично N_α и M_α ;

$$S = bh = 0,006 \cdot 0,028 = 1,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$W = bh^2 / 6 = 0,06 \cdot 0,028^2 / 6 = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$N_0 / P_p = 0,39; \quad N_0 = 0,39 \cdot 139,9 = 75,6 \text{ Н};$$

$$2M_0 / P_p c = 0,056; \quad M_0 = 0,056 \cdot 193,9 \cdot 0,074 / 2 = 0,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sigma = 75,6 / (0,0168 \cdot 10^{-6}) + 0,4 / (0,78 \cdot 10^{-6}) = 45,5 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

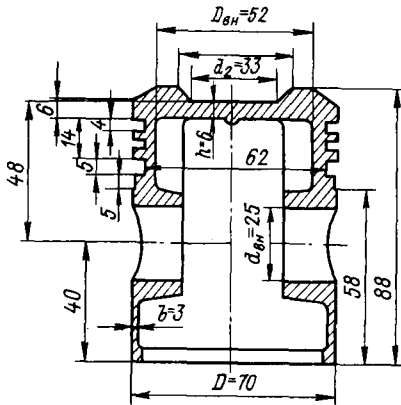


Рис. 2.26. Поршень компрессора

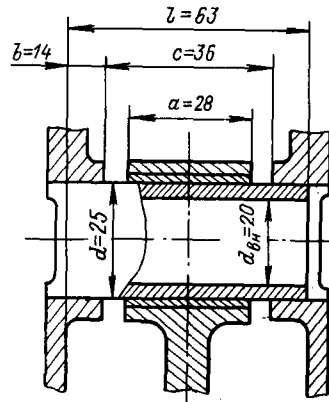


Рис. 2.27. Расчетная схема поршневого пальца

Допускаемые напряжения в крышке из стали $[\sigma] = 200$ МПа.

Расчет поршня. Днище тронкового поршня рассчитывается как круглая пластина, заделанная по контуру (рис. 2.26). Наибольшие напряжения в днище (в месте заделки):

$$\sigma_r = -0,75 \Delta p r_2^2 / h^2 = 0,75 \cdot 1,93 \cdot 10^6 \cdot 0,0165^2 / 0,006^2 = -10,9 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_t = \mu \sigma_r = 0,26 \cdot 10,9 \cdot 10^6 = 2,8 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_z = -p_n = -2,2 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\Delta p = 1,93 \cdot 10^6$ Па — наибольшая разность давлений, воспринимаемых днищем; $r_2 = 0,0165$ м — радиус контура заделки; $h = 0,006$ м — толщина днища; $\mu = 0,26$ — коэффициент Пуассона для материала поршня; $p_n = 2,2 \cdot 10^6$ Па — максимальное давление нагнетания R22 при температуре конденсации $T_K = 323$ К.

Эквивалентное напряжение в алюминиевом поршне по энергетической теории прочности

$$\begin{aligned} \sigma^* &= \sqrt{0,5 [(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]} = \\ &= 10^6 \sqrt{0,5 [(10,9 - 2,8)^2 + (2,8 + 2,2)^2 + (-2,2 - 10,9)^2]} = \\ &= 11,4 \cdot 10^6 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Допускается для днища алюминиевых поршней $[\sigma^*] = 30$ МПа. Давление на боковую стенку поршня

$$q = p_n / (DH) = 567 / (0,07 \cdot 0,072) = 0,113 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $p_n = p_{\max} \operatorname{tg} \beta = 7207 \cdot 0,079 = 567$ Н; $D = 0,07$ м — диаметр поршня; $H = 0,072$ м — высота поршня без высоты поршневых и масляеъемных колец.

Допускается для тронковых поршней $q = 0,15 \div 0,35$ МПа (большие значения для быстроходных компрессоров).

Расчет поршневого пальца. Наибольшее давление на поршневой палец в подшипнике

$$q_{\max} = P_{\text{ш}}/(da) = 7207/(0,025 \cdot 0,028) = 10,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $P_{\text{ш}} = P_{\text{ш.с}} = 7207$ Н — наибольшая по абсолютному значению сила, действующая на шатун; $d = 0,025$ м — наружный диаметр пальца (рис. 2.27); $a = 0,028$ м — длина подшипника. Допускается $q_{\max} = 15 \div 20$ МПа.

Наибольшее давление в месте соединения пальца с поршнем

$$q'_{\max} = P_{\text{ш}}/(2db) = 7207/(2 \cdot 0,025 \cdot 0,014) = 10,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $b = 0,014$ м — длина поверхности пальца в месте посадки. Допускается для алюминия $q'_{\max} = 25 \div 35$ МПа, для чугуна $q'_{\max} = 35 \div 45$ МПа.

Напряжение от изгиба

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{и}} &= P_{\text{ш}}(l + 2c - 1,5a)/[1,2(1 - \alpha^4)d^3] = \\ &= 7207(0,063 + 2 \cdot 0,036 - 1,5 \cdot 0,028)/[1,2(1 - \\ &\quad - 0,72^4)0,025^3] = 48,9 \cdot 10^6 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $l = 0,063$ м — длина пальца; $c = 0,036$ м — расстояние между местами посадки пальца в поршне; $\alpha = 0,72$ — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному. Допускается для пальцев из легированной стали $\sigma_{\text{и}} \leq 150 \div 200$ МПа, из углеродистой стали $\sigma_{\text{и}} \leq 120$ МПа.

Напряжение на срез в сечении между бобышкой поршня и головкой шатуна $\tau = 0,85P_{\text{ш}}(1 + \alpha + \alpha^2)/[d^2(1 - \alpha^4)] = 0,85 \times 7207(1 + 0,72 + 0,72^2)/[0,025^2(1 - 0,72^4)] = 30 \cdot 10^6$ Па. Допускается $\tau < 100$ МПа.

Расчет гильзы цилиндра. Гильзу цилиндра рассчитывают на пробное гидравлическое давление $p = 3,5$ МПа. Нормальные напряжения в стенке гильзы:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= p(r_1^2 + r_2^2)/(r_2^2 - r_1^2) = 3,5 \cdot 10^6(0,035^2 + 0,04^2)/(0,04^2 - \\ &\quad - 0,035^2) = 26,4 \cdot 10^6 \text{ Па}; \\ \sigma_r &= -p = -3,5 \cdot 10^6 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $r_1 = 0,035$ м — радиус внутренней окружности сечения гильзы; $r_2 = 0,04$ м — радиус наружной окружности сечения гильзы.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sigma_t - \nu\sigma_r = 26,4 - 0,3 \cdot 3,5 \cdot 10^6 = 27,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\nu = 0,3$ — отношение предела прочности на растяжение к пределу прочности на сжатие для чугуна. Значения эквивалентных напряжений для чугуна не должны превышать $[\sigma_{\text{эkv}}] =$

= 20÷35 МПа. Большие значения относятся к чугунам повышенной прочности. В данном примере материал гильзы — чугун СЧ21-40.

Расчет уплотняемых разъемов. Плотность в разъеме обеспечивается затяжкой болтов силой, необходимой для обжатия прокладки (или другого уплотняющего элемента) и сохранения нужного давления на прокладку при действии внешних сил (силы от уплотняемого давления и других, действующих на соединение в эксплуатационных условиях).

Сила затяжки, необходимая для обжатия прокладки, $P'_{зат} = F_{уп}q_{обж}$, где $F_{уп}$ — площадь прокладки, м²; $q_{обж}$ — давление на прокладку для ее обжатия, Па.

Внешняя сила от уплотняемого давления $P' = Fr$, где F — площадь, ограниченная уплотнением, м².

Сила затяжки, обеспечивающая плотность при действии внешних сил, $P'_{зат} = F_{уп}mP + (1 - \kappa)P$, где m — прокладочный коэффициент; κ — коэффициент основной нагрузки; P — сумма внешних сил, Н.

В приближенных расчетах можно принимать нижеследующие значения κ .

Для прокладок:

резиновых	0,5—0,8
неметаллических, кроме резины	0,2—0,3
металлических	0,1—0,2

С запасом на потерю затяжки силу $P'_{зат}$ увеличивают в 1,1—1,4 раза. Большее значение принимается при металлических прокладках, подвергающихся действию переменных нагрузок и температуры.

Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка, $P''_{зат} = kP$, где k — коэффициент затяжки, причем при постоянной нагрузке $k = 1,25÷1,5$, а при переменной $k = 2,5÷3$.

Соединение рассчитывают по наибольшей из сил $P'_{зат}$, $P''_{зат}$ и $P'''_{зат}$.

Давление на прокладку $q_0 = P_0/F_{уп}$, где $P_0 = P_{зат} - (1 - \kappa)P$ — сила, приложенная к прокладке при действии внешних сил, Н.

Для сохранения плотности в соединении при действии внешних сил значение q_0 должно соответствовать условиям $q_0 \geq mr$ и $q_0 > q_{0\min}$, где $q_{0\min}$ — наименьшее давление на прокладку, при которой сохраняется плотность, Па.

По условию прочности прокладки должно быть $P_{зат}/F_{уп} < [q]$, где $[q]$ — допускаемое давление на прокладку, Па.

Значения m , $q_{обж}$, $[q]$ и $q_{0\min}$ для плоских прокладок в зависимости от материала прокладки приведены в табл. П.1 приложения. Для плоских рифленых прокладок можно принимать значения m , $q_{обж}$, $[q]$ и $q_{0\min}$, уменьшенные на 20 %. Для круглых

Т а б л и ц а 2.12. Ширина плоских прокладок, мм

Прокладка	Средний диаметр прокладки, мм				
	до 100	100—200	200—400	400—600	свыше 600
Металлическая	3—4	4—5	5—6	6—7	8—12
Неметаллическая	5—6	6—7	7—8	8—12	12—20

прокладок значения по табл. П.1 можно принимать с учетом, что $b = 2d$, где d — диаметр сечения прокладки, м.

Ширину плоских прокладок ориентировочно можно выбирать по табл. 2.12.

Растягивающие напряжения в болтах $\sigma = P_{\text{зат}}/(zf)$, где z — число болтов, f — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы или диаметру стержня (для утоненных болтов), м².

Наибольшие касательные напряжения от момента, закручивающего болт при затяжке, $\tau \approx M_{\text{кр}}/0,2d^3$, где $M_{\text{кр}}$ — момент, скручивающий болт при затяжке, Н·м; $M_{\text{кр}} \approx (0,12 \div 0,15) P_{\text{зат}} d_0$; d — внутренний диаметр резьбы или диаметр стержня (для утоненных болтов), м; d_0 — наружный диаметр резьбы, м.

Эквивалентное напряжение от растяжения и кручения

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Приближенно $\sigma^* \approx 1,25\sigma$.

Допускаются напряжения, при которых запас прочности по пределу текучести $n_{\text{т}} = \sigma_{\text{т}}/\sigma^* \leq 1,3 \div 2,5$; запас прочности по пределу прочности $n_{\text{в}} = \sigma_{\text{в}}/\sigma^* \leq 1,5 \div 4$.

При переменной нагрузке дополнительно к расчету статической прочности рассчитывают прочность болтов на выносливость с учетом переменных напряжений.

Запас прочности на выносливость

$$n_{\sigma} = [\sigma_{-1}/k_{\sigma}(1 - \sigma_m)/\sigma_{\text{в}}]/\sigma_{\sigma},$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала болта, Па; k_{σ} — коэффициент концентрации напряжений (обычно $k_{\sigma} = 3,5 \div 5$); $\sigma_{\sigma} = \kappa P/(2f)$ — амплитуда переменных напряжений, Па; $\sigma_m = P_{\text{зат}}/f + \sigma_{\sigma}$ — среднее напряжение цикла, Па. Допускаются $n_{\sigma} \leq 2,5 \div 4$.

При постоянных и переменных напряжениях, если запасы статической прочности $n_{\text{т}}$ и $n_{\text{в}}$ больше 8—10, расчет на выносливость не делают.

Результаты расчетов, выполненных по изложенной методике, для рассматриваемого примера приведены в табл. 2.13. Размеры прокладок показаны на рис. 2.28. Материал прокладок — паронит. Материал болтов — сталь 40Х, $\sigma_{\text{в}} = 1000$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 800$ МПа.

Т а б л и ц а 2.13. Результаты расчетов уплотняемых разъемов

Определяемая величина	Разъем крышки цилиндра		Разъем крышки сальника	
	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение
Площадь прокладки	$F_{уп} = 2(l+b)b_2 + \frac{2lрδz}{2} - \frac{1}{2} \frac{\pi d^2 z}{4}$	$2(0,26 + 0,153)0,012 + 3,14 \cdot 0,011 \cdot 0,012 \cdot 18 - 3,14 \cdot 0,0105^2 \cdot 18 / (4 \cdot 2) = 0,0165 \text{ м}^2$	$F_{уп} = \frac{\pi}{4} \times (D_H^2 - D_{BH}^2) - \frac{\pi d^2}{4} z - \alpha s z$	$0,785(0,232^2 - 0,2^2) - 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0105^2 \cdot 10 - 0,008^2 \cdot 10 = 0,009345 \text{ м}^2$
Давление обжатия	$P'_{зат} = P_{уп} q_{обж}$	$32 \cdot 10^6 \text{ Па}$	$q_{обж}$	$32 \cdot 10^6 \text{ Па}$
Сила затяжки для обжатия прокладки	$P'_{зат} = P_{уп} q_{обж}$	$0,0165 \cdot 32 \cdot 10^6 = 0,53 \cdot 10^6 \text{ Н}$	$P'_{зат} = F_{уп} q_{обж}$	$0,009345 \cdot 32 \cdot 10^6 = 0,299 \cdot 10^6 \text{ Н}$
Прокладочный коэффициент	m	1,6	m	1,6
Уплотняемое давление	p	$2,22 \cdot 10^6 \text{ Па}$	p	$0,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$
Сила от уплотняемого давления	$P' = \left(lb - \frac{\pi R^2}{2} z \right) p$	$(0,26 \cdot 0,153 - 0,5 \cdot 3,14 \times 0,017^2) 2,22 \cdot 10^6 = 70,01 \cdot 10^3 \text{ Н}$	$P' = 0,785 D_{св}^2 p$	$0,785 \cdot 0,2^2 \cdot 0,7 \cdot 10^6 = 21,98 \cdot 10^3 \text{ Н}$
Сила затяжки, обеспечивающая плотность при действии внешних сил	$P''_{зат} = F_{уп} m p + (1 - \kappa) P'$	$0,0165 \cdot 1,6 \cdot 2,22 \cdot 10^6 + (1 - 0,2) 70,01 \cdot 10^3 = 114,608 \cdot 10^3 \text{ Н}$	$P''_{зат} = F_{уп} m p + (1 - \kappa) P'$	$0,009345 \cdot 1,6 \cdot 0,07 \cdot 10^6 + (1 - 0,2) 21,98 \cdot 10^3 = 27,98 \cdot 10^3$
нераскрытые стыка	$P''_{зат} = k P$	$1,4 \cdot 70,01 \cdot 10^3 = 98,014 \cdot 10^3 \text{ Н}$	$P''_{зат} = k P$	$1,5 \cdot 21,98 \cdot 10^3 \text{ Н}$

Определяемая величина	Разъем крышки цилиндра		Разъем крышки сальника
	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение	
Расчетная сила затяжки	$P_{зат}$	$0,53 \cdot 10^6$ Н	$P_{зат}$
Сила, приложенная к прокладке при действии внешних сил	$P_0 = P_{зат} - (1 - \kappa) P$	$0,53 \cdot 10^6$ — $-(1 - 0,2) 70,01 \cdot 10^6 =$ $= 0,4739 \cdot 10^6$ Н	$P_0 = P_{зат} - (1 - \kappa) P$
Давление на прокладку: при действии внешних сил	$q_0 = P_0 / F_{уп}$	$0,4739 \cdot 10^6 / 0,0165 =$ $= 28,72 \cdot 10^6$ Па	$q_0 = P_0 / F_{уп}$
наименьшее допустимое по условию плотности при затяжке	$q_0 \text{ min}$ $q_0 = mp$ $q_{зат} = P_{зат} / F_{уп}$	10^7 Па $1,6 \cdot 2,22 \cdot 10^6$ Па $0,53 \cdot 10^6 / 0,0165 =$ $= 32,12 \cdot 10^6$ Па	$q_0 \text{ min}$ $q_0 = mp$ $q_{зат} = P_{зат} / F_{уп}$
допускаемое	$[q]$	$11 \cdot 10^7$ Па	$[q]$
Число и размер болтов	z	18 шт., М10	11 шт., М10 10 шт., М10
Площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы	$f = 0,25\pi d_{вн}^2$	$3,14/4 \cdot 0,008918^2 =$ $= 6,24 \cdot 10^{-8}$ м ²	$f = 0,25\pi d_{вн}^2$ $= 6,24 \cdot 10^{-8}$ м ²
Растягивающее напряжение в болтах	$\sigma = P_{зат} / (zf)$	$0,53 \cdot 10^6 / (18 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 10^{-8}) =$ $= 471,86 \cdot 10^6$ Па	$\sigma = P_{зат} / (zf)$ $= 479,1 \cdot 10^6$ Па
Эквивалентное напряжение растяжения и кручения	$\sigma^* \approx 1,25\sigma$	$1,25 \cdot 471,86 \cdot 10^6 =$ $= 589 \cdot 10^6$ Па	$\sigma^* \approx 1,25\sigma$ $= 598,95 \cdot 10^6$ Па
Запас прочности по пределу текучести	$n_T = \sigma_T / \sigma^*$	$800 \cdot 10^6 / (589 \cdot 10^6) = 1,35$	$n_T = \sigma_T / \sigma^*$ $= 1,33$
прочности	$n_B = \sigma_B / \sigma^*$	$1000 \cdot 10^6 / (589 \cdot 10^6) = 1,69$	$n_B = \sigma_B / \sigma^*$ $= 1,669$

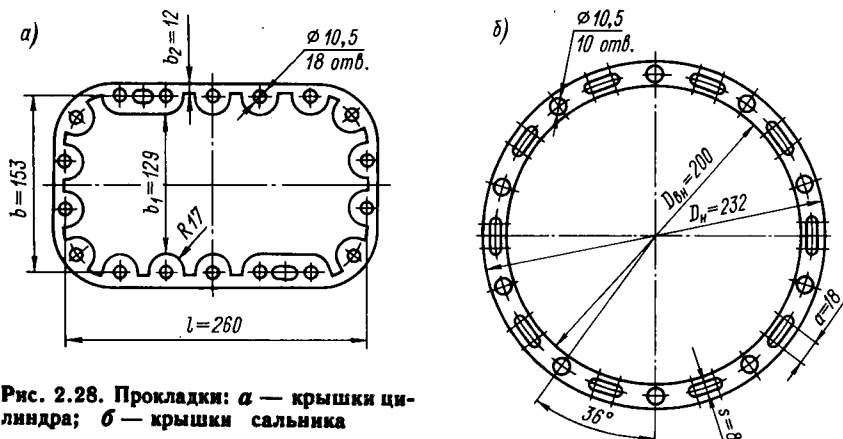


Рис. 2.28. Прокладки: а — крышки цилиндра; б — крышки сальника

Расчет сальника. Минимальное давление на графитовые кольца при сохранении герметичности сальника, $q_{\min} = 0,2$ МПа. Необходимая для его обеспечения сила от пружин сальника

$$\begin{aligned}
 P_{\text{пр}} &= 0,25\pi [q_{\min} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2) + p_{\text{к max}} [D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{в}}^2]] = \\
 &= 0,25 \cdot 3,14 [0,2 \cdot 10^6 (0,064^2 - 0,054^2) + \\
 &\quad + 0,8 \cdot 10^6 (0,054^2 - 0,052^2)] = 285 \text{ Н},
 \end{aligned}$$

где $D_{\text{н}} = 0,064$ м — наружный диаметр графитового кольца; $D_{\text{вн}} = 0,054$ м — внутренний диаметр графитового кольца; $D_{\text{в}} = 0,052$ м — диаметр вала в сальнике (рис. 2.29).

Число пружин в сальнике $z = 10$. Сила одной пружины $P'_{\text{пр}} = P_{\text{пр}}/z = 285/10 = 28,5$ Н.

Размеры пружин: средний диаметр пружины $D_{\text{ср}} = 6 \cdot 10^{-3}$ м; диаметр проволоки $d = 1 \cdot 10^{-3}$ м; число рабочих витков $n_{\text{р}} = 12$; полное число витков $n = 13,5$; материал пружин — проволока класса 1 (ГОСТ 9386—60) с модулем упругости $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па.

Необходимый прогиб пружины при минимальном давлении на опорной поверхности графитовых колец сальника

$$\begin{aligned}
 \Delta_{\min} &= 8D_{\text{ср}}^3 n_{\text{р}} P'_{\text{пр}} / (d^4 G) = 8 \cdot 0,006^3 \cdot 12 \times \\
 &\quad \times 28,5 / (0,001^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}) = 7,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}.
 \end{aligned}$$

Максимально допустимый износ пары трения графит—сталь составляет $1,5 \cdot 10^{-3}$ м. Для двух пар износ равен $3 \cdot 10^{-3}$ м.

Необходимый прогиб пружины в начальном состоянии

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\min} + 3 \cdot 10^{-3} = 7,38 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-3} = 10,38 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Сила одной пружины при прогибе Δ_{\max}

$$P'_{\text{пр max}} = P_{\text{пр}} \Delta_{\max} / (\Delta_{\min} z) = 285 \cdot 10,38 / (7,38 \cdot 10) = 40,1 \text{ Н}.$$

Напряжение в пружине при максимальном прогибе

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= 8P'_{\text{пр max}} D_{\text{ср}} / (\pi d^3) = \\ &= 8 \cdot 40,1 \cdot 0,006 / (3,14 \times \\ &\times 0,001^3) = 613,2 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

В пружинах из проволок класса I допускается $\tau_{\max} \leq \leq 900 \text{ МПа}$. Наибольшее давление на опорной поверхности графитового кольца

$$q_{\max} = q_{\min} P'_{\text{пр max}} / P'_{\text{пр}} + \Delta p_{\max} = 0,2 \cdot 10^6 \cdot 40,1 / 28,5 + 0,25 \cdot 10^6 = 0,53 \cdot 10^6 \text{ Па, где } \Delta p_{\max} = 0,25 \text{ МПа — максимальная разность давлений масла в камере сальника и картере.}$$

Для графита АГ1500-Б83 допускается $q < 2,5 \text{ МПа}$.

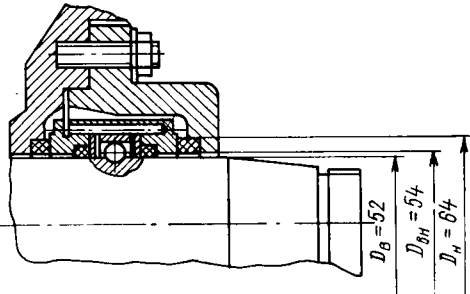


Рис. 2.29. Сальник уплотнения конца вала

2.5. РАСЧЕТ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Для нормальной работы подшипников скольжения необходим слой смазочного материала между поверхностями вала и подшипников, вследствие чего не происходит непосредственного контакта поверхностей. Основной задачей при расчете смазки подшипников является обеспечение режима жидкостной смазки в наиболее тяжелых условиях нагружения, соответствующих второму расчетному режиму. Сохранение минимально допустимой толщины масляного слоя достигается выбором зазоров и размеров деталей, подбором смазывающей жидкости с соответствующими свойствами, организацией отвода теплоты с учетом действующей нагрузки, скорости скольжения и т. д. В рассматриваемом примере определим среднюю температуру смазочного слоя, расход масла через подшипники, тепловую мощность, отводимую от подшипника, минимальную толщину смазочного слоя и необходимую подачу масляного насоса [23].

Расход масла через подшипник

$$Q = 0,5k\omega\psi l d^3,$$

где $\omega = 2\pi n$ — угловая скорость в подшипнике, рад/с; ψ — относительный диаметральный зазор в подшипнике; l — расчетная длина подшипника, м; d — диаметр шейки, м; $k = k_{\text{т}} + k_{\text{н}}$ — полный коэффициент расхода; $k_{\text{т}}$ — коэффициент, учитывающий массу масла, вытекающего в торцы из рабочей части смазочного слоя, который определяется как функция отношения l/d и относительного эксцентриситета κ (см. приложение, рис. П.8); $k_{\text{н}}$ — коэффициент, учитывающий массу масла, вытекающего в торцы из нерабочей части зазора:

$$k_{\text{н}} = \beta \zeta (d/l)^2 (p_1/q_{\text{ср}});$$

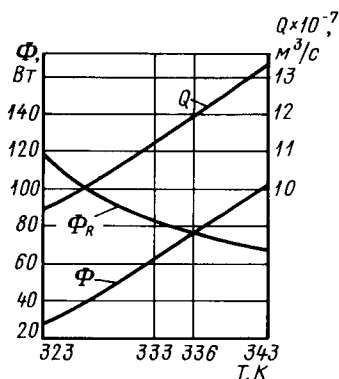


Рис. 2.30. К расчету подшипников скольжения

мая от подшипника, определяется как сумма тепловой мощности Φ_Q , отводимой вытекающим маслом, и тепловой мощности Φ_D , отводимой через подшипник в окружающую среду:

$$\Phi = \Phi_Q + \Phi_D, \quad \Phi_Q = c\rho\Delta T, \quad \Phi_D = \alpha l_n \Delta T,$$

где c — теплоемкость масла, Дж/(кг·К); ρ — плотность масла, кг/м³; $\Delta T = T - T_1$ — разность температур смазочного слоя и масла перед подшипником, К; l_n — полная длина подшипника, м; α — коэффициент теплоотдачи от подшипника к маслу, Вт/(м²·К):

$$\alpha = 19,78a(T - T_b)^{1.3}/(T - T_1),$$

a — коэффициент, равный для коренных подшипников 2—3, для шатунных 4—5; T_b — температура вокруг подшипника, К.

Тепловую мощность, выделяющуюся при трении, определяют по уравнению

$$\Phi_R = \xi^i \mu l_n \omega^2 / (2\psi),$$

где ξ^i — коэффициент сопротивления шейки вращению с учетом трения в нерабочей части зазора (см. приложение, рис. П.11).

Физические параметры масла μ , c и ρ принимаются при температуре смазочного слоя T . При наличии кольцевой канавки подшипник условно делится на два, поэтому в расчете для нахождения величин q_r и χ пользуются отношениями $(l/d)^* = l/(2d)$.

Истинную среднюю температуру смазочного слоя находят путем построения зависимостей $\Phi = f(T)$ и $\Phi_R = f(T)$, для чего Φ и Φ_R подсчитывают при нескольких значениях T , близких к вероятному (рис. 2.30). По найденному значению T , пользуясь графиками зависимостей $Q = f(T)$ и $\Phi = f(T)$, определяют необходимый расход масла через подшипники и количество теплоты, отводимой маслом.

β — коэффициент, зависящий от относительного эксцентриситета χ (см. приложение, рис. П.9); $\xi = q_{cp}\psi^2/(\mu\omega)$ — коэффициент нагруженности; μ — динамическая вязкость масла, Па·с; p_l — минимальная разность давления масла, подаваемого в подшипник, и давления в картере, Па; q_{cp} — давление на подшипник по средней нагрузке, Па.

Относительный эксцентриситет χ находится в зависимости от отношения l/d и коэффициента нагруженности ξ (см. приложение, рис. П.10). Тепловая мощность, отводи-

Т а б л и ц а 2.14. Основные расчетные величины

Определяемая величина	Формула или обозначение	Числовые значения при температуре смазочного слоя T, К		
		323	333	343
Динамическая вязкость *, Па·с	μ (приложение, рис. П. 12)	$3,47 \cdot 10^{-3}$	$2,38 \cdot 10^{-3}$	$1,79 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент нагруженности	$\zeta = \frac{q_{cp} \psi^2}{\mu \omega}$	$\frac{1,14 \cdot 10^6 \cdot 0,98^2}{3,47 \cdot 10^{-3} \cdot 151} = 0,208$	0,304	0,405
Относительный эксцентриситет	\varkappa (приложение, рис. П. 10)	0,38	0,47	0,54
Коэффициент расхода из рабочей части	k_T (приложение, рис. П. 8)	0,135	0,155	1,176
Коэффициент	β (приложение, рис. П. 9)	0,23	0,26	0,29
Коэффициент расхода из нерабочей части	$k_H = \beta \zeta (d/h)^2 r_l / q_{cp}$	$0,23 \cdot 0,208 \left(\frac{0,055}{0,028} \right)^2 \frac{0,1 \cdot 10^6}{1,14 \cdot 10^6} = 0,01619$	0,0267	0,0396
Полный коэффициент расхода	$k = k_T + k_H$	$0,135 + 0,016 = 0,151$	0,181	0,215
Расход масла через подшипник, м ³ /с	$Q = k \omega (\psi/2) l d^3$	$0,151 \cdot 151 (0,98 \cdot 10^{-3}/2) \times \times 0,028 \cdot 0,055^3 = 9,46 \cdot 10^{-7}$	$11,3 \cdot 10^{-7}$	$13,4 \cdot 10^{-7}$
Плотность масла **, кг/м ³	ρ	827	821	815
Теплоемкость масла ***, Дж/(кг·К)	c	2172	2204	2237
Температура масла перед подшипником, К	T_l	313		
Разность температур, К	$\Delta T = T - T_l$	10	20	30

Определяемая величина	Формула или обозначение	Числовые значения при температуре смазочного слоя T, К		
		323	333	343
Количество теплоты, отводимой маселом, Вт	$\Phi_Q = \alpha r Q \Delta T$	2172-827-9,46 · 10 ⁻⁷ · 10 = 16,99	40,89	73,29
Коэффициент теплоотдачи со стороны масла, Вт/(м ² ·К)	$\alpha = 19,78a(T - T_{в})^{1,5}/(T - T_1)$, где $a = 5$ $T = 313$ К	19,78 · 5 · 10 ^{1,5} / 10 = 198	242	274
Количество теплоты, отводимой в окружающую среду, Вт	$\Phi_D = \alpha r d \Delta T$	192 · 3,14 · 0,055 · 0,028 · 10 = 9,28	23,4	39,7
То же от подшипника, Вт	$\Phi = \Phi_D + \Phi_Q$	16,99 + 9,28 = 26,27	64,29	112,99
Коэффициент	ζ^f (приложение, рис. П. 11)	3,42	3,6	3,89
Количество теплоты, выделяющейся при трении, Вт	$\Phi_R = \zeta^f \mu_{гр}^2 \omega^2 / (2\psi)$	3,42 · 3,47 · 10 ⁻³ · 0,028 · 0,055 ³ × × 151 ³ / (2 · 0,98 · 10 ⁻³) = 116,9	84,4	68,6

* При отсутствии данных о зависимости $\mu = f(T)$ для малых холодильных машин можно пользоваться приближенной зависимостью $\mu = 1/323 \text{ К} / 150 / (T - 273) \mu$.

** Приблизленно плотность масел в зависимости от температуры можно определять по уравнению $\rho_T = \rho_{293 \text{ К}} - 0,7 (T - 293)$.

*** Приблизленно теплоемкость масел в зависимости от температуры можно определять по уравнению $c_T = 153,2 + 0,107 (T - 273) \text{ Дж}$.

× $\sqrt{\rho_m}$.

Для рассматриваемого примера: диаметр вкладыша кривошипного подшипника $D = 55^{+0,018}$ мм; диаметр шейки $d = 55_{-0,06}^{-0,03}$ мм.

Средний зазор $\delta = (0,018 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3} + 0,06 \cdot 10^{-3})/2 = 5,4 \cdot 10^{-5}$ м; относительный зазор $\psi = \delta/d = 5,4 \cdot 10^{-5}/0,055 = 0,98 \cdot 10^{-3}$; $l/d = 0,028/0,055 = 0,509$.

Расчет для построения зависимостей $\Phi = f(T)$, $\Phi_R = f(T)$ и $Q = f(T)$ приведен в табл. 2.14.

Из графического построения (рис. 2.30) следует, что тепловой баланс наступает при $T = 336$ К. При этой температуре:

коэффициент нагруженности $\zeta = 1,14 \cdot 10^{-6} \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}/(2,02 \times 10^{-3} \cdot 151) = 0,366$;

относительный эксцентриситет $\kappa = 0,5$;

минимальная толщина масляного слоя $h_{\min} = (d/2) (1 - \kappa) \psi = (0,055/2) (1 - 0,5) 0,98 \cdot 10^{-3} = 13,47 \cdot 10^{-6}$ м.

Допустимая величина $[h_{\min}]$, больше которой должно быть полученное значение h_{\min} , определяется так:

$$[h_{\min}] = h_{\text{д}} + h_{\text{ш}} + h_{\text{п}} + \Delta = 3 \cdot 10^{-6} + 1,6 \cdot 10^{-6} + 3,2 \cdot 10^{-6} + 1,9 \cdot 10^{-6} = 9,7 \cdot 10^{-6} \text{ м,}$$

где $h_{\text{д}} = 2 \div 3$ мкм — рабочая толщина масляного слоя; $h_{\text{ш}} = 1,6$ мкм — высота неровностей на поверхности шейки по 9-му классу (ГОСТ 2789—73*); $h_{\text{п}} = 3,2$ мкм — высота неровностей на поверхности вкладыша по 8-му классу (ГОСТ 2789—73*); $\Delta = 1,9$ мкм — прогиб вала на длине подшипника (из расчета коленчатого вала на жесткость).

Необходимая подача масляного насоса $V = Q_{\tau} z = 12 \cdot 10^{-7} \cdot 8 = 9,6 \cdot 10^{-6}$ м³/с, где $Q_{\tau} = 12 \cdot 10^{-7}$ м³/с — расход масла через подшипник при $T = 336$ К; $z = 8$ — число кривошипных подшипников.

2.6. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ РОТАЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Для условий примера 2 параграфа 1.2 определить основные геометрические размеры ротационного компрессора с катящимся ротором холодопроизводительностью $Q_0 = 300$ Вт.

Основные величины, характеризующие цикл. Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_4 = 996,7 - 876 = 120,7$ кДж/кг. Объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 120,7/0,07 = 1724,3$ кДж/м³, где $v_1 = 0,07$ м³/кг — удельный объем пара, поступающего в компрессор.

Коэффициент подачи компрессора. В соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [47], объемный коэффициент, учитывающий влияние мертвого пространства,

$$\lambda_c = 1 - c \left[(p/p_0)^{1/n_p} - 1 \right] = 1 - 0,02 \left[(0,9577/0,2614)^{1/1,1} - 1 \right] = 0,949,$$

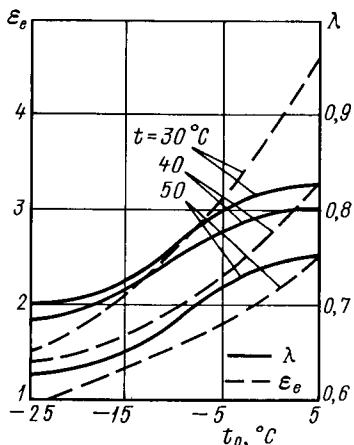


Рис. 2.31. Зависимость λ и ε_ε от температуры кипения t_0 и конденсации t для ротационных компрессоров с катящимся ротором

$n = 25 \text{ с}^{-1}$. Принимается $\lambda_{пл} = 0,85$. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл} = 0,949 \cdot 1 \cdot 0,884 \cdot 0,85 = 0,713.$$

В соответствии с экспериментальными данными рижского завода «Компрессор» (рис. 2.31) коэффициент подачи при $t = 40^\circ\text{C}$ и $t_0 = -5^\circ\text{C}$ составляет $\lambda = 0,78$. В дальнейших расчетах принимается $\lambda = 0,75$.

Максимальный объем рабочей полости цилиндра

$$W_T = \frac{Q_0}{\lambda q_v n} = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot 1724 \cdot 3 \cdot 24} = 0,0096657 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

где $n = 24 \text{ с}^{-1}$ — частота вращения вала компрессора ($n = 1440$ об/мин).

Действительная (объемная) производительность компрессора

$$V_d = W_T \lambda n = 0,0096657 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75 \cdot 24 = 0,1739836 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Основные геометрические размеры компрессора. Радиус ротора

$$R_p = \sqrt[3]{\frac{V_d}{2\lambda n k_p \psi_p (2 + \psi_p)}} = \sqrt[3]{\frac{0,1739823 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,75 \cdot 3,14 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 0,15 (2 + 0,15)}} = 0,0212123 \text{ м},$$

где $k_p = 0,5$ — относительная высота ротора; $\psi_p = 0,15$ — относительный эксцентриситет. Принимается $R_p = 0,02 \text{ м}$.

где $\sigma = 0,02$ — относительное мертвое пространство; $n_p = 1,1$ — показатель политропы обратного расширения.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др} = 1$.

Коэффициент подогрева $\lambda_w = AT - B(T_{вс} - T_0) = 2,98 \cdot 10^{-3} \times 313 - 3,25 \cdot 10^{-3} (283 - 268) = 0,884$, где $A = 2,98 \cdot 10^{-3}$, $B = 3,25 \cdot 10^{-3}$ при работе на R12; $A = 2,57 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,06 \cdot 10^{-3}$ при работе на R22; $A = 2,75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,8 \cdot 10^{-3}$ при работе на R502; T , $T_{вс}$ и T_0 — абсолютные температуры конденсации, всасывания и кипения рабочего вещества по условиям цикла.

Коэффициент плотности компрессора составляет $0,82$ — $0,92$ при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ и $0,75$ — $0,88$ при

Эксцентриситет $e = \psi_p R_p = 0,15 \cdot 0,02 = 0,003$ м. Толщина лопасти $b = 2e = 2 \cdot 0,003 = 0,006$ м. С учетом принятых значений R_p , e и ψ_p уточненная относительная высота ротора

$$k_p = \frac{W_\tau}{2\pi\psi_p(2 + \psi_p)R_p^3} = \frac{0,0096657 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15(2 + 0,15)0,02^3} = 0,592475.$$

Высота цилиндра $H = 2k_p R_p = 2 \cdot 0,5925 \cdot 0,02 = 0,023699$ м. Принимается $H = 0,024$ м.

Объемная производительность компрессора при принятых геометрических размерах

$$\begin{aligned} V_d &= \lambda \pi H (R_u^2 - R_p^2) n = \lambda \pi H [(R_p + e)^2 - R_p^2] n = \\ &= 0,75 \cdot 3,14 \cdot 0,024 [(0,02 + 0,003)^2 - 0,02^2] 24 = \\ &= 0,17498592 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Ошибка по сравнению с тепловым расчетом компрессора составляет

$$\frac{0,17498592 - 0,1739836}{0,17498592} 100 = 0,05 \%,$$

что допустимо.

Пример 2. Для условий предыдущего примера определить основные геометрические размеры ротационного пластинчатого компрессора холодопроизводительностью $Q_0 = 25$ кВт.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = 1 - a \frac{p}{p_0} = 1 - 0,1 \frac{0,9577}{0,2614} = 1 - 0,366 = 0,634.$$

Согласно графику на рис. 5.73, приведенном в работе [47], при $\pi_n = 3,66$ $\lambda = 0,57$. Принимается $\lambda = 0,6$.

Действительная (объемная) производительность компрессора

$$V_d = Q_0/q_v = 25/1724,3 = 0,0145 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принятые конструктивные соотношения между основными геометрическими размерами компрессора. Относительный эксцентриситет $\bar{e} = e/R_u = 0,1$. Отношение ширины (высоты) пластины к эксцентриситету $h/e = 4$.

Основные геометрические размеры компрессора. Исходя из допустимой средней окружной скорости скольжения пластины по цилиндру $u_{ср}$ радиус цилиндра может быть определен по уравнению (5.144), представленному в работе [47]:

$$R_u = \frac{u_{ср}}{\pi n (2 + \bar{e})} = \frac{9}{3,14 \cdot 24 (2 + 0,1)} = 0,0568698 \text{ м},$$

где $u_{ср} = 9$ м/с; $n = 24$ с⁻¹. Принимается $R_u = 0,055$ м, тогда

$$u_{ср} = \pi R_u n (2 + \bar{e}) = 3,14 \cdot 0,055 \cdot 24 (2 + 0,1) = 8,7 \text{ м/с}.$$

Оптимальное число пластин

$$z_{\text{опт}} = \pi \sqrt{\frac{R_{\text{ц}}}{3\delta} (1 + 2\bar{e})} = 3,14 \sqrt{\frac{0,055}{3 \cdot 0,002} (1 + 2 \cdot 0,1)} = 10,41,$$

где $\delta = 0,002$ м — толщина стальных пластин. Принимается $z = 10$.

Эксцентриситет $e = \bar{e}R_{\text{ц}} = 0,1 \cdot 0,055 = 0,0055$ м.

Радиус ротора $r = R_{\text{ц}} - e = 0,055 - 0,0055 = 0,0495$ м.

Согласно уравнению (5.144) в работе [46] относительная длина цилиндра (без учета толщины пластин)

$$l = \frac{\pi (2 + \bar{e}) V_{\text{д}}}{C \lambda \bar{e} R_{\text{ц}}^2 \mu_{\text{ср}}} = \frac{3,14 (2 + 0,1) 0,0145}{12,4 \cdot 0,6 \cdot 0,1 \cdot 0,055^2 \cdot 8,7} = 4,8831385,$$

где $C = 12,4$ при $z = 10$, отсюда $l = lR_{\text{ц}} = 4,8831385 \cdot 0,055 = 0,268$ м.

С учетом толщины пластин длина цилиндра может быть определена по уравнению

$$l = \frac{V_{\text{д}}}{\lambda R_{\text{ц}} e \pi \left[4\pi - \frac{\pi^3}{3} \left(1 + \frac{2e}{R_{\text{ц}}} \right) \frac{1}{z^2} - 2\delta \frac{z}{R_{\text{ц}}} \right]} =$$

$$= \frac{0,0145}{0,6 \cdot 0,055 \cdot 0,0055 \cdot 24 \left[4 \cdot 3,14 - \frac{3,14^3}{3} \left(1 + \frac{2 \cdot 0,0055}{0,055} \right) \frac{1}{10^2} - 2 \frac{0,002 \cdot 10}{0,055} \right]} = 0,2843 \text{ м.}$$

Принимается $l = 0,285$ м, тогда $l = l/R_{\text{ц}} = 5,182$. При проектировании компрессора следует принимать именно эту величину l .

Ширина (высота) пластины $h = 4e = 4 \cdot 0,0055 = 0,022$ м.

Угол сжатия по уравнению (5.140), приведенному в работе [47],

$$\varphi_{\text{сж}} = \arccos(2/e_{\text{г}} - 1) = \arccos(2/3 - 1) =$$

$$= \arccos(-0,333) = 109^\circ 30',$$

где геометрическая степень сжатия $e_{\text{г}}$ определена из условия

$$e_{\text{г}} < \pi_{\text{н}}^{1/n_{\text{сж}}} = \left(\frac{0,9577}{0,2614} \right)^{1/1,15} = 3,093$$

и принята $e_{\text{г}} = 3$. Средний условный показатель политропы сжатия принят равным $n_{\text{сж}} = 1,15$.

2.7. ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Расчет холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	250
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации T_K	303
Рабочее вещество	R22
Масло	XC-40

Тепловой расчет. Согласно известным из теории холодильных ВМК рекомендациям [46, 47], примем температуру перегрева рабочего вещества (рабочей смеси хладон — масло) $\Delta t_{\text{п}} = 35^\circ\text{C}$. Тогда температура рабочего вещества на всасывании в компрессор (и на выходе из теплообменника) $T_1 = 268\text{ К}$. Температура пара, выходящего из испарителя, $T_0 = 233\text{ К}$ (рис. 2.32).

Пренебрегая тепловыми потерями в теплообменнике, из условия равенства разности энтальпий $i_1 - i_a = i_3 - i_4$ найдем энтальпию в точке 4: $i_4 = i_3 - (i_1 - i_a) = 871,3 - (1044 - 1021,5) = 848,8\text{ кДж/кг}$.

Параметры рабочего вещества в узловых точках теоретического цикла для заданных выше условий приведены в табл. 2.15 (рекомендуется заполнять и нижнюю строку таблицы, т. е. для v , так как содержащиеся в ней данные понадобятся при последующих расчетах).

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_b = 1021,5 - 848,8 = 172,7\text{ кДж/кг}$. Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине, $G_a = Q_0/q_0 = 250/172,7 = 1,45\text{ кг/с}$.

Действительная объемная производительность компрессора $V_{\text{д}} = G_a v_1 = 1,45 \cdot 0,24 = 0,348\text{ м}^3/\text{с}$.

Теоретическая объемная производительность компрессора $V_{\text{т}} = V_{\text{д}}/\lambda = 0,348/0,78 = 0,464\text{ м}^3/\text{с}$, где коэффициент подачи ВМК $\lambda = 0,78$ находим по рис. 2.33 для принятой марки впрыскиваемого масла; $\epsilon_{\text{г}} = 5$ и $\mu_{\text{н}} = p_{\text{к}}/p_0 \approx 1,191/0,105 = 11,34$. Удельная изоэнтروпная работа сжатия 1 кг рабочего вещества $l_s = i_2 - i_1 = 1117 - 1044 = 73\text{ кДж/кг}$. Изоэнтروпная мощность компрессора $N_s = G_a l_s = 1,45 \cdot 73 = 105,85\text{ кВт}$. Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{G_a (i_2 - i_1)}{\eta_e} = \frac{105,85}{0,63} = 168\text{ кВт},$$

где эффективный КПД ВМК находят по рис. 2.34. По эффективной мощности, потребляе-

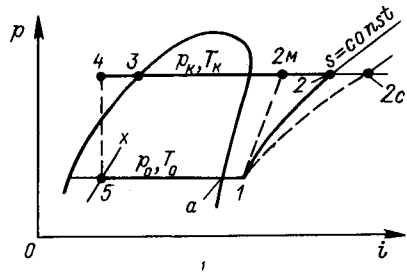


Рис. 2.32. Теоретический цикл одноступенчатой паровой холодильной машины с винтовым маслозаполненным компрессором

Т а б л и ц а 2.15. Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки						
	а	1	2	2м	3	4	б
p , МПа	0,1054	0,1054	1,1905	1,1905	1,1905	1,1905	0,1054
T , К	233	268	387,4	355	303	284	233
i , кДж/кг	1021,5	1044	1117	1091	871,3	848,8	848,8
v , м ³ /кг	0,205	0,24	0,0285	0,026	—	—	0,052

мой компрессором, с учетом запаса 5—10 % подбирают двигатель. Для этого необходимо определить режим, при котором компрессор имеет максимальную мощность, что, однако, мы здесь опустим.

Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления π_n при различных ϵ_r представлена на рис. 2.35.

Индикаторная мощность компрессора $N_i = N_e \eta_m = 168 \times 0,89 = 149,5$ кВт, где механический КПД $\eta_m = 0,89$ определяют по графику на рис. 2.36. Индикаторный КПД компрессора $\eta_i = N_s/N_i = 105,85/149,5 \approx 0,71$.

Теоретический холодильный коэффициент $\epsilon_r = q_0/l_s = 172,7/73 = 2,36$. Действительный холодильный коэффициент $\epsilon_s = Q_0/N_s = 250/168 = 1,49$.

Расход масла, впрыскиваемого в ВМК, зависит кроме прочих величин (см. ниже) также от схемы масляной системы компрессора [46, 47]. Примем схему, согласно которой масло, подаваемое

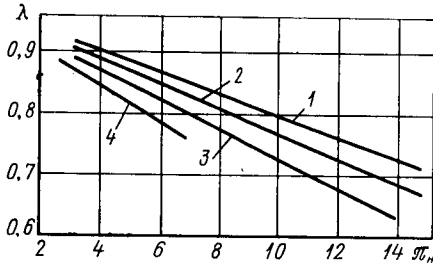
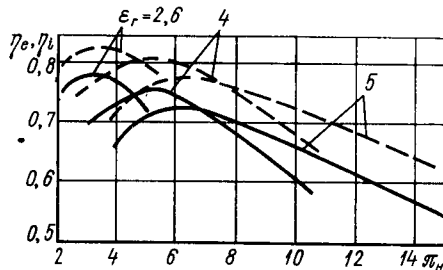


Рис. 2.33. Зависимость коэффициента подачи λ ВМК от внешней степени повышения давления π_n [47]. Профиль зубьев асимметричный:

1 — $D_1 = 200$ мм, $u_1 = 31$ м/с, $t_n = 30^\circ\text{C}$, $\epsilon_r = 5$, R22, масло ХС-40; 2 — то же, масло ХА-30; 3 — то же, но $\epsilon_r = 4$; масло ХА-30; 4 — бессальниковый компрессор: $u_1 = 25$ м/с, $t_n = 40^\circ\text{C}$, $\epsilon_r = 2,6$, R22, масло ХС-40

Рис. 2.34. Зависимость эффективного η_e и внутреннего η_i КПД для хладоновых ВМК от внешней степени повышения давления при различных геометрических степенях сжатия ϵ_r



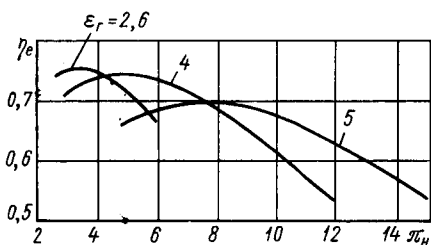


Рис. 2.35. Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления π_n при различных ε_r

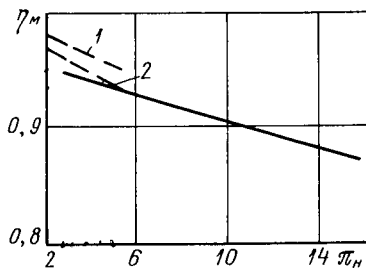


Рис. 2.36. Зависимость механического КПД η_m от π_n . Окружные скорости для ВМК и ВКС различные, близкие к оптимальным:

— для ВМК; - - - для ВКС; 1 — для крупных машин; 2 — для малых машин

на узлы механического трения (подшипники, зубчатые колеса) со стороны всасывания, не попадает затем в компрессор, а идет на слив. Тогда впрыскиваемое в компрессор масло должно отвести такое количество теплоты, которое обеспечило бы заданное (или принятое) повышение температуры Δt_m рабочей смеси (холодильного агента и масла). Одновременно масло выполняет в ВМК и другие функции — уплотняющие и смазывающие. В этом случае объемный расход масла V_m , м³/с, на впрыск составит

$$V_m = Q_m / (\Delta t_m C_m \rho_m), \quad (2.1)$$

где $\rho_m = 0,83 \cdot 10^3$ кг/м³ — средняя плотность масла; $C_m = 2,18$ кДж/(кг·К) — теплоемкость масла; Δt_m — разность температур масла, выходящего из компрессора и поступающего в него (на впрыск).

Оптимальная температура масла на входе в компрессор обычно находится в интервале 30—40 °С. Повышение температуры масла в компрессоре принимается $\Delta t_m = 20 \div 40$ °С. Количество теплоты Q_m , отводимой маслом от рабочего вещества, может быть определено следующим образом:

$$Q_m = G_a (i_{2c} - i_{2m}) = 1,45 (1146,8 - 1091) = 80,9 \text{ кДж/с,}$$

где

$$i_{2c} = i_1 + \frac{i_2 - i_1}{\eta_i} = 1044 + \frac{1117 - 1044}{0,71} = 1146,8 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию рабочего вещества после сжатия в ВМК можно найти по диаграмме i - p — по положению точки 2 m (рис. 2.32), которое для данных условий ВМК принимаем в пределах 333—363 К (60—90 °С). Приняв температуру в точке 2 m цикла равной 355 К, получим $i_{2m} = 1091$ кДж/кг (см. рис. 2.32 и 2.46).

Итак, согласно формуле (2.1) имеем $V_m = 80,9 / (20 \cdot 2,18 \times 0,83 \cdot 10^3) = 0,002236$ м³/с = 2,24 л/с. Результат вычислений

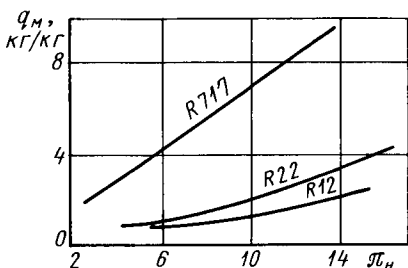


Рис. 2.37. Зависимость относительного массового расхода q_m масла ХА-30 от π_n

следует увеличить на 5—10 %. Затем необходимо проверить относительный массовый расход масла, подаваемого на впрыск: $q_m = G_m/G_a = V_m \rho_m / G_a = 1,08 \times \times 2,24 \cdot 0,83 / 1,45 \approx 1,4$ кг/кг. Полученный результат близок к рекомендуемому значению относительного (кг масла/кг холодильного агента) массового расхода, которое определяется по экспериментальным кривым на рис. 2.37.

Количество отводимой маслом теплоты Q_m также можно рассчитать из уравнения баланса энергии компрессора [47].

В том случае, когда масло из подшипников и уплотнений (на стороне всасывания) поступает во всасывающие полости компрессора и оказывает влияние на его рабочие процессы, количество теплоты Q_m определяется следующим образом:

$$Q_m = [N_e - G_a (i_{2m} - i_1)] / (1 + \alpha), \quad (2.2)$$

где α — коэффициент, учитывающий отвод теплоты от компрессора во внешнюю среду. По некоторым оценкам [19] $\alpha \approx 0,04 \div \div 0,08$. Тогда $Q_m = [168 - 1,45 (1091 - 1044)] / (1 + 0,06) = = 94,2$ кВт. Найденное по формуле (2.2) количество теплоты включает теплоту, отводимую от рабочего вещества для обеспечения рабочего процесса с конечными точками 1—2м (см. рис. 2.46), а также теплоту механических потерь.

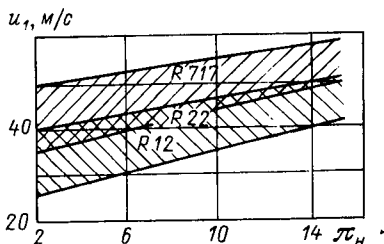
Объемный расход масла, подаваемого на впрыск, $V_m = = Q_m / (\Delta t_m C_m \rho_m) = 94,2 / (20 \cdot 2,18 \cdot 0,83 \cdot 10^3) = 0,0026$ м³/с = 2,6 л/с.

Массовый расход масла (с учетом запаса) $G_m = 1,05 V_m \rho_m = = 1,05 \cdot 2,6 \cdot 0,83 = 2,27$ кг/с; $q_m = G_m / G_a = 2,27 / 1,45 = 1,56$ кг/кг, что близко к полученному ранее результату.

Общий расход масла, циркулирующего в ВМК, включает, кроме найденного, также масло, подаваемое в подшипники, уплотнения, разгрузочные устройства и на другие возможные нужды компрессора.

Конструктивный расчет. В такой расчет входит определение основных размеров рабочей части компрессора. Определяющим размером рабочей части винтового компрессора является внешний диаметр винта D_1 . Его предварительное значение находим по формуле (5.95) работы [47], задавшись сначала значениями коэффициентов, входящих в указанную выше формулу, и типом профиля. В нашем случае примем $K_n \approx 0,97$, $K_t = 1$, $K_f = 0,1184$ для эллиптического профиля зубьев. Этот тип профиля выбран потому, что рассчитываемый ВМК имеет большой диапазон изменения рабочих температур, а следовательно, и давлений. Кроме

Рис. 2.38. Зависимость окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЩ винта ВМК от π_n для различных холодильных агентов. Масло ХА-30



того, при необходимости можно осуществить привод за ведомый (ВМ) винт.

Предварительное значение внешнего диаметра винтов

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_{\text{п}}}{K_{\text{н}} K_1 K_{fz} u_1 \lambda}} = \sqrt{\frac{\pi V_{\text{т}}}{K_{\text{н}} K_1 K_{fz} u_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,464}{0,97 \cdot 1 \cdot 0,1184 \cdot 4 \cdot 40}} = 0,2816 \text{ м},$$

где $u_1 = 40$ м/с — окружная скорость на внешней окружности ВЩ винта, как это следует из рис. 2.38.

Выбираем ближайший размер винта из типоразмерного ряда: $D_1 = 250$ мм; $K_1 = 1,35$. Тогда согласно табл. 2.16 действительный (полезный) объем парной полости $W_{\text{п}} = 2390$ см³ = $2,39 \cdot 10^{-3}$ м³. Следовательно, $V_{\text{т}} = W_{\text{п}} z_1 n_1 = 0,464$ м³. Откуда $n_1 = 0,464 / (2,39 \cdot 10^{-3} \cdot 4) = 48,535$ с⁻¹ = 2912 об/мин. Этот ответ показывает, что в качестве привода компрессора может быть использован электродвигатель с частотой вращения $n_1 = 2920 \div 2950$ об/мин.

Окружная скорость на внешней окружности винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = \pi \cdot 0,25 \cdot 48,535 = 38,1$ м/с, что находится в пределах рекомендуемых значений (рис. 2.38).

Длина винта — нарезанной части ротора — $l_{\text{в}} = K_1 D_1 = 1,35 \cdot 250 = 337,5$ мм. Принимаем $l_{\text{в}} = 338$ мм.

В данном случае могло быть и иное конструктивное решение. Выбрав по-прежнему $D_1 = 250$ мм, но $K_1 = 1$, согласно табл. 2.16 получим: $W_{\text{п}} = 1770$ см³; $V_{\text{т}} = W_{\text{п}} z_1 n_1$, откуда $n_1 = V_{\text{т}} / (W_{\text{п}} z_1) = 0,464 \cdot 10^3 / (1,770 \cdot 4) = 65,54$ с⁻¹ = 3932 об/мин; $u_1 = \pi \cdot 0,25 \times 65,54 = 51,5$ м/с, что несколько превышает рекомендуемые значения скорости.

Если ориентироваться на электрический привод, то между двигателем и компрессором придется ставить мультипликатор, что усложнит машину и повысит ее стоимость. По этим причинам вариант с $K_1 = 1$ отклоняется. Также не подходят и винты с $D_1 = 200$ мм, $K_1 = 1,5$.

Основные размерные параметры винтов типоразмерного ряда можно найти из таблиц, приведенных в литературе [35, 46, 47], а также из табл. 2.16; 2.17.

Номинальные размеры основных параметров могут быть определены по формулам (5.71)—(5.77), представленным в работе [47].

Число зубьев (впадин) ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) винтов $z_1 = 4$, $z_2 = 6$.

Т а б л и ц а 2.16. Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с эллиптическим симметричным профилем зубьев (номинальные размеры)

Параметр (см. рис. 2.39)	Внешний диаметр ВЩ винта D_1 , мм ($D_2 = D_1$)											
	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
$d_{1н}$, мм	32	40,32	51,2	64	80	102,4	128	160	201,6	256	320	403,2
$d_{2н}$, мм	48	60,48	76,8	96	120	153,6	192	240	302,4	384	480	604,8
A , мм	40	50,4	64	80	100	128	160	200	252	320	400	504
$d_{1вн} = d_{2вн}$, мм	30	37,8	48	60	75	96	120	150	189	240	300	378
a , мм	9	11,34	14,4	18	22,5	28,8	36	45	56,7	72	90	113,4
b , мм	8	10,08	12,8	16	20	25,6	32	40	50,4	64	80	100,8
r_0 , мм	1	1,26	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,6
$f_{1н}$, см ²	1,73	2,74	4,42	6,9	10,78	17,67	27,61	43,14	68,49	110,45	173	274
$f_{2н}$, см ²	1,23	1,96	3,16	4,93	7,71	12,63	19,74	30,84	48,96	78,94	123	196
$W_{ц}$ при $f_{в}$, см ² :												
$1,0D_1$	14,4	23	58	113	221	464	904	1770	3540	7240	14160	28300
$1,35D_1$	19,5	38	78,3	153	300	627	1224	2390	4770	9770	19090	38190
$1,5D_1$	21,3	42	87	168	332	696	1328	2593	5180	10620	20750	41510

Примечания. Параметры: 1) $z_1 = 4$, $z_2 = 6$; 2) $\beta_{ж} = 59^\circ 10' 11,772''$ и $\tau_{1в} = 300^\circ$ при $f_{в} = 1,0D_1$, $h_1 = 1,2D_1$; 3) $\beta_{ж} = 51^\circ 29' 17,208''$, $\tau_{1в} = 304$ и $337,8^\circ$ при $f_{в}$ соответственно $1,35D_1$ и $1,5D_1$, $h_1 = 1,6D_1$.

Т а б л и ц а 2.17. Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев СКБК (номинальные размеры)

Параметр (см. рис. 2.40)	Внешний диаметр ВЦ винта D_1 , мм ($D_2 = D_1$)									
	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
$d_{1н}$, мм	51,2	64	80	102,4	128	160	201,6	256	320	403,2
$d_{2н}$, мм	76,8	96	120	153,6	192	240	302,4	384	480	604,8
A , мм	64	80	100	128	160	200	252	320	400	504
$d'_{1вн} = d_{звн}$, мм	48	60	75	96	120	150	189	240	300	378
a , мм	14,4	18	22,5	28,8	36	45	56,7	72	90	113,4
r , мм	17,6	22	27,5	35,2	44	55	69,3	88	110	138,6
r_0 , мм	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,6
$f_{1п}$, см ²	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,57	275,57
$f_{1л}$, см ²	3,18	4,97	7,76	12,12	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
W_{II} при l_B , см ³ :										
0,9 D_1	54,2	106	207	434	848	1656	3313	6784	13 250	26 505
1,0 D_1	58,6	114,4	223	468	915	1787	3575	7320	14 297	28 600
1,35 D_1	79,1	154	301,8	632,8	1236	2414	4829	9688	19 312	38 612

Примечания. Параметры: 1) $z_1 = 4$, $z_2 = 6$; 2) $\beta_H = 59^\circ 10' 11,772''$, $\gamma_{1з} = 270$ и 300° при l_B соответственно 0,9 D_1 и 1,0 D_1 ; $\beta_1 = 1,2D_1$; 3) $\beta_H = 51^\circ 29' 17,208''$, $\gamma_{1з} = 304^\circ$ при $l_B = 1,35D_1$, $h_1 = 1,6D_1$.

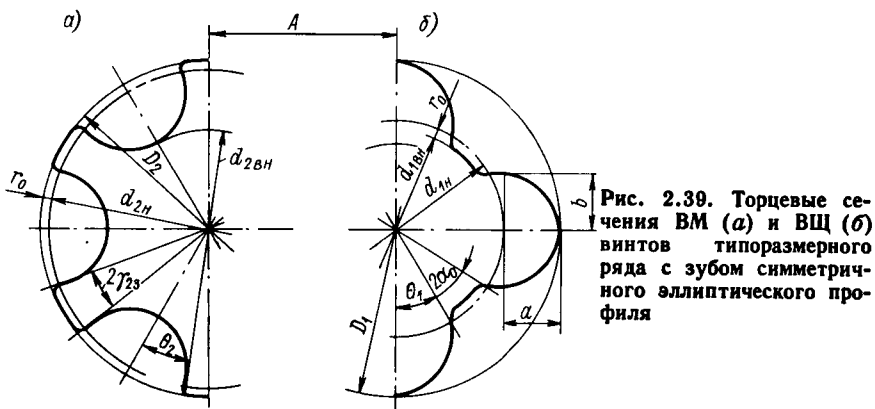


Рис. 2.39. Торцевые сечения ВМ (а) и ВЦ (б) винтов типоразмерного ряда с зубом симметричного эллиптического профиля

Передаточное число $i_{12} = z_2/z_1 = n_1/n_2 = 6/4 = 1,5$. Так как $n_1 = 2930$ об/мин, то $n_2 = 2930/1,5 = 1953,3$ об/мин.

Передаточное отношение $i_{21} = 1/i_{12} = 2/3$.

Межосевое расстояние, т. е. расстояние между осями ВЦ и ВМ винтов, согласно табл. 2.16 равно $A = 0,8D_1 = 0,8 \cdot 250 = 200$ мм.

Диаметры начальных окружностей ВЦ и ВМ винтов соответственно (рис. 2.39, 2.40)

$$d_{1н} = \frac{2A}{1+i_{12}} = \frac{2 \cdot 200}{1+1,5} = 160 \text{ мм}, \quad d_{2н} = i_{12}d_{1н} = 1,5 \cdot 160 = 240 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин ВЦ и ВМ винтов $d_{1вн} = d_{2вн} = 0,6 \cdot 250 = 150$ мм.

Высота головки зуба ВЦ винта равна длине большой полуоси эллипса: $a = 0,18D_1 = 0,18 \cdot 250 = 45$ мм. Этому же значению равна номинальная высота ножки зуба ВМ винта.

Размер малой полуоси эллипса $b = 0,16D_1 = 0,16 \cdot 250 = 40$ мм.

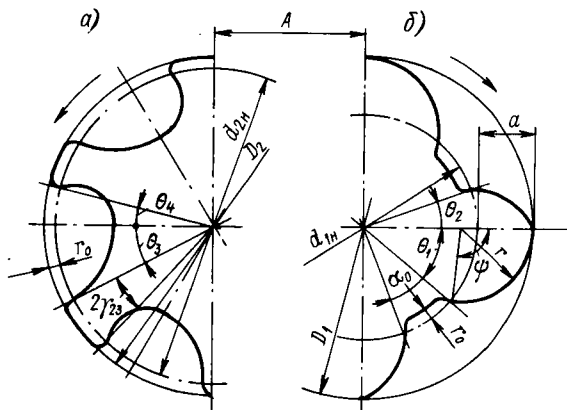


Рис. 2.40. Торцевые сечения ВМ (а) и ВЦ (б) винтов типоразмерного ряда с зубом асимметричного профиля:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= 1,5\theta_2 = 42^\circ 22' 2,28''; \quad \theta_2 = 1,5\theta_1 = 19^\circ 42' 49,104''; \quad 2\gamma_{2з} = 18^\circ 36' 46,08''; \\ \alpha_0 &= 27^\circ 55' 08,616''; \quad \psi = 101^\circ 25' 22,8'' \end{aligned}$$

Высота ножки (головки) зуба ведущего (ведомого) винта $r_0 = 0,02D_1 = 0,02 \cdot 250 = 5$ мм.

Центральные углы ведущего винта (рис. 2.39) $\theta_1 = 29^\circ 03' 45,8385''$; $2\alpha_0 = 31^\circ 52' 28,323''$. Для приближенных вычислений $\theta_1 \approx 29,06^\circ$; $2\alpha_0 \approx 31,875^\circ$. Центральные углы ведомого винта $\theta_2 = 19^\circ 22' 30,559''$, $2\gamma_{23} = 21^\circ 14' 58,882''$; для приближенных вычислений $\theta_2 \approx 19,37^\circ$, $2\gamma_{23} \approx 21,25^\circ$.

Ход винтовой линии — расстояние по образующей между двумя одноименными точками одной и той же винтовой линии на ведущем винте при указанном значении β_n согласно табл. 2.16 ($K_1 = 1,35$) $h_1 = 1,6D_1 = 1,6 \cdot 250 = 400$ мм. Ход винтовой линии ВМ винта $h_2 = i_{12}h_1 = 1,5 \cdot 400 = 600$ мм. Ход винтовых линий на цилиндре любого диаметра одного и того же винта является величиной постоянной.

Угол наклона * винтовой линии на начальных цилиндрах винтов — угол между образующей цилиндра диаметром $d_{1н}$ ($d_{2н}$) и касательной к винтовой линии на этом же диаметре:

$$\beta_n = \operatorname{arctg} \frac{\pi d_{1н}}{h_1} = \operatorname{arctg} \frac{\pi d_{2н}}{h_2} = \operatorname{arctg} \frac{\pi 160}{40} = 51^\circ 29' 17,208''.$$

Угол закрутки ВЩ винта по формуле (5.73) в работе [47] $\tau_{13} = 2\pi l_{в}/h_1 = 360 \cdot 338/400 = 304,2^\circ \approx 304^\circ$. Угол закрутки ВМ винта $\tau_{23} = i_{21}\tau_{13} = 2/3 \cdot 304,2 = 202,8^\circ \approx 203^\circ$. Предельный угол закрутки (см. § 5.2 в работе [47])

$$\tau_{1пр} = 2\pi \frac{z_1 - 1}{z_1} - 2\alpha_{01} = 360 \cdot 3/4 - 2 \cdot 25,1 = 219,8 \approx 220^\circ,$$

где $\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_2)$ — угол начала сжатия, заключенный между линией центров O_1O_2 (рис. 2.41) и лучом, проведенным через вершину зуба ВЩ винта и центр O_1 в положении начала сжатия (точнее, заполнения зубом полости) газа в парной полости; β_{02} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения начальной окружности ВМ винта и внешней окружностью ВЩ (рис. 2.41, б). Согласно теореме косинусов из треугольника O_1O_2H' имеем

$$\begin{aligned} \beta_{02} &= \arccos \frac{A^2 + r_{2н}^2 - 0,25D_1^2}{2Ar_{2н}} = \\ &= \arccos \frac{0,2^2 + 0,12^2 - 0,25 \cdot 0,25^2}{2 \cdot 0,2 \cdot 0,12} = 36,12 \approx 36^\circ, \end{aligned}$$

$$\alpha_{01} = 1,5(36,12 - 19,375) \approx 25,12 \approx 25^\circ.$$

Итак, следует иметь в виду, что $\tau_{13} > \tau_{1пр}$.

* Такая точность значения угла β_n , а также центральных углов профиля θ_2 , α_0 , γ_{23} и других необходима для расчета режущего и мерительного инструментов и настройки станка при изготовлении винтов.

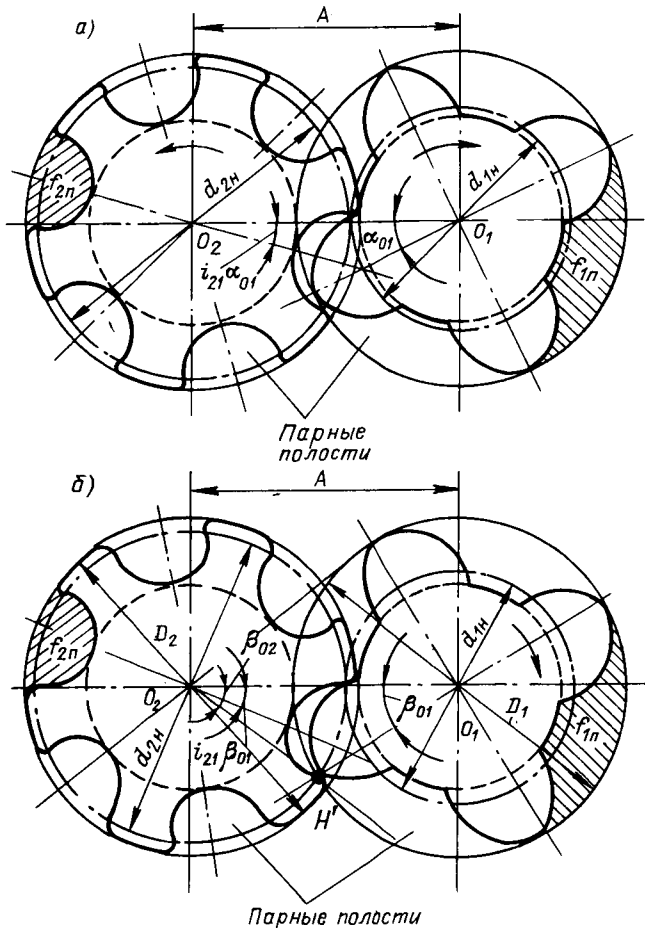


Рис. 2.41. Положение зубьев винтов в момент начала сжатия пара в парных полостях (вид на торец всасывания): *а* — зубья с симметричным эллиптическим профилем; *б* — зубья с асимметричным профилем

Здесь уместно заметить, что значения углов, не используемых при определении размеров винтов и их элементов (а следовательно, и зазоров), необходимо округлять с точностью до $0,5^\circ$.

Перейдем к определению центральных углов окон всасывания. Согласно формуле (5.78) в работе [47] при $\tau_{1з} \gg \tau_{1пр}$ угол окна всасывания ВЩ винта $\alpha_{1в} = 0,5\tau_{1з} + \pi(z_1 - 1)/z_1 = 0,5 \times 304 + 180(4 - 1)/4 = 287^\circ$ (рис. 2.42). Это значение $\alpha_{1в}$ можно принять, как показали результаты исследований [47], без корректировки, особенно имея в виду малые торцевые зазоры между винтами и корпусом на стороне всасывания.

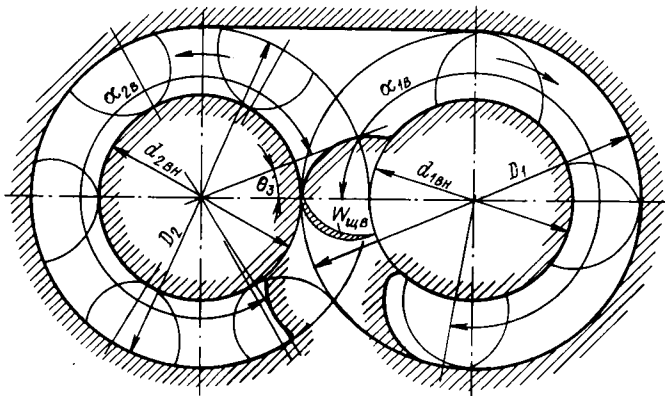


Рис. 2.42. Окна всасывания. Положение зубьев винтов в момент начала всасывания:

$W_{щв}$ — зацепленный объем на всасывании

Центральный угол окна всасывания ВМ винта согласно формуле (5.81) работы [47] $\alpha_{2в} = \alpha'_{2в} + \Delta\alpha_{2в}$, где $\alpha'_{2в} = i_{21} [0,5\tau_{1з} + \pi(z_1 + 1)/z_1] - (\theta_3 + \theta_4) + 2\gamma_{2в} = 2/3(0,5 \cdot 304 + 180 \cdot 5/4) - 2 \cdot 19,375 + 21,25 \approx 234^\circ$; $\Delta\alpha_{2в}$ — угол перекрытия, обусловленный газодинамическим наддувом.

Согласно формуле (5.79) работы [47]

$$\Delta\alpha_{2в} \approx \frac{2\pi l_{2ц} n_2}{a_1 - C_{a.ср}},$$

где $n_2 = i_{21} n_1 = (2/3) 48,535 = 32,35 \text{ с}^{-1}$; $l_{2ц} = l_{в}/\cos \beta_{2ср}$; $\beta_{2ср} = \arctg[(d_{2ср}/d_{2вн}) \text{tg} \beta_{н}]$; $d_{2вн} = 0,5(D_2 + d_{2вн}) = 0,5(0,25 + 0,15) = 0,2 \text{ м}$; $\beta_{2ср} = \arctg(0,2/0,24) 1,256 = 46,3^\circ$; $\cos \beta_{2ср} = 0,69$; $l_{2ц} = 0,338/0,69 = 0,49 \text{ м}$.

Пренебрегая влиянием масла, содержащегося в перегретом паре холодильного агента, местную скорость звука можно найти по формуле

$$a_1 \approx \sqrt{k p_1 v_1} = \sqrt{1,1105 \cdot 10^3 \cdot 0,24} = 166 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

где $k = 1,1$ — показатель изоэнтропы.

Средняя скорость движения пара в полости винта в период ее заполнения $C_{a.ср} \approx 2\pi l_{в} n_2 \lambda / \alpha'_{2в} = 360 \cdot 0,338 \cdot 32,35 \cdot 0,75 / 234 = 12,6 \text{ м/с}$.

Угол перекрытия

$$\Delta\alpha_{2в} = \frac{360 \cdot 0,49 \cdot 32,35}{166 - 12,6} = 37,3^\circ.$$

Таким образом, угол окна всасывания ведомого винта согласно формуле (5.81) работы [47] составит $\alpha_{2в} = 233,8 + 37,3 \approx 271^\circ$. Это значение угла всасывания меньше предельного $[\alpha_{2в}]_{пр} = 2\pi(z_2 - 1)/z_2 = 360 \cdot 5/6 = 300^\circ$.

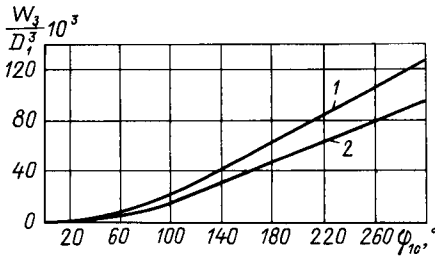


Рис. 2.43. Изменение заполненного объема парной полости в зависимости от угла поворота ВЩ винта $W_3 = f(\varphi_{1c})$ (от начала заполнения объема полости):

1 — $h_1 = 1,6D_1$, $\beta_{11} \approx 51,5^\circ$, $K_1 = 1,35$; 1,5; 2 — $h_1 = 1,2D_1$, $\beta_{11} \approx 59,2^\circ$, $K_1 = 0,9$; 1,0

Для расчета окна нагнетания необходимо сначала определить угол сжатия φ_{1c} . Согласно формуле (5.83) работы [47] $W_3 = W_0 - W_{п/е_г} = l_{в}(f_{1п} + f_{2п}) - W_{п/е_г} = 33,8(43,14 + 30,84) - 2390/5 = 2022,5 \text{ см}^3$, $(W_3/D_1^3) 10^3 = (2022,5/25^3)10^3 = 129,4$. По графику $\varphi_{1c} = f[(W_3/D_1^3) 10^3]$ (рис. 2.43) находим $\varphi_{1c} \approx 300^\circ$. Поскольку $e_г = 5$ при $\tau_{1в} = 304^\circ$, то цилиндрической части окна нагнетания не будет.

Угол окна нагнетания ВЩ винта (рис. 2.44) $\alpha_{1н} = \tau_{1в} - \varphi_{1c} + \alpha_{01} = 304 - 300 + 25,1 = 29,1^\circ$.

Для ВМ винта $\alpha_{2н} = i_{31}\alpha_{1н} + \theta_2 + 2\gamma_{2в} = 29,1/1,5 + 19,37 + 21,25 = 60^\circ$.

Таким образом, площадь сечения окна нагнетания только в торцевой плоскости составит $F_T = 0,0014D_1^2(\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 23) = 0,0014 \cdot 25^2(29,1 + 60 - 23) = 57,84 \text{ см}^2$.

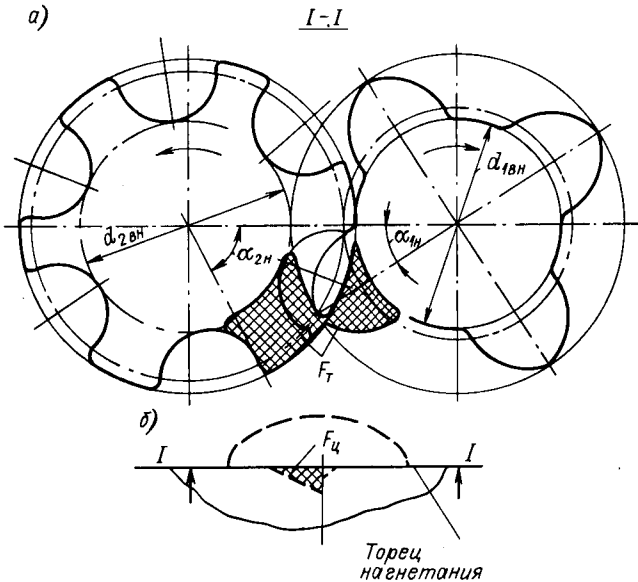


Рис. 2.44. Окно нагнетания: а — проекция на торцевую плоскость (пл. F_T); б — проекция на горизонтальную плоскость (пл. $F_ц$)

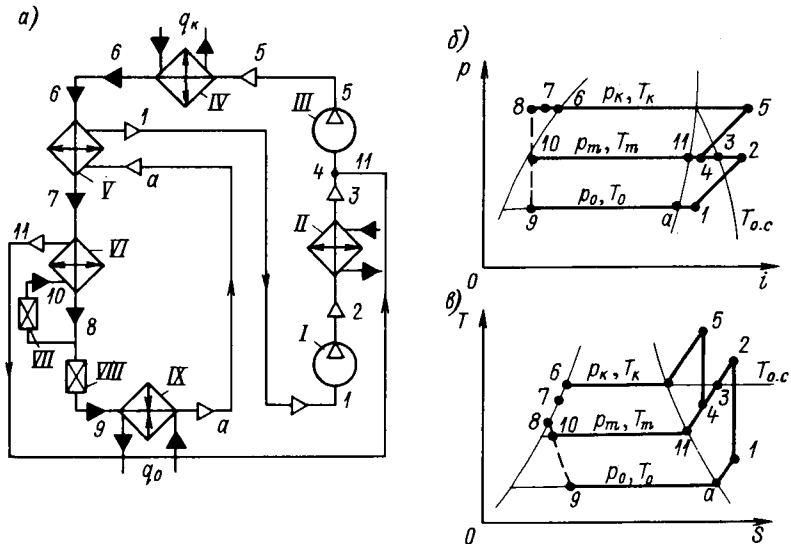


Рис. 2.45. Теоретические циклы (б, в) и схема (а) двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками:

I — ВМК ступени I; II — промежуточный холодильник; III — ВМК ступени II; IV — конденсатор; V — парожидкостный теплообменник; VI — жидкостный теплообменник; VII — вспомогательный дроссельный вентиль; VIII — основной дроссельный вентиль; IX — испаритель

Форма окна нагнетания показана на рис. 2.44. Цилиндрическая часть окна в данном случае отсутствует, что объясняется высоким значением геометрической степени сжатия ($\epsilon_r = 5$).

Пример 2. Тепловой расчет двухступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора для двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками по условиям примера 1 (рис. 2.45). Узловые точки *a* и 1 у них общие (см. рис. 2.46)

Промежуточное давление

$$p_m \approx \sqrt{p_0 p_k} = \sqrt{0,1054 \cdot 1,1905} = 0,354 \text{ МПа,}$$

чему соответствует температура $T_m = 262,9 \text{ К}$. Впишем теоретический цикл холодильной машины в диаграмму *i-p* (рис. 2.46).

Принимая недорекуперацию на холодном конце жидкостного теплообменника равной 5°C , найдем температуру в точке 8: $T_8 = T_m + 5 = 262,9 + 5 = 267,9 \text{ К}$. В этой точке энтальпия $i_8 = 829 \text{ кДж/кг}$. В точке 9 энтальпия $i_9 = i_8$.

Массовый расход рабочего вещества ступени I (низкого давления) ВМК $G_a^I = Q_0 / (i_a - i_9) = 250 / (1021,5 - 829) = 1,299 \text{ кг/с}$.

Расход рабочего вещества G_a^{II} через ступень II (высокого давления) компрессора найдем из теплового баланса системы *, состоя-

* См. также в работе [47] формулы (4.77) и (4.80).

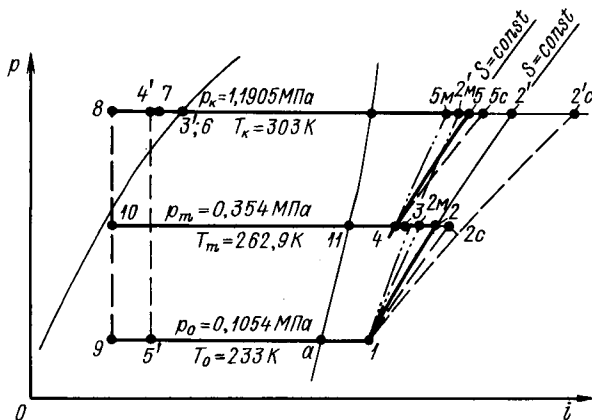


Рис. 2.46. Теоретические циклы холодильных машин (совмещены по данным примеров 1 и 2)

Цикл 1-2'-3'-4'-5'-1 одноступенчатой машины (точки 2'с и 2'м — см. пример 1); цикл 1-2-4-5-6-7-8-9-10-1 двухступенчатой машины (точки 2с и 2м, 5с и 5м — см. пример 2)

щей из парожидкостного V (рис. 2.45) и жидкостного VI теплообменников и вспомогательного дроссельного вентиля VII :

$$G_a^I i_a + G_a^{II} i_6 = G_a^I i_1 + G_a^I i_8 + (G_a^{II} - G_a^I) i_{11},$$

откуда

$$G_a^{II} = G_a^I \frac{(i_{11} - i_6) - (i_1 - i_a)}{i_{11} - i_6} =$$

$$= 1,299 \frac{(1033,9 - 829) - (1044 - 1021,5)}{1033,9 - 871,3} = 1,457 \text{ кг/с.}$$

Из теплового баланса парожидкостного теплообменника V находим состояние рабочего вещества в точке 7: $G_a^I (i_1 - i_a) = G_a^{II} (i_6 - i_7)$, откуда $i_7 = i_6 - (i_1 - i_a) G_a^I / G_a^{II} = 871,3 - (1044 - 1021,5) 1,299 / 1,457 = 851,24$ кДж/кг.

Состояние рабочего вещества на всасывании в компрессор высокого давления (точка 4 цикла) определяется из решения уравнения смешения пара состояния в точках 3 и 11, а именно: $G_a^{II} i_4 = G_a^I i_3 + (G_a^{II} - G_a^I) i_{11}$; $i_4 = G_a^I i_3 / G_a^{II} + (G_a^{II} - G_a^I) i_{11} / G_a^{II} = 1,299 \times 1062,4 / 1,457 + (1,457 - 1,299) 1033,9 / 1,457 = 1059,3$ кДж/кг.

Пользуясь найденными данными, заполняем табл. 2.18 параметров узловых точек.

Действительная объемная производительность компрессора соответственно ступеней I и II: $V_d^I = G_a^I v_1 = 1,299 \cdot 0,24 = 0,31176$ м³/с; $V_d^{II} = G_a^{II} v_4 = 1,457 \cdot 0,0765 = 0,11146$ м³/с.

Внешняя степень повышения давления ступеней I и II: $\pi_n^I = p_m / p_0 = 0,354 / 0,1054 = 3,36$; $\pi_n^{II} = p_k / p_m = 1,1905 / 0,354 =$

Т а б л и ц а 2.18. Параметры узловых точек цикла двухступенчатой холодильной машины с ВМК

Параметр	Узловые точки						
	а	1	2	2л	3	4	5
p , МПа	0,1054	0,1054	0,354	0,354	0,354	0,354	1,1905
T , К	233	268	324,5	313	303	298	360
i , кДж/кг	1021,5	1044	1077,8	1070	1062,4	1059,3	1094,3
v , м ³ /кг	0,205	0,24	0,0845	0,08	0,078	0,0765	0,026

Параметр	Узловые точки						
	5л	6	7	8	9	10	11
p , МПа	1,1905	1,1905	1,1905	1,1905	0,1054	0,354	0,354
T , К	348	303	287	267,9	233	262,9	262,9
i , кДж/кг	1082	871,3	852,25	829	829	829	1033,9
v , м ³ /кг	0,025	—	—	—	0,035	0,0025	0,065

= 3,36. Примем геометрическую степень сжатия для обеих ступеней $\epsilon_r = 2,6$. Удельная, отнесенная к 1 кг рабочего вещества, изэнтروпная работа компрессора низкого давления $l_s^I = i_2 - i_1 = 1077,8 - 1044 = 33,8$ кДж/кг; аналогично для ступени высокого давления $l_s^{II} = i_5 - i_4 = 1094,3 - 1059,3 = 35$ кДж/кг.

Работа цикла $l_{ц} = l_s^I + l_s^{II} G_a^{II} / G_a^I = 33,8 + 35 \cdot 1,457 / 1,299 = 33,8 + 39,26 = 73,06$ кДж/кг.

Теоретический холодильный коэффициент $e_r = q_0 / l_{ц} = (i_a - i_9) / l_{ц} = (1021,5 - 829) / 73,06 = 2,635$.

Изэнтروпная мощность компрессора соответственно ступеней I и II: $N_s^I = G_a^I l_s^I = 1,299 \cdot 33,8 = 43,9$ кВт; $N_s^{II} = G_a^{II} l_s^{II} = 1,457 \cdot 35 = 51$ кВт.

Эффективная мощность компрессоров $N_e^I = N_s^I / \eta_e^I = 43,9 / 0,775 = 56,6$ кВт; $N_e^{II} = N_s^{II} / \eta_e^{II} = 51 / 0,775 = 65,8$ кВт, где эффективные КПД ВМК найдены по рис. 2.34 для $\epsilon_r = 2,6$ при соответствующем значении $\pi_n = 3,36$.

Суммарная эффективная мощность на рассчитываемом режиме $\sum N_e = N_e^I + N_e^{II} = 56,6 + 65,8 = 122,4$ кВт. Полученная мощность близка к максимальной, так как степени повышения давления в каждой из ступеней мало отличаются от 3. Одновременно можно отметить, что обе ступени компрессора работают в режиме, близком к оптимальному (основному), поскольку давление внутреннего сжатия рабочего вещества в каждой из ступеней ниже и мало отличается от давления внешнего сжатия.

Эффективный холодильный коэффициент $\epsilon_e = Q_0/\Sigma N_e = 250/122,4 = 2,04$.

Индикаторные мощности компрессоров: $N_i^I = N_s^I \eta_m^I = 56,6 \times 0,935 = 52,92$ кВт; $N_i^{II} = 65,8 \cdot 0,935 = 61,52$ кВт, где механические КПД η_m находим по рис. 2.36. Индикаторные КПД ступеней I и II: $\eta_i^I = N_s^I/N_i^I = 43,9/52,92 \approx 0,83$; $\eta_i^{II} = N_s^{II}/N_i^{II} = 51/61,52 \approx 0,83$.

Численные значения энтальпии при сжатии рабочего вещества без масла (сухом сжатии) для ступеней I и II:

$$i_{2s}^I = i_1 + (i_2 - i_1)/\eta_i^I = 1044 + (1077,8 - 1044)/0,83 = 1084,7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{5s}^{II} = i_4 + (i_5 - i_4)/\eta_i^{II} = 1059,3 + (1094,3 - 1059,3)/0,83 = 1101,5 \text{ кДж/кг}.$$

На рис. 2.46 нанесены точки 2с и 5с. Они соединены штриховыми линиями 2с-1 и 5с-4, условно изображающими процессы сухого сжатия. Далее, задавшись температурой рабочего вещества в конце сжатия при работе с впрыском масла, как рассмотрено в примере 1, следует определить расход масла по ступеням компрессора. Оговорим, однако, что системы смазывания каждой ступени работают автономно. Ввиду сравнительно низкой для ВМК степени повышения давления в каждой из ступеней ориентировочно принимаем, что температура рабочей смеси от начала сжатия до начала нагнетания (точки 1—2м и 4—5м) возрастает в ступени I на 45 °С, в ступени II — на 50 °С; это позволяет найти параметры точек 2м и 5м цикла.

Рассмотрим конструктивные размеры ступеней низкого и высокого давлений ВМК. Учитывая условия работы каждой ступени — значения p_n , $(p_n - p_0)$, p_0 , T_0 , свойства рабочего вещества, — зададимся окружной скоростью на внешней окружности винта $u_1 = \pi D_1 n_1 \approx 38$ м/с и коэффициентом подачи ступени I $\lambda \approx 0,85$ (см. рис. 2.33).

Внешний диаметр винта согласно формуле (5.95) в работе [47] составит

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_d}{K_n K_l K_f z_1 u_1 \lambda}}.$$

Примем симметричный эллиптический профиль зубьев. Тогда $K_f = 0,1184$. Для ступени низкого давления предварительно $K_n = 0,96$, $K_l = 1,35$. Отсюда

$$D_1^I = \sqrt{\frac{\pi 0,31176}{0,96 \cdot 1,35 \cdot 0,1184 \cdot 4 \cdot 38 \cdot 0,85}} = 0,221 \text{ м} = 221 \text{ мм}.$$

Полученный результат находится между двумя значениями внешних диаметров винтов типоразмерного ряда: 200 и 250 мм (см. табл. 2.16). Результаты расчетов показали, что можно выб-

рать любой из них (предпочтителен больший), если поставить пару зубчатых колес, встроенных в корпус, между электродвигателем и компрессором. Но это приводит к усложнению конструкции, повышению ее массы и габаритов, а также стоимости.

Осуществить прямое соединение электродвигателя переменного тока и компрессора можно по одному из следующих вариантов.

1. Привод компрессора от двигателя за ведомый винт. Примем $D_1^I = 200$ мм, $K_1 = 1,5$, профиль зубьев эллиптическим, позволяющим передавать крутящий момент зацеплением зубьев винтов. Согласно данным табл. 2.16 $W_{\pi} = 1328$ см³ = $1,328 \cdot 10^{-3}$ м³. Теоретическая объемная производительность $V_T^I = W_{\pi} z_2 n_2 = V_{\pi}^I / \lambda_1$, откуда $n_2 = V_{\pi}^I / (W_{\pi} z_2 \lambda_1) = 0,31176 \cdot 10^3 / (1,328 \cdot 6 \times 0,81) = 48,3$ с⁻¹. Здесь принято $\lambda_1 \approx 0,81$, учитывая значения K_1 и u_1 , т. е. ухудшение наполнения полостей. Таким образом, $n_2 = 48,3$ с⁻¹ = 2900 об/мин, что близко к действительной частоте вращения электродвигателя. Окружная скорость ВЩ винта $u_1 = \pi D_1^I n_1 = \pi D_1^I i_{12} n_2 = \pi \cdot 0,2 \cdot 1,5 \cdot 48,3 = 45,5$ м/с, что можно считать допустимым.

2. Возьмем $D_1^I = 250$ мм. Тогда привод, очевидно, будет осуществляться, как обычно, за ВЩ винт. Примем $K_1 = 1$, $\lambda_1 = 0,85$. Из табл. 2.16 находим $W_{\pi} = 1770$ см³ = $1,77 \cdot 10^{-3}$ м³. Теоретическая объемная производительность $V_T^I = W_{\pi} z_1 n_1 = V_{\pi}^I / \lambda_1$, откуда $n_1 = V_{\pi}^I / (W_{\pi} z_1 \lambda_1) = 0,31176 \cdot 10^3 / (1,77 \cdot 4 \cdot 0,85) = 51,8$ с⁻¹; $u_1 = \pi \cdot 0,25 \cdot 51,8 = 40,7$ м/с.

Чтобы избежать применения мультипликатора, желательно иметь частоту вращения ВЩ винта $n_1 \approx 49$ с⁻¹. Тогда необходимо, чтобы $W'_{\pi} = 0,31176 / (49 \cdot 4 \cdot 0,85) = 1,8713 \cdot 10^{-3}$ м³, $W'_{\pi} / W_{\pi} = 1,8713 / 1,77 = 1,06$.

Следовательно, если увеличить несколько длину винтов и вместо $l_b = 250$ (при $K_1 = 1$) принять $l'_b = 265$ мм, т. е. $K_l = 1,06$, то получим $V_{\pi}^I = V_T^I \lambda_1 = W'_{\pi} z_1 n_1 \lambda_1 = 1,8713 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \times 49 \cdot 0,85 = 0,31176$ м³/с, т. е. заданную производительность (при условии, что λ_1 останется неизменным).

Такое увеличение длины винтов вполне возможно, так как не потребуется по существу изменять технологию изготовления винтов: инструмент, приспособления и настройка винтонарезных станков останутся теми же, что и для винтов с $K_l = 1$ ($\beta_{\pi} \approx 59,17^\circ$). Придется удлинить среднюю часть корпуса компрессора или установить проставку толщиной 15 мм в вертикальном разрезе со стороны всасывания. Вследствие увеличения длины винта возрастет и угол закрутки $\tau'_{13} = \tau_{13} l'_b / l_b = 300 \cdot 265 / 250 = 318^\circ$.

Окно всасывания остается практически без изменения, а окно нагнетания увеличится, так как угол сжатия ϕ_{1c} будет таким же, как и при $K_l = 1$. Это приведет к уменьшению скорости пара в окне нагнетания, а следовательно, и потерь на нагнетании. В це-

лом качественные показатели компрессора улучшатся. В случае изготовления компрессора по заказу следует принять вариант 2.

Заметим, наконец, что допускается отклонение производительности от заданной в пределах $\pm 7\%$. Уменьшение производительности ступени I повлечет за собой изменение давления p_m , т. е. увеличение нагрузки на ступень II.

Применительно к ступени II (высокого давления) для определения предварительного диаметра ВЩ винта зададимся следующими значениями коэффициентов: $K_n \approx 0,98$; $K_l = 1$; $\lambda_{II} = 0,84$. Для эллиптического симметричного профиля зубьев $K_f = 0,1184$. Окружная скорость $u_1 \approx 38$ м/с. Тогда

$$D_1^{II} = \sqrt{\frac{\pi V_d^{II}}{K_n K_l K_f z_1 u_1 \lambda_{II}}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 0,11146}{0,98 \cdot 1 \cdot 0,1184 \cdot 4 \cdot 38 \cdot 0,84}} = 0,15374 \text{ м} = 153,74 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_1^{II} = 160$ мм. Из табл. 2.16 находим для $K_l = 1$ $W_n = 464 \text{ см}^3 = 0,464 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Уточним значение частоты вращения ВЩ винта: $V_d^{II} = V_r^{II} \lambda_{II} = W_n z_1 n_1 \lambda_{II}$, откуда $n_1 = V_d^{II} / (W_n \times z_1 \lambda_{II}) = 0,11146 \cdot 10^3 / (0,464 \cdot 4 \cdot 0,84) = 71,5 \text{ с}^{-1}$, или $n_1 = 4290$ об/мин.

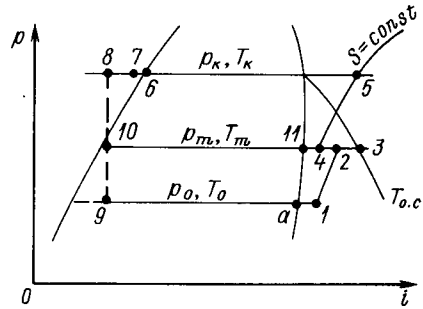
Если привод осуществлять от электродвигателя переменного тока, то нужно ставить ускоритель. Это может быть пара цилиндрических косозубых колес, встроенная в корпус компрессора. Если же привод осуществить за ведомый винт, то ускоритель не понадобится. Пусть частота вращения выбранного двигателя (согласно каталогу) $n_{дв} = 2950$ об/мин. Тогда ВЩ винт будет иметь $n_1 = i_{12} n_{дв} = 1,5 \cdot 2950 = 4425$ об/мин. При этом частота вращения ВЩ винта $n_1 = 73,75 \text{ с}^{-1}$; действительная объемная производительность компрессора $V_d^{II} = W_n z_1 n_1 \lambda_{II} = 0,464 \cdot 10^{-3} \times 4 \cdot 73,75 \cdot 0,84 = 0,115 \text{ м}^3/\text{с}$, что отличается от требуемого в большую сторону на $0,115 \cdot 100 / 0,11146 \approx 3,2\%$. Окружная скорость на периферии винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = 3,14 \cdot 0,16 \cdot 73,75 = 37,1 \text{ м/с}$.

Сравнение результатов расчета ВМК, рассмотренных в примерах 1 и 2, показывает, что двухступенчатый вариант имеет следующие преимущества перед одноступенчатым: 1) достигается значительная экономия энергии — отношение эффективных мощностей $122,4/168 = 0,72$, т. е. экономится 28 % энергии; 2) потребуются меньшая масса охлаждающей воды и меньшие площади теплообменных поверхностей.

К недостаткам двухступенчатого варианта следует отнести: 1) большую суммарную массу двух компрессоров и возможно большую их стоимость; 2) некоторое усложнение схемы холодильной машины.

Учтя влияние всех факторов на технико-экономические показатели работы холодильных машин с рассмотренным ВМК, можно уточнить ожидаемый выигрыш, однако для рассмотренных усло-

Рис. 2.47. Теоретический цикл двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками с винтовыми компрессорами сухого сжатия (см. рис. 2.45, а)



вий преимущество останется за двухступенчатым вариантом. Это подтверждается, в частности, переходом ряда фирм на выпуск двухступенчатых холодильных маслозаполненных машин взамен одноступенчатых.

Пример 3. Расчет двухступенчатого холодильного винтового компрессора сухого сжатия для двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками, схема и теоретический цикл которой показаны на рис. 2.45 и 2.47 соответственно.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт.	250
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации T_m	303
Холодильный агент	R502

Тепловой расчет. Для построения теоретического цикла холодильной машины в диаграмме $i-p$ определим промежуточное давление:

$$p_m \approx \sqrt{p_o p_k} = \sqrt{0,1303 \cdot 1,322} = 0,415 \text{ МПа.}$$

Принимаем $p_m = 0,42 \text{ МПа}$, обеспечивая более высокую степень повышения давления в ступени I, что имеет значение для ВКС. Этому давлению соответствует температура $T_m = 263,7 \text{ К}$. Таким образом, степени повышения давления по ступеням: $\pi_1 = p_m/p_o = 0,42/0,13 = 3,23$; $\pi_{II} = p_k/p_m = 1,322/0,42 = 3,15$. Примем геометрическую степень сжатия в каждой из ступеней компрессора равной $\epsilon_r = 2,6$. Пар, выходящий из испарителя, характеризуется точкой a , на всасывании в компрессор ступени I — точкой 1.

Примем перегрев хладагента в теплообменнике $V \Delta t_n = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, температура агента в точке 1 $T_1 = 238 \text{ К}$. Температуру на холодном конце жидкостного теплообменника VI (точка 8) с учетом недорекуперации примем равной $T_8 = T_m + 4,3 = 263,7 + 4,3 = 268 \text{ К}$ (рис. 2.47). Энтальпия $i_8 = 846,9 \text{ кДж/кг}$.

Поскольку температура хладагента $T_8 = 277 \text{ К}$ (после ступени I компрессора) ниже температуры окружающей среды ($T_{o.c} = 303 \text{ К}$), то промежуточный холодильник II в нашем случае

Т а б л и ц а 2.19. Параметры узловых точек цикла

Параметр	Узловые точки					
	<i>a</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>p</i> , МПа	0,13	0,13	0,42	0,42	0,42	1,322
<i>T</i> , К	233	238	277	303	273,5	319
<i>i</i> , кДж/кг	980	983	1002,5	—	1000	1021,5
<i>v</i> , м ³ /кг	0,127	0,13	0,0455	—	0,045	0,015

Параметр	Узловые точки					
	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
<i>p</i> , МПа	1,322	1,322	1,322	0,1303	0,42	0,42
<i>T</i> , К	303	301	268	233	263	263
<i>i</i> , кДж/кг	887,8	885,6	846,9	846,9	846,9	993
<i>v</i> , м ³ /кг	—	—	—	0,026	0,002	0,0425

оказывается излишним и из схемы холодильной машины он должен быть исключен *. Полученные данные заносим в табл. 2.19.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_9 = 980 - 846,9 = 133,1$ кДж/кг.

Массовый расход холодильного агента компрессора низкого давления (ступени I)

$$G_a^I = Q_0/q_0 = 250/133,1 = 1,878 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход хладагента через ступень II компрессора III согласно тепловому балансу системы, состоящей из теплообменников V и VI и дроссельного вентиля VII, составит

$$G_a^{II} = G_a^I \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_a)}{i_{11} - i_8} =$$

$$= 1,878 \frac{993 - 846,9 - 983 + 980}{993 - 887,8} = 2,555 \text{ кг/с.}$$

Из теплового баланса парожидкостного теплообменника V находим $i_7 = i_8 - (i_1 - i_a) G_a^I / G_a^{II} = 887 - (983 - 980) 1,878 / 2,555 = 885,6$ кДж/кг.

Уравнение смешения пара состояния точек 2 и 11 позволяет определить энтальпию точки 4:

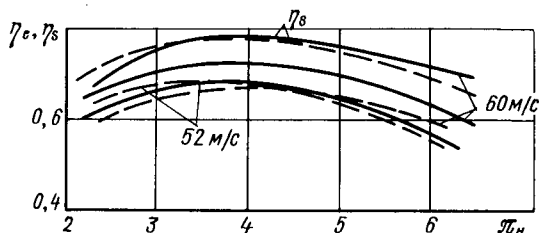
$$i_4 = [G_a^I i_2 + (G_a^{II} - G_a^I) i_{11}] / G_a^{II} =$$

$$= [1,878 \cdot 1002,5 + (2,555 - 1,878) 993] / 2,555 \approx 1000 \text{ кДж/кг.}$$

* Однако сохраним его на схеме рис. 2.45, так как в других случаях при $T_2 > T_{0.c}$ он необходим.

Рис. 2.48. Зависимость эффективного η_e (учитывающего также потери в мультипликаторе) и изоэнтروпного η_s КПД ВКС от π_n при различных окружных скоростях ($\epsilon_r = 3$):

— для R22, --- для R12



Как показывают результаты расчетов, в рассматриваемом конкретном случае можно отказаться также от теплообменника V , что еще более упростило бы схему холодильной машины, а перегрев пара (на 1—3 °С) осуществлять в испарителе.

Действительная объемная производительность компрессора соответственно ступеней I и II:

$$V_{\text{д}}^{\text{I}} = G_{\text{а}}^{\text{I}} v_1 = 1,878 \cdot 0,13 = 0,2441 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{\text{д}}^{\text{II}} = G_{\text{а}}^{\text{II}} v_4 = 2,555 \cdot 0,045 = 0,1149 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Удельная изоэнтروпная работа компрессора ступени низкого давления $l_s^{\text{I}} = (i_2 - i_1) = 1002,5 - 983 = 19,5$ кДж/кг. Изоэнтروпная работа ступени высокого давления $l_s^{\text{II}} = G_{\text{а}}^{\text{II}} (i_5 - i_4)/G_{\text{а}}^{\text{I}} = (2,555/1,878) (1021,5 - 1000) = 29,25$ кДж/кг. Изоэнтروпная работа цикла $l_s^{\text{I}} + l_s^{\text{II}} = 19,5 + 29,25 = 48,75$ кВт.

Теоретический холодильный коэффициент $e_{\text{т}} = q_0/(l_s^{\text{I}} + l_s^{\text{II}}) = 133,1/48,75 = 2,73$.

Изоэнтروпная мощность компрессоров соответственно ступеней I и II: $N_s^{\text{I}} = G_{\text{а}}^{\text{I}} l_s^{\text{I}} = 1,878 \cdot 19,5 = 36,62$ кВт; $N_s^{\text{II}} = G_{\text{а}}^{\text{II}} l_s^{\text{II}} = 2,555 (1021,5 - 1000) = 54,93$ кВт.

Эффективная мощность компрессоров: $N_e^{\text{I}} = N_s^{\text{I}}/\eta_e^{\text{I}} = 36,62/0,72 = 50,86$ кВт; $N_e^{\text{II}} = N_s^{\text{II}}/\eta_e^{\text{II}} = 54,93/0,71 = 77,36$ кВт, где значения эффективных КПД η_e приняты по рис. 2.48 с учетом π_n и ожидаемой скорости u_1 .

Суммарная мощность, потребляемая ВКС холодильной машины: $\sum N_e = N_e^{\text{I}} + N_e^{\text{II}} = 50,86 + 77,36 = 128,2$ кВт.

Действительный холодильный коэффициент $e_e = Q_0/\sum N_e = 250/128,2 = 1,95$.

Конструктивный расчет ВКС. Диаметр винтов ступени I

$$D_{\text{I}}^{\text{I}} = \sqrt{\frac{\pi V_{\text{д}}^{\text{I}}}{K_{\text{н}} K_{\text{I}} K_{\text{I}2} u_1 \lambda_{\text{I}}} = \sqrt{\frac{3,1416 \cdot 0,2441}{0,96 \cdot 1 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 70 \cdot 0,92}} = 0,1613 \text{ м},$$

где значение $\lambda_{\text{I}} = 0,92$ согласно рис. 2.49. Принимаем $D_{\text{I}}^{\text{I}} = 160$ мм. По табл. 2.17 находим $W_{\text{п}} = 468 \text{ см}^3 = 0,468 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $V_{\text{в}}^{\text{I}} = V_{\text{д}}^{\text{I}}/\lambda_{\text{I}} = W_{\text{п}} z_1 n_1$, откуда $n_1 = V_{\text{д}}^{\text{I}}/(W_{\text{п}} z_1 \lambda_{\text{I}}) = 0,2441 \times 10^3/(0,468 \cdot 4 \cdot 0,92) = 141,73 \text{ с}^{-1} = 8504 \text{ об/мин}$. Принимаем

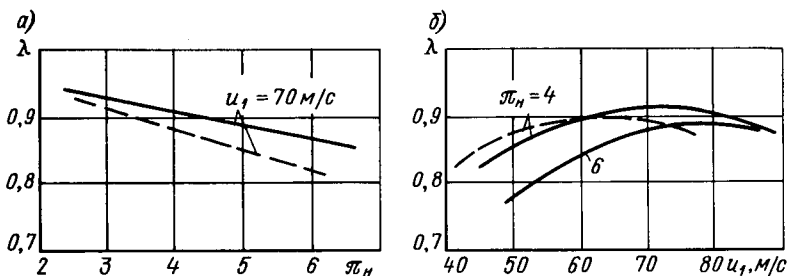


Рис. 2.49. Зависимость коэффициента подачи λ ВКС от π_n (а) и окружной скорости u_1 (б):

— для R22, - - - для R12

$n_1 = 8500$ об/мин. Окружная скорость на внешней окружности ВЩ винта $u_1 = \pi D_1^I n_1 = \pi \cdot 0,16 \cdot 141,7 = 71,2$ м/с. Длина винтов $l_b = K_l D_1^I = 1,0 \cdot 160 = 160$ мм.

Для ступени II

$$D_1^{II} = \sqrt{\frac{\pi V_d^{II}}{K_n K_l K_{fz} u_1 \lambda_{II}}} = \sqrt{\frac{3,1416 \cdot 0,1149}{0,96 \cdot 1 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 0,88 \cdot 58}} = 0,1243 \text{ м.}$$

Принимаем $D_1^{II} = 125$ мм; $W_{II} = 223 \text{ см}^3 = 0,223 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Частота вращения $n_1 = V_d^{II} (W_{II} \lambda_{II}) = 0,1149 \cdot 10^3 / (0,223 \times \times 4 \cdot 0,88) = 146,4 \text{ с}^{-1} = 8782,6$ об/мин ≈ 8780 об/мин. Окружная скорость $u_1 = 3,14 \cdot 0,125 \cdot 146 \approx 57,5$ м/с. Согласно рис. 2.48 такая окружная скорость допустима. Длина винтов $l_b = K_l D_1^{II} = 1,0 \cdot 125 = 125$ мм.

Пример 4. Расчет одноступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора двухступенчатой холодильной машины с промежуточным отбором пара (для дозарядки компрессора) с однократным дросселированием. Теоретический цикл и схема показаны на рис. 2.50.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации T_K	308
Рабочее вещество	R22
Масло	XC-40

Тепловой расчет. Примем температуру перегрева рабочего вещества $\Delta t_{II} = 40$ °С. Тогда температура в точке 1 $T_1 = 273$ К. Вследствие подвода пара для дозарядки в конструктивно одноступенчатом ВМК осуществляется двухступенчатое сжатие пара. По аналогии с двухступенчатыми холодильными машинами промежуточное давление пара, близкое к оптимальному, равно

$$p_m \approx \sqrt{p_0 p_K} = \sqrt{0,1054 \cdot 1,353} = 0,378 \text{ МПа.}$$

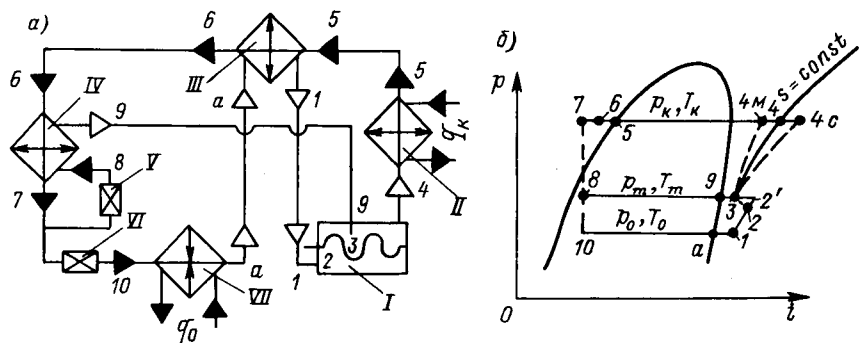


Рис. 2.50. Теоретический цикл (б) и схема (а) двухступенчатой холодильной машины с промежуточным отбором пара, одноступенчатым винтовым компрессором при однократном дросселировании:

I — одноступенчатый ВМК; *II* — конденсатор; *III* — регенеративный теплообменник; *IV* — жидкостный теплообменник; *V* — вспомогательный регулирующий вентиль; *VI* — основной регулирующий вентиль; *VII* — испаритель

По диаграмме i - p находим $T_m = 264,5$ К. Согласно данным испытаний такого компрессора на R22 [18] примем потери давления пара в подводящем тракте $\Delta p_{\text{тр}} \approx 0,12$ МПа. Для конкретных условий оно может быть рассчитано. Тогда давление пара в парной полости компрессора в конце первого этапа сжатия — в точке 2 (рис. 2.50) составит $p_2 = p_m - \Delta p_{\text{тр}} = 0,378 - 0,12 \approx 0,26$ МПа.

Исходя из приведенных данных впишем теоретический цикл холодильной машины в диаграмму состояния i - p и определим параметры в узловых точках (табл. 2.20).

Температуру жидкости в точке 7 на холодном конце теплообменника найдем из условия недорекуперации: $T_7 = T_8 + (3 \div \div 5) = 265,5 + 4,5 = 270$ К. По диаграмме i - p находим $i_7 = 831$ кДж/кг. Массовый расход G_a^I рабочего вещества через испаритель *VII*, поступающего затем в камеру всасывания компрессора, составляет $G_a^I = Q_0 / (i_a - i_{10}) = 100 / (1021,5 - 831) = 0,525$ кг/с. Это количество пара засасывается компрессором, заполняя полезный объем полостей компрессора.

Для определения массового расхода G_a^{II} через компрессор необходимо составить тепловой баланс системы, состоящей из регенеративного *III* и жидкостного *IV* теплообменников, а также вспомогательного дроссельного вентиля *V*.

В систему поступает жидкое рабочее вещество в количестве G_a^{II} при температуре T_5 , а также пар в количестве G_a^I , имеющий температуру T_0 . Из системы выходят жидкое рабочее вещество в количестве G_a^I при температуре T_7 , пар G_a^I температурой T_1 и пары рабочего вещества в количестве $G_a^{II} - G_a^I$ температурой T_9 . Та-

Т а б л и ц а 2.20. Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки					
	а	1	2	3	4	4м
p , МПа	0,1054	0,1054	0,26	0,378	1,353	1,353
T , К	233	273	314	311	377	353
i , кДж/кг	1021,5	1047	1072	1067,6	1106	1087
v , м ³ /кг	0,205	0,242	0,114	0,075	0,024	0,022

Параметр	Узловые точки					
	5	6	7	8	9	10
p , МПа	1,353	1,353	1,353	0,378	0,378	0,1054
T , К	308	290	269	264,5	264,5	233
i , кДж/кг	877,5	855	831	831	1035	831
v , м ³ /кг	—	—	—	—	0,06	0,036

ким образом, уравнением теплового баланса системы будет $G_a^I i_a + G_a^{II} i_5 = G_a^I (i_7 + i_1) + (G_a^{II} - G_a^I) i_9$, откуда

$$G_a^{II} = G_a^I \frac{(i_9 - i_7) - (i_1 - i_a)}{i_9 - i_5} =$$

$$= 0,525 \frac{(1035 - 831) - (1047 - 1021,5)}{1035 - 877,5} = 0,595 \text{ кг/с.}$$

Итак, компрессор получает дозарядку рабочим веществом $\Delta G_a = G_a^{II} - G_a^I = 0,595 - 0,525 = 0,07 \text{ кг/с.}$

Состояние рабочего вещества в точке 6 найдем из уравнения теплового баланса регенеративного теплообменника III: $G_a^I (i_1 - i_a) = G_a^{II} (i_5 - i_6)$, откуда $i_6 = i_5 - G_a^I (i_1 - i_a) / G_a^{II} = 877,5 - 0,525 (1047 - 1021,5) / 0,595 = 855 \text{ кДж/кг.}$

Из уравнения смешения пара, состояние которого соответствует точкам 2 и 9, определим состояние рабочего вещества в точке 3: $G_a^{II} i_3 = G_a^I i_2 + (G_a^{II} - G_a^I) i_9$, откуда $i_3 = i_9 + G_a^I (i_2 - i_9) / G_a^{II} = 1035 + 0,525 (1072 - 1035) / 0,595 = 1067,6 \text{ кДж/кг.}$ Температура рабочего вещества в точке 3 после смешения пара $T_3 = 311 \text{ К.}$

Несмотря на незначительное повышение температуры рабочего вещества от точки 1 до точки 2 (см. табл. 2.20), впрыск некоторой массы масла на первом этапе сжатия позволит уменьшить протечки, снизить температуру деталей и подогрев рабочего вещества, а также улучшить смазку контактирующих частей. С этой целью назначим впрыск масла на первом этапе сжатия 0,2 кг/с, однако

его влияние на состояние рабочего вещества в точке 2 учитывать в расчете не будем.

При сжатии пара от точки 3 до точки 4 по изоэнтропе температура рабочего вещества повысится до $T_4 = 377$ К. При сжатии по политропе без впрыска масла (при сухом сжатии) энтальпия в точке 4с была бы равна $i_{4с} = i_3 + (i_4 - i_3)/\eta_i = 1067,6 + (1106 - 1067,6)/0,55 = 1137,4$ кДж/кг, чему соответствует температура $T_{4с} = 413$ К. Для того чтобы снизить температуру рабочего вещества в компрессоре до 353 К (точка 4м), при которой $i_{4м} = 1087$ кДж/кг (см. табл. 2.20), необходимо впрыснуть масла в объеме $V_m = Q_m / (c_m \rho_m \Delta t_m) = G_a^{II} (i_{4с} - i_{4м}) / (c_m \rho_m \Delta t_m) = 0,595 \times (1137,4 - 1087) / (20 \cdot 2,18 \cdot 0,83 \cdot 10^3) = 0,00083$ м³/с = 0,8 л/с.

С учетом запаса (примерно 20 %) требуется впрыснуть в компрессор на втором этапе сжатия около 1,2 л/с масла. При этом коэффициент относительной подачи масла будет иметь значение $q_m = 1,2 \cdot 0,83 / 0,595 \approx 1,7$ кг/кг. Степень повышения давления на первом этапе сжатия пара $\pi_I = p_2/p_1 = 0,378/0,1054 \approx 3,6$, на втором этапе $\pi_{II} = p_4/p_3 = 1,353/0,378 \approx 3,8$. Геометрическую степень сжатия примем равной $e_r = 4$.

Определим мощность, потребляемую компрессором. После изоэнтропного процесса сжатия на первом этапе (точки 1—2 на рис. 2.50) происходит процесс смешения пара (точки 2—3), находящегося в компрессоре, с более холодным паром, поступающим из жидкостного теплообменника IV. Энергия, затраченная на преодоление сопротивления и смешение, сообщается пару компрессором. Теоретическую мощность, затраченную на первом этапе сжатия, можно определить для условного процесса сжатия от точки 1 до точки 2' по изоэнтропе. Тогда $N_v^I \approx G_a^I (i_2' - i_1) = 0,525 (1084 - 1047) = 19,42$ кВт, где энтальпия пара в точке 2' $i_2' = 1084$ кДж/кг найдена по диаграмме состояния.

Другой приближенный способ определения мощности, потребляемой компрессором на первом этапе сжатия, состоит в следующем. Работу теоретического компрессора на этом этапе можно представить как сумму работ изоэнтропной (процесс 1—2) и смешения (процесс 2—3). Процесс смешения можно считать адиабатным и происходящим в первом приближении при постоянном объеме. В этом случае удельный объем пара $v_{см} \approx [v_2 G_a^I + v_3 (G_a^{II} - G_a^I)] / G_a^{II} = (0,114 \cdot 0,525 + 0,06 \cdot 0,07) / 0,595 = 0,1076$ м³/кг, а теоретическая мощность, потребляемая компрессором на первом этапе при указанных условиях, $N_v^I \approx G_a^I [(i_2 - i_1) + v_{см} (p_3 - p_2)] = 0,525 [1072 - 1047 + 10^3 \cdot 0,1076 \times (0,378 - 0,26)] = 19,79$ кВт.

Индикаторная мощность $N_i^I = N_v^I / \eta_i^I = 19,79 / 0,8 = 24,7$ кВт, где значение η_i^I определяют по графику на рис. 2.34. Индикаторная мощность, затраченная на втором этапе сжатия пара, $N_i^{II} = N_v^{II} / \eta_i^{II} = G_a^{II} (i_4 - i_3) / \eta_i^{II} = 0,595 (1106 - 1067,6) / 0,78 =$

$= 29,3$ кВт. Полная индикаторная мощность компрессора $N_i = N_i^I + N_i^{II} = 24,7 + 29,3 = 54$ кВт. Эффективная мощность, потребляемая компрессором, $N_e = N_i/\eta_m = 54/0,92 = 58,7$ кВт, где $\eta_m = 0,92$ согласно рис. 2.36.

Холодильный коэффициент теоретического цикла *

$$\begin{aligned} \varepsilon_\tau &= \frac{i_a - i_{10}}{(i_2 - i_1) + \{[(i_9 - i_7) - (i_1 - i_a)](i_4 - i_3)\}/(i_9 - i_5)} = \\ &= \frac{1021,5 - 831}{(1084 - 1047) + \{[(1035 - 831 - 1047 + 1021,5)] \times \\ &\quad \times (1106 - 1067,6)\}/(1035 - 877,5)} = 2,36. \end{aligned}$$

Эффективный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/N_e = 100/58,7 = 1,7$.

Конструктивные расчеты одноступенчатого ВМК, работающего по циклу с промежуточным отбором пара для дозарядки. Действительная объемная производительность компрессора по условиям всасывания $V_d = G_d^I v_1 = 0,525 \cdot 0,242 = 0,12705$ м³/с. Для определения теоретической объемной производительности необходимо задаться коэффициентом подачи λ компрессора. При этом учтем, что на численное значение λ оказывают влияние протечки как первого, так и второго этапов сжатия. Общая степень повышения давления в компрессоре $\pi_n = p_n/p_0 = 1,353/0,1054 = 12,8$. Примем $\lambda \approx 0,68$. Выберем асимметричный профиль зубьев с циклоидальной тыльной частью, обеспечивающий лучшую осевую герметичность. Для него $K_f = 0,1191$. В одноступенчатом компрессоре с двумя ступенями сжатия целесообразно иметь винты относительно большей длины, поэтому примем $K_l = 1,35$. Предполагая разность $v_{1a} - v_{1p}$ значительной, примем $K_n = 0,95$, хотя значение его, как нетрудно заметить, заложено в неявном виде в типоразмерные ряды винтов.

Итак,

$$\begin{aligned} D_1 &= \sqrt{\frac{\pi V_d^I}{K_n K_l K_f z_1 u_1 \lambda}} = \\ &= \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,12705}{0,95 \cdot 1,35 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 0,68}} = 0,1549 \text{ м} \approx 155 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где окружная скорость u_1 принята равной 40 м/с.

Ближайший диаметр винтов типоразмерного ряда $D_1 = 160$ мм (см. табл. 2.17), который и примем для дальнейших расчетов. Из таблицы для $K_l = 1,35$ и $D_1 = 160$ мм находим: $W_n = 632,8$ см³ = $0,6328 \cdot 10^{-3}$ м³.

Теоретическая объемная производительность компрессора $V_v = V_d^I/\lambda = 0,12705/0,68 = 0,1868$ м³/с или $V_\tau = W_n z_1 n_1 = 0,6328 \cdot 10^{-3} \cdot 4 n_1 = 0,1868$ м³/с, откуда $n_1 = 0,1868/(0,6328 \times 10^{-3} \cdot 4) = 73,8$ с⁻¹ = 4430 об/мин. При этом окружная скорость

* См. формулу (4.82) в работе [47].

на периферии винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = 3,14 \cdot 0,16 \cdot 73,8 = 37,1$ м/с, что согласуется с рекомендуемыми значениями (см. рис. 2.38).

Передаточное число ускорителя $i_m = n_1/n_{дв} = 4430/2950 = 1,5$, т. е. может быть применена одна пара зубчатых колес, расположенная внутри корпуса компрессора. При замене профиля зубьев компрессора возможен привод за ВМ ротор.

Найдем место расположения отверстия, через которое поступает пар дозарядки из теплообменника IV. Отверстие должно размещаться на корпусе компрессора с таким расчетом, чтобы выходящая из него струя пара была направлена по ходу зубьев, а не против их движения. Существуют и иные способы подвода пара, например через отверстие в пластине, вставленной в корпус со стороны торца нагнетания.

Давление пара в точке 2 (рис. 2.50) $p_2 = 0,26$ МПа. Степень повышения давления до этой точки $\pi_x = p_2/p_1 = 0,26/0,1504 = 2,467$. Изменение отношения геометрических объемов от начала сжатия пара $e_{гх} = \pi_x^{1/k}$, где k — показатель изэнтропы ($k = 1,16$). Тогда $e_{гх} = 2,467^{1/1,16} = 2,18$. По формуле (5.83) в работе [47] $e_{гх} = W_{п} / (W_0 - W_{сх})$ находим заполненный объем (соответствующий точке 2): $W_{сх} = W_0 - W_{п}/e_{гх} = 645,6 - 632,8/2,18 = 355,3$ см³. Далее определяем значение $(W_{сх}/D_1^3) 10^3 = (355,3/16^3) 10^3 = 86,7$, по которому из графика на рис. 2.43 находим угол $\varphi_{1х} = 224^\circ$. На этот угол должен повернуться ВЩ винт для того, чтобы давление сжатия пара в полости достигало значения $p_2 = 0,26$ МПа. Линейный размер от торца всасывания до отверстия в корпусе компрессора для подвода пара из теплообменника $l_x = \varphi_{1х} h_1 / 2\pi = 224 \cdot 256 / 360 \approx 159$ мм, где ход нарезки ВЩ винта $h_1 = 1,6D_1 = 1,6 \cdot 160 = 256$ мм.

Суммарную площадь этих отверстий F_z (для ВЩ и ВМ винтов) можно определить, воспользовавшись уравнением сплошности: $\Delta G_a v_0 = F_z c_{п}$, где $F_z = F_1 + F_2$ — площадь отверстий для подвода пара в полости ВЩ и ВМ винтов соответственно, причем $F_1 \gg F_2$, а их отношение $F_1/F_2 \approx W_{1п}/W_{2п}$.

Примем скорость подводимого пара в отверстиях $c_{п} \leq 12$ м/с. Тогда $F_z = \Delta G_a v_0 / c_{п} = 0,07 \cdot 0,06 / 12 = 3,5 \cdot 10^{-4}$ м² = 3,5 см².

Отверстия должны быть расположены таким образом, чтобы соответствующая полость винта не соединялась с камерой нагнетания и по возможности была удалена от нее. Они также не должны соединяться с полостями, не отключившимися от окна всасывания.

Полная геометрическая степень сжатия была принята равной $e_r = 4$. Тогда $W_3 = l_b (f_{1п} + f_{2п}) - W_{п}/e_r = 22 (17,77 + 12,12) - 632,8/4 = 499,4$ см³, где $l_b = 220$ мм. Значение $(W_3/D_1^3) 10^3 = (499,4/4096) 10^3 = 122$. По рис. 2.43 находим $\varphi_{1с} = 288^\circ$. Номинальное значение угла закрутки ВЩ винта согласно табл. 2.17: $\varphi_{1с} = 304^\circ$.

Угловой размер окон нагнетания:

$$\text{для ВЩ винта } \alpha_{1н} = \varphi_{1в} - \varphi_{1с} + \beta_{01} = 304 - 288 + 34,5 = 50,5^\circ;$$

$$\text{для ВМ винта } \alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + \theta_4 + 2\gamma_{2в} = 33,67 + 13,14 + 18,68 = 65,5^\circ.$$

Размеры окна нагнетания по торцу: $F_v = 0,0014D_1^2 (\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 27) = 0,0014 \cdot 16^2 (50,5 + 65,5 - 27) = 31,9 \text{ см}^2$. Проекция окна на горизонтальную плоскость (боковая поверхность окна) $F_{\pi} = (h_1 D_1 / 4\pi) (0,014\alpha_{1н} + 0,021\alpha_{2н} - \sin \alpha_{1н} - 1,55 \sin \alpha_{2н} - 0,213) = (25,6 \cdot 16 / 4 \cdot 3,14) (0,014 \cdot 50,5 + 0,021 \times 65,5 - 0,77162 - 1,55 \cdot 0,90996 + 0,213) = 32,6 \cdot 0,11344 = 3,7 \text{ см}^2$. Полная площадь окна нагнетания $F_{н} = F_v + F_{\pi} = 31,9 + 3,7 = 35,6 \text{ см}^2$.

Средняя скорость пара в окне нагнетания $c_{н} = V_{н} / F_{н}$, где объемный расход пара через окно $V_{н} = G_{в}^{II} v_{н} = 0,595 \cdot 0,024 = 0,01428 \text{ м}^3/\text{с}$. Значение $c_{н} = (0,01428 / 35,6) 10^4 = 4,01 \text{ м/с}$, что меньше допустимой скорости $[c_{н}] \leq 10 \div 12 \text{ м/с}$.

Рекомендуем учащемуся оценить эффективность применения холодильной машины с дозарядкой винтового компрессора самостоятельно.

2.8. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

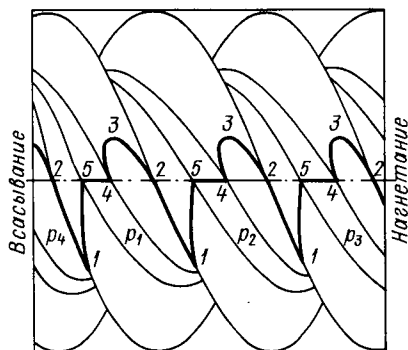
Особенностями рабочих процессов, совершаемых в винтовых компрессорах, являются: неустановившийся характер движения рабочего вещества в полостях и щелях компрессора; изменение массы рабочего вещества, участвующего в цикле компрессора; относительная подвижность стенок, образующих каналы (щели). В методах расчета рабочих процессов винтовых компрессоров учтены лишь некоторые из указанных особенностей, причем термогазодинамические расчеты достаточно громоздки и носят проверочный характер, так как их выполняют после конструктивного расчета компрессора, в ходе которого определяют размеры основных элементов машины (винтов, всасывающих и нагнетательного окон в корпусе), назначают зазоры (щели) между основными деталями.

Приводимая ниже программа для ЭВМ охватывает наиболее трудоемкую часть — расчет коэффициента подачи компрессора.

Исходные данные для расчета коэффициента подачи ВКС: $Q_0 = 250 \text{ кВт}$; $T_{в} = 273,5 \text{ К}$; $T_{к} = 319 \text{ К}$; $p_{в} = 0,42 \text{ МПа}$; $p_{к} = 1,32 \text{ МПа}$. Холодильный агент — R502. Основные параметры винтов: $D_1 = 125 \text{ мм}$; $l_{в} = K_1 D_1 = 1,0 \cdot 125 = 125 \text{ мм}$; $h_1 = 1,2 D_1 = 150 \text{ мм}$; $\varphi_{1в} = 300^\circ$; $\varphi_{2в} = 200^\circ$; $\varphi_{1с} = 288^\circ$; $e_r = 2,6$. Профиль зубьев асимметричный. Углы: $\beta_{н} \approx 59,2^\circ = 1,033 \text{ рад}$; $\beta_1 = 69,1^\circ \approx 1,205 \text{ рад}$; $\beta_2 = 60,2^\circ \approx 1,05 \text{ рад}$; $\beta_{02} = 36,2^\circ = 0,632 \text{ рад}$; $\beta_{01} = 34,5^\circ = 0,5934 \text{ рад}$. Остальные данные приведены в табл. 2.17, 2.19 и на рис. 2.40, 2.51.

Рис. 2.51. К вычислению основных параметров щелей и расчетных комплексов для расчета коэффициента подачи винтового компрессора

Обозначения на эскизе линий контакта соответствуют обозначениям, принятым в табл. 2.22 и в программе расчета на ЭВМ



Для расчета коэффициента подачи необходимо определить геометрические параметры щелей, а именно: эффективную длину линий контакта $b_{эi}$ на различных участках; ширину щелей по нормали к поверхностям δ_i ; глубину пути дросселирования b_i и эффективный безразмерный параметр $(b/2\delta)_{эi}$, где индекс i указывает на порядковый номер участка линии контакта при начале отсчета со стороны торца всасывания. Формулы для определения параметров щели при расчете утечек приведены в табл. 2.21. Безразмерный параметр щели представляет собой частное от деления глубины пути дросселирования b_i на гидравлический (эквивалентный) диаметр щели $D_{э} \approx 2\delta_i$ при длине щели l , значительно превышающей (примерно на два порядка) ее ширину δ , т. е. при $l \gg \delta$. Эффективность сопротивления движению пара в щели с учетом результатов продувки щели находят по зависимости [35]

$$(b/2\delta)_{эi} = (b_i/2\delta_0)_0 \delta_0/(\Phi\delta_i) = b_i/(2\Phi\delta_i),$$

где $\delta_0 = 0,08$ мм; коэффициент формы щели $\Phi = 1; 1,5; 2$ (см. табл. 2.21).

Кроме того, необходимо определить давление пара p_i в полостях, из которых происходит истечение (см. начальные параметры в табл. 2.22), с помощью диаграммы распределения давлений (см. рис. 2.53) как среднеинтегральные значения давлений в соответствующих полостях (см. также рис. 2.51). Отметим, что всегда $p_3 = p_n$, а p_4 равно среднеинтегральному давлению в полости за время поворота винта от начала сжатия пара в данной полости до значения угла $\phi_1 = 2\pi/z_1$.

Противодавление для всех щелей при расчете утечек, очевидно, одинаковое и равно давлению в полостях всасывания.

Значения температуры пара T_i и протечек G_i определяют в процессе машинного счета, и потому в табл. 2.22 они обозначены символами.

Параметры щелей, приведенные в табл. 2.22, вводят в программу расчета на ЭВМ коэффициента подачи λ компрессора. Расчетное значение λ_p сопоставляют с ранее принятым значением λ при проектировании и, если расхождения значительны, вносят необходимые коррективы.

Таблица 2.21. Формулы для определения параметров щели при расчете утечек

№ п/п	Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
			полная	эффективная
1	1—2	$\varphi_1 = \varphi_{10} - 2\pi/z_1 - 0,5\beta_{01}$	$l_1 = \frac{r_{1H}\beta_{01}}{\operatorname{tg} \beta_H \cos \beta_1}$	$l_{1э} = \frac{l_1\varphi_1}{2\pi}$
2	2—3—4	$\varphi_2 = 2\varphi_{10} - 2\pi/z_1 - \beta_{01} - i_{12}(\beta_{01} + 2\gamma_{23} + 0,5\theta_2)$	$l_2 = r\psi + \frac{r_{2H}\theta_2}{\sin \beta_H}$	$l_{2э} = \frac{l_2\varphi_2}{2\pi}$
3	4—5	$\varphi_3 = \varphi_{10} - i_{12}\beta_{01} - \alpha_0$	$l_3 = r_{2H}2\gamma_{23} \operatorname{ctg} \beta_H$	$l_{3э} = \frac{l_3\varphi_3}{2\pi}$
4	5—1	$\varphi_4 = \varphi_{10} - 0,5i_{12}\beta_{01}$	$l_4 = \frac{r_{2H}\beta_{01}}{\sin \beta_H}$	$l_{4э} = \frac{l_4\varphi_4}{2\pi}$
5	Щель: зуб ВМ — корпус стороны всасывания	$\varphi_5 = 2\pi/z_1$	$l_5 = a$ (см. табл. 2.16, 2.17)	$l_{5э} = \frac{l_5\varphi_5}{2\pi}$
6	1—2	$\varphi_6 = \tau_2 + 2\pi/z_1 + 0,5\beta_{01} - \varphi_{10}$	$l_6 = l_1$	$l_{6э} = \frac{l_6\varphi_6}{2\pi}$
7	2—3—4	$\varphi_7 = 2 \left(\tau_2 - \varphi_{10} + \frac{2\pi}{z_1} \right) + \beta_{01} + i_{12}(\beta_{01} + 2\gamma_{23} + 0,5\theta_2)$	$l_7 = l_2$	$l_{7э} = \frac{l_7\varphi_7}{2\pi}$

Рабочий зазор в нормальном сечении	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки G , кг/с
			p_1 , МПа	T_1 , К	
δ_1	$b_1 = 1,4 \sqrt{0,08r \cos \beta_1}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_1} = \frac{b_1}{2\Phi\delta_1};$ $\Phi = 1,5$			
δ_2	$b_2 = 0,5(b'_2 + b''_2);$ $b'_2 = 0,63 \sqrt{0,08r_0 \cos \beta_{2H}};$ $b''_2 = 2 \sqrt{0,08\rho_2};$ $\rho_2 = D_1/[2 \sin 0,5(\beta_1 + \beta_2)]$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_2} = \frac{b_2}{2\Phi\delta_2};$ $\Phi = 1,5$	p_1	T_1	G_1
δ_3	$b_3 = 0,63 \sqrt{0,08 \cdot 0,5A},$ где A см. в табл. 2.16, 2.17	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_3} = \frac{b_3}{2\Phi\delta_3};$ $\Phi = 2$			
δ_4	$b_4 = 0,63 \sqrt{0,08r_0 \cos \beta_{2H}}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_4} = \frac{b_4}{2\Phi\delta_4};$ $\Phi = 1,5$	p_2	T_2	G_2
δ_5	$b_5 = (2\gamma_{22}) r_{2H} - 2r_0$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_5} = \frac{b_5}{2\Phi\delta_5};$ $\Phi = 1$			
δ_6	$b_6 = b_1$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_6} = \frac{b_7}{2\Phi\delta_6};$ $\Phi = 1,5$			
δ_7	$b_7 = b_1$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_7} = \frac{b_7}{2\Phi\delta_7};$ $\Phi = 1,5$	p_2	T_2	G_2

№ п/п	Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
			полная	эффективная
8	4—5	$\varphi_8 = i_{12} (\tau_{23} + \beta_{02}) + \alpha_0 - \varphi_{10}$	$l_8 = l_3$	$l_{8э} = \frac{l_8 \varphi_8}{2\pi}$
9	5—1	$\varphi_9 = \tau_{12} + 0,5i_{12}\beta_{02} - \varphi_{10}$	$l_9 = l_4$	$l_{9э} = \frac{l_9 \varphi_9}{2\pi}$
10	Щель: зуб ВМ — корпус стороны нагнетания	$\varphi_{10} = 2\pi/z_1$	$l_{10} = l_5$	$l_{10э} = \frac{l_{10}\varphi_{10}}{2\pi}$
11	Кольцевая щель: ВМ винт—корпус стороны нагнета- ния	$\varphi_{11} = 2\pi/z_1$	$l_{11} = 2 (r_{2н} - a - r_{ш. в})$, где $r_{ш. в}$ — ради- ус шейки вала	$l_{11э} = \frac{l_{11}\varphi_{11}}{2\pi}$
12	Кольцевая щель: ВЩ винт—корпус стороны нагнета- ния	$\varphi_{12} = 2\pi/z_1$	$l_{12} = 2 (r_{1н} - r_0 - r_{ш. в})$	$l_{12э} = \frac{l_{12}\varphi_{12}}{2\pi}$
13	Между гребнем зуба ВМ и кор- пусом	$\varphi_{13} = i_{12} (\alpha_{2в} + \theta_3 + \beta_{02}) - 2 (\pi + \alpha_0) \leq \leq 2\pi/z_2$	$l_{13} = \frac{D_2 \tau_{23}}{2 \sin \beta_2}$	$l_{13э} = \frac{l_{13}\varphi_{13}}{2\pi}$
14	Между гребнем зуба ВЩ и кор- пусом	$\varphi_{14} = 2\pi (2 - z_1)/z_1 + \theta_1 + \beta_{01} + \alpha_{1в} \leq \leq 2\pi/z_1$	$l_{14} = \frac{D_1 \tau_{13}}{2 \sin \beta_1}$	$l_{14э} = \frac{l_{14}\varphi_{14}}{2\pi}$

Рабочий зазор в нормальном сечении	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки G , кг/с			
			p_i , МПа	T_i , К				
δ_8	$b_8 = b_3$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_8} = \frac{b_8}{2\Phi\delta_8};$ $\Phi = 2$	p_2	T_2	G_2			
δ_9	$b_9 = b_4$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_9} = \frac{b_9}{2\Phi\delta_9};$ $\Phi = 1,5$						
δ_{10}	$b_{10} = b_5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{10}} = \frac{b_{10}}{2\Phi\delta_{10}};$ $\Phi = 1$						
δ_{11}	$b_{11} = \frac{r_{вн}^2 (0,5\pi - \alpha) - r_{вн} r_{ш.в} \cos \alpha}{r_{вн} - r_{ш.в}};$ $\alpha = \arcsin(r_{ш.в}/r_{вн});$ $r_{вн} = 0,5d_{вн}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{11}} = \frac{b_{11}}{2\Phi\delta_{11}};$ $\Phi = 2$						
δ_{12}	$b_{12} = \frac{r_{1н}^2 (0,5\pi - \alpha') - r_{1н} r_{ш.в} \cos \alpha'}{r_{1н} - r_{ш.в}};$ $\alpha' = \arcsin(r_{ш.в}/r_{1н})$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{12}} = \frac{b_{12}}{2\Phi\delta_{12}};$ $\Phi = 2$						
δ_{13}	$b_{13} = b_5 \cos \beta_2.$ При наличии уплотняющего пояска $b_{13} = e_{уп}$, где $e_{уп}$ — ширина уплотняющего пояска	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{13}} = \frac{b_{13}}{2\Phi\delta_{13}};$ $\Phi = 2$				p_4	T_4	G_4
δ_{14}	$b_{14} = 1,4 \sqrt{0,08\rho_{пр}};$ $\rho_{пр} = 0,5 (r + 0,5D_1) \cos \beta_1$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{14}} = \frac{b_{14}}{2\Phi\delta_{14}};$ $\Phi = 2$						

Т а б л и ц а 2.22. Параметры щелей

Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
		полная	эффективная
1—2	$\varphi_1 = 288 - 90 - 0,5 \cdot 36 = 180$	$l_1 = 36 \cdot 40 / (180 \times \times \operatorname{tg} 59,2 \times \times \cos 60,2) = 42,4$	$l_{10} = 42,4 \times \times 180/360 = 21,2$
2—3—4	$\varphi_2 = 2 \cdot 288 - 90 - 36 - 1,5(34 + + 18,6 + 0,5 \times \times 28,24) = 349$	$l_2 = 27,5 \cdot 1,77 + + 60 \cdot 0,493/0,859 = 83,1$	$l_{20} = 83,1 \times \times 34,9/360 = 80,5$
4—5	$\varphi_3 = 288 - 1,5 \cdot 34 - - 28 = 203$	$l_3 = 60 \cdot 0,3246 \times \times 0,596 = 11,6$	$l_{30} = 11,6 \times \times 203/360 = 6,5$
5—1	$\varphi_4 = 288 - 0,5 \cdot 1,5 - - 34 = 262$	$l_4 = = 60 \cdot 0,5934/0,859 = = 41,5$	$l_{40} = 41,5 \cdot 262/360 = = 30,2$
Щель: зуб ВМ — корпус стороны всасывания	$\varphi_5 = 2\pi/z_1 = 360/4 = = 90$	$l_5 = a = 22,5$ (см. табл. 2.16, 2.17)	$l_{50} = 22,5 \times \times 90/360 = 5,6$
1—2	$\varphi_6 = 300 + 18 + + 90 - 288 = 120$	$l_6 = l_1 = 42,4$	$l_{60} = 42,4 \times \times 120/360 = 14,1$
2—3—4	$\varphi_7 = 480 + 36 - - 576 + 300 + + 1,5(34 + 18,6 + + 14) = 340$	$l_7 = l_2 = 83,1$	$l_{70} = 83,1 \times \times 340/360 = = 78,5$
4—5	$\varphi_8 = 1,5(200 + 34) + + 28 - 288 = 91$	$l_8 = 11,6$	$l_{80} = 11,6 \times \times 91/360 = 2,9$
5—1	$\varphi_9 = 1,5(200 + 17) - - 288 = 37,5$	$l_9 = 41,5$	$l_{90} = 41,5 \times \times 37,5/360 = 4,3$
Щель: зуб ВМ — корпус стороны магнетания	$\varphi_{10} = 360/4 = 90$	$l_{10} = 22,5$	$l_{100} = 22,5 \times \times 90/360 = 5,6$

Рабочий зазор в нормальном сечении при $t = 20^\circ\text{C}$	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки
			p_1 , МПа	T_1 , К	
$\delta_1 = 0,08$	$\rho_{1-2} = 27,5 \cdot 0,3536 = 9,7 \text{ мм};$ $b_1 = 1,4 \sqrt{0,08 \cdot 9,7} = 0,84$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = \frac{0,84}{2 \cdot 1,5 \cdot 0,08} = 3,5$	$p_1 = 6,6 \cdot 10^6 \text{ Па};$ $p_2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па};$ $p_3 = 13,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$	T_1	G_1
$\delta_2 = 0,1$	$\rho_{2-3} = 62,5 / \sin 64,1 = 69,4;$ $b_2 = 2 \sqrt{0,08 \cdot 69,4} = 4,71;$ $b_2' = 0,63 \sqrt{0,08 \cdot 2,5 \cdot 0,512} = 0,2;$ $b_{02} = 0,5(b_{02}' + b_{02}'') = 2,5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{2,5}{2 \cdot 1,5 \cdot 0,1} = 8,3$			
$\delta_3 = 0,1$	$b_3 = 0,63 \sqrt{0,08 \cdot 0,5 \cdot 100} = 1,26$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{1,26}{2 \cdot 2 \cdot 0,1} = 3,15$			
$\delta_4 = 0,08$	$b_4 = 0,63 \sqrt{0,08 \cdot 2,5 \cos 59,2} = 0,2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = \frac{0,2}{2 \cdot 1,5 \cdot 0,08} = 0,83$		T_2	G_2
$\delta_5 = 0,3$	$b_5 = 60 \cdot 0,3246 - 2 \cdot 2,5 = 14,5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,3} = \frac{14,5}{2 \cdot 0,3} = 24,2$			
$\delta_6 = 0,08$	$b_6 = 0,84$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = 3,5$			
$\delta_7 = 0,1$	$b_7 = 2,5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = 8,3$	T_3	G_3	
$\delta_8 = 0,1$	$b_8 = 1,26$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = 3,15$			
$\delta_9 = 0,08$	$b_9 = 0,2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = 0,83$			
$\delta_{10} = 0,06$	$b_{10} = 14,5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{14,5}{2 \cdot 0,06} = 121$			

Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
		полная	эффективная
Кольцевая щель: ВМ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{11} = 360/4 = 90$	$l_{11} = 2(60 - 22,5 - 35) = 5$	$l_{11a} = 5 \cdot 90/360 = 1,25$
Кольцевая щель: ВЩ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{12} = 360/4 = 90$	$l_{12} = 2(40 - 2,5 - 35) = 5$	$l_{12a} = 5 \cdot 90/360 = 1,25$
Между гребнем зуба ВМ и корпусом	$\varphi_{13} = 1,5(263 - 240 + 28 + 34) - 2 \cdot 28 = 71,5$; принимаем 60	$l_{13} = 125 \cdot 200 \times 3,14/(360 \times 0,868) = 251$	$l_{13a} = 251 \times 60/360 = 41,8$
Между гребнем зуба ВЩ и корпусом	$\varphi_{14} = -180 + 42,35 + 280 + 36 = 170$; принимаем 90	$l_{14} = 125 \cdot 5,236/(2 \times 0,934) = 350$	$l_{14a} = 350 \times 90/360 = 87,5$

Потери давления на всасывании в компрессор имеют место: 1) на входе газа в полости винтов — это так называемые местные потери вследствие ударов о торцы зубьев, изменения величины и направления скорости, завихрений в потоке и т. п.; 2) при движении вдоль канала (полости винта) в результате трения о его стенки и, что особенно существенно, действия струй утечек газа из щелей, тормозящих направленное движение свежего заряда.

Раздельное влияние этих потерь количественно не установлено. Имеются некоторые экспериментальные данные по оценке совместного их влияния [35, 47]. Потерю давления на всасывании в винтовом компрессоре можно определить по формуле (5.100), приведенной в работе [47, с. 182], $\Delta p_b = 0,5 \xi_b \rho_b c_b^2$, где коэффициент сопротивления $\xi_b \approx 2,5 \cdot 10^5 / (\lambda^3 Re)$. Число Рейнольдса $Re = c_b D_b / \nu_b$, где D_b — эквивалентный (гидравлический) диаметр впадин винтов, м; ν_b — коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ; остальные величины встречались ранее.

Эквивалентный диаметр

$$D_b = \frac{4(f_{1n} + f_{2n})}{\pi_1 + \pi_2},$$

Рабочий зазор в нормальном сечении при $t = 20^\circ\text{C}$	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Про-течки
			P_1 , МПа	T_1 , К	
$\delta_{11} = 0,06$	$b_{11} = 20$ (см. табл. 2.21)	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{20}{2 \cdot 2 \cdot 0,06} = 83$	$P_2 = 13,2 \cdot 10^6$ Па	T_2	G_2
$\delta_{12} = 0,06$	$b_{12} = 50,7$ (см. табл. 2.21)	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{50,7}{4 \cdot 0,06} = 211$			
$\delta_{13} = 0,12$	$b_{13} = 14,5 \cdot 0,497 = 7,2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,12} = \frac{7,2}{4 \cdot 0,12} = 15$	$P_4 = 4,6 \cdot 10^6$ Па	T_4	G_4
$\delta_{14} = 0,1$	$\rho_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 0,3536 (62,5 + 27,5) = 15,9$ $b_{14} = 1,4 \sqrt{0,08 \cdot 15,9} = 1,58$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{1,58}{2 \cdot 2 \cdot 0,1} = 3,95$			

где P_1 и P_2 — периметры впадин соответственно ВЩ и ВМ винтов. Найдем Δp_v для ступени I ВКС (см. пример 3 в параграфе 2,7 и табл. 2.19). Плотность $\rho_v = 1/v_1 = 1/0,13 = 7,69$ кг/м³. Средняя скорость пара на входе в парные полости винтов [35] $c_v \approx 360 l_v \lambda n_{\text{пр}} / \alpha_{\text{впр}}$, где $l_v = 0,16$ м; $\lambda = 0,76$; $n_{\text{пр}} = 0,5 (1 + i_{21}) n_1 = 0,5 (1 + 2/3) 138,4 = 115,3$ с⁻¹; $\alpha_{\text{впр}} = 0,5 (\alpha_{1v} + \alpha_{2v}) = 0,5 (280 + 272) = 276^\circ$. Тогда $c_v = 360 \cdot 0,16 \cdot 0,76 \times 115,3 / 276 = 18,3$ м/с. Периметр впадин $P_1 + P_2 = 0,424$ м. Эквивалентный диаметр $D_e = 4 (17,77 + 12,12) 10^{-4} / 0,424 = 0,0282$ м. Коэффициент кинематической вязкости пара при условиях всасывания $\nu_v = 1,81 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Тогда число $Re = 18,3 \cdot 0,0282 / (1,81 \cdot 10^{-6}) = 285 \cdot 10^3$. Коэффициент сопротивления $\xi_v = 2,5 \cdot 10^5 / (0,76^2 \cdot 285 \cdot 10^3) = 1,52$. Потеря давления пара на всасывании в ступени I компрессора $\Delta p_v = 0,5 \cdot 1,52 \cdot 7,69 \cdot 18,3^2 = 1957$ Па $\approx 0,02 \cdot 10^6$ Па.

Потеря давления в винтовом компрессоре на нагнетании происходит вследствие образования, а затем гашения скорости разнонаправленных струй пара, вытекающего из окна нагнетания, ударов о стенки корпуса, образования завихрений и т. п.

```

0001 REAL L,N, LB, LAMBDA
0002 DIMENSION L(14),D(14),B2D(14),P(4)
0003 C ОПЕРАТОРЫ 1-2 ОПИСЫВАЮТ РАЗМЕРНОСТИ
0004 C МАССИВОВ И ТИП ПЕРЕМЕННЫХ
0005 C L(I)-ДЛИНА I- Й ЩЕЛИ./ММ/;D(I)-
0006 C ВЫСОТА I- Й ЩЕЛИ./ММ/;B2D(I)-ОТНО
0007 C СИТЕЛЬНАЯ ГЛУБИНА ЩЕЛИ-
0008 C В(I)/(2*D(I));P(I)-ДАВЛЕНИЕ В
0009 C ПОЛОСТИ,ОТКУДА ПРОИСХОДИТ ИСТЕЧЕНИЕ.
0010 C /10**5 Н/КВ.М/;PB-ДАВЛЕНИЕ ВСАСЫВА
0011 C НИЯ./10**5 Н/КВ.М/;TB-ТЕМПЕРАТУРА
0012 C ПАРА НА ВСАСЫВАНИИ./К/;N-ПОКАЗАТЕЛЬ
0013 C ПОЛИТРОПЫ;N1-ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ
0014 C ВЩ ВИНТА./ОБ/МИН/;ALFA1B-УГОЛ
0015 C ВСАСЫВАНИЯ./ГРАД/;R1,R2-РАДИУС
0016 C ВНЕШНЕЙ ОКРУЖНОСТИ И ОКРУЖНОСТИ
0017 C ВПАДИН ВЩ ВИНТА./ММ/;LB-ДЛИНА ВИНТОВ.
0018 C /ММ/;DE-ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ ДИАМЕТР
0019 C ПОЛОСТЕЙ ВИНТОВ./СМ/;WT-ОБ'ЕМ ПАРНОЙ
0020 C ПОЛОСТИ./КУВ.СМ/;LAMBDA-КОЭФФИЦИЕНТ
0021 C ПОДАЧИ
0022 READ 100,(L(I),I=1,14)
0023 100 FORMAT (14F5.1)
0024 READ 200,(D(I),I=1,14)
0025 200 FORMAT (14F5.3)
0026 READ 100,(B2D(I),I=1,14)
0027 READ 300,(P(I),I=1,4)
0028 300 FORMAT(4F5.2)
0029 READ (5,400) PB,TB,N,N1,ALFA1B
0030 READ (5,400) R1,R2,LB,DE,WT
0031 400 FORMAT (5F10.4)

```

```

0032 C      ОПЕРАТОРЫ 5-31 ПРОИЗВОДЯТ ОПИСАНИЕ
0033 C      И ЧТЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
0034      SGY=0.
0035      SGYT=0.
0036      DO 1 I=1,2
0037      IF (I.EQ.1)PP=P(1)
0038      IF (I.EQ.2)PP=P(2)
0039      DO 1 J=1,14
0040      IF (I.EQ.2.AND.J.GT.5) GO TO 1
0041      IF (J.LE.5) P2=PP
0042      IF (J.GT.5.AND.J.LE.12) P2=P(3)
0043      IF (J.GT.12) P2=P(4)
0044      T2=TB*(P2/PB)**((N-1)/N)
0045      V2=SKOR (T2,P2)
0046      SQ=SQN(P2,PB,V2,T2,D(J),B2D(J))
0047      GY=1.E-06*L(J)*D(J)*SQ
0048      SGY=SGY+GY
0049      SGYT=SGYT+GY*T2
0050      1 CONTINUE
0051      TY=SGYT/SGY
0052      VY=SKOR(TY,PB)
0053 C      ОПЕРАТОРЫ 34-52 ПРОИЗВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
0054 C      УДЕЛЬНЫХ УТЕЧЕК ПАРА НА ВСАСЫВАНИЕ
0055 C      ЧЕРЕЗ КАЖДУЮ ЩЕЛЬ/SQ/, СУММАРНОЕ
0056 C      ЗНАЧЕНИЕ МАССЫ УТЕЧЕК/SGY/,СРЕДНЮЮ
0057 C      ТЕМПЕРАТУРУ/TY/ И УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ
0058 C      УТЕЧЕК /VY/
0059      A=((R1*1.E-03)**2-(R2*1.E-03)**2)*
0060      *((3.1416*(5./6.)*N1/30.))**2)/
0061      *(2.*96.144*TB)
0062      CB=360.E-03*LB*(N1/60.)/ALFA1B

```

```

0063 REB=CB*DE*1.E-02/(9.81*SM(TB)*SKOR 0
0064 *(TB,PB)) 0290
0065 XB=2.5E5/REB 0300
0066 DPB=XB*CB**2/(2.*SKOR(TB,PB)) 0300
0067 LAMBDA=(2.-A)/2.-((4.-A)/4.)*DPB*1.E 0
0068 *-05/PB-(60./N1)*SGY*VY/(4.*WT*1.E-06) 0
0069 PRINT 500,PB,TB,P(3),N1,LAMBDA 0010
0070 500 FORMAT (3X,'PB=',F4.2,2X,'TB=',F6.2;2
0071 *X,'PH=',F4.1,2X,'N1=',F6.0,2X,'LAMBDA
0072 *=',F5.3) 0010
0073 C ОПЕРАТОРЫ 59-72 ПРОИЗВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
0074 C КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ ВИНТОВОГО КОМПРЕ
0075 C ССОРА ПО ФОРМУЛЕ,ПРЕДЛОЖЕННОЙ
0076 C В /37/,ПЕЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И
0077 C ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ
0078 FUNCTION SQN(PS2,PS1,VS2,TS2,D,B2D)
0079 SQ1=0.
0080 IF((PS2-PS1).LT.0.01)IGO TO 2
0081 SQ1=202.6*SQRT(PS2/VS2)
0082 SM1=SM(TS2)
0083 RE1=RE(SQ1,SM1,D)
0084 SR1=SR(RE1)
0085 S=B2D*SR1/SQRT(ABS(RE1))
0086 IF(S.GT.0.5) GO TO 4
0087 QR1=0.0513/(S+0.0995)+0.484
0088 GO TO 5
0089 4 QR1=3.56/(S+5.649)-0.009
0090 5 SQ2=S0(PS1,PS2,TS2,QR1)
0091 IF(SQ2.GT.SQ1) GO TO 2
0092 RE1=RE(SQ2,SM1,D)
0093 N=0

```

```

0094      1 N=N+1
0095      SR1=SR(RE1)
0096      S=B2D*SR1/SQRT(ABS(RE1))
0097      QR1=QR(S)
0098      SQ1=S0(PS1,PS2,TS2,QR1)
0099      RE2=RE(SQ1,SM1,D)
0100      IF(N.GT.4) GO TO 2
0101      RE1=RE2
0102      IF(ABS((RE2-RE1)/RE1).GT.0.01) GO TO
0103      *1
0104      2 CONTINUE
0105      RETURN
0106      END
0107 C      ОПЕРАТОРЫ 78-106 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0108 C      СЕКУНДНОГО РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЕДИНИЦУ
0109 C      ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ ЩЕЛИ ПО ЗАВИСИМОСТЯМ,
0110 C      ПРЕДЛОЖЕННЫМ В /37/
0111      FUNCTION SM(T)
0112      SM=22.9E-06*SQRT(T/273.)/(1.+129./T)
0113      RETURN
0114      END
0115 C      ОПЕРАТОРЫ 111-114 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0116 C      ДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ВЯЗКОСТИ
0117      FUNCTION RE(SQ,SM,D)
0118      RE=1.E-03*SQ*D/SM
0119      RETURN
0120      END
0121 C      ОПЕРАТОРЫ 117-120 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0122 C      КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА
0123      FUNCTION SR(RE)
0124      SR=0.

```

```

0125      IF (RE.GT.15E3) GO TO 1
0126      IF (RE.GT.2.E3) GO TO 2
0127      SR=1.84E-6*RE**2-8.E-3*RE+10.7
0128      GO TO 3
0129      1 SR=14.E-6*RE+3.04
0130      GO TO 3
0131      2 SR=9.15E-5*RE+1.877
0132      3 CONTINUE
0133      RETURN
0134      END
0135 C      ОПЕРАТОРЫ 123-134 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0136 C      ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА SR
0137      FUNCTION S0(PS1,PS2,TS2,QR)
0138      S0=QR*1.159E4*SQRT(ABS(PS2**2-PS1**2)
0139      /TS2)
0140      RETURN
0141      END
0142 C      ОПЕРАТОРЫ 137-141 РЕАЛИЗУЮТ ФОРМУЛУ
0143 C      ДЛЯ РАСЧЕТА СЕКУНДНОГО РАСХОДА ПАРА
0144 C      ЧЕРЕЗ ЕДИНИЦУ ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ ЩЕЛИ
0145      FUNCTION QR(S)
0146      QR=0.
0147      IF(S.GT.0.4) GO TO 1
0148      QR=0.0537/(S+0.104)+0.484
0149      GO TO 2
0150      1 QR=3.11/(5.87+S)+0.094
0151      2 CONTINUE
0152      RETURN
0153      END
0154 C      ОПЕРАТОРЫ 145-153 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0155 C      КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЬ

```



```

0156      FUNCTION PL(T,V)
0157      CALL CONST1(B0,C0,D0,E0,F0,G0,H0,
0158      *B2,C2,D2,E2,F2,G2,H2,B1,C1,D1,E1,
0159      *F1,G1,H1)
0160      TA=T/369.28
0161      C=1.95E-3/V
0162      AL0=B0*C+C0*C**2+D0*C**3+E0*C**4+F
0163      *0*C**5+C0*C**6+H0*C**7
0164      B=B2*C+C2*C**2+D2*C**3+E2*C**4+F2*
0165      *C**5+G2*C**6+H2*C**7
0166      AL1=1.+B1*O+C1*O**2+D1*O**3+E1*O**
0167      *4+F1*O**5+G1*O**6+H1*O**7
0168      PL=96.144*369.28*(AL0+AL1*TA+B*TA*
0169      **(-3))/V
0170      PL=PL*1.E-05
0171      RETURN
0172      END
0173      SUBROUTINE CONST1(B0,C0,D0,E0,F0,
0174      *G0,H0,B2,C2,D2,E2,F2,G2,H2,B1,C1,
0175      *D1,E1,F1,G1,H1)
0176      B0=-1.842726
0177      C0=1.6613
0178      D0=-1.711909
0179      E0=3.221985
0180      F0=-1.086343
0181      G0=-4.287381
0182      H0=2.4069
0183      B2=-0.308738
0184      C2=-0.155737
0185      D2=0.581155
0186      E2=-1.353292

```

```

0187      F2=1.556336
0188      G2=-0.01027
0189      H2=-0.308876
0190      B1=0.874986
0191      C1=-0.938097
0192      D1=1.334412
0193      E1=-2.520731
0194      F1=0.405841
0195      G1=3.700215
0196      H1=-1.94513
0197      RETURN
0198      END
0199 C    ОПЕРАТОРЫ 156-198 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0200 C    ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПО УРАВНЕНИЮ СОСТОЯНИЯ,
0201 C    ПРЕДЛОЖЕННОМУ А.В. КЛЕЦКИМ
0202      FUNCTION SKOR (T,P)
0203      V1=100.E-05*T/P
0204      H=0.01
0205      1 V1=V1-H
0206      P1/PL(T,V1)
0207      IF(ABS((P-P1)/P).LT.0.00001) GO TO 2
0208      IF(P1.LT.P) GO TO 1
0209      V1=V1+H
0210      H=H/2
0211      GO TO 1
0212      2 CONTINUE
0213      SKOR=V1
0214      RETURN
0215      END
0216 C    ОПЕРАТОРЫ 202-215 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0217 C    УДЕЛЬНОГО ОБ'ЕМА ПАРА ПО ТЕМПЕРАТУРЕ
0218 C    И ДАВЛЕНИЮ

```

Расчет потери давления на нагнетании рассмотрим применительно к ступени I ВКС (см. пример 3 в параграфе 2.7).

Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,6$, $D_1 = 160$ мм, $K_1 = 1$. Плотность пара в окне нагнетания $\rho_n = 1/\nu_2 = 1/0,0455 = 21,98$ кг/м³. Остальные данные см. в табл. 2.17, 2.19 и примере 3.

Для определения средней скорости пара в окне нагнетания необходимо кроме параметров пара, приведенных в табл. 2.19, найти площадь сечения окна нагнетания. Для этого определяем последовательно: $W_3 = I_n (f_{1n} + f_{2n}) - W_n/\varepsilon_r = 16 (17,77 + 12,12) - 468/2,6 = 298,2$ см³; $(W_3/D_1^3) 10^3 = (298,2/16^3) 10^3 = 72,8$. По рис. 2.43 находим $\varphi_{1c} = 242^\circ$. Ход нарезки ВЦ винта $h_1 = 1,2D_1 = 1,2 \cdot 160 = 192$ мм. Значения $\alpha_{1n} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \beta_{01} = 300 - 242 + 36,1 = 94,1^\circ$, $\alpha_{2n} = i_{21}\alpha_{1n} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = 62,73 + 13,14 + 18,61 = 94,5^\circ$.

Проекция окна нагнетания на торец $F_T = 0,0014D_1^2 (\alpha_{1n} + \alpha_{2n} - 27) = 0,0014 \cdot 16^2 (94,1 + 94,5 - 27) = 57,9$ см²; $F_n = (h_1 D_1 / 4\pi) (0,014\alpha_{1n} + 0,0021\alpha_{2n} - \sin \alpha_{1n} - 1,55 \sin \alpha_{2n} + 0,213) = (19,2 \cdot 16 / 4\pi) (0,014 \cdot 94,1 + 0,021 \cdot 94,5 - \sin 94,1 - 1,55 \sin 94,5 + 0,213) = 24,44 \cdot 0,9723 = 23,8$ см².

Общая площадь сечений окна нагнетания $F_n = 57,9 + 23,8 = 81,7$ см².

Средняя условная скорость газа в окне нагнетания ступени I компрессора $c_n \approx G_n^{\text{I}}/\rho_n F_n = 1,834 \cdot 0,0455/0,00817 = 10,2$ м/с.

Кинематическая вязкость пара при условиях нагнетания (см. табл. 2.19) $\nu_n = 0,482 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Эквивалентный диаметр $D_3 = 0,037$ м. Тогда число Рейнольдса $Re = c_n D_3 / \nu_n = 10,2 \times 0,037 / (0,482 \cdot 10^{-6}) = 783 \cdot 10^3$. Коэффициент сопротивления [27] $\xi_n = 8,42 \cdot 10^6 / Re = 8,42 \cdot 10^6 / (783 \cdot 10^3) = 10,75$. Итак, потеря давления в окне нагнетания на расчетном режиме $\Delta p_n = 0,5 \xi_n \rho_n c_n^2 = 0,5 \cdot 10,75 \cdot 21,98 \cdot 10,2^2 = 12\,295$ Па $\approx 0,123 \times 10^5$ Па.

2.9. РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Ведущий (ВЦ) и ведомый (ВМ) роторы состоят из деталей, на которые действуют внешние силы. Такими деталями являются: винты, подверженные несимметричному переменному (пульсирующему) давлению газа; разгрузочные поршни, уравнивающие часть осевой нагрузки, действующей на винты; зубчатые колеса; уплотнения.

Наиболее трудоемок расчет сил и моментов, действующих на винты, к определению которых и перейдем.

Как известно, винтовой компрессор, являясь объемным типом машины, может надежно работать на различных холодильных агентах без изменений конструкции. В связи с этим серийно выпускаемые машины (на «рынок») необходимо рассчитывать на

максимальный перепад давлений $\Delta p = 1,7 \div 2,1$ МПа при номинальной частоте вращения.

Однако для большей конкретности обратимся к расчету сил и моментов, действующих на роторы ступени II ВКС двухступенчатой холодильной машины, рассмотренной в примере 3 параграфа 2.7.

Основные исходные данные: $D_1 = D_2 = 125$ мм; $i_{12} = z_1/z_2 = 1,5$; $d_{1н} = 80$ мм; $d_{2н} = 120$ мм; $d_{1вн} = d_{2вн} = 75$ мм; $K_1 = 1,0$; $l_2 = 125$ мм. Ход винтовой линии: $h_1 = 150$ мм; $h_2 = 225$ мм. Частота вращения ВЩ ротора $n_1 = 146,4$ с⁻¹ = 8783 об/мин. Индикаторная мощность ступени II ВКС $N_i = \eta_m N_e = 0,92 \cdot 77,4 = 71,2$ кВт. Давления: нагнетания $p_n = 1,32$ МПа; всасывания $p_в = 0,42$ МПа; $\Delta p = 1,32 - 0,42 = 0,9$ МПа; $\epsilon_r = 2,6$. Профиль асимметричный. Холодильный агент — R502.

Для наглядности расчета необходимо: построить развертку внешней поверхности винтов («эквивалентных цилиндров») и диаграмму распределения давлений по полостям винтов; определить центральный угол окна нагнетания (а следовательно, и размеры окна) и угол сжатия. Это требуется для того, чтобы найти максимальную площадь поверхности винтов, подверженную полному давлению нагнетания. Для этого винты ставятся в такое положение, при котором верхняя линия гребня зуба ведущего винта соприкасалась бы с впускной кромкой окна нагнетания.

Таким образом, расчет ведется при действии на винты максимальных сил, т. е. в запас. Для крупных и высоконагруженных винтов следует уточнить нагрузку, приняв в расчет среднюю ее величину между наибольшим и наименьшим значениями. В целях сокращения выкладок пренебрежем силами, действующими на так называемые неуравновешенные площадки [35].

Определим угол сжатия φ_{10} (FIS) *: $\varphi_{10} = f(10^3 W_3/D^3)$. Заполненный объем согласно формуле (5.83) работы [47] и табл. 2.17 составит $W_3 (W) = W_0 - W_n/\epsilon_r = l_в (f_{1п} + f_{2п}) - W_n/\epsilon_r = 12,5 (10,85 + 7,76) - 223/2,6 = 146,85$ см³. Значение $10^3 W_3/D^3 = 10^3 \cdot 146,85/12,5^3 = 75,187 \approx 75,2$. По графику на рис. 2.43 находим $\varphi_{10} = 252^\circ$. Угол закрутки ВЩ винта τ_{13} (TIZ) = $2\pi l_в/h_1 = 360 \cdot 125/150 = 300^\circ$.

Расстояние от торца всасывания до точки С — аппликата $Z_0 = \varphi_{10} h_1/2\pi = 252 \cdot 150/360 = 105$ мм. Осевой шаг зубьев ВЩ винта $\Delta Z (DZ) = h_1/z_1 = 150/4 = 37,5$ мм.

Угол окна нагнетания (см. рис. 2.44) ВЩ винта $\alpha_{1н} (AL1H) = \tau_{13} - \varphi_{10} + \alpha_{01} = 300 - 252 + 34,5 = 82,5^\circ$, где угол начала сжатия $\alpha_{01} (AL\emptyset 1)$ зависит от типа профиля зуба. Для зубьев

* Здесь и далее рядом с обозначениями величин в скобках приведены идентификаторы, определяющие их в программе для ЭВМ.

с циклоидным профилем на тыльной стороне зуба ВЩ винта

$$\alpha_{01} = \beta_{01} (B \text{ } \emptyset 1) = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2н}^2}{2AR_1} =$$

$$= \arccos \frac{10,0^2 + 6,25^2 - 6^2}{2 \cdot 10 \cdot 6,25} = \arccos 0,8245 = 34,5^\circ,$$

где $R_1 = 0,5D_1$; $r_{2н} = 0,5d_{2н}$.

Угол окна нагнетания ВМ винта: $\alpha_{2н} (AL2H) = i_{21}\alpha_{1н} + \theta_4 + 2\gamma_{2з} = 2 \cdot 82,5/3 + 13,14 + 18,68 \approx 87^\circ$ (или $\alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + 2\pi/z_2 - \theta_3 = (2/3) \cdot 82,5 + 60 - 28,24 = 86,76^\circ$).

Таким образом, площадь нагнетания в торцевой плоскости [35] $F_T = 0,0014D_1^2 (\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 27) = 0,0014 \cdot 12,5^2 (82,5 + 87 - 27) = 31,17 \text{ см}^2$.

Площадь проекции цилиндрической части окна нагнетания $F_{ц} = (h_1 D_1 / 4\pi) (0,014\alpha_{1н} + 0,021\alpha_{2н} - \sin \alpha_{1н} - 1,55 \sin \alpha_{2н} + 0,213) = \frac{15 \cdot 12,5}{4\pi} (0,014 \cdot 82,5 + 0,021 \cdot 87 - \sin 82,5 - 1,55 \sin 87 + 0,213) = 14,9203 \cdot 0,65568 = 9,73 \text{ см}^2$.

Суммарная площадь проекции окна нагнетания $F_{н} = F_T + F_{ц} = 31,17 + 9,73 = 40,9 \text{ см}^2$ (она понадобится при расчете скорости пара в окне нагнетания).

Теперь можно перейти к графическим построениям, выбрав удобный масштаб линейных размеров.

На рис. 2.52, б показана развертка поверхностей эквивалентных цилиндров. Построение начинается от торца нагнетания, с окна нагнетания. Размеры его цилиндрической и торцевой частей определены выше. Торцевая часть окна нагнетания показана на средней проекции рис. 2.52, а, границы которой очерчены углами нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$. Обе проекции окна нагнетания заштрихованы.

Все наклонные линии (развертки винтовых линий гребней винтов) нанесены для ВЩ винта под углом β_1 к оси винта, для ВМ винта — углом β_2 . Согласно формуле (5.124) работы [47] $\beta_1 (B1) = \arctg (\tg \beta_n D_1 / d_{1н}) = \arctg [(125/80) \tg 59,17] = \arctg 2,618 = 69,1^\circ$, $\beta_2 (B2) = \arctg (\tg \beta_n D_2 / d_{2н}) = \arctg [(125/120) \tg 59,17] = \arctg 1,74533 = 60,2^\circ$.

Осевой размер ширины зуба по гребню ВМ винта $\Delta Z_{2з} (DZBM)$ равен $\Delta Z_{2з} = \pi \gamma_{2з} d_{2н} \tg (90 - \beta_n) / 180 = 3,14 \cdot 9,34 \times 120 \tg 30,8/180 = 11,6 \text{ мм}$. На эту величину наклонные линии зубьев ВМ винта смещены относительно линий ВЩ винта (например, точки 3, 9 и им подобные).

В дальнейшем понадобится найти давления в полостях сжатия, для чего рекомендуется построить диаграмму распределения давлений [47] $p_x = f(\varphi_1)$ (рис. 2.53). Для построения кривой сжатия имеются следующие точки: точка А — координаты 0; $p_B = 4,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$; точка В — координаты $\varphi_{1с}$; $p_H = 13,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ — и две произвольно выбранные точки, например, при $\varphi_1 = 100$

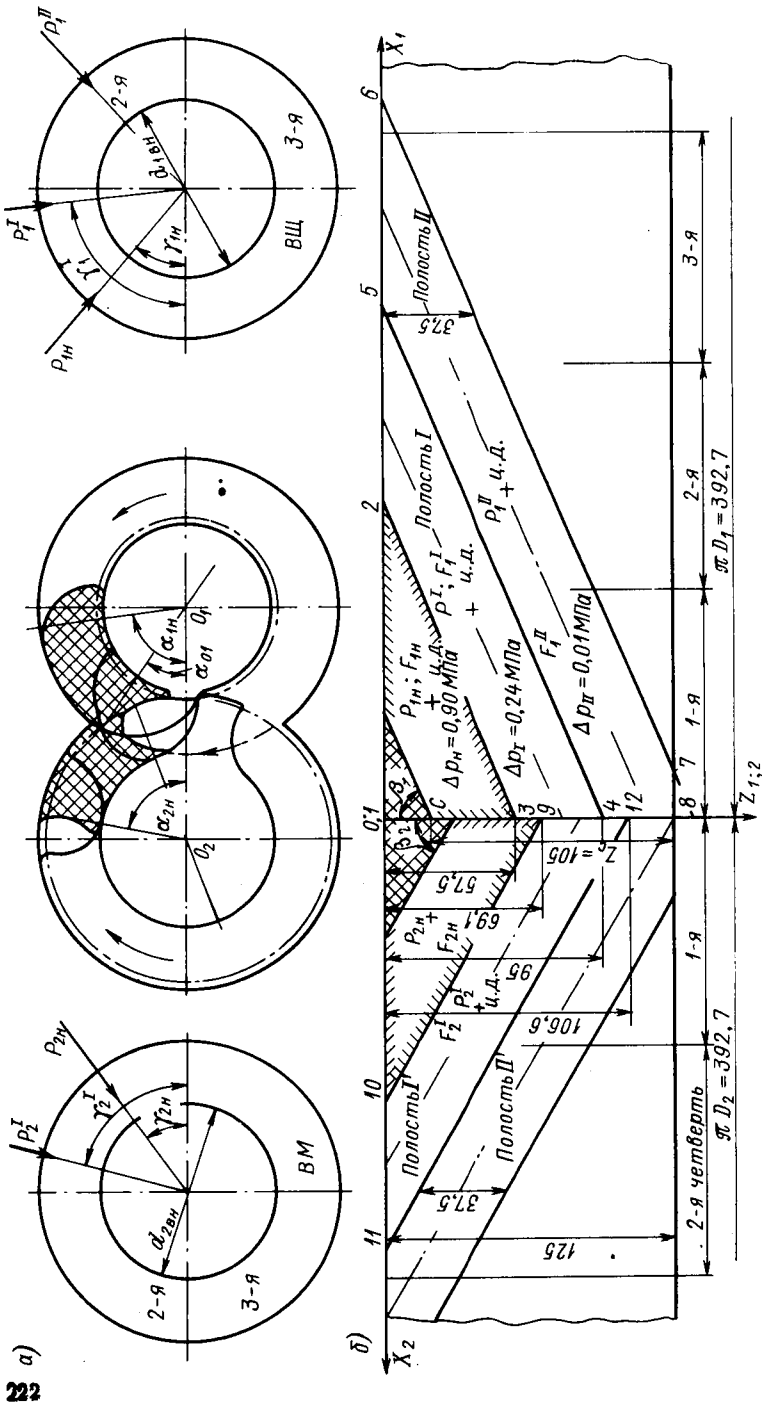
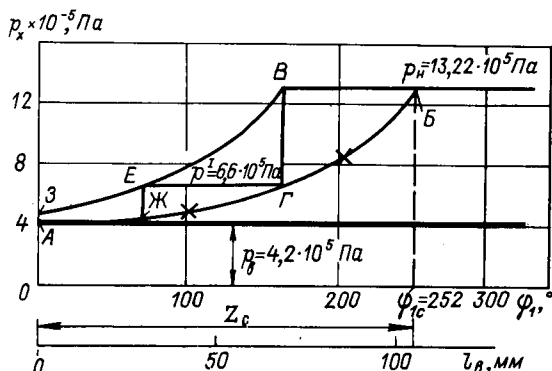


Рис. 2.52. К расчету радиальных сил, действующих на винты: а — поперечные сечения винтов, показаны угловые координаты и направления радиальных сил; б — развертка поверхностей эквивалентных цилиндров (сторона области сжатия), показаны аппликаты приложения сил и площади, на которые они действуют

Рис. 2.53. Диаграмма распределения давлений в полостях винтового компрессора (к расчету сил)



и 200° . Для этих точек по графику $10^3 W_s/D_1^3$ (см. рис. 2.43) находим при $\varphi_1 = 100^\circ$ $10^3 W_s/D_1^3 = 15$; при $\varphi_1 = 200^\circ$ та же функция равна 55. Следовательно, заполненный объем парной полости при $\varphi_1 = 100^\circ$ $W_s = 15/D_1^3 \cdot 10^{-3} = 15 \cdot 12,5^3 \cdot 10^{-3} = 29,3 \text{ см}^3$; при $\varphi_1 = 200^\circ$ $W_s = 55 \cdot 12,5^3 \cdot 10^{-3} = 107,4 \text{ см}^3$.

Далее согласно формуле (5.82) работы [47] текущее значение степени повышения давления в полости

$$\pi_x = p_x/p_s \approx \left[\frac{W_n}{W_0 - (W_s)_x} \right]^n,$$

где n — показатель условной политропы сжатия. Можно принять для хладона R502 $n \approx 1,2$; $(W_s)_x$ — текущее значение заполненного объема. При этом давление в полости

$$p_x = p_s \left[\frac{W_n}{W_0 - (W_s)_x} \right]^n.$$

По этой формуле находим:

при $\varphi_1 = 100^\circ$

$$p_x = 0,42 \left(\frac{223}{232,625 - 29,3} \right)^{1,2} = 0,47 \text{ МПа} = 4,7 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

при $\varphi_1 = 200^\circ$

$$p_x = 0,42 \left(\frac{223}{232,625 - 107,4} \right)^{1,2} = 0,84 \text{ МПа} = 8,4 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

На рис. 2.53 (кривая А-Б) эти точки отмечены крестиками.

Когда очередная полость подойдет к окну нагнетания, в ней установится давление, равное p_n . На диаграмме это давление распространится от точки Б до В. По оси абсцисс $\varphi_1 = 2\pi/z_1 = 90^\circ$, что соответствует по длине винта $h_1/z_1 = 150/4 = 37,5 \text{ мм}$. В этой полости («сзади идущей») установится давление, характеризуемое линией ВЕЗ, расположенной эквивалентно в горизонтальном направлении ($\overline{BB} = \overline{TE} = h_i/z_i$). Линии ЕЖ, ВГ изображают разность нарастающих давлений между двумя соседними полостями в процессе сжатия в них пара.

Разности давлений $\Delta p_n (DP) = p_n - p_b = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\Delta p_I = (6,6 - 4,2) \cdot 10^5 = 0,24 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $\Delta p_{II} = (4,3 - 4,2) \cdot 10^5 = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ являются силами, действующими на единицу площади соответствующих участков винта.

Радиальные силы, действующие на винты. Расчет начинается со стороны торца нагнетания, точнее, с полостей, подверженных давлению нагнетания; причем винты устанавливаются в такое положение, при котором, как упоминалось, ближайшая парная полость подошла к окну нагнетания.

В е д у щ и й в и н т. Радиальная сила $P_{1n} (P1 (I))$, направленная по радиусу винта, — сила давления газа, приходящаяся на цилиндрическую часть окна нагнетания винта и присоединенную к ней ближайшую полость ВЩ винта. Вместе они образуют на развертке эквивалентного цилиндра (рис. 2.52, б) треугольник 1—2—3. Определяем центр тяжести этой фигуры — центр давления газа на эту площадку. Он имеет координаты: абсциссу $X_1 (XD1 (I)) = 50,2 \text{ мм}$ (отсчет вправо по оси $X_1 - X_2$ от линии 1—8); аппликату $Z (ZD1 (I)) = 19,2 \text{ мм}$, отсчитываемую от осей — от торца нагнетания.

Треугольник 1—2—3 имеет катеты $5,75 \text{ tg } 69,1 = 15 \text{ см}$ и $2 + 3,75 = 5,75 \text{ см}$. Расчетная (эффективная) площадь F_{1n} согласно формуле (5.125) работы [47] составит $F_{1n} = K_{1np} \cdot 0,5 \times 15 \cdot 5,75 = 0,9 \cdot 43,125 = 38,8 \text{ см}^2$, где хордальный коэффициент $K_{1np} = \sin(\pi/z_1)/(\pi/z_1) = \sin 45/0,7854 = 0,9$.

Сила $P_{1n} = \Delta p_n F_{1n} = 9 \cdot 38,8 \cdot 10^5 \cdot 10^{-4} = 3492 \text{ Н}$.

Угол $\gamma_{1n} (\text{GAMMA1 (I)}) = \tilde{S}360/(\pi D_1) = 360 \cdot 5,02/(3,14 \times 12,5) = 46^\circ$, где дуга $\tilde{S} = 50,2 \text{ (см. выше, координата } X_1)$.

На торцовое сечение ВЩ винта (рис. 2.52, а) наносим вектор силы P_{1n} под углом $\gamma_{1n} = 46^\circ$ к горизонтальной оси (в 1-й четверти).

Определим силу P_1^I , действующую на соседнюю полость ВЩ винта: $P_1^I = \Delta p^I F_1^I$. Из диаграммы распределения давлений (см. рис. 2.53) находим $\Delta p^I = (6,6 - 4,2) \cdot 10^5 = 2,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Площадь трапеции 2—3—4—5 (рис. 2.52, б) находится как произведение ее высоты $3,75 \sin 69,1 \text{ см}$ на длину грузовой линии (гр. л.), равную $0,5 (5,75 + 9,5)/\cos 69,1 \text{ см}$. Расчетная площадь (с учетом хордального коэффициента) $F_1^I = 0,9 \cdot 3,75 \sin 69,1 \times 0,5 \cdot 15,25/\cos 69,1 = 0,45 \cdot 3,75 \cdot 15,25 \text{ tg } 69,1 = 67,3 \text{ см}^2$. Радиальная сила, действующая на фигуру 2—3—4—5, $P_1^I = 2,4 \times 10^5 \cdot 67,3 \cdot 10^{-4} = 1615 \text{ Н}$.

Координаты центра давления площади F_1^I находим аналитически или графически. Величина $X_1 = 90,6 \text{ мм}$, $Z_1 = 40,3 \text{ мм}$. Угол $\gamma_1^I = 9,06 \cdot 360/(3,14 \cdot 12,5) = 83^\circ$. На рисунок наносим вектор силы P_1^I .

Определим силу P_1^{II} , действующую на площадь 4—5—6—7—8: $P_1^{II} = \Delta p^{II} F_1^{II}$. Площадь фигуры 4—5—6—7—8 равна $3,75 \times 0,5 (9,5 + 13,25) \text{ tg } 69,1 = 111,6 \text{ см}^2$. Расчетная (эффективная) площадь $F_1^{II} = 0,9 \cdot 111,6 = 100,4 \text{ см}^2$.

Радиальная сила $P_1^{II} = 0,1 \cdot 10^5 \cdot 100,4 \cdot 10^{-4} = 100$ Н. Сопоставляя P_1^{II} с P_1^I и $P_{1н}$, убеждаемся в том, что силой P_1^{II} можно пренебречь.

В е д о м ы й в и н т. Радиальная сила $P_{2н} (P_2 (I)) = \Delta p_n F_{2н}$. Расчетная (эффективная) площадь $F_{2н} = K_{2хр} \cdot 0,5 \cdot 6,91^2 \times \times \text{tg } 60,2 = 0,955 \cdot 23,87 \cdot 1,745 = 39,8$ см², где хордальный коэффициент для ВМ винта (при $z_2 = 6$) $K_{2хр} = 0,955$.

Сила $P_{2н} = \Delta p_n F_{2н} = 9,0 \cdot 10^5 \cdot 39,8 \cdot 10^{-4} = 3582$ Н.

Центр давления на площадь $F_{2н}$ имеет координаты: $X_2 (XD2 (I)) = 69,1 \text{ tg } 60,2/3 = 40,2$ мм (отсчитывается влево от оси $Z_{1,2}$); $Z_2 (ZD2 (I)) = 69,1/3 = 23$ мм. Угол $\gamma_{2н} (\text{GAMMA2 (I)}) = = 360 \cdot 40,2 / (3,14 \cdot 125) = 37^\circ$.

На сечении ВМ винта (слева на рис. 2.52, а) наносим вектор $P_{2н}$ (в 1-й четверти).

Сила $P_2^I = \Delta p^I F_2^I$, где $p^I = 2,4 \cdot 10^5$ Па. Величина $F_2^I = K_{2хр} \cdot \text{пл. } 9-10-11-12$. Значение $F_2^I = 0,955 \cdot 3,75 \cdot 0,5 (6,91 + 10,66) \times \times \text{tg } 60,2 = 55$ см². Сила $P_2^I = 2,4 \cdot 10^5 \cdot 55 \cdot 10^{-4} = 1318$ Н. Координаты центра давления на площадь F_2^I : $X_2 = 82,5$ мм; $Z_2 = = 42$ мм.

Угол $\gamma_2^I = 360 \cdot 82,5 / (3,14 \cdot 125) = 76^\circ$.

Силой P_2^{II} (ввиду ее малости) пренебрежем.

Итак, в результате расчета определены радиальные силы, действующие на винты:

ведущий — $P_{1н}$ с координатами $\gamma_{1н} = 46^\circ$ и $Z_1 = 19,2$ мм,

P_1^I с координатами $\gamma_1^I = 83^\circ$ и $Z_1 = 40,3$ мм;

ведомый — $P_{2н}$ с координатами $\gamma_{2н} = 37^\circ$ и $Z_2 = 23$ мм, P_2^I с координатами $\gamma_2^I = 76^\circ$ и $Z_2 = 42$ мм.

Необходимо заметить, что при вращении винтов наиболее нагруженные площади 1—2—3—9—10 уменьшаются, а в полостях, расположенных после них, давление увеличится. Суммарная радиальная сила, как показывают результаты расчетов, несколько уменьшается. Очевидно, при необходимости уточнения расчета следует определить силы и при другом положении винтов, осреднив затем результаты. Также, особенно при машинном счете, можно учесть силы, действующие на неуравновешенные площадки.

Осевые силы и крутящие моменты. Вектор полной осевой силы \bar{P}_z , действующей на каждый ротор, равен сумме векторов сил, направленных по оси винта или параллельно ей: $\bar{P}_z = \bar{P}_\tau + \bar{P}_a + + \bar{P}_ш + \bar{P}_{р.у}$, где \bar{P}_τ — суммарная сила, действующая на торцевые поверхности винта, уступы вала и другие детали, сидящие на валу и неуравновешенные по силам газового давления; \bar{P}_a — суммарная осевая сила, действующая на профильные (боковые) поверхности зубьев винта; $\bar{P}_ш$ — осевая сила зубчатого зацепления (например, шестерен связи или мультипликатора); $\bar{P}_{р.у}$ — осевая сила разгрузочного устройства.

Найдем осевую силу, действующую собственно на торцы винтов, так как другие неуравновешенные торцевые силы следует рассчитывать для конкретной конструкции компрессора по данным рабочих чертежей.

Известно, что торец нагнетания винтового компрессора в отличие от торца всасывания находится при неодинаковом давлении газа.

Согласно формуле (5.117) работы [47]

$$P_{\tau i} = (2f_{zi} + 0,5f_{zi} + 0,5f_{ki}) \Delta p_{\text{ж}} = (2,5f_{zi} + 0,5f_{ki}) \Delta p_{\text{ж}}.$$

Здесь $\Delta p_{\text{ж}} = p_{\text{н}} - p_{\text{в}}$; $f_{zi} = 0,25\pi (D_i^2 - d_{\text{вн}}^2)/z_i - f_{in}$ — площадь торцевого сечения зуба винта, где $i = 1$ для ВЩ винта и $i = 2$ для ВМ винта; $f_{ki} = 0,25\pi (d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{в}}^2)$ — кольцевая площадь, образованная окружностями впадин винта и вала; $f_{z1} = 0,25 \cdot 3,14 (12,5^2 - 7,5^2)/4 - 10,85 = 8,785 \text{ см}^2$; $f_{z2} = 0,25 \times 3,14 (12,5^2 - 7,5^2)/6 - 7,76 = 5,33 \text{ см}^2$; $f_{k1,2} = 0,25 \times 3,14 (7,5^2 - 6,8^2) = 7,86 \text{ см}^2$.

Осевая сила, действующая на торцы ВЩ и ВМ винтов соответственно: $P_{\tau 1} (PT1) = (2,5 \cdot 8,785 + 0,5 \cdot 7,86) (13,2 - 4,2) = 2285 \text{ Н}$; $P_{\tau 2} (PT2) = (2,5 \cdot 5,33 + 0,5 \cdot 7,86) 9 = 1523 \text{ Н}$. Эти силы приложены по образующей цилиндра диаметром $d_{\text{вн}}$ и $\gamma_{\tau} \approx 45^\circ$.

Суммарная осевая сила $\sum P_{ia}$, действующая на профильные поверхности зубьев винта, создает крутящий момент относительно оси винта; причем сила, направленная в сторону всасывания, создает крутящий момент, направленный против вращения винта. Для преодоления этого момента необходимо приложить внешнюю силу, например, от двигателя. Осевая сила, действующая на профильные поверхности винта в сторону нагнетания, создает крутящий момент, направленный в сторону вращения винта. В этом случае не требуется прикладывать внешнюю силу для вращения винта, так как винт вращается за счет энергии газа (используя потенциальную энергию давления газа).

В зависимости от типа профиля зуба на профильные поверхности зубьев ВМ винта действуют осевые силы, направленные в сторону нагнетания (у винтов с асимметричным и эллиптическим профилем зубьев), или они отсутствуют (у винтов с цевочным профилем зубьев). Таковы свойства, обусловленные геометрией винтов [35].

Осевая сила, действующая на профильные поверхности ВЩ винта, во всех случаях направлена в сторону всасывания. Таким образом, ВЩ винт, и только он, получает энергию от внешнего источника — двигателя. Исключая механические потери в компрессоре, можно записать $M_{\text{кр}} = M_{1\text{ср}} - M_{2\text{ср}}$ или $M_{1\text{ср}} = M_{\text{кр}} + M_{2\text{ср}}$, где все моменты приведены к валу ВЩ винта; $M_{i\text{ср}}$ — средние значения крутящих моментов на ВЩ и ВМ винтах; $M_{\text{кр}} = 9560 N_i/n_1$; N_i — индикаторная мощность, кВт.

В общем случае $dM_{\text{кр}} = (h/2\pi) dp_{\text{ж}}$.

Пользуясь этим, можно найти среднее значение осевых сил за рабочий цикл, если известны крутящие моменты на винтах. Согласно формуле (5.118) работы [47]

$$\sum P_{1a} = (2\pi/h_1) M_{1cp}; \quad \sum P_{2a} = (2\pi/h_2) M'_{2cp}.$$

Согласно формуле (5.121) работы [47] $M_{1cp} (SM1) = (1 + k_m) M_{кр}$, где для асимметричных профилей коэффициент $k_m \approx 0,1$. Итак, среднее значение крутящего момента ВЦ винта (он не равен крутящему моменту на муфте ВЦ ротора!) $M_{1cp} = (1 + 0,1) M_{кр} = 1,1 \cdot 9560 N_i/n_1 = 10\,516 \cdot 71,2/8783 = 85,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Значение $M'_{2cp} = 0,1 \cdot 9560 \cdot 71,2/8783 = 7,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На ведомом винте согласно закону передачи крутящих моментов $M'_{2cp} (SM2) = M_{2cp} n_2/n_1 = 7,75 \cdot 1,5 = 11,62 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Суммарные осевые силы, действующие на ВЦ и ВМ винты: $\sum P_{1a} (P1A) = 85,25 \cdot 6,28/0,15 = 3570 \text{ Н}$, силы $\sum P_{1a}$ направлены в сторону всасывания; $\sum P_{2a} (P2A) = 11,62 \cdot 6,28/0,225 = 324 \text{ Н}\cdot\text{м}$, силы $\sum P_{2a}$ направлены в сторону нагнетания.

Эти силы приложены по образующей среднего цилиндра, диаметр которого $D_{1cp} (DSR) = 0,5 (D_i + d_{i,вн})$. В нашем случае для обоих винтов $D_{cp} = 0,5 (125 + 75) = 100 \text{ мм}$.

Найденные значения осевых сил представляют собой сумму осевых сил, фактически действующих в нескольких наиболее нагруженных полостях. В данном примере таких полостей две, их развертки показаны на рис. 2.52 — площади 1—2—3 и 2—3—4—5 на ВЦ винте и аналогичные им на ВМ винте.

Пропорционально радиальным силам, очевидно, действуют и осевые силы, так как равномерно распределенные силы давления газа на сложные профильные поверхности зуба можно заменить одной сосредоточенной силой, нормальной к поверхности. Точка ее приложения — центр давления (ц. д.) — находится на линии действия радиальных сил — на пересечении ее с поверхностью цилиндра диаметром D_{cp} .

Тогда осевая сила, действующая в полостях, примыкающих к камере нагнетания (площадь 1—2—3 на рис. 2.52), для ВЦ винта *

$$P_{a1a} (PA1 (J)) = \sum P_{1a} \frac{P_{1a}}{P_{1a} + P_1^I} = 3570 \frac{3492}{3492 + 1615} = 2441 \text{ Н}.$$

В полости I

$$P_{1a} = \sum P_{1a} \frac{P_1^I}{P_{1a} + P_1^I} = 3570 \frac{1615}{5107} = 1129 \text{ Н}.$$

* См. формулу (5.130) в работе [47].

Аналогично для ведомого винта

$$P_{a2н} (PA2 (J)) = \sum P_{2а} \frac{P_{2н}}{P_{2н} + P_2^I} = 324 \frac{3582}{3582 + 1318} = 237 \text{ Н},$$

$$P_{2а}^I = \sum P_{a2} \frac{P_2^I}{P_{2н} + P_2^I} = 324 \frac{1318}{4900} = 87 \text{ Н}.$$

Воспользуемся формулой (5.131) из работы [47] $P_{окт} = P_{1а} \operatorname{ctg} \beta_{тср}$, где угол наклона винтовой линии, проходящей через центр давления, лежащий на цилиндре диаметром $D_{ср}$: для ВЦ винта

$$\begin{aligned} \beta_{тср} (BSR1) &= \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \beta_{н} D_{ср} / d_{1н}) = \operatorname{arctg} \left(\frac{100}{80} \operatorname{tg} 59,17^\circ \right) = \\ &= \operatorname{arctg} 2,0944 \approx 64,5^\circ; \end{aligned}$$

для ВМ винта

$$\beta_{тср} (BSR2) = \operatorname{arctg} \left(\frac{100}{120} \operatorname{tg} 59,17^\circ \right) \operatorname{arctg} 1,3963 = 54,4^\circ.$$

Тогда окружные силы будут равны:

для ВЦ винта

$$P_{ок1н} (POK1 (J)) = P_{a1н} \operatorname{ctg} \beta_{тср} = 2441 \cdot 0,4775 = 1165 \text{ Н},$$

$$P_{ок1} = P_{1а}^I \operatorname{ctg} \beta_{тср} = 1129 \cdot 0,4775 = 539 \text{ Н};$$

для ВМ винта

$$P_{ок2н} (POK2 (J)) = P_{a2н} \operatorname{ctg} \beta_{тср} = 237 \cdot 0,7162 = 170 \text{ Н},$$

$$P_{ок2} = P_{2а}^I \operatorname{ctg} \beta_{тср} = 87 \cdot 0,7162 = 62 \text{ Н}.$$

Найденные осевые и окружные силы имеют те же координаты, что и радиальные силы, т. е. соответствующие углы γ_i и аппликаты Z_i , а третья координата этих сил — радиус среднего цилиндра — $0,5D_{ср} = 50$ мм.

Необходимо иметь в виду, что все эксцентрично приложенные к винту осевые, а также окружные силы вызывают изгиб вала ротора.

Для проверки расчета можно воспользоваться зависимостями: $\Sigma P_{ок1} = P_{ок1н} + P_{ок1} = 1165 + 539 = 1704$ Н; крутящий (суммарный) момент на ВЦ винте $M_1 = \Sigma P_{ок1} \cdot 0,5D_{ср} = 1704 \times \times 0,05 = 85,2$ Н·м, что совпадает с ранее найденным значением $M_{1ср}$ через индикаторную мощность и частоту вращения.

Что касается сил, действующих в зубчатом зацеплении (при наличии его), то вводить их в расчет здесь не будем, так как учет их не вызывает затруднений.

О силах разгрузочного устройства (поршня на валу ротора) отметим следующее. На ВЦ винт действует большая осевая сила,

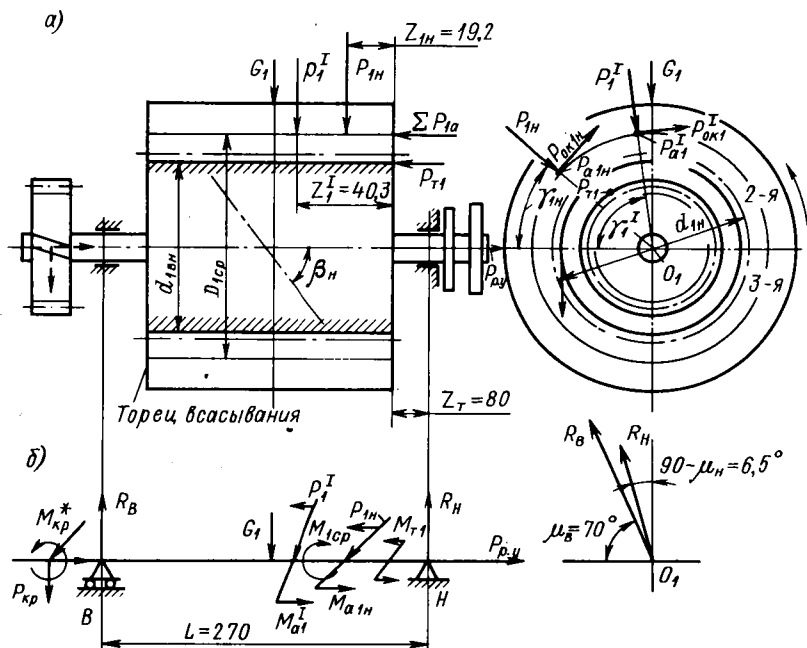


Рис. 2.54. Силы и моменты сил, действующие на ВЩ ротора (а). Расчетная схема реакций в опорных подшипниках ВЩ винта (б)

чем на ВМ винт. В связи с этим разгрузку упорного подшипника от осевой силы необходимо осуществлять на ВЩ роторе. На ВМ роторе от такой разгрузки иногда отказываются. Для ведомого ротора важно иметь суммарное действие всех осевых сил, направленное в сторону всасывания, что обеспечит стабильное относительное положение обоих винтов.

Итак, на винты действует сложная система сил и моментов, находящихся в различных плоскостях.

Для расчета опорных и упорных подшипников, напряжений в валах и их прогибов необходимо определить реакции на опорах.

На рис. 2.54 и 2.55 показаны силы, направление и точки приложения их, а также моменты, действующие на ВЩ и ВМ роторы.

Рассмотрим сначала ВЩ ротор. Пусть винт имеет правую нарезку. Область сжатия, напомним, находится условно «сверху» горизонтальной плоскости осей — в основном в 1-й и 2-й четвертях. Это важно, так как массовые силы роторов также направлены вниз. В холодильных маслозаполненных компрессорах область сжатия находится, как правило, снизу, и тогда 1-я и 2-я четверти поменяются местами соответственно с 4-й и 3-й; изменится направление вращения винта, а массовые силы, естественно, своего направления не изменят. Если не учитывать силы, действующие на неуравновешенные площадки, то тип профиля зубьев иметь значения не будет.

На рис. 2.54, а слева показано зубчатое колесо, обычно размещаемое со стороны всасывания. Если это шестерня связи, то $M_{кр}^* \approx 0,1M_{кр}$ для винтов с асимметричным и эллиптическим профилями зубьев. Силы, возникающие в косозубом зацеплении, относительно невелики и их можно не учитывать при расчете реакций в опорах и напряжений в валах ротора ВЩ винта. Если $M_{кр}^* = M_{кр}$, т. е. шестерня воспринимает полный крутящий момент, передаваемый компрессору, то учет сил обязателен. Однако чаще всего $M_{кр}$ ВЩ винту передается через муфту, и тогда радиальные и осевые силы, разумеется, отсутствуют. Предположим именно этот случай.

На рис. 2.54 показаны векторы сил и места их приложения. На правой проекции представлены точки приложения газовых сил, причем векторы осевых сил изображаются точками.

Окружные и внецентренно приложенные осевые силы, как известно, вызывают изгиб вала. Однако эти силы действуют в различных радиальных плоскостях, что, в отличие от радиальных сил, затрудняет их приведение к двум взаимно перпендикулярным плоскостям и оценку их влияния в общем балансе сил. Поэтому реакции на радиальных опорах будем определять в радиальных плоскостях действия сил и нормальным к ним плоскостям с последующим нахождением равнодействующей на опорах*.

На рис. 2.54, б показана расчетная схема сил ВЩ ротора. Моменты внецентренно приложенных осевых сил: момент $M_{a1н} = P_{a1н} \cdot 0,5D_{ср} = 2441 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}$ действует в радиальной плоскости, в которой лежит сила $P_{1н}$; момент $M_{a1} = P_{1а}^I \cdot 0,5D_{ср} = 1129 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 56 \text{ Н} \cdot \text{м}$ действует в радиальной плоскости силы $P_{1а}^I$; момент от торцевой силы $P_{т1}$: $M_{т1} (MT1) = P_{т1} \cdot 0,5d_{1вн} = 2285 \cdot 0,5 \cdot 0,075 = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$ действует в биссекторной плоскости 1-й четверти ($\angle \approx 45^\circ$). В данном случае эту плоскость можно совместить с ближайшей плоскостью, в которой лежит сила $P_{1н}$. Эту плоскость обозначим $0_1P_{1н}$. Определим реакции на опорах В и Н от сил и моментов, лежащих в плоскости $0_1P_{1н}$:

$$\sum M_B = P_{1н} (L - Z_{1н} - Z_{т}) - M_{a1н} - M_{т1} - H'_н L = 0,$$

откуда реакция на опоре Н от радиальной силы $P_{1н}$ и моментов $M_{a1н}$ и $M_{т1}$ составит

$$\begin{aligned} H'_н (НН1) &= (1/L) [P_{1н} (L - Z_{1н} - Z_{т}) - M_{a1н} - M_{т1}] = \\ &= (1/0,27) [3492 \cdot 10^{-3} (27 - 1,92 - 8) - 122 - 85] = 1441 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\sum M_H = -P_{1н} (Z_{1н} + Z_{т}) - M_{a1н} - M_{т1} + B'_н L = 0,$$

* Ниже приведен расчет реакций в опорных подшипниках ВЩ и ВМ винтов по методам, известным студентам из предыдущих вузовских курсов. На рис. 2.54 и 2.55 представлены только суммарные силы опорных реакций (их составляющие не показаны).

откуда реакция на опоре B от тех же сил

$$B'_H (BH1) = \frac{3492 \cdot 10^{-3} (1,92 + 8) + 122 + 85}{0,27} = 2050 \text{ Н.}$$

Реакции на тех же опорах от окружной силы $P_{ок1H}$, направленной перпендикулярно к плоскости O_1P_{1H} :

$$H''_H (HH2) = \frac{P_{ок1H} (L - Z_{1H} - Z_T)}{L} = \frac{1165 \cdot 10^{-3} (27 - 9,92)}{0,27} = 737 \text{ Н;}$$

$$B''_H (BH2) = \frac{P_{ок1H} (Z_{1H} + Z_T)}{L} = \frac{1165 \cdot 10^{-3} \cdot 9,92}{0,27} = 428 \text{ Н.}$$

Так как силы B'_H и H''_H перпендикулярны соответственно силам B_H и H_H , то равнодействующие этих сил равны

$$B_H = \sqrt{(B'_H)^2 + (B''_H)^2} = 10^3 \sqrt{20,5^2 + 4,28^2} = 2094 \text{ Н.}$$

Относительно плоскости O_1P_{1H} сила B_H расположена под углом $\gamma'' = \arccos (B'_H/B_H) = \arccos (2050/2094) = 11,6^\circ$. Относительно горизонтальной оси

$$\gamma'_B (\text{ГАММА В (J)}) = \gamma_{1H} + \gamma'' = 46 + 11,6 = 57,6^\circ,$$

$$H_H = \sqrt{(H'_H)^2 + (H''_H)^2} = 10^3 \sqrt{14,41^2 + 7,37^2} = 1618 \text{ Н.}$$

Эта сила составляет с плоскостью O_1P_{1H} угол $\gamma' = \arccos (H'_H/H_H) = \arccos (1441/1618) = 27^\circ$, а относительно горизонтальной оси угол $\gamma'_H (\text{ГАММА H (J)}) = \gamma_{1H} + \gamma' = 46 + 27 = 73^\circ$.

Определим реакции на опорах B и H от силы P^I_1 и момента $M^I_{\bullet 1}$, действующих в плоскости $O_1P^I_1$:

$$\sum M_B = P^I_1 (L - Z^I_1 - Z_T) - M^I_{\bullet 1} - H'_1 L = 0;$$

$$H'_1 = \frac{P^I_1 (L - Z^I_1 - Z_T) - M^I_{\bullet 1}}{L} = \frac{1615 \cdot 10^{-3} (27 - 4,03 - 8) - 56}{0,27} = 688 \text{ Н;}$$

$$\sum M_H = -P^I_1 (Z^I_1 + Z_T) - M^I_{\bullet 1} + B'_1 L = 0;$$

$$B'_1 = \frac{1615 \cdot 10^{-3} (4,03 + 8) + 56}{0,27} = 927 \text{ Н.}$$

Реакции от окружной силы $P^I_{ок1}$:

$$H''_1 = \frac{P^I_{ок1} (L - Z^I_1 - Z_T)}{L} = \frac{539 \cdot 10^{-3} (27 - 12,03)}{0,27} = 299 \text{ Н;}$$

$$B''_1 = \frac{P^I_{ок1} (Z^I_1 + Z_T)}{L} = \frac{539 \cdot 10^{-3} (4,03 + 8)}{0,27} = 240 \text{ Н.}$$

Равнодействующие сил H'_I и H''_I , B'_I и B''_I :

$$H_I \sqrt{(H'_I)^2 + (H''_I)^2} = 10^3 \sqrt{6,88^2 + 2,99^2} = 750 \text{ Н};$$

угол между плоскостью $O_1 P'_I$ и силой H_I равен $\gamma'_I = \arccos(H'_I/H_I) = \arccos(688/750) = 23,5^\circ$, а с горизонтальной осью угол $\gamma_H = \gamma'_I + \varphi'_I = 83 + 23,5 = 106,5^\circ$;

$$B_I = \sqrt{(B'_I)^2 + (B''_I)^2} = 10^3 \sqrt{9,27^2 + 2,4^2} = 960 \text{ Н};$$

угол между силами P'_I и B_I равен $\gamma''_I = \arccos(B'_I/B_I) = \arccos(927/960) = 15^\circ$; относительно горизонтальной оси угол $\gamma_I = 83 + 15 = 98^\circ$.

Теперь определим силы R_H и R_B — полные реакции и их направления в опорах B и H (см. рис. 2.54) от действия радиальных, осевых и окружных сил на ВЩ винт. (Напомним, что ВЩ винт в нашем примере расположен справа от ВМ винта.) Для этого найдем сначала углы между силами:

на опоре H между силами H_H и H_I : $\theta_H = \gamma_H - \gamma'_H = 106,5 - 73 = 33,5^\circ$;

на опоре B между силами B_H и B_I : $\theta_B = \gamma_I - \gamma'_B = 98 - 57,6 = 40,4^\circ$.

Пользуясь изображением векторов сил, по теореме косинусов находим реакции на опорных подшипниках:

$$R_H(RH1) = \sqrt{H_H^2 + H_I^2 - 2H_H H_I \cos(180 - \theta_H)} =$$

$$= \sqrt{1618^2 + 750^2 + 2 \cdot 1618 \cdot 750 \cos 33,5^\circ} = 2281 \text{ Н};$$

$$R_B(RB1) = \sqrt{B_H^2 + B_I^2 - 2B_H B_I \cos(180 - \theta_B)} =$$

$$= \sqrt{2094^2 + 960^2 + 2 \cdot 2094 \cdot 960 \cos 40,4^\circ} = 2892 \text{ Н}.$$

Угол между силами R_H и H_H

$$\theta'_H = \arccos \frac{R_H^2 + H_H^2 - H_I^2}{2R_H H_H} = \arccos \frac{2281^2 + 1618^2 - 750^2}{2 \cdot 2281 \cdot 1618} = 10,5^\circ.$$

Таким образом, равнодействующая сила R_H на опоре H (сторона нагнетания) составляет с горизонталью угол μ_H (ALFA1H) = $\gamma_H + \theta_H = 73 + 10,5 = 83,5^\circ$, с вертикалью $90 - 83,5 = 6,5^\circ$ (см. рис. 2.54).

Угол между силами R_B и B_H

$$\theta'_B = \arccos \frac{R_B^2 + B_H^2 - B_1^2}{2R_B B_H} = \arccos \frac{2892^2 + 2094^2 - 960^2}{2 \cdot 2892 \cdot 2094} = 12,5^\circ.$$

Равнодействующая сила R_B на опоре B составляет с горизонталью угол μ_B (ALFA1B) = $\gamma'_B + \theta'_B = 57,6 + 12,5 \approx 70^\circ$, с вертикалью $90 - 70 = 20^\circ$.

Теперь можно учесть массовую силу ВЩ ротора G_1 (GR1). Полагая (приближенно), что центр массы ротора находится посередине между опорами, найдем увеличение реакции R_H на опоре H : $0,5G_1 \cos(90 - \mu_H) = 0,5 \cdot 200 \cos 6,5^\circ \approx 96$ Н, где $G_1 \approx 200$ Н. Увеличение реакции R_B на опоре B составит $0,5G_1 \cos(90 - \mu_B) = 0,5 \cdot 200 \cos 20^\circ \approx 90$ Н. Таким образом, окончательно $R_H = 2281 + 96 = 2380$ Н, $R_B = 2892 + 90 = 2980$ Н.

Учет массовых сил ротора дает поправку примерно на 3—4 %.

Суммарная осевая сила, действующая на ВЩ винт: $\sum P_{\text{вщ}} = P_{\tau 1} + \sum P_{1a} = 2285 + 3570 = 5855$ Н. Эта сила частично уравновешивается осевой силой $P_{p.y}$ разгрузочного устройства, а также осевой силой в зубчатом зацеплении. Численные значения этих сил определяют при расчете конкретной конструкции компрессора.

Перейдем к расчету реакций на опорах ВМ винта. К тому, что было сказано ранее о ВМ винте, необходимо добавить следующее. Ведомый винт имеет другого направления (левую) нарезку. Если профиль зубьев асимметричный или эллиптический, то в зацеплении винтов существуют неуравновешенные площадки, обуславливающие появление профильных осевых сил $\sum P_{\text{вм}} = P_{\tau 2} - \sum P_{2a}$. В рассматриваемом примере при определении радиальных сил силу давления пара на неуравновешенные площадки по-прежнему учитывать не будем.

Моменты внецентренно приложенных осевых сил: момент $M_{a2H} = P_{a2H} \cdot 0,5D_{\text{ср}} = 237 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 12$ Н·м действует в плоскости O_2P_{2H} ; момент $M_{a2}^1 = P_{2a}^1 \cdot 0,5D_{\text{ср}} = 87 \cdot 0,5 \cdot 0,075 = 3,3$ Н·м действует в плоскости $O_2P_2^1$; момент $M_{\tau 2} = P_{\tau 2} \cdot 0,5d_{2BH} = 1523 \times 0,5 \cdot 0,075 = 57$ Н·м действует в бисекторной плоскости 1-й четверти ВМ винта. Однако ради упрощения (при ручном расчете) можно считать, что момент $M_{\tau 2}$ действует в ближайшей плоскости O_2P_{2H} .

На рис. 2.55, а показаны силы, действующие на ВМ винт, на рис. 2.55, б — расчетная схема сил ВМ винта.

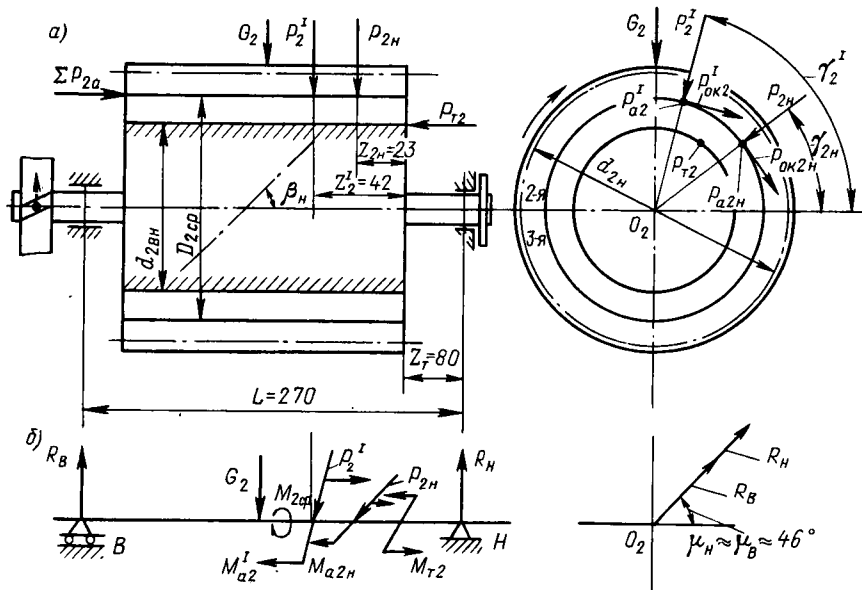


Рис. 2.55. Силы и моменты сил, действующие на ВМ ротора (а). Расчетная схема реакций в опорных подшипниках ВМ винта (б)

Пользуясь той же методикой, что и при расчете реакций в опорах ВЩ винта, последовательно определим реакции от действия сил P_{2H} и P_2^i , моментов M_{a2H} , M_{a2}^i , $M_{\tau 2}$, внецентренно приложенных сил, окружных сил $P_{ок2H}$ и $P_{ок2}^i$, а также реакции в опорных подшипниках ВМ винта.

Реакции на опорах B и H : $R_B = 1990$ Н и $R_H = 2667$ Н. Соответственно с горизонталью они составляют углы $\mu_B = 46^\circ$ и $\mu_H = 45,5^\circ$ (рис. 2.55, б).

С учетом массовых сил ВМ ротора указанные выше значения реакций следует увеличить примерно на 68 Н.

Таким образом, окончательно реакция на опоре H ВМ винта $R_H = 2667 + 68 = 2735$ Н, на опоре B $R_B = 1990 + 68 = 2058$ Н.

Далее необходимо изобразить на эскизах (см. рис. 2.54 и 2.55) направления опорных реакций R_B и R_H ведущего и ведомого винтов, что имеет важное значение для правильного расчета и конструирования подшипников.

Напомним, что приведенный выше расчет сил и моментов выполнен для определенного относительного расположения винтов и нарезки их зубьев: ВЩ винт имеет правую нарезку, расположен справа от ведомого винта и вращается против часовой стрелки (если смотреть со стороны всасывания в сторону нагнетания); ВМ винт, соответственно, имеет левую нарезку, рас-

положен слева от ВЩ винта и вращается по часовой стрелке. В этом случае область сжатия, как указывалось, располагается сверху плоскости осей винтов. Такое изображение удобно для наглядного показа проекций полостей винтов (площадок нагружения) и действующих на них сил. Область всасывания расположена, соответственно, снизу от плоскости осей. Иное расположение ВЩ и ВМ винтов или изменение направления нарезки зубьев, как и изменение направления их вращения, предопределяет и иное расположение реакций в опорных подшипниках.

В случае, когда область сжатия находится ниже горизонтально расположенной плоскости осей (как у холодильных ВМК), все действующие на винты силы, кроме массовых сил G_i , необходимо повернуть на 180° вокруг горизонтальной оси (см. рис. 2.54 и 2.55) и изменить направление вращения винтов на обратное. При этом 1-я и 2-я четверти поменяются местами с 4-й и 3-й четвертями соответственно. Значения газовых сил и их положение относительно осей координат не изменятся.

Изменение направления вращения винтов на противоположное рассмотренному выше, но при расположении ВЩ винта по-прежнему справа от ведомого (если смотреть со стороны торца всасывания) потребует изменения направления нарезки зубьев винтов на обратное (у ВЩ — с правой нарезки на левую), а также поворота профиля зубьев (у асимметричных профилей) таким образом, чтобы тыльной частью профиля зубьев ВЩ винта всегда оставалась ветвь профиля, обеспечивающая лучшую осевую герметичность парных полостей, а именно эпициклоидная (точнее, трохойдная) ветка профиля у асимметричных профилей.*

2.10. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

К таким деталям относятся части корпуса и роторы компрессора.

Корпус компрессора. Вследствие высокой проницаемости («текучести») многих холодильных агентов или их вредности и необходимости надежного (абсолютного) уплотнения корпуса компрессора число разъемов корпуса стремятся свести к минимуму. У небольших компрессоров предусмотрен один торцевой (поперечный) разъем в плоскости торцов всасывания винтов. В средних по размерам корпусах иногда выполняют два торцевых (попереч-

* Программа для расчета на ЭВМ сил и моментов по изложенной выше методике имеется на кафедре холодильных машин ЛТИХП. Она может быть выслана по запросу организаций.

ных) разъема — в плоскостях торцов всасывания и нагнетания. Для крупных компрессоров приходится прибегать кроме одного или двух торцевых также к продольному разъему в плоскости осей вращения винтов.

При продольном разъеме существенно облегчаются сборка компрессора, регулировка основных радиальных и осевых зазоров и измерение зазоров между ВЦ и ВМ винтами и между ними и корпусом. Однако продольные разъемы трудно уплотняемы. Из теории оболочек известно, что в цилиндрических оболочках (обечайках) круглого сечения, находящихся под действием внутреннего давления, тангенциальные напряжения в два раза выше осевых. В цилиндрических оболочках овального поперечного сечения, которым можно уподобить среднюю часть корпуса винтового компрессора, тангенциальные напряжения в три-четыре раза превосходят осевые. Нарушение сплошности оболочки в плоскости большей оси овала (при наличии разъема) должно быть эквивалентно компенсировано по прочности (и плотности!) и деформации соответствующим болтовым соединением фланцев.

Конструкции корпуса винтовых компрессоров, особенно холодильных, имеющих золотник регулирования производительности, достаточно сложные из-за наличия фланцев, горловин патрубков, поперечных и продольных (на стыке панелей) ребер. Кроме того, нагрузка, создаваемая давлением рабочего вещества внутри корпуса, неравномерна и непостоянна во времени. Наконец, температурные поля весьма неоднородны. Все это существенно затрудняет создание методики расчета корпуса компрессора.

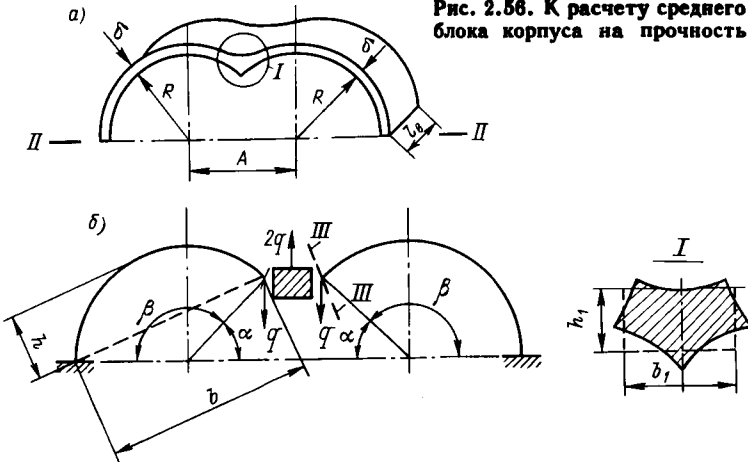
При определении допускаемых напряжений для материалов, чувствительных к концентраторам напряжений (например, сталей), в качестве предельного (опасного) напряжения, как известно, принимают предел усталости материала в зависимости от условий его работы. Чугуны малочувствительны к переменным напряжениям.

Корпус компрессора подвергается гидравлическому испытанию, причем при давлении, более высоком по сравнению с рабочим. Возникающие при этом напряжения в элементах корпуса, в отличие от рабочих напряжений, статические, однако они не должны превышать предела текучести материала (для чугунов — условного предела текучести).

Важно также знать локальные суммарные деформации элементов корпуса под действием газовых сил и температурных полей. Задача эта, как следует из вышесказанного, сложная и должного решения еще не получила.

При расчете корпуса на прочность ограничимся случаем, типичным для холодильных компрессоров: корпус с двумя торцевыми (поперечными) разъемами. А если пренебречь упрочняющим действием безразъемной торцевой части корпуса компрессора со стороны нагнетания, то этот расчет будет распространяться и на одноразъемные корпуса, что позволит охватить прак-

Рис. 2.56. К расчету среднего блока корпуса на прочность



тически все варианты конструкции корпусов винтовых компрессоров, не имеющих продольного разъема.

Расчет среднего блока корпуса компрессора. По торцам блок имеет жесткие спаренные кольцевые фланцы. Между ними в случае необходимости предусматривают одно или два кольцевых ребра жесткости.

Рассечем мысленно блок корпуса плоскостью осей. При работе компрессора верхняя часть блока подвержена в основном давлению всасывания. Однако при гидравлических испытаниях она будет испытывать полное давление жидкости.

Верхняя часть блока корпуса состоит из двух цилиндрических панелей, опертых кромками (рис. 2.56, а). В месте сочленения панелей (узел I) находится ребро жесткости. Таким образом, расчетную схему оболочки рассматриваемого блока корпуса окончательно можно представить в виде, показанном на рис. 2.56, б, а ребро жесткости — как балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой $2q$ по длине, закрепленной (защемленной) по концам.

Как указывалось выше, ведя расчет в запас прочности, пренебрежем подкрепляющим влиянием радиальных ребер, расположенных на внешнем контуре блока.

Исходные данные для расчета: $R = 0,5D_1 = 62,5$ мм; $A = 100$ мм; расчетная толщина стенки $\delta = 10$ мм; длина блока цилиндра $l_b = K_l D_1 = 1,0 \cdot 125 = 125$ мм; рабочее давление нагнетания $p_n = 1,32$ МПа (см. в параграфе 2.7 пример 3). За расчетное (абсолютное) примем предельное давление нагнетания одноступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора $p'_n = 2,1$ МПа; давление гидравлического испытания согласно ОСТ 26-03-639—82 $p_r = 1,5 (p'_n - 0,103) = 3$ МПа.

Материал корпуса компрессора — СЧ21—40 (ГОСТ 1412—70). Допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 60$ МПа, $[\sigma]_n = 80$ МПа. При

гидравлических испытаниях $[\sigma]_p = 105$ МПа. Можно применять также другие марки высокопрочного чугуна, обеспечивающие хорошую плотность отливок. В некоторых случаях используют литые стальные и из цветных металлов.

Средний радиус расточки отверстий $R_{ср} = R + 0,5\delta = 62,5 + 5 = 67,5$ мм.

Углы панелей α и β : $\alpha = \arccos [A/(2R_{ср})] = \arccos [100/(2 \cdot 67,5)] = 42,2^\circ$; $\beta = 180 - 42,2 = 137,8^\circ$.

Размеры продольного ребра жесткости между панелями $b_1 = 35$ мм, $h_1 = 22$ мм.

Размеры арочных цилиндрических панелей:
стрелка дуги панели

$$h = R_{ср} [1 - \cos(\beta/2)] = 67,5 (1 - \cos 68,9^\circ) = 43,2 \text{ мм,}$$

хорда панели $b = 2R_{ср} \sin 68,9^\circ = 135 \cdot 0,933 = 126$ мм.

При отсутствии продольного разъема в сечении II—II в силу симметрии имеются только растягивающие напряжения σ_T , направленные по нормали к сечению. Итак,

$$\sigma_T = \frac{p_r(2R + A)}{2\delta} = \frac{(12,5 + 10)3}{2 \cdot 1,0} = 34 \text{ МПа,}$$

что меньше допускаемых напряжений.

Перейдем к определению напряжений в сечении III—III, в котором действуют напряжения растяжения и изгиба. Пользуясь принципом наложения, найдем суммарные напряжения в наиболее напряженной внешней точке сечения цилиндрической панели [4]:

$$\Sigma \sigma = \sigma_p + \sigma_{из} = p_{расч}R/\delta + 4Ef\delta/b^2,$$

где кроме ранее встречавшихся обозначений f — прогиб панели.

При $p_{расч} = p_{из} = 0,103$ прогиб

$$f = \frac{3}{128} \frac{p_{расч}b^4}{Eh^3\delta} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 12,6^4}{128 \cdot 0,09684 \cdot 10^6 \cdot 4,32^3 \cdot 1,0} = 0,66 \cdot 10^{-3} \text{ см} =$$

$$= 0,0066 \text{ мм.}$$

Итак,

$$\Sigma \sigma = 2 \frac{6,25}{1,0} + \frac{4 \cdot 0,0968 \cdot 10^6 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0}{12,6^2} = 14,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{из}.$$

При гидравлическом испытании $p_{расч} = 3$ МПа, прогиб панели

$$f = \frac{3 \cdot 3 \cdot 12,6^4}{128 \cdot 0,097 \cdot 10^6 \cdot 4,32^3 \cdot 1,0} \approx 0,01 \text{ мм,}$$

$$\Sigma \sigma = 3 \cdot 6,25/1,0 + \frac{4 \cdot 0,097 \cdot 10^6 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0}{12,6^2} = 18,75 +$$

$$+ 1,65 = 20,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{из}.$$

Для определения напряжения в ребре жесткости необходимо найти сначала интенсивность нагрузки q исходя из условия равенства максимального прогиба Δ_{qp} ребра жесткости под действием нагрузки $2q$ и перемещения края расчетного сечения оболочки в вертикальном направлении Δ_{π} , т. е. из условия совместности деформаций [44]:

$$\Delta_{qp} = \Delta_{\pi}. \quad (2.3)$$

Для продольного ребра жесткости

$$\Delta_{qp} = \frac{2ql_{\pi}^4}{120EI_p} = \frac{2q \cdot 12,5^4}{120 \cdot 3,1 \cdot E} = 0,13125 \cdot 10^3 q/E, \quad (2.4)$$

где момент инерции ребра жесткости $I_p = b_1 h_1^3/12 = 3,5 \cdot 2,2^3/12 = 3,1 \text{ см}^4$.

Рассматривая цилиндрическую панель как изогнутую балку постоянного сечения и пользуясь принципом наложения, определим перемещение Δ_{π} сечения III—III в вертикальном направлении от действия силы q и сил внутреннего давления. Вертикальные составляющие соответствующих перемещений обозначим через Δ_q и Δ_p . Таким образом,

$$\Delta_{\pi} = \Delta_p - \Delta_q. \quad (2.5)$$

Для вертикальной составляющей деформации от внутреннего давления p имеем

$$\Delta_p = \frac{pR_{cp}^4}{D_{\pi}} [0,5 \cos \alpha (1 - \cos \beta)^2 + \sin \alpha (1,5\beta - 2 \sin \beta + 0,25 \sin 2\beta)],$$

где $D_{\pi} = E\delta^3/[12(1 + \nu^2)]$ — цилиндрическая жесткость панели; $\nu = 0,3$ — коэффициент Пуассона; E — модуль продольной упругости материала.

Таким образом,

$$\begin{aligned} \Delta_p &= \frac{12(1 - 0,3^2)}{E\delta^3} R_{cp}^4 p [0,5 \cos 42,2^\circ (1 - \cos 137,8^\circ)^2 + \\ &+ \sin 42,2^\circ (1,5 \frac{\pi \cdot 137,8}{180} - 2 \sin 137,8^\circ + 0,25 \sin 275,6^\circ)] = \\ &= \frac{10,92}{E} \left(\frac{R_{cp}}{\delta}\right)^3 R_{cp} p \cdot 2,4766. \end{aligned}$$

Так как $(R_{cp}/\delta)^3 = (6,75/1,0)^3 = 0,30755 \cdot 10^3$, то

$$\Delta_p = \frac{10,92 \cdot 0,30755 \cdot 2,4766}{E} 10^3 R_{cp} p = 8,32 \cdot 10^3 R_{cp} p/E.$$

Вертикальное перемещение от силы q :

$$\Delta q = (qR_{ср}^3/D_{п}) \{ \cos^2 \alpha (1,5\beta - 2 \sin \beta + 0,25 \sin 2\beta) + \\ + 0,5 \sin \alpha \cos \alpha [(1 - \cos \beta)^2 + (1 - \cos \beta)] + \sin^2 \alpha (0,5\beta - \\ - 0,25 \sin 2\beta) \};$$

$$\Delta_q = [12(1 - 0,3^2)/E\delta^3] R_{ср}^3 \rho \{ \cos^2 42,2^\circ (1,5 \cdot 2,405 - \\ - 2 \sin 137,8^\circ + 0,25 \sin 275,6^\circ) + 0,5 \sin 42,2^\circ \cos 42,2^\circ \times \\ \times [(1 - \cos 137,8^\circ)^2 + (1 - \cos 137,8^\circ)] + \sin^2 42,2^\circ (0,5 \cdot 2,405 - \\ - 0,25 \sin 275,6^\circ) \};$$

$$\Delta_q = 10,92 \cdot 0,30755 \cdot 10^3 \frac{q}{E} (1,1065 + 0,7541 + 0,4332 + 0,6548);$$

$$\Delta_q = 9,903 \cdot 10^3 q/E.$$

Таким образом, согласно выражению (2.5)

$$\Delta_{п} = 10^3 E^{-1} (8,32 R_{ср} \rho - 9,903 q). \quad (2.6)$$

По условию совместности деформаций (2.3) имеем $0,13125 \times \\ \times 10^3 q = 10^3 (8,32 R_{ср} \rho - 9,903 q)$, откуда

$$q = \frac{8,32}{10,034} R_{ср} \rho = 0,829 R_{ср} \rho.$$

Подставляя в (2.6), получим

$$\Delta_{п} = (10^3/E) R_{ср} \rho (8,32 - 9,903 \cdot 0,829) = 110,4 R_{ср} \rho E^{-1}. \quad (2.7)$$

Максимальные напряжения в сечении III—III

$$\sigma_{\max} = \frac{2q l_b^2}{12W_p} = \frac{2 \cdot 0,829 R_{ср} \rho l_b^2}{12W_p} = \frac{2 \cdot 0,829 \cdot 6,75 \cdot 12,5^2}{12 \cdot 2,823} \rho = 51,62 \rho,$$

где $W_p = 2,823 \text{ см}^3$ — момент сопротивления сечения.

Под давлением пара находится часть корпуса, наибольшая площадь которой равна $F_{1н} + F_i^1 = 38,8 + 67,3 = 106,1 \text{ см}^2$. Площадь рассчитываемой панели $bl_b = 12,6 \cdot 12,5 = 157,5 \text{ см}^2$. Осредненное избыточное давление пара $p_{ср} = 0,5 (p_n^{нс} + p_i^{нс}) = \\ = 0,5 (2,0 + 0,56) = 1,28 \text{ МПа}$. Тогда расчетное давление $p = \\ = p_{ср} (F_{1н} + F_i^1)/(bl_b) = 1,28 \cdot 106,1/157,5 = 0,86 \text{ МПа}$. Окончательно

$$\sigma_{\max} = 51,62 \cdot 0,86 = 44,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{п} = 80 \text{ МПа}.$$

Перемещение сечения III—III в вертикальном направлении под действием силы q и внутреннего давления пара согласно (2.7) составит:

$$\Delta_{п} = 110,4 \cdot 6,75 \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot 10^3 / (0,968 \cdot 10^7) = \\ = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ см} = 0,066 \text{ мм}.$$

Расчет вертикального стыка блока цилиндров. Болтовое соединение стыка должно обеспечить прочность и плотность соединения. Труднее удовлетворить этим требованиям для стыка со стороны нагнетания, расчет которого приводится ниже.

Примем, что в разъеме (т. е. на соединяемые детали корпуса) действуют только газовые силы внутреннего давления. Тогда болты нагружаются только осевыми силами, т. е. работают на растяжение. Если на одну из деталей действуют кроме газовых и другие внешние силы, передаваемые на стык, то они должны быть учтены дополнительно.

Материал болтов — сталь 2Х13 (ГОСТ 5632—72*). Допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 230$ МПа.

Конструктивно выбираем число болтов в стыке $z = 16$ и равномерно размещаем их по внешнему периметру стыка таким образом, чтобы шаг t между осями болтов находился в пределах $t \approx (3,1 \div 5) d$, где d — номинальный диаметр болта. Диаметр болтов $d = 16$ мм, резьба М16.

Расчетное значение газового давления (избыточное) $p_p = 2$ МПа.

Определим усилие, действующее на групповое болтовое соединение, а затем и на отдельный наиболее нагруженный болт.

Рассматриваются два случая: 1) усилия, воспринимаемые при сборке, — они краткосрочные и статические; 2) усилия, действующие в процессе эксплуатации машины, — они переменны и, следовательно, материал болта работает на усталость.

При сборке стыка. Сила обжатия прокладки $P_{обж} = F_{пр} q_{обж} = l_{пр} b_{пр} q_{обж}$, где длина прокладки по средней линии расположения в стыке болтов $l_{пр} = 830$ мм; ширина прокладки $b_{пр} = 25$ мм; $q_{обж} = 32 \cdot 10^6$ Па для паронита (см. табл. П.1 приложения):

$$P_{обж} = 0,83 \cdot 0,025 \cdot 32 \cdot 10^6 = 6,64 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

В условиях эксплуатации. Затяжка стыка, обеспечивающая его плотность (реакция прокладки), $P_{пр} = l_{пр} b_p m p_p$, где расчетная ширина прокладки $b_p = 1,2 \sqrt{b_{пр}} = 1,2 \sqrt{25} = 6$ мм; прокладочный коэффициент для паронитовой прокладки $m = 2,5$ (см. табл. П.1 приложения):

$$P_{пр} = 0,83 \cdot 0,006 \cdot 2,5 \cdot 2,0 \cdot 10^6 = 0,25 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Внешняя сила от уплотняемого давления $P = F_{op} p_p = (\pi R_{пр}^2 + 2AR_{пр}) p_p = (3,14 \cdot 0,08^2 + 2 \cdot 0,1 \cdot 0,08) 2 \cdot 10^6 = 0,722 \times 10^5 \text{ Н}$, где $R_{пр} = 80$ мм — внутренний радиус уплотняемого стыка.

Суммарная сила, действующая на болтовое соединение, $\sum P = P_{пр} + (1 - \kappa) P = 0,25 \cdot 10^5 + (1 - 0,25) 0,722 \cdot 10^5 = 0,79 \cdot 10^5 \text{ Н}$, где $\kappa = 0,25$ — коэффициент, учитывающий podatливость стыка.

Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка, $P_{зат} = K_3 P = 2,5 \cdot 0,722 \cdot 10^6 = 1,805 \cdot 10^6$ Н, где коэффициент затяжки $K_3 = 2,5$ при переменных нагрузках (ввиду пульсирующего давления) лежит в пределах 2,5—3. При постоянной нагрузке $K_3 = 1,25 \div 1,6$.

Итак, наибольшей силой, действующей на соединение, является $P_{обж}$, по которой и необходимо вести дальнейшие проверочные расчеты. Следует, однако, иметь в виду, что сила $P_{зат}$ создает в теле болта только растягивающие напряжения, тогда как при обжатии прокладки ($P_{обж}$) кроме растягивающих действуют и напряжения кручения. Это требует проверки напряжений в теле болта при действии силы $P_{обж}$.

Однако сначала проверим прокладку и стык.

Давление на прокладку при действии внешних сил $q_0 = P_0 / F_{пр}$, где сила, приложенная к прокладке,

$$P_0 = P_{обж} - (1 - \kappa) P = 6,64 \cdot 10^5 - (1 - 0,25) 0,722 \cdot 10^6 = 6,098 \cdot 10^5 \text{ Н;}$$

$$q_0 = \frac{6,098 \cdot 10^5}{0,83 \cdot 0,025} = 29,4 \text{ МПа} < [q] = 130 \text{ МПа.}$$

Для сохранения плотности соединения значение q_0 должно отвечать условию $q_0 > q_{0 \min} = 20$ МПа, где $q_{0 \min}$ — наименьшее давление на прокладку, при котором сохраняется плотность стыка.

Напряжение растяжения в опасном сечении болта

$$\sigma_p = P_{зат} / z f_1 = \frac{1,805 \cdot 10^6}{16 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}} = 81 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 230 \text{ МПа,}$$

где $f_1 = 1,4 \text{ см}^2$ — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы (или по утоненному диаметру стержня).

Запас прочности по пределу текучести материала болта $n_\tau = \sigma_\tau / \sigma_p = 420 / 81 = 5,1$. Запас прочности по пределу усталости не определяем из-за малой амплитуды переменных напряжений.

Эквивалентные напряжения при обжиме прокладки

$$\sigma_e \approx 1,25 \sigma_p = 1,25 P_{обж} / (z f_1) = 1,25 \frac{6,64 \cdot 10^5}{16 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}} = 337 \cdot 10^5 \text{ МПа,}$$

$$n_e = 420 / 337 = 1,25.$$

Далее следует рассчитать элементы резьбы на прочность — на срез витков резьбы, смятие. Однако приводить здесь эти расчеты не будем.

Стык крышки цилиндров рассчитывают аналогично.

Роторы винтового компрессора. Расчет роторов винтового компрессора на прочность носит проверочный характер. Размеры, частота вращения и конструктивные формы современных цельнофрезерных винтов таковы, что возникающие напряжения в их элементах от газовых и центробежных сил на порядок ниже допускаемых.

В роторах компрессора расчету подлежат валы на прочность от действия изгибающих и крутящих моментов и, что особенно важно, определяется деформация прогиба ВЩ и ВМ роторов. В обязательном порядке производится также расчет критической частоты вращения роторов. Отметим, кстати, что порядок и методика расчета резонансной частоты вращения роторов винтового компрессора не отличаются от аналогичного расчета роторов осевых и центробежных компрессоров. По этой причине числового примера определения критической частоты вращения роторов винтового компрессора приводить здесь не будем.

От действия радиальных и внецентренно приложенных осевых сил на винты вал ротора прогибается. Каждый из роторов винтового компрессора представляет собой балку переменного сечения. При расчете балок переменного сечения можно воспользоваться методом графическим или аналитическим Максвелла — Мора.

Однако для винтовых компрессоров определение прогиба роторов можно упростить. Известно, что максимальный прогиб балки, лежащей на двух опорах, находится по середине расстояния между опорами или вблизи от нее. Этот прогиб приближенно можно найти следующим образом.

Примем прогиб в указанном сечении ротора за реперную точку. Тогда части балки справа и слева от сечения можно рассматривать как консоли, защемленные одним концом, и нагруженные сосредоточенными силами — реакциями на опорах. Максимальный прогиб будет у консоли, как правило, нагруженной большей силой, или с той стороны, где расположен более длинный хвостовик вала. Это и есть прогиб ротора. Отметим также, что расчет ведется в запас.

Используя известные формулы для определения прогиба консольных балок, получаем

$$f_{\max} \approx \frac{R_{\max}}{3EI_x} [l_{тi}^3 + (l_{тi} + 0,5l_{в})^3 I_x/I_{в}],$$

где I_x и $I_{в}$ — моменты инерции поперечного сечения хвостовика вала (у торца винта) и винта соответственно, см⁴; E — модуль упругости материала вала винта, Н/см²; $l_{тi}$ — расстояние от середины опоры до торца винта, см; R_{\max} — реакция на опоре, Н.

Итак, наибольший прогиб ВЩ ротора

$$f_{\max} \approx \frac{2771 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^7 \pi \cdot 6,5^4} (6,25^3 + 12,5^3 \cdot 1/6) = 3002 \cdot 10^{-7} \text{ см} = 0,003 \text{ мм},$$

где диаметр вала винта составляет 6,5 см; $I_x/I_{в} \approx 1/6$ — для типоразмерного ряда винтов.

Для ведомого винта

$$f_{\max} \approx \frac{2743 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^7 \pi \cdot 6,5^4} [8^3 + (8 + 6,25)^3 1/6] = 5186 \cdot 10^{-7} \text{ см} \approx \\ \approx 0,005 \text{ мм}.$$

Глава 3. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ КОМПРЕССОРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН. РАСЧЕТ ДЕТАНДЕРОВ

3.1. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Газодинамический расчет проточной части центробежного компрессора холодильной машины, работающей по циклу с однократным дросселированием.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт . . .	1300
Температура, К:	
кипения T_0	276
конденсации T_k	313
Рабочее вещество	R12

Определение параметров рабочего вещества. Параметры рабочего вещества в узловых точках цикла при подогреве на всасывании $\Delta T_{вс} = 1$ К без переохлаждения перед регулирующим вентилем и перегреве в испарителе $\Delta T_{пер} = 1$ К с учетом газодинамических потерь в теплообменных аппаратах и трубопроводах применительно к циклу, показанному на рис. 3.1, приведены в табл. 3.1.

Удельная массовая холодопроизводительность рабочего вещества $q_0 = i_6 - i_5 = 1003 - 886,7 = 116,3$ кДж/кг.

Производительность компрессора:

массовая $G_a = Q_0/q_0 = 1300/116,3 = 11,18$ кг/с;

объемная $V = G_a v_1 = 11,18 \cdot 0,053 = 0,593$ м³/с.

Таблица 3.1. Узловые точки цикла

Параметры	Точки					
	к	к _в	з	4	б	б
$p \times 10^{-5}$, МПа	3,3	9,9	9,72	9,72	3,41	3,41
T , К	278	323	328	313	276	277
i , кДж/кг	1003,7	1023,7	1022,5	886,7	886,7	1003
v , м ³ /кг	0,053	0,0188	—	—	—	—

Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = p_k/p_n = 9,9 \cdot 10^5 / 3,3 \cdot 10^5 = 3$.

Удельная массовая работа изоэнтропного процесса сжатия $l_s = i_{k_s} - i_n = 1023,7 - 1003,7 = 20$ кДж/кг.

Коэффициент изменения удельного объема рабочего вещества в компрессоре при изоэнтропном сжатии $k_{v_s} = v_n/v_{k_s} = 0,053/0,0188 = 2,819$.

Параметры рабочего вещества в конце действительного процесса сжатия зависят от энергетической эффективности компрессора. В связи с этим при проектировании новой проточной части компрессора, основываясь на данных об эффективности работающих машин, задаются значением политропного КПД $\eta_{пол}$. Средние значения $\eta_{пол}$ ступеней с различными углами выхода лопаток колес приведены на рис. 3.2. Меньшие значения КПД соответствуют большему условному числу Маха M_u . Если для проектируемого компрессора выбрать угол выхода лопаток $\beta_{2л} = 45^\circ$, то для расчета проточной части можно принять $\eta_{пол} = 0,82$. В ходе расчетов процессов в центробежных компрессорах необходимо определять термодинамические параметры рабочего вещества при небольших перепадах давлений или температур. Использование для этой цели диаграмм состояния, даже выполненных в большом масштабе, приводит к большим погрешностям, а интерполяция табличных данных весьма трудоемка. Поэтому при расчетах без применения ЭЦВМ рационально использовать метод условных температур [47].

При таком методе диаграмму состояния или таблицы используют только для нахождения параметров в начальной и конечной точках процесса, а параметры всех промежуточных точек процесса сжатия рассчитывают затем по зависимостям, полученным

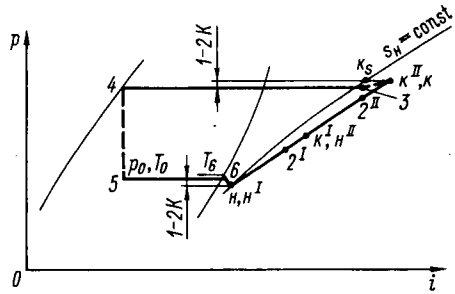


Рис. 3.1. Цикл в $i-p$ диаграмме паровой холодильной машины с центробежным компрессором

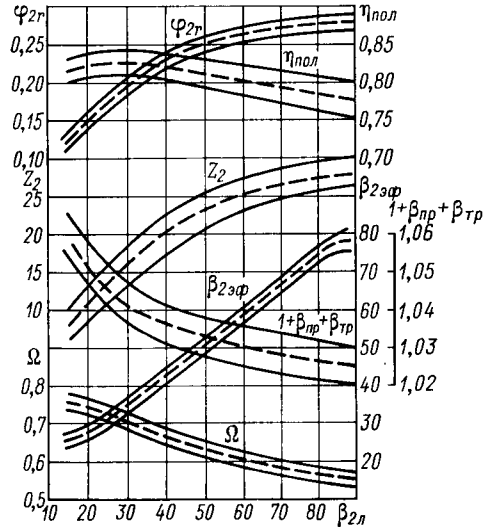


Рис. 3.2. Оптимальные параметры центробежных ступеней

на основе уравнения идеального газа, в которых вместо термодинамической температуры записывают условную температуру $T_y = zT$ — произведение коэффициента сжимаемости и термодинамической температуры. Данный метод позволяет упростить расчеты и обеспечивает (в той ограниченной области, где происходит рассчитываемый процесс) достаточную для инженерных расчетов точность.

Однако во избежание существенной погрешности при расчетах по данному методу особое значение имеет правильное определение условного показателя изоэнтропы. Если параметры рабочего вещества за компрессором неизвестны (при проектировании нового компрессора), расчет выполняют в последовательности, приведенной ниже.

Приближенное значение показателя изоэнтропы процесса сжатия $k' = \ln \pi_k / \ln k_{\text{об}} = \ln 3 / \ln 2,819 = 1,06$.

Приближенное значение числа изоэнтропы $\sigma'_s = k' / (k' - 1) = 1,06 / (1,06 - 1) = 17,67$.

Приближенное значение изоэнтропного КПД проточной части

$$\eta'_s = (\pi_k^{1/\sigma'_s} - 1) / (\pi_k^{1/(\sigma'_s \eta'_{\text{пол}})} - 1) = (3^{1/17,67} - 1) / (3^{1/(17,67 \cdot 0,82)} - 1) = 0,814.$$

Удельная массовая работа при политропном сжатии $l' = i'_k - i'_n = l_s / \eta'_s = 20 / 0,814 = 24,6$ кДж/кг.

Энтальпия в конце политропного процесса сжатия $i''_k = i_n + l' = 1003,7 + 24,6 = 1028,3$ кДж/кг.

Удельный объем рабочего вещества в конце политропного процесса сжатия (по диаграмме, таблицам или уравнению состояния) $v_k = 0,0194$ м³/кг. Изменение удельного объема рабочего вещества в политропном процессе сжатия $k_p = v_n / v_k = 0,053 / 0,0194 = 2,73$.

Определив параметры рабочего вещества в конце политропного процесса сжатия, находим:

уточненное значение числа изоэнтропы $\sigma_s = k / (k - 1) = (i''_k - i_n) / (p_k v_k - p_n v_n) = 24,6 \cdot 10^3 / (9,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0194 - 3,3 \times 10^5 \cdot 0,053) = 14,32$;

уточненное значение условного показателя изоэнтропы $k = \sigma_s / (\sigma_s - 1) = 14,32 / (14,32 - 1) = 1,075$;

уточненное значение изоэнтропного КПД $\eta_s = (\pi_k^{1/\sigma_s} - 1) / (\pi_k^{1/(\sigma_s \eta'_{\text{пол}})} - 1) = (3^{1/14,32} - 1) / (3^{1/(14,32 \cdot 0,82)} - 1) = 0,813$;

уточненное значение удельной массовой работы компрессора при политропном процессе сжатия $l = i_k - i_n = l_s / \eta_s = 20 / 0,813 = 24,6$ кДж/кг.

Внутренняя мощность компрессора $N_i = G_a l = 11,18 \cdot 24,6 = 275$ кВт. Холодильный коэффициент $\epsilon = Q_0 / N_i = 1300 / 275 = 4,73$.

Принимая, что процесс сжатия во всех ступенях происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число

политропы $\sigma = n/(n - 1) = \sigma_s \eta_{\text{пол}} = 14,32 \cdot 0,82 = 11,74$ и показатель политропы процесса сжатия $n = \sigma/(\sigma - 1) = 11,74/(11,74 - 1) = 1,093$.

Полученные по приведенной методике значения условного показателя изэнтропы и политропы используют в дальнейшем при определении параметров рабочего вещества в любом элементе проточной части компрессора по уравнениям, справедливым для идеального газа. Так, текущее значение удельного объема v_j в процессе сжатия определяется по уравнению

$$v_j = \frac{v_n}{(T_{y,j}/T_{y,n})^{1/(n-1)}}, \quad (3.1)$$

в котором $T_{y,n} = \rho_n v_n / R = i_n / (\sigma_s R)$ и $T_{y,j} = i_j / (\sigma_s R)$ — условная температура в начальной и текущей точках.

В ряде случаев, если известно изменение энтальпий в процессе, более удобно пользоваться преобразованным уравнением (3.1):

$$v_j = \frac{v_n}{[1 + (i_j - i_n)/(\rho_n v_n \sigma_s)]^{1/(n-1)}}.$$

Число ступеней и окружные скорости. Число ступеней определяют с учетом ограничений, обусловленных требованиями газодинамики и прочности дисков рабочих колес. Согласно условиям газодинамики холодильные центробежные компрессоры с радиальными колесами могут эффективно работать при $M_u < 1,1 \div 1,4$, причем меньшим $\beta_{2л} = 15 \div 32^\circ$ соответствуют большие $M_u < 1,2 \div 1,4$, а большим $\beta_{2л} = 45 \div 90^\circ$ — меньшие $M_u < 1,1 \div 1,2$. По условиям прочности дисков окружная скорость на наружном диаметре колеса не должна превышать $u_2 < 300 \div 350$ м/с при использовании в качестве материала для изготовления легированных сталей или высокопрочных алюминиевых сплавов (типа АК6 или АК8), а для колес из титановых сплавов $u_2 < 400 \div 450$ м/с.

Принимаем для ступени I колесо с углом выхода лопаток $\beta_{2л} = 45^\circ$ и $M_u = 1,2$. Скорость звука в рабочем веществе при параметрах пара во входном патрубке компрессора

$$a_n = \sqrt{k p_n v_n} = \sqrt{1,075 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053} = 137,1 \text{ м/с.}$$

Предварительное значение окружной скорости $u_2^1 = M_u a_n = 1,2 \cdot 137,1 = 164,5$ м/с.

Для колеса ступени I предварительно принимаем коэффициент расхода $\varphi_{2r}^1 = 0,24$, число лопаток колеса $Z_2^1 = 24$, эффективный угол $\beta_{2эф}^1 = 46^\circ$, поправку на дисковое трение и протечки рабочего вещества $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1,045$ (рис. 3.2).

Коэффициент теоретической работы колеса $\varphi_{2u}^1 = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2эф}^1}{Z_2^1} - \varphi_{2r}^1 \text{ctg} \beta_{2эф}^1 = 1 - \frac{\pi \sin 46}{24} - 0,24 \text{ctg} 46 = 0,674$.

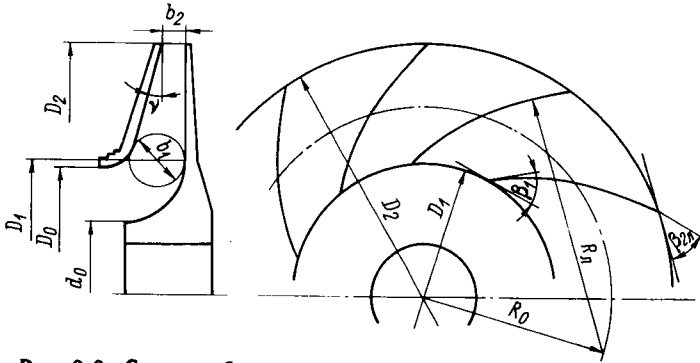


Рис. 3.3. Схема рабочего колеса

Коэффициент мощности без учета закрутки потока при входе в колесо $\chi = (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) \varphi_{2u}^2 = 1,045 \cdot 0,674 = 0,704$.

Число ступеней $Z_{\text{ст}} = (i_{\text{к}} - i_{\text{н}}) / (\chi u_2^2) = 24,6 \cdot 10^3 / (0,704 \times 164,5^2) = 1,27$. Округляем значение $Z_{\text{ст}}$ до большего целого $Z_{\text{ст}} = 2$.

С целью унификации дисков рабочих колес принимается, что все колеса имеют одинаковую геометрию за исключением ширины и работают при одних и тех же коэффициентах расхода и теоретической работы. Уточненное значение окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{(i_{\text{к}} - i_{\text{н}}) / (Z_{\text{ст}} \chi)} = \sqrt{24,6 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,704)} = 132,2 \text{ м/с.}$$

Полученное значение не превышает допустимые по условиям прочности. Если при расчете компрессора окружная скорость оказывается выше допустимой по условиям прочности, то необходимо увеличить число ступеней. Для уменьшения числа ступеней в первых ступенях можно принять увеличенные углы $\beta_{2\text{л}}$. Если углы $\beta_{2\text{л}}$ в ступенях приняты различными, то при постоянном для всех колес диаметре D_2

$$u_2 = \sqrt{(i_{\text{к}} - i_{\text{н}}) / \sum_{j=1}^{Z_{\text{ст}}} [\varphi_{2u} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})]_j}$$

где j — номер ступени. Для каждого $\beta_{2\text{л}}$ берутся свои значения φ_{2u} и $1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$.

Уточненное условное число Маха $M_u = u_2 / a_{\text{н}} = 132,2 / 137,1 = 0,964$.

Расчет рабочих колес (рис. 3.3). Коэффициент реакции ступени I $\Omega^I = 1 - (\varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2) / [2\varphi_{2u} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})] = 1 - (0,674^2 + 0,24^2) / (2 \cdot 0,674 \cdot 1,048) = 0,636$.

Удельная работа ступени I: $\Delta i^I = u_2 \varphi_{2u}^2 (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) = 132,2 \cdot 0,674 \cdot 1,045 = 12,3 \text{ кДж/кг.}$

Изменение энтальпии рабочего вещества в колесе ступени I: $\Delta i_2^I = \Delta i^I \Omega^I = 12,3 \cdot 0,636 = 7,8 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпия рабочего вещества за колесом ступени I: $i_2^I = i_n + \Delta i_2^I = 1003,7 + 7,8 = 1011,5$ кДж/кг.

Параметры рабочего вещества за колесом ступени I: удельный объем $v_2^I = v_n / [1 + (i_2^I - i_n) / (\sigma_s \rho_n v_n)]^{1/(n-1)} = 0,053 / [1 + (1011,5 - 1003,7) / (14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,093-1)} = 0,0381$ м³/кг; коэффициент изменения удельного объема $k_{v2}^I = v_n / v_2^I = 0,053 / 0,0381 = 1,391$; давление $p_2 = p_n (v_n / v_2^I)^n = 3,3 \cdot 10^5 (0,053 / 0,0381)^{1,093} = 4,73 \cdot 10^5$ Па.

Для большинства стационарных центробежных компрессоров относительная толщина лопаток колес $\delta_{л} = \delta_{л} / D_2 = 0,02 \div 0,016$. При определении коэффициента стеснения выходного сечения колеса из-за скругления выходных кромок лопаток правильнее учитывать примерно половину их толщины. В связи с этим при $\delta_{л} = 0,016$

$$\tau_2 = 1 - 0,5 \delta_{л} Z_2^I / (\pi \sin \beta_{2,ф}^I) = 1 - 0,5 \cdot 0,016 \cdot 24 / (\pi \sin 46) = 0,914.$$

При дальнейших расчетах необходимо задаться относительной шириной рабочего колеса $b_2 = b_2 / D_2$. Для первых ступеней многоступенчатых компрессоров $b_2 = 0,075 \div 0,045$, причем чем больше число ступеней, тем более высокое значение b_2 следует принимать. При $b_2^I = 0,05$ диаметр колеса

$$D_2 = \sqrt{G_a v_2^I / (\pi \tau_2 u_2 \varphi_{2r}^I b_2^I)} = \sqrt{11,16 \cdot 0,0381 / (\pi \cdot 0,914 \cdot 132,2 \cdot 0,24 \cdot 0,05)} = 0,305 \text{ м.}$$

Для стационарных центробежных компрессоров значение $D_2 < 0,25$ м нежелательно, так как снижается КПД компрессора. Поэтому при $D_2 < 0,25$ м целесообразно уменьшить угол выхода лопаток колеса и повторить все расчеты с новым принятым значением $\beta_{2,л}$ или использовать в дальнейшем рекомендации по проектированию малорасходных центробежных компрессоров. При получении слишком больших значений D_2 (например, больших, чем позволяют возможности завода-изготовителя) следует увеличить угол $\beta_{2,л}$ и принять наибольшие рекомендуемые значения b_2 или увеличить число ступеней компрессора, или же рассмотреть вопрос о создании осевого компрессора.

Ширина колеса ступени I на выходе $b_2^I = b_2^I D_2 = 0,05 \cdot 0,305 = 0,015$ м.

Частота вращения ротора компрессора $n = u_2 / (\pi D_2) = 132,2 / (\pi \cdot 0,305) = 138$ 1/с.

Для унифицированных рабочих колес $\beta_{2,л}^I = \beta_{2,л}^I$, $\varphi_{2r}^I = \varphi_{2r}^I$, $\varphi_{2u}^I = \varphi_{2u}^I$ и с достаточной для предварительных расчетов точностью $\Delta i_{II} = \Delta i / Z_{ср} = 24,6 / 2 = 12,3$ кДж/кг, $\Omega_{II} = \Omega_I = 0,636$, $\Delta i_2^I = \Omega_{II} \Delta i_{II} = 7,8$ кДж/кг.

Энтальпия рабочего тела при выходе из колеса II $i_2^{II} = i_n + \Delta i^I + \Delta i_2^{II} = 1003,7 + 12,3 + 7,8 = 1123,8$ кДж/кг.

Удельный объем рабочего вещества за колесом ступени II: $v_2^{II} = v_n^I / [1 + (i_2^{II} - i_n^I) / (\sigma_s \rho_n^I v_n^I)]^{1/(n-1)} = 0,053 / [1 + (1023,8 - 1003,7 \cdot 10^3) / (14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,093-1)} = 0,0231$ м³/кг.

Давление за колесом ступени II: $p_2^{II} = p_n^I (v_n^I / v_2^{II})^n = 3,3 \times 10^5 (0,053 / 0,0231)^{1,093} = 8,81 \cdot 10^5$ Па.

Относительная ширина колеса ступени II на выходе $b_2^{II} = G_0 v_2^{II} / (\pi D_2^2 \tau_2^I u_2^{II} \Phi_2^{II})$. Так как в рассматриваемом случае $u_2^{II} = u_2^I$, $\Phi_2^{II} = \Phi_2^I$, $D_2^{II} = D_2^I$, $\tau_2^{II} = \tau_2^I$, то $b_2^{II} = v_2^{II} b_2^I / v_2^I = 0,0231 \times 0,05 / 0,0381 = 0,0303$.

При проектировании для исключения ощутимого снижения КПД ступени необходимо, чтобы b_2 было больше 0,015. Если $b_2 < 0,015$ следует увеличить относительную ширину колеса ступени I, уменьшить $\beta_{2л}$ и $\Phi_{2г}$ или увеличить число ступеней.

Ширина колеса ступени II на выходе $b_2^{II} = b_2^I D_2 = 0,0303 \times 0,305 = 0,009$ м.

Диаметр вала компрессора определяется условиями необходимой жесткости и достаточной прочности, причем расчеты могут быть выполнены только после разработки конструкции компрессора на основании чертежа ротора. Однако для проведения первоначального газодинамического расчета проточной части, на основании которого начинается проработка конструкции, можно использовать среднестатистические результаты расчетов критических частот вращения ряда ранее выполненных конструкций. Согласно рекомендациям относительный диаметр вала $d_n = d_n / D_2$ связан с числом рабочих колес $Z_{от}$ и первой собственной частотой вращения ротора соотношением

$$d_n = (0,14 \div 0,21) (Z_{от} + 2,3) \sqrt{D_2 n_{кр1} 10^{-3}}.$$

Для надежной работы компрессора необходимо, чтобы рабочая частота вращения n на 15—30 % отличалась от собственной или критической частоты вращения $n_{кр}$. Если $n < n_{кр}$, то вал называется жестким. При $n > n_{кр}$ вал считается гибким. Как правило, рабочая частота вращения гибкого вала располагается между первой и второй собственными частотами вращения $n_{кр1}$ и $n_{кр2}$, причем в среднем $n_{кр2} = (3,6 \div 3,8) n_{кр1}$. Примем в рассматриваемом случае жесткий вал, положив $n_{кр1} = 1,25n$, т. е. $n_{кр1} = 1,25 \cdot 138 = 172,5$ 1/с. Тогда для колеса ступени I

$$d_n^I = 0,17 (2 + 2,3) \sqrt{0,305 \cdot 172,5 \cdot 10^{-3}} = 0,168.$$

Следовательно, $d_n^I = d_n^I D_2 = 0,168 \cdot 0,305 = 0,05$ м. При гибком вале диаметр d_n^I оказался бы меньше. С учетом толщины втулок ($\delta_{вт} = 5 \div 10$ мм), надеваемых на вал перед рабочими колесами для их фиксации на валу в осевом направлении и защиты вала от эрозии, $d_0^I = d_n^I + 2\delta_{вт} = 0,05 + 2 \cdot 0,0075 = 0,065$ м и $d_0^I = d_0^I / D_2 = 0,065 / 0,305 = 0,213$. Обычно удается добиться,

чтобы значение d_0 находилось в пределах 0,2—0,35. При $d_0 > 0,35$ КПД колеса снижается, особенно при малых b_2 .

Диаметр расточки покрывающего диска колеса ступени I может быть выбран в соответствии с условием минимума относительной скорости рабочего вещества при входе в межлопаточные каналы. Для подсчета $D_{0\omega 1 \min}$ приходится задаться значениями отношений диаметров $\kappa_D = D_1/D_0$ и скоростей $\kappa_c = c_1/c_0$, причем $\kappa_D = 1,01 \div 1,04$, $\kappa_c = 0,9 \div 1,15$. Принимая $\kappa_D = 1,02$, $\kappa_c = 1,12$ и предварительно задавая коэффициентом загромождения входного сечения колеса $\tau_1 = 0,89$ и коэффициентом изменения удельного объема рабочего вещества на входе в колесо $\kappa_{v0} = v_n^1/v_0^1 = 0,965$, определим

$$D_{0\omega 1 \min} = D_2 \sqrt{d_0^{1^3} + 1,26 [4\tau_2 \kappa_{v2}^1 \bar{v}_2^1 \varphi_2^1 \kappa_c / (\kappa_D \tau_1 \kappa_{v0})]^{2/3}} = \\ = 0,305 \sqrt{0,213^3 + 1,26 [4 \cdot 0,914 \cdot 1,391 \cdot 0,05 \cdot 0,24 \times \\ \times 1,12 / (1,02 \cdot 0,89 \cdot 0,965)]^{2/3}} = 0,16 \text{ м.}$$

С учетом потерь во входном участке колеса $D_0 = 1,02 D_{0\omega 1 \min} = 1,02 \cdot 0,16 = 0,163 \text{ м.}$

Скорость потока при входе в колесо ступени I (приближенное значение) $c_0^1 = 4G_c v_n^1 / [\kappa_{v0} \pi (D_0^{1^2} - d_0^{1^2})] = 4 \cdot 11,18 \cdot 0,053 / [0,96 \pi \times (0,163^2 - 0,065^2)] = 35,2 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии рабочего вещества при входе в колесо ступени I: $\Delta i_0^1 = -0,5 \cdot 10^{-3} (c_0^1)^2 = -0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 35,2^2 = -0,618 \text{ кДж/кг.}$ Энтальпия рабочего вещества при входе в колесо ступени I: $i_0^1 = i_n^1 + \Delta i_0^1 = 1003,7 - 0,618 = 1003,1 \text{ кДж/кг.}$

Параметры пара перед колесом ступени I можно определить при допущении, что во всасывающей камере на участке между сечениями $H - H$ и $O - O$ процесс расширения мало отличается от изэнтропного, т. е. $v_0^1 = v_n^1 / [1 + \Delta i_0^1 / (\sigma_2 p_n v_n)]^{1/(k-1)} = 0,053 / [1 - 0,618 \cdot 10^3 / (14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,075-1)} = 0,0548 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Уточненное значение $\kappa_{v0}^1 = v_n^1/v_0^1 = 0,053/0,0548 = 0,967$.

Давление во входном сечении колеса ступени I: $p_0^1 = p_n (v_n/v_0^1)^k = 3,3 \cdot 10^5 / (0,053/0,0548)^{1,075} = 3,18 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

Поскольку полученное значение κ_{v0}^1 практически не отличается от ранее принятого, то пересчет значений D_0^1 , c_0^1 и i_0^1 не проводится.

Скорость потока перед лопатками колеса ступени I: $c_1^1 = \kappa_c c_0^1 = 35,2 \cdot 1,12 = 39,5 \text{ м/с.}$ Входной (средний) диаметр колеса ступени I: $D_1^1 = \kappa_D D_0^1 = 1,02 \cdot 0,163 = 0,166 \text{ м.}$ Относительная величина $\bar{D}_1^1 = D_1^1/D_2^1 = 0,166/0,305 = 0,544$. Окружная скорость на диаметре D_1^1 : $u_1 = u_2 D_1^1/D_2^1 = 132,2 \cdot 0,166/0,305 = 70,7 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии рабочего вещества на входном участке колеса ступени I: $\Delta i_1^1 = -0,5 c_1^{1^2} \cdot 10^{-3} = 0,5 \cdot 39,5^2 \cdot 10^{-3} = -0,78 \text{ кДж/кг.}$

Угол потока перед лопатками колеса $\beta_1^1 = \arctg(c_1^1/u_1) = \arctg(39,5/70,7) = 29,2^\circ$. Входной лопаточный угол выбирается в пределах $\beta_{1л} = \beta_1 + (0 \div 3^\circ)$. Принимается $\beta_{1л} = 30^\circ$.

Для уменьшения стеснения входного сечения колеса лопатками часто применяют двухъярусные решетки, т. е. решетки с подрезанной на входе каждой второй лопаткой. В этом случае $z_1^i = 0,5z_2^i = 0,5 \cdot 24 = 12$.

Коэффициент стеснения входного сечения колеса ступени I: $\tau_1^i = 1 - 0,5\delta_{n,z_1^i} D_2 / (\pi D_1^i \sin \beta_{1,n}^i) = 1 - 0,5 \cdot 0,016 \cdot 12 \times 0,305 / (\pi \times 0,166 \sin 30) = 0,887$. Поскольку значение коэффициента стеснения входного сечения колеса практически не отличается от ранее принятого, необходимости в уточнении основных размеров рабочего колеса ступени I нет.

Удельный объем пара перед каналами колеса ступени I определяется аналогично $v_0^i : v_1^i = v_n / [1 + \Delta i_1^i / (\sigma_n \rho_n v_n)]^{1/(k-1)} = 0,053 / [1 - 0,78 \cdot 10^9 / (14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,075-1)} = 0,0553 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Ширина лопаток колеса ступени I на входе $b_1^i = G_n v_1^i / (\pi D_1^i c \tau_1^i) = 11,18 \cdot 0,0553 / (\pi 0,166 \cdot 39,5 \cdot 0,887) = 0,033 \text{ м}$.

Угол конусности покрывающего диска $\nu = \arctg [2(b_1^i - b_2^i) / (D_2^i - D_1^i)] = \arctg [2(0,033 - 0,015) / (0,305 - 0,166)] = 14,2^\circ$.

Относительная скорость при входе в каналы колеса ступени I: $w_1^i = c_1^i / (\tau_1^i \sin \beta_{1,n}^i) = 39,5 / (0,887 \sin 30) = 89 \text{ м/с}$.

Число Маха по относительной скорости $M_{w_1^i} = w_1^i / a_n = 89 / 137,1 = 0,65$, что приемлемо, так как оно не превышает предельно допустимых значений $M_{w_1 \text{ пр}} = 0,85 \div 0,9$.

Радиус кривизны средней линии лопаток колеса ступени I

$$R_n^I = \frac{[1 - (D_1^i/D_2^i)^2] D_2^i}{4 [\cos \beta_{1,n}^i - (D_1^i/D_2^i) \cos \beta_{1,n}^i]} = \frac{[1 - (0,166/0,305)^2] 0,305}{4 [\cos 45 - (0,166/0,305) \cos 30]} = 0,223 \text{ м}$$

Радиус разметочной окружности

$$R_0^I = D_2^i \sqrt{(R_n^I/D_2^i) [(R_n^I/D_2^i) - \cos \beta_{2,n}^i] + 0,25} = 0,305 \sqrt{(0,223/0,305) [(0,223/0,305) - \cos 45] + 0,25} = 0,158 \text{ м}$$

В целях унификации колес для использования одного и того же технологического оборудования и оснастки при их изготовлении профиль лопаток колеса ступени II принимается таким же, как и колеса ступени I. Тогда расчет колеса ступени II сводится к определению параметров потока перед его лопатками при известной геометрии каналов. Для ступени II: $i_n^{II} = i_k^{II} = 1016 \text{ кДж/кг}$;

$$\rho_n^{II} = \rho_k^I = 5,81 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad v_n^{II} = v_k^I = 0,0317 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Ширина лопаток колеса ступени II на входе $b_1^{II} = b_1^I - (b_2^i - b_2^{II}) = 0,033 - (0,015 - 0,009) = 0,027 \text{ м}$.

Приближенное значение изменения энтальпии на входном участке колеса ступени II при допущении, что $c_1^I = c_1^I = 39,5$ м/с:

$$\Delta i_1^{II} = -0,5c_1^{II2} \cdot 10^{-3} = -0,5 \cdot 39,5^2 \cdot 10^{-3} = -0,78 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем пара на входе в лопаточную решетку колеса ступени II: $v_1^I = v_n^I / [1 + \Delta i_1^I / (\sigma_n \rho_n^I v_n^I)]^{1/(k-1)} = 0,0317 / [1 - 0,78 \cdot 10^3 / (14,32 \cdot 5,8 \cdot 10^5 \cdot 0,0317)]^{1/(1,075-1)} = 0,033 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Уточненное значение скорости потока перед лопатками колеса ступени II: $c_1^I = G_a v_1^I / (\pi D_1^I b_1^I) = 11,18 \cdot 0,033 / (\pi \cdot 0,163 \cdot 0,027) = 26,7 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии на входном участке колеса ступени II:

$$\Delta i_1^{II} = -0,5 \cdot 26,7^2 = 0,36 \text{ кДж/кг.}$$

Уточненное значение удельного объема $v_1^I = 0,032 \text{ м}^3/\text{кг}$ незначительно отличается от принятого при определении скорости c_1^I .

Угол потока перед лопатками колеса ступени II: $\beta_1^{II} = \arctg(c_1^I / u_1^I) = \arctg(26,7/70,7) = 20,7^\circ$.

Ускорение потока на входном участке колеса ступени II принимается таким же, как для колеса ступени I: $k_1^{II} = c_1^I / c_0^I = 1,12$, тогда $c_0^I = c_1^I / k_1^I = 26,7/1,12 = 23,8 \text{ м/с.}$

Изменение энтальпии рабочего вещества на входном участке колеса ступени II: $\Delta i_0^{II} = -0,5c_0^{II2} \cdot 10^{-3} = -0,282 \text{ кДж/кг.}$

Удельный объем пара на входе в рабочее колесо ступени II

$$v_0^{II} = v_n^{II} / [1 + \Delta i_0^{II} / (\sigma_n \rho_n^{II} v_n^{II})]^{1/(k-1)} = 0,0317 / [1 - 0,282 \cdot 10^3 / (14,32 \cdot 5,8 \cdot 10^5 \cdot 0,0317)]^{1/(1,075-1)}.$$

Давление во входном сечении колеса ступени II: $p_0^{II} = p_n^I (v_n^I / v_0^I)^k = 3,3 \cdot 10^5 (0,053/0,0322)^{1,075} = 5,69 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

Диаметр втулки вала перед колесом ступени II

$$d_0^{II} = D_0 \sqrt{1 - 4G_a v_0^{II} / (\pi c_0^{II} D_0^2)} = 0,163 \sqrt{1 - 4 \cdot 11,18 \cdot 0,0322 / (\pi \cdot 23,8 \cdot 0,163^3)} = 0,085 \text{ м.}$$

Относительный диаметр втулки вала перед колесом ступени II: $d_0^{II} = d_0^{II} / D_2 = 0,085/0,305 = 0,28$.

Если полученное значение $d_0 > 0,35$, то для исключения снижения КПД ступени необходимо задаться величиной $d_0 < 0,35$ и пересчитать параметры потока в сечениях 0—0 и 1—1 рассчитываемой ступени. Относительные потери вследствие протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения покрыва-

ющих дисков колеса ступеней I и II при числе гребней $z_n = 4$ и радиальных зазорах в уплотнениях $s = 0,4$ мм:

$$\beta_{np} = \bar{D}_1 (s/D_2) \sqrt{v_2/v_0} \sqrt{[3/(4z_n)](1 - \bar{D}_1^2)/(\tau_2 \varphi_2 b_2)};$$

$$\beta_{np}^I = 0,544 (0,4 \cdot 10^{-3}/0,305) \sqrt{0,0381/0,0548} \times \\ \times \sqrt{[3/(4 \cdot 4)](1 - 0,544^2)/(0,914 \cdot 0,24 \cdot 0,05)} = 0,02;$$

$$\beta_{np}^{II} = 0,544 (0,4 \cdot 10^{-3}/0,305) \sqrt{0,0231/0,0322} \times \\ \times \sqrt{[3/(4 \cdot 4)](1 - 0,544^2)/(0,914 \cdot 0,24 \cdot 0,0303)} = 0,033.$$

Относительные потери на дисковые трения: $\beta_{тр} = 0,172/(1000\tau_2\varphi_2r\varphi_{2u}b_2)$; $\beta_{тр}^I = 0,172/(1000 \cdot 0,914 \times 0,24 \times 0,674 \cdot 0,05) = 0,023$; $\beta_{тр}^{II} = 0,172/(1000 \cdot 0,914 \cdot 0,24 \cdot 0,674 \times 0,0303) = 0,038$.

Вычисленное среднее для двух ступеней значение $1 + \beta_{тр} + \beta_{np} = [(1 + \beta_{тр}^I + \beta_{np}^I) + (1 + \beta_{тр}^{II} + \beta_{np}^{II})]/2 = 1,057$ отличается от ранее принятого на 1,1 %, что для предварительных расчетов вполне приемлемо. При расхождении между вычисленным и принятым значениями $1 + \beta_{тр} + \beta_{np}$ более 2,5 % все расчеты следует повторить.

Расчет диффузора ступени I. Расчет диффузоров зависит от конструкции выходного устройства данной ступени.

Для ступени I выходным устройством является обратный направляющий аппарат (ОНА), подводящий рабочее вещество к ступени II. Во избежание замедления потока в ОНА, что вызывает возрастание потерь в нем, скорость за диффузором c_4 должна быть несколько меньше скорости перед следующим колесом C_0 . Однако при проектировании центробежных компрессоров, работающих на высокомолекулярных рабочих веществах, скорость потока перед вторым и последующим колесами невелика, и чтобы не увеличивать радиальные габариты компрессора (D_4/D_2) и не допустить снижения КПД колеса из-за увеличения d_0 более 0,35, возможно либо равенство скоростей c_4 и c_0 , либо даже замедление потока в ОНА. Принято $c_4^I = c_0^{II} = 23,8$ м/с.

Угол выхода потока из колеса ступени I: $\alpha_2^I = \arctg(\varphi_2^I/\varphi_{2u}^I) = \arctg(0,24/0,674) = 19,6^\circ$.

Скорость потока за колесом ступени I: $c_2^I = u_2\varphi_2^I/\sin \alpha_2^I = 132,2 \cdot 0,24/\sin 19,6 = 94,6$ м/с.

Коэффициент диффузорности диффузора $k_d = c_2^I/c_4^I = 94,6/23,8 = 3,97$. Энтальпия рабочего тела за диффузором ступени I: $i_4^I = i_n^I + \Delta i^I - 0,5 (c_4^I)^2 \cdot 10^{-3} = 1003,7 + 12,3 - 0,5 \times 23,8^2 \cdot 10^{-3} = 1015,7$ кДж/кг. Удельный объем пара за диффузором ступени I: $v_4^I = v_n^I/[1 + (i_4^I - i_n^I)/(\sigma_n \rho_n^I v_n^I)]^{1/(n-1)} = 0,053/[1 + (1015,7 - 1003,7) \cdot 10^3/(14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^6 \cdot 0,053)]^{1/(1,093-1)} = 0,032$ м³/кг.

Для безлопаточного диффузора (БЛД), следующего за колесом с относительной шириной $b_2 = 0,04 \div 0,05$, ширину целесообразно принимать равной ширине колеса, а при меньших значениях b_2 имеет смысл выполнять БЛД более широким, чем колеса $b_4 = (1,2 \div 1,4) b_2$. Принято $b_4^1 = b_2^1$, $\alpha_4^1 = \alpha_2^1 + 2 = 19,6 + 2 = 21,6^\circ$, тогда радиальные габариты БЛД определяются соотношением $D_4^1/D_2^1 = k_{\text{л}} v_4^1 b_2^1 \tau_2 \sin \alpha_2^1 / (v_2^1 b_4^1 \sin \alpha_4^1) = 3,97 \cdot 0,032 \cdot 0,015 \times 0,914 \cdot 19,6 / (0,0381 \cdot 0,015 \cdot \sin 21,6) = 2,75$. Приемлемым диапазоном использования БЛД можно считать $D_4/D_2 = 1,6 \div 1,8$, при больших значениях от безлопаточного диффузора следует отказаться и применять лопаточный.

Для промежуточных ступеней с лопаточными диффузорами можно принять $\bar{D}_4 = D_4/D_2 = 1,5 \div 1,6$, $b_4 = b_3 = (1,15 \div 1,25) b_2$, а для концевых $b_4 = b_3 = (1,3 \div 1,6) b_2$.

Для диффузора ступени I принимается: $b_4^1 = b_3^1 = 1,25 b_2^1 = 1,25 \cdot 0,015 = 0,019$ м; $\bar{D}_4^1 = 1,55$ и $D_4^1 = \bar{D}_4^1 D_2^1 = 1,55 \cdot 0,305 = 0,473$ м.

Угол входа потока в диффузор ступени I при полном расширении струи $\alpha_3^1 = \arctg (\text{tg } \alpha_2^1 b_2^1 / b_3^1) = \arctg (\text{tg } 19,6 \cdot 0,015 / 0,019) = 15,9^\circ$.

Число Маха по абсолютной скорости на выходе из колеса ступени I: $M_{c_3} = c_3^1/a_n = 94,6/137,1 = 0,69$. Относительный диаметр начала лопаток диффузора $\bar{D}_3 = D_3/D_2 = 1,08 \div 1,3$, причем чем выше M_{c_3} , тем больше принимаемое значение \bar{D}_3 . Для ступени I $\bar{D}_3^1 = 1,15$, и тогда $D_3^1 = \bar{D}_3^1 D_2^1 = 1,15 \cdot 0,305 = 0,35$ м.

Входной угол лопаток диффузора ступени I: $\alpha_{3л}^1 = \alpha_3^1 + (1 \div 3^\circ) = 15,9 + 1,1 = 17^\circ$. Угол выхода потока из диффузора ступени I: $\alpha_4^1 = \arcsin [k_{\text{л}} \sin \alpha_2^1 b_2^1 D_2^1 v_1^1 / (b_4^1 D_4^1 v_3^1)] = \arcsin [3,97 \times \sin 19,6 \cdot 0,015 \cdot 0,305 \cdot 0,032 / (0,019 \cdot 0,473 \cdot 0,0381)] = 34,7^\circ$.

Задавая угол отставания потока на выходе из диффузора $\delta\alpha_4 = 1 \div 3^\circ$ и густотой лопаточной решетки диффузора в пределах $l_3/t_3 = 1,9 \div 2,4$, находим угол выходных кромок лопаток диффузора $\alpha_{4л}^1 = \alpha_4^1 + \delta\alpha_4 = 37^\circ$ и число диффузорных лопаток $z_3 = (l_3/t_3) \pi (D_4 + D_3) \sin [0,5 (\alpha_{3л}^1 + \alpha_{4л}^1)] / (D_4 - D_3)$, $z_3^1 = 2,3\pi \times (0,473 + 0,35) \sin [0,5 (37 + 17)] / (0,473 - 0,35) = 22$.

Радиус кривизны средней линии лопаток диффузора (рис. 3.4) $R_{л.д}^1 = (D_4^1{}^2 - D_3^1{}^2) / [4 (D_4^1 \cos \alpha_{4л}^1 - D_3^1 \cos \alpha_{3л}^1)] = (0,473^2 - 0,35^2) / [4 (0,472 \cos 37 - 0,35 \cos 17)] = 0,588$ м.

Радиус разметочной окружности

$$R_{0д}^1 = \sqrt{R_{л.д}^1 (R_{л.д}^1 - D_4^1 \cos \alpha_{4л}^1) + 0,25 D_4^1{}^2} = \\ = \sqrt{0,588 (0,588 - 0,473 \cos 37) + 0,25 \cdot 0,473^2} = 0,424 \text{ м.}$$

Профиль лопаток диффузора обтекаемый, крыловидный. Координаты поперечного сечения диффузорной лопатки с максимальной толщиной 5 % длины лопатки (координаты неизогнутого профиля) приведены в табл. 3.2.

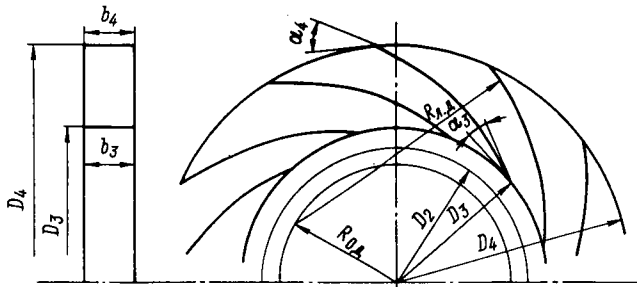


Рис. 3.4. Схема лопаточного диффузора

Расчет диффузора ступени II (концевой). В ступени II так же, как и в первой, целесообразно принять лопаточный диффузор. В этом случае при необходимости доводки проточной части компрессора до расчетных параметров газодинамические характеристики компрессора можно изменять в требуемом направлении поворотом лопаток диффузора без изменения других элементов проточной части. Радиальные размеры диффузора концевой ступени зависят от варианта выходного устройства, следующего за ним. Для ступени с кольцевой камерой D_3 и D_4 принимают такими же, как в предыдущих ступенях, а для ступени со спиральной камерой (улиткой) ради сокращения радиальных габаритов компрессора можно принять $\bar{D}_4 = 1,35 \div 1,45$.

Для варианта ступени с улиткой принимается: $D_3^{II} = D_3^I = 0,35$ м; $b_4^{II} = b_3^{II} = 1,35b_2^{II} = 1,35 \cdot 0,009 = 0,012$ м; $\bar{D}_4^{II} = 1,43$; $D_4^{II} = 1,43 \cdot 0,305 = 0,436$ м.

Т а б л и ц а 3.2. Координаты профиля диффузорной лопатки (в % от длины средней линии), профиль симметричный



x	y+	y-	x	y+	y-
0	0	0	30	2,45	-2,45
1,25	0,95	-0,95	40	2,35	-2,35
2,5	1,3	-1,3	50	2,05	-2,05
5	1,7	-1,7	60	1,75	-1,75
10	2,1	-2,1	70	1,35	-1,35
15	2,35	-2,35	80	0,95	-0,95
20	2,45	-2,45	90	0,45	-0,45
25	2,5	-2,5	100	0	0

Угол входа потока в диффузор при условии полного расширения струи, выходящей из колеса, $\alpha_3^{II} = \arctg [(b_2^{II}/b_3^{II}) \operatorname{tg} \alpha_2^{II}] = \arctg [(0,009/0,012) \operatorname{tg} 19,6] = 14,8^\circ$.

Угол входа лопаток диффузора ступени II: $\alpha_{3л}^{II} = \alpha_3^{II} + (1 \div \div 3^\circ) = 14,8 + 2,2 = 17^\circ$. Угол выхода лопаток диффузора ступени II: $\alpha_{4л}^{II} = \alpha_3^{II} + (8 \div 14^\circ) = 17 + 10 = 27^\circ$.

Угол выхода потока из диффузора ступени II: $\alpha_4^{II} = \alpha_{4л}^{II} - 2 = 27 - 2 = 25^\circ$.

Число лопаток диффузора ступени II: $z_3^{II} = z_4^{II} = 2,05\pi \times \times (0,436 + 0,35) \sin [0,5 (17 + 27)/(0,436 - 0,35)] = 22$.

Приближенное значение скорости потока за диффузором: $c_4^{II} \approx \approx G_a v_4^{II}/(\pi D_4^{II} b_4^{II} \sin \alpha_4^{II}) = 11,18 \cdot 0,0231/(\pi 0,436 \cdot 0,012 \sin 25) = = 37,2 \text{ м/с}$.

Приближенное значение энтальпии за диффузором: $i_4^{II} = i_n^{II} + + \Delta i^{II} + \Delta i^{II} - 0,5 \cdot 10^{-3} c_4^{II2} = 1003,7 + 12,3 - 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 37,2^2 = = 1027,6 \text{ кДж/кг}$.

Приближенное значение удельного объема пара за диффузором: $v_4^{II} = v_n^{II}/[1 + (i_4^{II} - i_n^{II})/(\sigma_a \rho_n^{II} v_n^{II})]^{1/(n-1)} = 0,053/[1 + (1027,6 - - 1003,7) \cdot 10^3/(14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,093-1)} = 0,0199 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Уточненное значение скорости пара за диффузором ступени II: $c_4^{II} = G_a v_4^{II}/(\pi D_4^{II} b_4^{II} \sin \alpha_4^{II}) = 11,18 \cdot 0,0199/(\pi 0,436 \cdot 0,012 \sin 25) = = 32 \text{ м/с}$.

Уточненное значение энтальпии пара за диффузором $i_4^{II} = i_n^{II} + + \Delta i^{II} + \Delta i^{II} - 0,5 \cdot 10^{-3} c_4^{II2} = 1003,7 + 12,3 + 12,3 - 0,5 \cdot 32^2 \times \times 10^{-3} = 1027,8 \text{ кДж/кг}$.

Удельный объем пара за диффузором концевой ступени $v_4^{II} = = v_n^{II}/[1 + (i_4^{II} - i_n^{II})/(\sigma_a \rho_n^{II} v_n^{II})]^{1/(n-1)} = 0,053/[1 + (1027,8 - - 1003,7) \cdot 10^3/(14,32 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053)]^{1/(1,093-1)} = 0,0198 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Радиус кривизны средней линии лопаток диффузора ступени II: $R_{л. д}^{II} = (D_4^{II2} - D_3^{II2})/[4 (D_4^{II} \cos \alpha_{4л}^{II} - D_3^{II} \cos \alpha_{3л}^{II})] = (0,436^2 - - 0,35^2)/[4 (0,436 \cos 37 - 0,35 \cos 17)] = 1,252 \text{ м}$.

Радиус разметочной окружности

$$R_{0д}^{II} = \sqrt{R_{л. д}^{II} (R_{л. д}^{II} - D_4^{II} \cos \alpha_{4л}^{II}) + 0,25 D_4^{II2}} = = \sqrt{1,252 (1,252 - 0,436 \cos 37) + 0,25 \cdot 0,436^2} = 1,086 \text{ м}$$

Расчет выходного устройства ступени I. Для ступени I выходным устройством является обратный направляющий аппарат, схема которого представлена на рис. 3.5. Оптимальная относительная ширина ОНА $b_b = b_5/b_4 = 1,05 \div 1,15$. Принимая $b_b = 1,1$, т. е. $b_5 = 1,1 b_4 = 1,1 \cdot 0,019 = 0,021 \text{ м}$, определяем угол входа потока в лопаточную решетку ОНА: $\alpha_5 = \arctg [(k_{тр}/b_b) \operatorname{tg} \alpha_4^I] = = \arctg [(1,35/1,1) \operatorname{tg} 34,7] = 40,4^\circ$, где $k_{тр} = 1,35$ для ОНА, расположенного за лопаточным диффузором, и $k_{тр} = 1,5 \div 1,7$ для ОНА за безлопаточным диффузором. Принимаем $\alpha_{5л}^I = 40^\circ$.

Диаметр входных кромок ОНА $D_5 = D_4^I = 0,473 \text{ м}$.

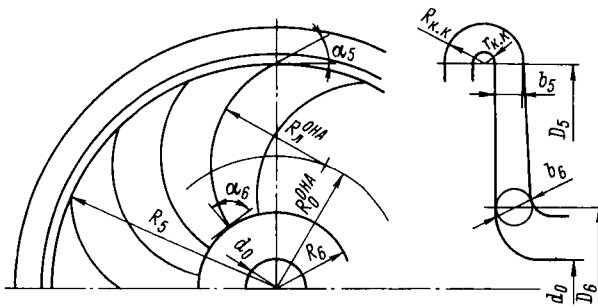


Рис. 3.5. Схема обратного направляющего аппарата

Для определения геометрических размеров ОНА на выходе предварительно задаются коэффициентом загромождения выходного сечения ОНА лопатками $\tau_6 = 0,88$, ускорением потока в ОНА $k_F = c_6/c_5 = 1,1$ и относительной величиной радиуса скругления $\bar{r} = r/b_6$. По опытным данным можно рекомендовать $\bar{r} = 0,45$.

Ширина лопаток ОНА на выходе

$$b_6 = D_0 \left[-\left(\frac{1}{4}\right) \bar{r} + \sqrt{\left(\frac{1}{4}\bar{r}\right)^2 + k_F \left(1 - d_0^{1/2}/D_0^2\right) / (8\tau_6 \bar{r})} \right] =$$

$$= 0,163 \left[-\frac{1}{4} \cdot 0,45 + \right.$$

$$\left. + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,45^2 + 1,1 \left(1 - 0,085^2/0,163^2\right) / (8 \cdot 0,88 \cdot 0,45)} \right] = 0,031 \text{ м.}$$

Средний диаметр выходных кромок лопаток ОНА $D_6 = D_0 + 2\bar{r}b_6 = 0,163 \cdot 0,45 \cdot 0,031 = 0,191$ м. Радиус скругления $r = \bar{r}b_6 = 0,45 \cdot 0,031 = 0,014$ м.

Принимая $\alpha_6 = 90^\circ$ и оптимальную густоту решетки ОНА $I_{\text{opt}} = (l/t) = 2$, определяем число лопаток ОНА: $z_6 = z_6 = I_{\text{opt}} \pi (D_5 + D_6) \sin [0,5 (\alpha_{6л} + \alpha_{6п})] / (D_5 - D_6) = 2\pi (0,473 + 0,191) \sin [0,5 (40 + 90)] / (0,473 - 0,191) \approx 14$.

Конструктивно принимая лопатки постоянной толщины $\delta_5 = \delta_6 = 6$ мм, находим коэффициент загромождения: $\tau_6 = 1 - z_6 \delta_6 / (\pi D_6) = 1 - 14 \cdot 0,006 / (\pi \cdot 0,191) = 0,86$. Если τ_6 значительно отличается от ранее принятого, расчет следует повторить с новым значением τ_6 .

Радиус кривизны средней линии лопаток ОНА

$$R_n^{\text{ОНА}} = (D_5^2 - D_6^2) / [4 (D_5 \cos \alpha_{6л} - D_6 \cos \alpha_{6п})] =$$

$$= (0,473^2 - 0,191^2) / [4 (0,473 \cos 40 - 0,191 \cos 90)] = 0,129 \text{ м.}$$

Радиус разметочной окружности

$$R_0^{\text{ОНА}} = \sqrt{R_n^{\text{ОНА}} (R_n^{\text{ОНА}} - D_5 \cos \alpha_5) + 0,25 D_5^2} =$$

$$= \sqrt{0,129 (0,129 - 0,473 \cos 40) + 0,25 \cdot 0,473^2} = 0,293 \text{ м.}$$

Оптимальное значение радиуса кольцевого поворота колена перед ОНА $r_{к.к} = b_4^i \{7 \sin^2 [0,5 (\alpha_4^i + \alpha_5^i)] - 0,25 b_5^i (b_4^i - 0,25)\} = 0,019 \{7 \sin^2 [(34,7 + 40,4)/2] - 0,25 \cdot 0,021 (0,019 - 0,25)\} = 0,05$ м. Приемлемое по конструктивным соображениям значение $r_{к.к}$ окончательно должно быть определено при разработке проекта, так как для сокращения осевых размеров компрессора возможно некоторое уменьшение $r_{к.к}$.

Расчет выходного устройства ступени II (концевой). В качестве выходного устройства концевой ступени чаще всего используют улитку. Для этой цели также можно применить кольцевую камеру. В улитках с трапециевидной формой поперечного сечения угол между образующими боковых стенок $\nu = 45 \div 60^\circ$. Принимается: $\nu = 50^\circ$, входная ширина улитки $b_7 = b_4^i = 0,012$ м; входной диаметр улитки $D_7 = (1,02 \div 1,04) D_4^i = 1,02 \cdot 0,436 = 0,445$ м.

Наружный радиус спирали улитки $R_{нар}$ и угол разворота сечения θ (в градусах) связаны в неявном виде уравнением $J/b_7 = (\pi/180) \theta \operatorname{tg} \alpha_7$, в котором вспомогательный параметр J является функцией $R_{нар}$ и при произвольной форме поперечного сечения улитки определяется численным интегрированием в соответствии с уравнением

$$J = \int_{r_1}^{R_{нар}} (b/b_7) (dr/r).$$

В частном случае для спиральной камеры (улитки) трапециевидного сечения $J/b_7 = \Pi (R_{нар}/r_7 - 1) - (\Pi - 1) \ln (R_{нар}/r_7)$, где параметр формы поперечного сечения трапециевидной улитки $\Pi = (D_7/b_7) \operatorname{tg} (\nu/2) = (0,445/0,012) \operatorname{tg} (50/2) = 17,3$. Задавшись рядом значений $R_{нар}/r_7$, определяют J/b_7 , а затем по уравнению $\theta = (180/\pi) (J/b_7) \operatorname{ctg} \alpha_7$ — соответствующий угол разворота поперечного сечения улитки.

При необходимости наружный радиус улитки при фиксированных углах θ можно рассчитать с помощью вспомогательного графика, приведенного на рис. 3.6. В этом случае по заданному значению углов вычисляют J/b_7 , а затем по графику — соответствующее значение $R_{нар}/r_7$. В рассматриваемом примере $J/b_7 = (\pi/180) \theta \operatorname{tg} \alpha_7^i = (\pi/180) \theta \operatorname{tg} 25 = \theta \cdot 0,008139$.

Расчет $R_{нар}$ для ряда значений θ выполнен в табличной форме (табл. 3.3). Полученные значения $R_{нар}(\theta)$ используют для построения наружного контура улитки (рис. 3.7), принимая угол расположения языка улитки $\theta_я = 25 \div 30^\circ$.

Число Маха по скорости на выходе из нагнетательного патрубка улитки $M_{ск} = c_k/a_k = 0,12 \div 0,15$. Принято $M_{ск} = 0,15$.

Скорость звука при выходе из патрубка

$$a_k = \sqrt{kv\rho_k} = \sqrt{1,075 \cdot 0,0194 \cdot 9,9 \cdot 10^5} = 143,7 \text{ м/с.}$$

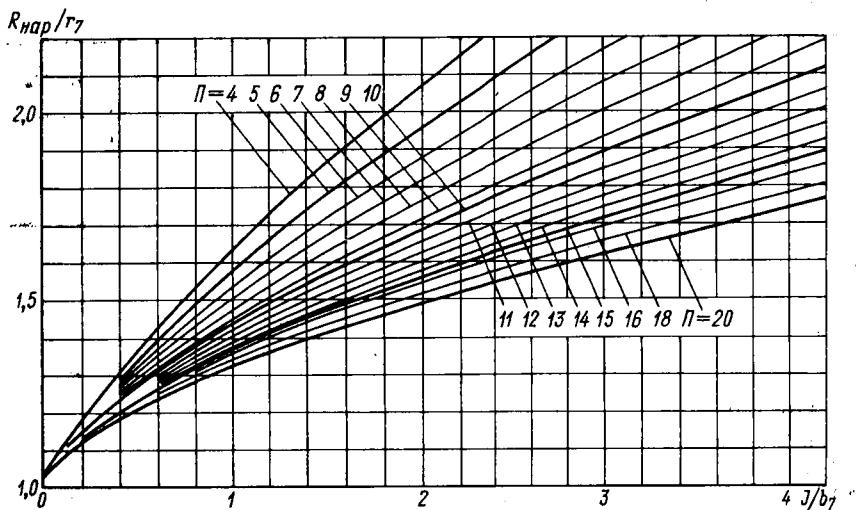


Рис. 3.6. Вспомогательный график для расчета улитки с трапециевидным поперечным сечением

Т а б л и ц а 3.3. Результаты расчета улитки

$\theta, ^\circ$	J/b_7	$R_{нар}/r_7$	$R_{нар} \cdot м$	$\theta, ^\circ$	J/b_7	$R_{нар}/r_7$	$R_{нар} \cdot м$
22,5	0,183	1,105	0,246	225	1,831	1,465	0,326
45	0,366	1,165	0,259	270	2,198	1,525	0,339
90	0,733	1,261	0,281	315	2,564	1,58	0,352
135	1,099	1,335	0,297	360	2,930	1,63	0,393
180	1,465	1,405	0,313				

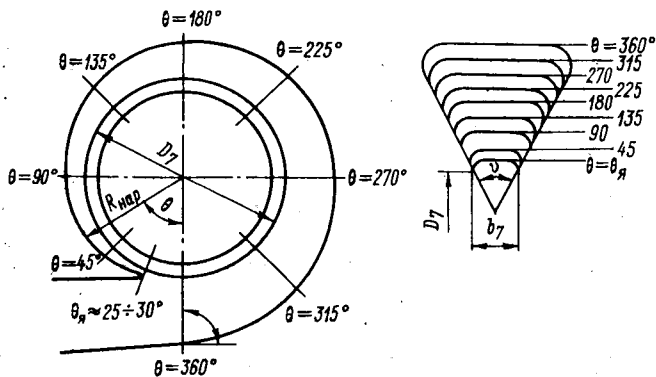


Рис. 3.7. Схема построения наружного контура улитки

Т а б л и ц а 3.4. Основные размеры компрессора

Ступень	D_2 , м	b_2	$\beta_{2л}$	z_2	$\delta_л$	n , 1/с
I II	0,305	0,05 0,0303	45	24	0,016	138

Скорость потока в выходном сечении патрубка улитки $c_{\kappa} = M_{c_{\kappa}} a_{\kappa} = 0,15 \cdot 143,7 = 21,6$ м/с.

Диаметр нагнетательного патрубка улитки

$$D_{\kappa} = \sqrt{4G_{c_{\kappa}} / (\pi c_{\kappa})} = \sqrt{4 \cdot 11,18 \cdot 0,0194 / (\pi \cdot 21,6)} = 0,113 \text{ м.}$$

Принимается $D_{\kappa} = 0,15$ м.

Если компрессор состоит из нескольких секций, то расчет проточной части секции II выполняют таким же методом, однако частота вращения последующих колес, расположенных на том же валу, что и колеса секции I, уже оказывается заданной.

П р и м е р 2. Расчет параметров цикла холодильной машины с центробежным компрессором. Основные размеры компрессора приведены в табл. 3.4. Параметры рабочего вещества ($R12$) при входе в компрессор соответствуют условиям примера 1.

Для ступени с $\beta_{2л} = 45^\circ$ согласно рис. 3.2 принимаем $\varphi_{2r}^1 = 0,24$, $\beta_{2\phi}^1 = 46^\circ$, $1 + \beta_{\tau p} + \beta_{\mu p} = 1,048$, $\eta_{\text{пол}}^1 = 0,82$. Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi_{2u}^1 = 1 - (\pi \sin \beta_{2\phi}^1) / z_2 - \varphi_{2r}^1 \operatorname{ctg} \beta_{2\phi}^1 = 1 - (\pi \sin 46 / 24) - 0,24 \operatorname{ctg} 46 = 0,674.$$

Окружная скорость рабочего колеса $u_2^1 = \pi D_2^1 n = \pi \cdot 0,305 \cdot 138 = 132,2$ м/с. Изменение энтальпии в ступени I: $\Delta i^1 = u_2^1 \varphi_{2u}^1 (1 + \beta_{\tau p} + \beta_{\mu p}) = 132,2^2 \cdot 0,674 \cdot 1,048 = 12,3$ кДж/кг. Коэффициент реакции колеса ступени I: $\Omega^1 = 1 - (\varphi_{2u}^1 + \varphi_{2r}^1) / [2\varphi_{2u}^1 (1 + \beta_{\tau p} + \beta_{\mu p})] = 1 - (0,674^2 + 0,24^2) / (2 \cdot 0,674 \cdot 1,048) = 0,636$. Изменение энтальпии рабочего вещества в колесе ступени I: $\Delta i_2^1 = \Delta i^1 \Omega^1 = 12,3 \cdot 0,636 = 7,8$ кДж/кг. Принимаем приближенное значение изоэнтропного КПД $\eta_s^1 = \eta_{\text{пол}}^1 - (0,01 \div 0,03) = 0,82 - 0,01 = 0,81$.

Изоэнтропное изменение энтальпии в ступени I: $\Delta i_s^1 = \eta_s^1 \Delta i^1 = 0,81 \cdot 12,3 = 10$ кДж/кг. Энтальпия за ступенью I при изоэнтропном сжатии $i_{\kappa s}^1 = i_{\kappa} + \Delta i_s^1 = 1003,7 + 10 = 1013,7$ кДж/кг. На изотропе, проходящей через начальную точку H процесса сжатия (рис. 3.8), находим точку k_s^1 , соответствующую энтальпии $i_{\kappa s}^1$, и определяем давление пара за ступенью I: $p_{\kappa}^1 = 5,75 \times 10^5$ Па. Действительная энтальпия рабочего вещества за ступенью I при политропном сжатии $i_{\kappa}^1 = i_{\kappa} + \Delta i^1 = 1003,7 + 12,3 = 1016$ кДж/кг.

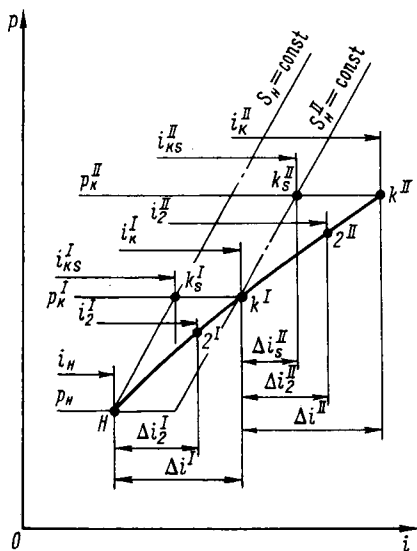


Рис. 3.8. К построению процесса сжатия в центробежном компрессоре при поворочном расчете проточной части

По значениям p_k^I и i_k^I , используя диаграмму состояния или уравнения состояния, определяем удельный объем рабочего вещества за ступенью I: $v_k^I = 0,0319 \text{ м}^3/\text{кг}$. Число изоэнтропы $\sigma_s^I = k/(k-1) = (i_k^I - i_H)/(p_k^I v_k^I - p_H v_H) = 12,3 \cdot 10^3 / (5,75 \cdot 10^5 \times 0,0319 - 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,053) = 14,4$. Уточненное значение изоэнтропного КПД ступени I: $\eta_s^I = [(p_k^I/p_H)^{1/\sigma_s^I} - 1] / [(p_k^I/p_H)^{1/(\sigma_s^I \eta_{\text{пол}}^I)} - 1] = (1,74^{1/14,4} - 1) / (1,74^{1/(14,4 \cdot 0,82)} - 1) = 0,815$. При отличии уточненного значения изоэнтропного КПД от ранее принятого более чем на 1 % расчеты следует повторить с новым значением η_s^I .

Принимая, что процесс сжатия во всех элементах ступени происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число политропы $\sigma^I = n/(n-1) = \sigma_s^I \eta_{\text{пол}}^I = 14,4 \cdot 0,82 = 11,81$ и показатель политропы процесса сжатия $n = \sigma^I / (\sigma^I - 1) = 11,81 / (11,81 - 1) = 1,093$. Энтальпия за рабочим колесом ступени I: $i_2^I = i_H + \Delta i_2^I = 1003,7 + 7,8 = 1011,5 \text{ кДж/кг}$. Удельный объем рабочего вещества за рабочим колесом ступени I: $v_2^I = v_H / [1 + (i_2^I - i_H) / (p_H v_H \sigma_s^I)]^{1/(n-1)} = 0,053 / [1 + 7,8 \cdot 10^3 / (3,3 \times 10^5 \times 0,053 \cdot 14,4)]^{1/(1,093-1)} = 0,0381 \text{ м}^3/\text{кг}$. Коэффициент загромождения выходного сечения колеса лопатками $\tau_2 = 1 - 0,5z_2 \bar{b}_л / (\pi \sin \beta_{2\text{эф}}) = 1 - 0,5 \cdot 0,016 \cdot 24 / (\pi \sin 46) = 0,914$. Массовая производительность компрессора $G = \pi D_2^{1,2} \bar{b}_л^{1,2} \tau_2 u_2 \varphi_{2r}^I / v_2^I = \pi \cdot 0,305^3 \cdot 0,05 \cdot 0,914 \cdot 132,2 \cdot 0,24 / 0,0381 = 11,15 \text{ кг/с}$. Для подсчета коэффициента расхода φ_{2r}^{II} ступени II и коэффициента теоретической работы φ_{2u}^{II} необходимо использовать метод последовательных приближений.

В рассматриваемом случае $\beta_{2л}^{II} = \beta_{2л}^I$, поэтому в первом приближении принимается $\varphi_{2r}^{II} = \varphi_{2r}^I$; тогда $\varphi_{2u}^{II} = \varphi_{2u}^I$ и при $D_1^{II} = D_2^I$ $\Delta i_2^{II} \approx \Delta i_2^I$. Задаваясь значением изоэнтропного КПД ступени II $\eta_s^{II} = 0,81$, определяем изменение энтальпии пара в ступени II при изоэнтропном сжатии: $\Delta i_s^{II} = \eta_s^{II} \Delta i_2^{II} = 0,81 \cdot 12,3 = 10 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия пара после ступени II при изоэнтропном сжатии $i_{k_s}^{II} = i_k^I + \Delta i_s^{II} = 1016 + 10 = 1026 \text{ кДж/кг}$. На изоэнтропе, проходящей через точку k^I ($p_k^I = 5,75 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $i_k^I = 1016 \text{ кДж/кг}$), строится точка k_s^{II} , соответствующая энтальпии $i_{k_s}^{II} = 1026 \text{ кДж/кг}$, и определяется давление пара за ступенью II $p_k^{II} = 9,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Т а б л и ц а 3.5. Результаты расчета 2-го приближения

Определяемая величина	Приближение		Определяемая величина	Приближение	
	1-е	2-е		1-е	2-е
Φ_{2r}^{II}	0,24	0,248	p_k^{II} , МПа	0,99	0,985
Φ_{2u}^{II}	0,674	0,667	i_k^{II} , кДж/кг	1028,3	1028,18
Ω^{II}	0,636	0,637	v_k^{II} , м ³ /кг	0,0194	0,0195
Δi^{II} , кДж/кг	12,3	12,18	η_s^{II}	0,816	0,813
Δi_2^{II} , кДж/кг	7,8	7,76	i_2^{II} , кДж/кг	1023,8	1023,76
Δi_{ks}^{II} , кДж/кг	10	9,94	v_2^{II} , м ³ /кг	0,0231	0,02315
i_{ks}^{II} , кДж/кг	1026	1025,94	Φ_{2r}^{II}	0,248	0,249

Примечание. Приближения 3-го не требуется.

Степень повышения давления ступени II $\pi_k^{II} = p_k^{II}/p_k^I = 9,9 \times 10^5 / (5,75 \cdot 10^5) = 1,72$.

Энтальпия рабочего вещества за ступенью II при политропном сжатии $i_k^{II} = i_k^I + \Delta i^{II} = 1016 + 12,3 = 1028,3$ кДж/кг. По значениям p_k^{II} и i_k^{II} , используя диаграмму состояния или уравнения состояния, находим удельный объем рабочего вещества за ступенью II: $v_k^{II} = 0,0194$ м³/кг. Число изоэнтропы $\sigma_s^{II} = (i_k^{II} - i_k^I) / (p_k^{II} v_k^{II} - p_k^I v_k^I) = 12,3 \cdot 10^3 / (9,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0194 - 5,75 \cdot 10^5 \times 0,0319) = 14,3$.

Уточненное значение изоэнтропного КПД ступени II: $\eta_s^{II} = (\pi_k^{II 1/\sigma_s^{II}} - 1) / (\pi_k^{II 1/(\sigma_s^{II} \eta_{пол}^{II})} - 1) = (1,72^{1/14,3} - 1) / (1,72^{1/(14,3 \cdot 0,82)} - 1) = 0,816$. Принимая, что процесс сжатия во всех элементах ступени II происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число политропы $\sigma^{II} = n^{II} / (n^{II} - 1) = \sigma_s^{II} \eta_{пол}^{II} = 14,3 \cdot 0,82 = 11,73$ и показатель политропы процесса сжатия в ступени II $n^{II} = \sigma^{II} / (\sigma^{II} - 1) = 1,093$.

Энтальпия за рабочим колесом ступени II: $i_2^{II} = i_k^I + \Delta i_2^{II} = 1016 + 7,8 = 1023,8$ кДж/кг. Удельный объем рабочего вещества за колесом ступени II:

$$v_2^{II} = v_k^I / [1 + \Delta i_2^{II} / (p_k^I v_k^I \sigma_s^{II})]^{1/(n^{II}-1)} = 0,0319 / [1 + 7,8 \cdot 10^3 / (5,75 \cdot 10^5 \cdot 0,0319 \cdot 14,3)]^{1/(1,093-1)} = 0,0231 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Уточненный коэффициент расхода ступени II: $\Phi_{2r}^{II} = G_a v_2^{II} / (\pi b_2^{II} \tau_2 u_2) = 11,15 \cdot 0,0231 / (\pi \cdot 0,305 \cdot 0,009 \cdot 0,914 \cdot 132,2) = 0,248$. Полученное значение несколько отличается от принятого ранее при расчете ступени II, поэтому весь расчет процесса сжатия в ступени II следует повторить. Результаты расчета 2-го приближения приведены в табл. 3.5.

Т а б л и ц а 3.6. Результаты расчета компрессора

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
1	Скорость потока, м/с: при входе во входной патрубок	c_H	32	Задается $c_H = 20 \div 40$ м/с
2	Угол закрутки потока при выходе из входного патрубка, °	ψ_0	10	Задается $c_0 = 70 \div 130$ м/с Задается $\psi_0 = 0 \div 30^\circ$. При закрутке по вращению колеса $\psi_0 > 0$
3	Число изоэнтропы	$\sigma_s = k/(k-1)$	3,5	
4	Статическая температура потока при входе во входной патрубок, К	$T_H = T_H^* - \frac{c_H^2}{2\sigma_s R}$	292,5	Определение газовой постоянной влажного воздуха см. в параграфе 1.5
5	Статическое давление при входе в патрубок, Па	$p_H = p_H^* \left(\frac{T_H}{T_H^*} \right)^{\sigma_s} \approx p_H^* \left(1 - \sigma_s \frac{\Delta T_H}{T_H^*} \right)$	100 711	$\Delta T_H = T_H^* - T_H$
6	Статическая температура при выходе из входного патрубка, К	$T_0 = T_H^* - \frac{c_0^2}{2\sigma_s R}$	288,5	
7	Коэффициент потерь входного патрубка	$\zeta_{вх-0}$	0,9	Задается $\zeta_{вх-0} = 0,5 \div 1$
8	Удельная работа, потерянная в патрубке, Дж/кг	$l_{тв-0} = \zeta_{вх-0} c_0^2 / 2$	4061	
9	Число политропы расширения газа во входном патрубке	$\sigma_{тв-0} = \frac{n_{тв-0}}{n_{тв-0} - 1} = \sigma_s - \frac{l_{тв-0}}{R(T_0^* - T_H^*)}$	7,03	
10	Показатель политропы расширения газа во входном патрубке	$n_{тв-0} = \sigma_{тв-0} (\sigma_{тв-0} - 1)$	1,166	Должно быть $n_{тв-0} < k$
11	Статическое давление газа при выходе из входного патрубка, Па	$p_0 = p_H \left(\frac{T_0}{T_H} \right)^{\sigma_{тв-0}}$	91 419	При $c_0 > c_H$ должно быть $p_0 < p_H$
12	Давление торможения при выходе из входного патрубка, Па	$p_0^* = p_0 \left(\frac{T_H}{T_0} \right)^{\sigma_s}$	96 508	Должно быть $p_0^* > p_0$
13	Коэффициент сохранения давления торможения в патрубке	$\Delta_{тв-0} = p_0^* / p_H^*$	0,9525	$\Delta_{тв-0} < 1$

14	<p>Параметры потока при входе в ко- лесо:</p> <p>давление, Па: торможения статическое</p> <p>температура, К: торможения статическая</p> <p>скорость в абсолютном движении, м/с</p> <p>угол закрутки потока, °</p> <p>Отношение давлений торможения в компрессоре</p> <p>Изоэнтропный КПД компрессора по параметрам торможения</p> <p>Удельная работа изоэнтропного сжа- тия в компрессоре, Дж/кг</p> <p>Действительная удельная работа, Дж/кг</p> <p>Коэффициент расхода</p> <p>Число лопаток рабочего колеса</p> <p>Выходной геометрический угол ло- патоk рабочего колеса, °</p> <p>Относительный диаметр:</p> <p>втулки рабочего колеса при входе</p> <p>периферия рабочего колеса при входе</p> <p>средний при входе в рабочее ко- лесо</p> <p>Коэффициент циркуляции</p>	p_1^* p_1 T_1^* T_1 c_1 ψ_1 $\kappa_{кс}^* = p_{кс}^*/p_{кс}$ $\eta_{кс}^*$ $l_{кс0} = \sigma_s R T_1^* (\pi_1^*/\sigma_s - 1)$ $l_{кс} = l_{кс0}/\eta_{кс}^*$ $\Phi_{эл}$ z_2 $\beta_{эл}$ $\bar{D}_{1вт} = D_{1вт}/D_2$ $\bar{D}_{1пер} = D_{1пер}/D_2$ $\bar{D}_1 = D_1/D_2 = \sqrt{(D_{1вт}^2 + \bar{D}_{1пер}^2)/2}$ <p>При $\beta_{эл} \neq 90^\circ$</p> $\rho = 1 - A \frac{z_2}{1 + \sin \beta_{эл}} \frac{1}{1 - \bar{D}_1}$	<p>96 508 91 419</p> <p>293 288,5</p> <p>95</p> <p>10 4,046</p> <p>0,77</p> <p>144 790</p> <p>188 039</p> <p>0,25 22 80</p> <p>0,2 0,6</p> <p>0,447</p> <p>0,887</p>	<p>В ступени с осердиальным колесом параметры при выходе из входного патрубка и при входе в колесо в абсолютном движении одинаковы, так как сечения 0 и 1 совпадают</p> <p>Принимают $\eta_{кс}^* = 0,74 \div 0,85$ в потом проверяют</p> <p>Принимается $\Phi_{эл} = 0,2 \div 0,35$ Принимается $z_2 = 18 \div 26$ Принимается $\beta_{эл} = 60 \div 90^\circ$</p> <p>Принимается $\bar{D}_{1вт} = 0,15 \div 0,25$ Принимается $D_{1пер} = 0,45 \div 0,65$</p> <p>При $\beta_{эл} = 90^\circ$ принимают $A = 1 \div 1,2$. В нашем расчете принято $A = 1$</p>
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
24	Кинематический (эйлеров) коэффициент теоретической работы	При $\beta_{эл} = 90^\circ$ $\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_3} \frac{1}{1 - \bar{D}_1^2}}$	0,848	Принимается $\alpha = 0,03 \div 0,08$
25	Коэффициент потерь трения	$\Phi_{эл} = \mu (1 - \Phi_{эп} \operatorname{ctg} \beta_{эл})$	0,05	
26	Угол входа потока в рабочее колесо в абсолютном движении,	$\alpha_1 = 90^\circ - \psi_1$	80	
27	Составляющие абсолютной скорости потока при входе в рабочее колесо, м/с:			
	окружная	$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$	16,5	При $\alpha_1 > 90^\circ$ следует учитывать знак при $\cos \alpha_1$
	осевая (расходная)	$c_{1z} = c_1 \sin \alpha_1$	93,6	
28	Окружная скорость на периферии рабочего колеса, м/с	$u_2 = \frac{c_{1u} \bar{D}_1}{2(\Phi_{эл} + \alpha)} + \sqrt{\left[\frac{c_{1u} \bar{D}_1}{2(\Phi_{эл} + \alpha)} \right]^2 + \frac{l_R}{\Phi_{эл} + \alpha}}$	462	Для алюминиевых колес $u_2 \leq 400 \div 450$ м/с, для стальных и титановых $u_2 \leq 450 \div 550$ м/с. Наибольшие значения соответствуют $\beta_{эл} = 90^\circ$
29	Плотность газа при входе в рабочее колесо, кг/м ³	$\rho_1 = \rho_1 / (RT_1)$	1,102	
30	Наружный диаметр рабочего колеса, м	$D_2 = \sqrt{\frac{4G(1 + \beta_{ут})}{\rho_0 c_{1z} (\bar{D}_1^2)_{пер} - \bar{D}_{1вт}^2}}$	0,4	Значение $\beta_{ут}$ принимается в пределах $\beta_{ут} = 0,02 \div 0,04$. В настоящем расчете принято $\beta_{ут} = 0,03$
31	Диаметр втулки рабочего колеса при входе, м	$D_{1вт} = D_2 \bar{D}_{1вт}$	0,08	
32	Диаметр периферии рабочего колеса при входе, м	$D_{1пер} = D_2 \bar{D}_{1пер}$	0,24	

33	Средний диаметр при входе рабочего колеса, м	$D_1 = D_3 \bar{D}_1$	0,179
34	Частота вращения ротора компрессора и угловая скорость	$n = 60u_2/(\pi D_3)$ об/мин $\omega = \pi n/30$ рад/с	22 059 2 310
35	Угол входа потока на периферию рабочего колеса в относительном движении, °	$\beta_{1пер} = \arctg \frac{c_{1z}}{u_2 \bar{D}_{1пер} - c_{1u}}$	19,75
36	Относительная скорость входа потока на периферии рабочего колеса, м/с	$w_{1пер} = c_{1z}/\sin \beta_{1пер}$	277
37	Скорость звука, м/с	$a_1 = \sqrt{kRT_1}$	341
38	Число Маха по относительной скорости входа на периферию колеса	$M_{u_{01 пер}} = w_{1 пер}/a_1$	0,812
39	Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении, °	$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1z}}{u_2 \bar{D}_1 - c_{1u}}$	26,22
40	Относительная скорость потока при входе в рабочее колесо, м/с	$w_1 = c_{1z}/\sin \beta_1$	212
41	Угол выхода потока из рабочего колеса, °	$\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$	16,43
42	Абсолютная скорость потока при выходе из рабочего колеса, м/с	$c_2 = u_2 \sqrt{\varphi_{2r}^2 + \varphi_{2u}^2}$	408
43	Температура торможения газа при выходе из рабочего колеса, К	$T_2^* = T_2^* + I_k/(\sigma_2 R)$	479,8
44	Статическая температура газа при выходе из рабочего колеса, К	$T_2 = T_2^* - c_2^2/(2\sigma_2 R)$	397,1
45	Коэффициент потерь рабочего колеса: при входе при повороте потока из осевого направления в радиальное	ζ_1 ζ_3	0,2 0,15
46	Удельная работа, Дж/кг: потерянная в колесах трения	$l_{r1-3} = \zeta_1 \frac{w_1^2}{2} + \zeta_3 \frac{\varphi_{2r}^2 \mu_2^2}{2}$ $l_f = \alpha \mu_2^2$	5 495 10 672

Желательно, чтобы $\beta_{1пер} \geq 18 \div 20^\circ$

Должно быть $M_{u_{01 пер}} \leq 0,85 \div 0,95$

Желательно, чтобы $\alpha_2 = 14 \div 18^\circ$

Принимают:

$$\zeta_1 = 0,1 \div 0,3$$

$$\zeta_3 = 0,1 \div 0,2$$

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
47	Число политропы сжатия в рабочем колесе	$\sigma_{1-2} = \frac{n_{1-2}}{n_{1-2} - 1} = \sigma_2 - \frac{l_1}{R(T_2 - T_1)}$	2,982	
48	Показатель политропы сжатия в рабочем колесе	$n_{1-2} = \sigma_{1-2} / (\sigma_{1-2} - 1)$	1,505	Должно быть $n_{1-2} > k$
49	Статическое давление газа при выходе из рабочего колеса, Па	$p_2 = p_1 (T_2/T_1)^{\sigma_{1-2}}$	237 029	
50	Плотность газа при выходе из рабочего колеса, кг/м ³	$\rho_2 = \rho_1 (RT_2)$	2,075	
51	Относительная ширина рабочего колеса при выходе	$b_2 = \frac{b_1}{D_2} = \frac{0}{\pi D_2^2 \rho_2 v_2^4}$	0,0332	Обычно $b_2 = 0,03 \div 0,08$. Чтобы увеличить b_2 , нужно увеличить $D_{\text{вх}}$ и D_1 пер
52	Ширина рабочего колеса при выходе, м	$b_2 = D_2 b_2$	0,0133	
53	Скорость звука, м/с	$a_2 = \sqrt{kRT_2}$	400	
54	Число Маха по абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса	$M_{a_2} = c_2/a_2$	1,02	
55	Удельная работа политропного сжатия в рабочем колесе, Дж/кг	$l_{\text{полн } 1-2} = \sigma_{1-2} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\sigma_{1-2}} - 1 \right]$	93 151	
56	Внутренний КПД рабочего колеса	$\eta_{1-2} = \frac{l_{\text{н}}}{l_{\text{полн } 1-2} + (c_2^2 - c_1^2)/2}$	0,914	Принимается $\bar{D}_2 = 1,03 \div 1,15$
57	Относительная радиальная протяженность безлопаточного диффузора	$\bar{D}_2 = D_2/D_3$	1,07	Если диффузор профилированный, то b_2 задается в соответствии с законом профилирования
58	Ширина безлопаточного диффузора при выходе, м	$b_3 = b_2 + (0,0005 \div 0,001)$	0,014	Принимается $\bar{D}_2 = 1,03 \div 1,15$

59	Коэффициент трения потока о стенки безлопаточного диффузора	λ	0,03	Принимается $\lambda = 0,02 \div 0,05$. Чем меньше шероховатость стенок диффузора, тем меньше λ
60	Отношение плотностей газа при входе и выходе из безлопаточного диффузора	ρ_2/ρ_3	0,93	Предварительно принимают в пределах 0,75—0,98 и затем проверяют
61	Диаметр выхода из безлопаточного диффузора, м	$D_3 = D_2 \bar{D}_3$	0,428	Меньшие значения соответствуют большим M_{c_3}
62	Угол потока при выходе из безлопаточного диффузора, °	$\alpha_3 = \arctg \left[\left(\lambda \frac{D_3 - D_2}{8b_3} + \frac{b_2}{b_3} \operatorname{tg} \alpha_2 \right) \frac{\rho_2}{\rho_3} \right]$	14,98	
63	Скорость потока при выходе из безлопаточного диффузора, м/с	$c_3 = \frac{\rho_2}{\rho_3 \pi D_3 b_3 \sin \alpha_3} \frac{\rho_2}{\rho_3}$	368,4	
64	Статическая температура при выходе из безлопаточного диффузора, К	$T_3 = T_2^* - c_3^2 / (2\sigma_s R)$	412,4	
65	Коэффициент изэнтропности течения в безлопаточном диффузоре	Z_{2-3}	0,75	Принимаются $Z_{2-3} = 0,7 \div 0,8$
66	Число политропы сжатия в безлопаточном диффузоре	$\sigma_{2-3} = \sigma_s Z_{2-3}$	2,625	
67	Удельная работа, потерянная в безлопаточном диффузоре, Дж/кг	$l_{2-3} = (\sigma_s - \sigma_{2-3}) R (T_3 - T_2)$	3851	
68	Коэффициент потерь безлопаточного диффузора	$\zeta_{2-3} = 2l_{2-3} / c_2^2$	0,0567	Чем выше \bar{D}_3 , тем больше ζ_{2-3} при одном и том же Z_{2-3}
69	Отношение плотностей	$\frac{\rho_2}{\rho_3} = \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\sigma_{2-3}-1}$	0,94	Полученное значение ρ_2/ρ_3 сравнивают с заданным в п. 64. При значительном расхождении делается 2-е приближение
70	Показатель политропы сжатия в безлопаточном диффузоре	$\sigma_{2-3} = \sigma_{2-3} / (\sigma_{2-3} - 1)$	1,615	

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
71	Статическое давление при выходе из безлопаточного диффузора, Па	$p_3 = p_3 \left(\frac{T_3}{T_3} \right)^{\sigma_{2-3}}$	261 758	
72	Скорость звука, м/с	$a_3 = \sqrt{kRT_3}$	408	
73	Число Маха при входе в лопаточный диффузор	$M_{c_3} = c_3/a_3$	0,903	Должно быть $M_{c_3} \leq 0,9 \div 0,95$
74	Скорость газа при выходе из лопаточного диффузора, м/с	c_4	75	Принимается $c_4 = 60 \div 120$ м/с для воздуха. Для газов с другими значениями kR нужно принимать $M_{c_4} = 0,12 \div 0,25$
75	Ширина лопаточного диффузора при выходе, м	b_4	0,021	Для диффузоров с поворотными лопатками должно быть $b_4 = b_3$
76	Лопаточный угол, °:		16	Принимается: $\alpha_{3л} = \alpha_3 + (0 \div 2^\circ)$
77	Угол отставания потока при выходе из лопаточного диффузора	$\alpha_{3л}$	30	$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (10 \div 15^\circ)$
78	Угол потока при выходе из лопаточного диффузора, °	$\delta\alpha_4$	2	Принимается $\delta\alpha_4 = 1 \div 3$
79	Коэффициент потерь лопаточного диффузора	$\alpha_4 = \alpha_{4л} - \delta\alpha_4$	28	
80	Удельная работа, потерянная в лопаточном диффузоре, Дж/кг	ζ_{3-4}	0,12	Принимается $\zeta_{3-4} = 0,1 \div 0,2$
81	Статическая температура газа при выходе из лопаточного диффузора, К	$I_{r3-4} = \zeta_{3-4} c_3^2 / 2$ $T_4 = T_3^2 - \frac{c_4^2}{2\sigma_2 R}$	8143	
82	Число политропы сжатия в лопаточном диффузоре	$\sigma_{3-4} = \sigma_2 - \frac{I_{r3-4}}{R(T_4 - T_3)}$	3,062	

83	Показатель политропы сжатия в лопаточном диффузоре	$n_{3-4} = \sigma_{3-4} / (\sigma_{3-4} - 1)$	1,485
84	Статическое давление при выходе из лопаточного диффузора, Па	$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\sigma_{3-4}}$	408 712
85	Отношение плотностей	$\frac{\rho_3}{\rho_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\sigma_{3-4}-1}$	0,7408
86	» диаметров	$\frac{D_4}{D_3} = \frac{c_3}{c_4} \frac{\rho_3}{\rho_4} \frac{b_3}{b_4} \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_4}$	1,336
87	Диаметр выхода из лопаточного диффузора, м	$D_4 = D_3 \left(\frac{D_4}{D_3} \right)$	0,572
88	Средний угол раскрытия эквивалентного плоского диффузора, °	θ_{cp}	10
89	Число лопаток диффузора	$z_3 = \frac{360}{\theta_{cp}} \left[\left(\frac{D_4 \sin \alpha_{4л}}{D_3 \sin \alpha_{3л}} \right)^2 - 1 \right] \times$ $\times \frac{\sin^2 \alpha_{3л}}{\left(\frac{D_4}{D_3} \right)^2 - 1}$	17
90	Площадь потока при входе и выходе из лопаточного диффузора, м ²	$F_3 = \pi D_3 b_3 \sin \alpha_3$ $F_4 = \pi D_4 b_4 \sin \alpha_4$	0,004866 0,01772
91	Отношение площадей	F_4/F_3	3,64
92	Скорость потока при выходе из улитки, м/с	c_4	50
93	Коэффициент потерь улитки	$\zeta_{4-к}$	0,2
94	Удельная работа, потерянная в улитке, Дж/кг	$l_{4-к} = \zeta_{4-к} c_4^2 / 2$	563
95	Статическая температура газа при выходе из улитки, К	$T_к = T_2^* - c_к^2 / (2\sigma_s R)$	478,6
96	Число политропы сжатия в улитке	$\sigma_{4-к} = \sigma_s - \frac{l_{4-к}}{R(T_к - T_2)}$	2,277

Должно быть $D_3/D_4 = 1,25 \div 1,35$. При $D_3/D_4 > 1,35$ следует увеличить α_4 , b_4 или c_4

Принимается $\theta_{cp} = 8 \div 10^\circ$

Округляется до ближайшего целого. Желательно, чтобы z_3 и z_4 были взаимно простыми числами

Должно быть $F_4/F_3 \leq 4$
Принимается $c_к = 40 \div 80$ м/с

Принимается $\zeta_{4-к} = 0,15 \div 0,3$

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
97	Показатель политропы сжатия в улит-ке	$n_{4-k} = \sigma_{4-k} / (\sigma_{4-k} - 1)$	1,783	
98	Статическое давление газа при выходе из улитки, Па	$p_k = p_4 \left(\frac{T_k}{T_4} \right)^{\sigma_{4-k}}$	411 839	
99	Давление торможения при выходе из улитки, Па	$p_k^* = p_k \left(\frac{T_2^*}{T_k} \right)^{\sigma_0} \approx \frac{p_k \frac{\Delta T_k^*}{T_2^*}}{1 - \sigma_0 \frac{T_k}{T_2^*}}$	415 464	Здесь $\Delta T_k^* = T_2^* - T_k$
100	Отношение давлений торможения в компрессоре	$\pi_k^* = p_k^* / p_k$	4,1	
101	Изоэнтропный КПД компрессора по параметрам торможения	$\eta_k^* = \frac{T_k^* \left(\pi_k^{1/\sigma_0} - 1 \right)}{T_2^* - T_k^*}$	0,779	Полученное значение КПД сравнивают с принятым в п. 17. Если расхождение значительное, принимают новое значение КПД и расчет повторяют
102	Мощность, потребляемая компрессором, кВт	$N_k = 10^{-3} G (1 + \beta_{гг}) \frac{I_k}{\eta_{\text{мех}}}$	790,5	Механический КПД принимают в пределах $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \rightarrow 0,99$. Большие значения — для подшипников качения

Без учета гидравлического сопротивления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах конечное давление $p_k^{II} = 0,985$ МПа соответствует температуре конденсации $T_k = 313,9$ К, а начальное $p_n = 0,33$ МПа — температура кипения $T_0 = 275,2$ К. Внутренняя мощность компрессора $N_i = G_a (\Delta i^I + \Delta i^{II}) = 11,15 (12,3 + 12,18) = 272,5$ кВт.

Пример 3. Расчет центробежного компрессора с осерadiальным колесом для воздушной холодильной машины.

Исходные данные (см. параграф 1.5)

Массовый расход воздуха через компрессор G , кг/с	4
Давление торможения при входе в патрубок компрессора p_n^* , Па . . .	101 325
Температура торможения при входе в патрубок компрессора T_n^* , К . . .	293
Относительная влажность воздуха при входе в патрубок компрессора Φ_n	0,9
Давление торможения при выходе из компрессора p_k^* , Па	410 000
Газовая постоянная, Дж/(кг·К):	
сухого воздуха $R_{с.в}$	287
водяного пара R_w	462
Показатель изэнтропы k	1,4

Результаты расчета компрессора, схема которого изображена на рис. 3.9, приведены в табл. 3.6.

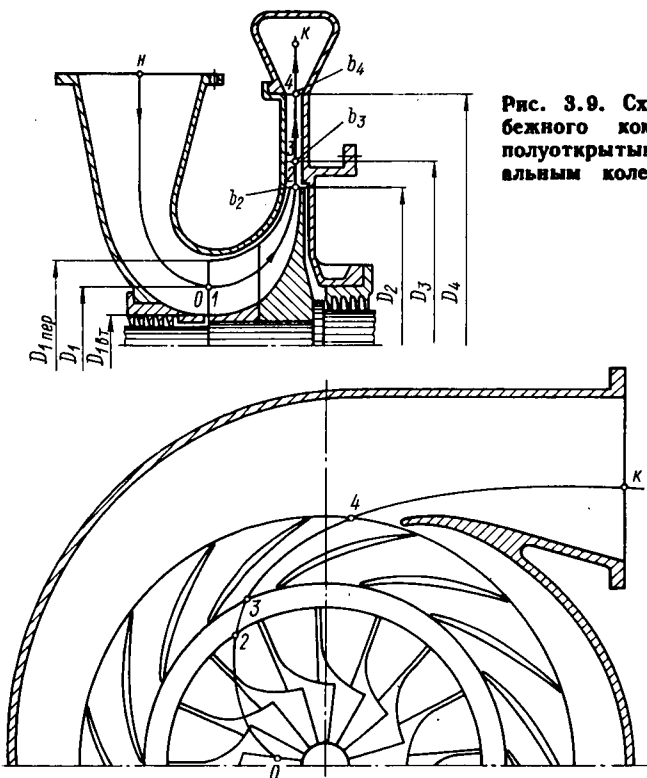


Рис. 3.9. Схема центробежного компрессора с полукрытым осерadiальным колесом

3.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Расчет осевого компрессора основывается на результатах испытания модельных ступеней. При расчете необходим атлас исходных ступеней (например, приложение к книге А. П. Гофлина [14]).

Пример. Расчет осевого компрессора воздушной холодильной машины.

Исходные данные

Массовая производительность компрессора G , кг/с	2
Степень повышения давления π_k^*	2,3
Начальная температура воздуха T_n^* , К	293
Начальное давление воздуха p_n^* , МПа	0,1
Относительная влажность воздуха φ , %	100

В примере в качестве исходной принимается ступень типа К-50-1, характеристики которой приведены на рис. 3.10. В соответствии с характеристиками ступени задаются расчетный коэффициент расхода $\varphi = 0,47$ и условное число Маха для ступени I $M_u = 0,724$.

Влагосодержание воздуха перед компрессором $d = (R_o/R_n) \times \varphi p_n / (p_n^* - \varphi p_n) = (287/462) \cdot 1 \cdot 0,00234 / (0,1 - 1 \cdot 0,00234) = 0,0149$ кг/кг, где $R_o = 287$ Дж/кг — газовая постоянная сухого воздуха; $R_n = 462$ Дж/кг — газовая постоянная водяного пара; $p_n = 0,00234$ МПа — парциальное давление водяных паров при $T_n^* = 293$ К.

Газовая постоянная влажного воздуха $R = (R_o + dR_n)/(1 + d) = (287 + 0,0149 \cdot 462)/(1 + 0,0149) = 289,3$ Дж/(кг·К). Расчетная окружная скорость u_n на расчетном наружном диаметре лопатки D_n :

$$u_n = M_u^i \sqrt{kRT_n^*} = 0,724 \sqrt{1,4 \cdot 289,3 \cdot 293} = 249 \text{ м/с.}$$

Плотность воздуха перед компрессором $\rho_n^* = p_n^*/(RT_n^*) = 0,1 \cdot 10^6 / (289,3 \cdot 293) = 1,18$ кг/м³. Потери полного давления в патрубке при принятом коэффициенте потерь всасывающего патрубка $\zeta_{вс} = 0,2$: $\delta p_{вс}^* = 0,5 \zeta_{вс} \rho_n^* u_n^2 \varphi^2 = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 1,18 \cdot 249^2 \times 0,47^2 = 1600$ Па. Полное давление перед ступенью I: $p_{1n}^* = \rho_n^* - \delta p_{вс}^* = 0,1 \cdot 10^6 - 1600 = 98\,400$ Па.

Плотность воздуха перед ступенью I по полным параметрам (полагая, что полная температура перед ступенью I $T_1^* = T_n^*$) $\rho_1^* = p_{1n}^*/(RT_n^*) = 98\,400 / (289 \cdot 293) = 1,15$ кг/м³. Адиабатное повышение температуры воздуха в компрессоре $\Delta T_s^* = T_n^* (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1) = 293 (2,3^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 78,7$ К. Повышение полной температуры воздуха в компрессоре при КПД компрессора $\eta_s^* = 0,86$: $\Delta T^* = \Delta T_s^* / \eta_s^* = 78,7 / 0,86 = 91,5$ К.

* По заторможенному потоку.

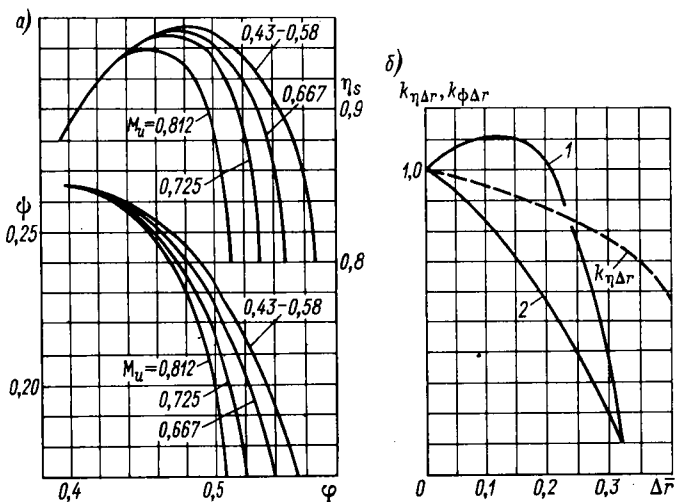


Рис. 3.10. Газодинамические характеристики ступени типа К-50-1: а — зависимости $\psi(\varphi, M_u)$ и $\eta_s(\varphi, M_u)$ при $D_H = 250$ мм, $b = 40$ мм, $\lambda = 1,63$, $s_r = 0,51$; б — поправки к ψ и η_s исходной ступени;

1 — $k_{\psi\Delta r}$ при периферийной срезке лопатки; 2 — $k_{\psi\Delta r}$ при корневой подрезке

Конечная температура воздуха за компрессором $T_k^* = T_n^* + \Delta T^* = 293 + 91,5 = 384,5$ К.

Плотность воздуха за компрессором по полным параметрам $\rho_k^* = \rho_n^* \pi_k^* / (RT_k^*) = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 2,3 / (289 \cdot 384,5) = 2,05$ кг/м³. Потери давления в нагнетательном патрубке при коэффициенте потерь $\zeta_k = 0,6$: $\delta p_k^* = 0,5 \zeta_k \rho_k^* u_n^{*2} \varphi^2 = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 2,05 \cdot 249^2 \cdot 0,47^2 = 8423$ Па. Полное давление за проточной частью перед нагнетательным патрубком $p_{k.p.ч}^* = \rho_k^* \pi_k^* + \delta p_k^* = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 2,3 + 8423 = 238\,423$ Па. Степень повышения давления в проточной части $\pi_{п.ч}^* = p_{k.p.ч}^* / p_1^* = 238\,423 / 98\,400 = 2,42$. Адиабатное повышение энтальпии в проточной части

$$\begin{aligned} \Delta i_{п.ч}^* &= [k/(k-1)] RT_1^* [\pi_{п.ч}^{*(k-1)/k} - 1] = \\ &= [1,4/(1,4-1)] 289 \cdot 293 [2,42^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 86 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Согласно рис. 3.10 среднее значение коэффициента напора ступени $\psi_{ср} = 0,245$ при $\varphi = 0,47$. При поправке $k_{\psi} = 0,96$ адиабатическая работа ступени $\Delta i_{ср}^* = k_{\psi} \psi_{ср} u_n^{*2} = 0,96 \cdot 0,245 \cdot 249^2 = 14,6$ кДж/кг. Число ступеней компрессора при коэффициенте затраты энергии $\alpha = 1,04$ $X = \alpha \Delta i_{п.ч}^* / \Delta i_{ср}^* = 1,04 \cdot 86 / 14,6 = 6,13$. Принимаем число ступеней $X = 6$ и корректируем окружную скорость u_n , так как полученное расчетом число ступеней X уменьшено на 2%. Окружная скорость увеличивается в

$\sqrt{1,02}$ раза, тогда $u_n = 251$ м/с. Расчетный наружный диаметр ступени I, соответствующий скорости u_n ,

$$D_n = D_1 = \sqrt{4G/[\pi \rho_1^* u_n \varphi (1 - v_1^2)]} = \\ = \sqrt{4 \cdot 2 / [3,14 \cdot 1,15 \cdot 251 \cdot 0,47 (1 - 0,6^2)]} = 0,171 \text{ м,}$$

где $v_1 = 0,6$ — принятый относительный диаметр у корневого сечения лопатки ступени I (втулочное отношение ступени I). Принимаем $D_n = 0,2$ м, тогда втулочное отношение ступени I

$$v_1 = \sqrt{1 - 4G/(\pi \rho_1^* u_n \varphi D_n^2)} = \\ = \sqrt{1 - 4 \cdot 2 / (3,14 \cdot 1,15 \cdot 251 \cdot 0,47 \cdot 0,2^2)} = 0,728.$$

Высота лопатки ступени I $l_1 = 0,5 D_n (1 - v_1) = 0,5 \times 0,2 (1 - 0,728) = 0,0272$ м. При постоянном наружном диаметре облопачивания ориентировочное значение втулочного отношения последней ступени

$$v_6 = \sqrt{1 - 4G/(\pi \rho_6^* \varphi u_n D_n^2)} = \\ = \sqrt{1 - 4 \cdot 2 / (3,14 \cdot 2,05 \cdot 0,47 \cdot 251 \cdot 0,2^2)} = 0,858.$$

Ориентировочная высота лопатки последней ступени $l_6 = 0,5 D_n (1 - v_6) = 0,5 \cdot 0,2 (1 - 0,858) = 0,0142$ м. Частота вращения ротора компрессора $n = 60 u_n / (\pi D_n) = 60 \cdot 251 / (3,14 \cdot 0,2) = 23\,970$ об/мин.

Далее производят подробный поступенчатый расчет проточной части. Этот расчет удобно выполнять в соответствии с данными табл. 3.7. Поправки, учитывающие отклонение относительного радиального зазора \bar{s}_r в средней ступени проектируемого компрессора от величины $\bar{s}_{r, \text{исх}}$ в исходной ступени, $k_{\text{фзл}}$, $k_{\text{нзл}}$ подсчитывают по формулам:

$$k_{\text{фзл}} = \frac{1 - 0,045 \bar{s}_r \sqrt{\theta} / \lambda_{\text{ср}}}{1 - 0,045 (\bar{s}_r \sqrt{\theta} / \lambda)_{\text{исх}}}; \quad k_{\text{нзл}} = \frac{1 - 0,024 \bar{s}_r \sqrt{\theta} / (1 - l_{\text{ср}} / D_n)}{1 - 0,024 [\bar{s}_r \sqrt{\theta} / (1 - l / D_n)]_{\text{исх}}},$$

где λ — удлинение лопатки; $\theta = 0,5$ для выбранной ступени с 50 %-ной степенью реакции. Принимая хорду лопатки $b = 40$ мм, получаем удлинение средней ступени $\lambda_{\text{ср}} = (l_1 + l_6) / 2b = (27,2 + 16,3) / 2 \cdot 40 = 0,54$. Используя данные табл. 3.7, уточняют потери в нагнетательном патрубке $\delta_{\text{р.к}}^* = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 2,05 \times 251^2 \cdot 0,47^2 = 8560$ Па.

Конечное давление воздуха за компрессором $p_k^* = p_{\text{к. п. ч}}^* - \delta_{\text{р.к}}^* = 2,384 \cdot 10^5 - 8560 = 0,230$ МПа.

Адиабатная работа компрессора

$$\Delta i_s = [k / (k - 1)] RT_n^* [(p_k^* / p_n^*)^{(k-1)/k} - 1] = \\ = [1,4 / (1,4 - 1)] 289 \cdot 293 [(0,23 / 0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 80,5 \text{ кДж/кг.}$$

Т а б л и ц а 3.7. Поступенчатый расчет проточной части осевого компрессора $G = 2 \text{ кг/с}$, $n_n = 251 \text{ м/с}$, $D_n = 0,2 \text{ м}$, $k = 1,4$, $R = 289 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, ступень типа К-50-1, $\theta = 0,5$, $(v/D_n)_{\text{исх}} = 0,12$, $(S_r/\lambda)_{\text{исх}} = 0,3$, $d_{\text{исх}} = 0,36 \text{ мм}$, $S_r = 0,4 \text{ мм}$, $b = 40 \text{ мм}$

№ п/п	Определяемая величина	Обозначение, расчетная формула	Ступень					
			I	II	III	IV	V	VI
1	Полное давление перед ступенью, Па	$p \cdot 10^{-5}$	0,984	1,168	1,367	1,575	1,784	1,961
2	Полная температура перед ступенью, К	T^*	293,00	310,20	327,35	343,92	359,93	372,78
3	Плотность перед ступенью, кг/м ³	$\rho^* = p^*/(RT^*)$	1,150	1,289	1,430	1,568	1,699	1,801
4	Объемный расход перед ступенью, м ³ /с	$V = G/\rho^*$	1,74	1,55	1,40	1,27	1,17	1,11
5	Коэффициент расхода	φ — выбран в соответствии с рис. 3.10	0,47					
6	Торцовая площадь перед ступенью, м ²	$F = V/(u_n \varphi)$	0,0147	0,0131	0,0119	0,0108	0,0099	0,0094
7	Втулочное отношение	$v = \sqrt{1 - 4F/(\pi D_n^2)}$	0,728	0,763	0,788	0,809	0,827	0,837
8	Корневой диаметр, м	$d = v D_n$	0,145	0,153	0,158	0,162	0,165	0,167
9	Высота лопатки, мм	$l = 500 D_n (1 - v)$	27,2	23,7	21,2	19,1	17,3	16,3
10	Относительный радиальный зазор, %	$s_r = (s_r/l) 100$	1,47	1,69	1,89	2,09	2,31	2,45
11	Удлинение лопатки	$\lambda = l/b$	0,678	0,592	0,530	0,477	0,432	0,407
12	Относительная подрезка лопатки	$\Delta f = (d - d_{\text{исх}})/D_n$	0,128	0,163	0,188	0,209	0,227	0,237
13	Число M_u	$M_u = u_n/\sqrt{kRT^*}$	0,725	0,704	0,685	0,669	0,654	0,642
14	Коэффициент напора исходный	ψ по φ , M_u — с характерным стик ступени	0,246	0,247	0,249	0,249	0,249	0,249
15	Адиабатный КПД исходный	η_a по φ , M_u — с характерным стик ступени	0,946	0,951	0,952	0,952	0,952	0,952

№ пп	Определяемая величина	Обозначение, расчетная формула	Ступень					
			I	II	III	IV	V	VI
16	Поправка к ψ : на многоступенчатость на \bar{s}_r и λ на подрезку лопатки суммарная Расчетный коэффициент напора Поправка к η_s^* : на многоступенчатость	$k_{\text{ФМ}}$ — для ступени К-50-1 $k_{\text{ФЛ}}$ $k_{\text{ФДГ}}$ — см. кривую 2 на рис. 3.10 $k_{\text{Ф}}$ = $k_{\text{ФМ}} k_{\text{ФЛ}} k_{\text{ФДГ}}$ $\Psi_p = k_{\text{Ф}} \psi$	0,940 1,101	0,917 1,095	0,895 1,055	0,868 1,000	0,837 0,850	0,815 0,840
17	Расчетный коэффициент напора		0,972	0,943	0,887	0,816	0,668	0,643
18	Поправка к η_s^* : на многоступенчатость	$k_{\text{ПМ}}$ — по данным для ступени К-50-1	0,239	0,232	0,220	0,203	0,166	0,160
19	Поправка к η_s^* : на многоступенчатость	$k_{\text{ПМ}}$ — по данным для ступени К-50-1	0,983	0,979	0,976	0,972	0,969	0,966
20	Адиабатное повышение температуры, К	$k_{\text{ПДЛ}}$ см. кривую на рис. 3.10 $k_{\eta} = k_{\text{ПМ}} k_{\text{ПДЛ}} k_{\eta \Delta r}$ $\eta_{\text{сп}}^* = k_{\eta} \eta_s^*$	0,935 0,905	0,91 0,877	0,895 0,86	0,88 0,842	0,85 0,811	0,84 0,799
21	Степень повышения давления	$\Delta T_s^* = [(k - 1)/k] u_{\text{н}}^2 \Psi_p / R$	0,856	0,834	0,818	0,801	0,772	0,761
22	Повышение полного давления, Па	$\Delta p^* 10^{-5} = p^* (\eta_{\text{к}}^* - 1) 10^{-5}$	14,73	14,3	13,56	12,56	10,23	9,86
23	Повышение полной температуры, К	$\Delta T_s^* = \Delta T_s^* / \eta_{\text{сп}}^*$	1,187	1,171	1,152	1,133	1,103	1,095
24	Полное давление за ступенью, Па	$T_s^* 10^{-5} = (p^* + \Delta p^*) 10^{-5}$	0,184	0,199	0,208	0,209	0,183	0,186
25	Полная температура за ступенью, К	$T_s^* = T^* + \Delta T_s^*$	17,2	17,15	16,57	15,61	13,95	12,95
			1,168	1,367	1,575	1,784	1,961	2,147
			310,2	327,35	343,92	359,53	372,78	385,7

Действительная удельная работа компрессора $\Delta i^* = [k/(k - 1)] R \sum \Delta T^* = [1,4/(1,4 - 1)] 289 \cdot 92,7 = 94,74$ кДж/кг. Адиабатный КПД компрессора $\eta_c = \Delta i_s/\Delta i = 80,5/94,74 = 0,85$. Внутренняя мощность компрессора $N_t = G \Delta i = 2 \cdot 94,74 = 190$ кВт.

3.3. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Газовая детандерная холодильная машина обычно представляет собой комбинацию компрессора, расширительной машины, теплообменников, холодильной камеры и системы управления. В качестве расширительных машин можно применять радиальные, осевые, винтовые, поршневые и другие детандерные агрегаты.

Радиальные турбодетандеры позволяют получить в одной ступени большую степень расширения, чем осевые. Различают два типа рабочих колес таких турбодетандеров (рис. 3.11).

Колеса радиального типа выполняют так, что поток газа при входе и выходе движется в радиальном направлении. Поворот потока из радиального направления в осевое осуществляется после выхода из межлопаточных каналов колеса в радиально-осевом кольцевом канале, не имеющем лопаток. Рабочие колеса радиального типа выполняют обычно закрытыми с покрывающими дисками, в нижней части которых устанавливают лабиринтное уплотнение.

В колесах радиально-осевого типа при входе поток имеет радиальное направление, а при выходе — осевое. Поворот потока происходит в межлопаточных каналах колеса. Выходные части лопаток колеса образуют выходной вращающийся направляющий аппарат. Они специально профилируются так, что выходные лопаточные углы $\beta_{ал}$ изменяются вдоль радиуса для обеспечения осевого направления потока по всему сечению на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении. Радиально-осевые рабочие колеса, как правило, выполняют полукрытыми.

В осевых турбодетандерах газ движется в осевом направлении. Ступень осевого детандера включает венец направляющих лопаток и венец рабочих лопаток. Лопатки обоих венцов имеют переменный профиль по высоте. У осевых детандеров КПД более высокие, чем у радиальных.

Для расчета детандера необходимо знать: рабочее вещество, его относительную влажность, начальные давления и температуру торможения, статическое (или торможения) конечное давление, массовый расход рабочего вещества через детандер, частоту вращения ротора детандера.

Пр и м е р 1. Расчет радиального детандера воздушной холодильной машины, работающей по разомкнутому нерегенеративному циклу.

Исходные данные, полученные при расчете термодинамического цикла газовой холодильной машины (см. параграф 1.5)

Массовый расход воздуха через детандер G , кг/с	3,96
Начальное давление торможения перед детандером p_n^* , Па	400 000
Начальная температура торможения T_n^* , К	293
При входе в детандер:	
относительная влажность воздуха φ_n	1
газовая постоянная влажного воздуха R , Дж/(кг·К)	288
теплоемкость при постоянном давлении влажного воздуха c_p , Дж/(кг·К)	1 007
Статическое давление после детандера p_n , Па	109 500
Угловая скорость ротора детандера ω_d , рад/с	2 310

Процесс расширения воздуха в детандере с выходным диффузором показан на рис. 3.12.

Для расчета выбирается реактивный детандер с полуоткрытым рабочим колесом радиально-осевого типа. Схема детандера приведена в нижней половине рис. 3.11. Входной патрубков осесимметричный с кольцевым входным сечением.

Входной патрубок детандера. 1. Скорость потока при входе во входной патрубок принимается $c_n = 20$ м/с. Обычно $c_n = 10 \div 40$ м/с.

2. Конфузорность потока во входном патрубке $K_{n-0} = c_0/c_n = 2$. Можно принимать $K_{n-0} = 1 \div 4$ в зависимости от конструкции патрубка и условий работы.

3. Скорость потока при выходе из входного патрубка $c_0 = c_n K_{n-0} = 20 \cdot 2 = 40$ м/с.

4. Статическая температура при входе в патрубок

$$T_n = T_n^* - \frac{c_n^2}{2c_p} = 293 - \frac{20^2}{2 \cdot 1007} = 292,8 \text{ К.}$$

5. Статическое давление при входе в патрубок

$$p_n = p_n^* \left(\frac{T_n}{T_n^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 400\,000 \left(\frac{292,8}{293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 399\,045 \text{ Па.}$$

При T_n/T_n^* , близких к единице, допускается использовать приближенную формулу

$$p_n = p_n^* \left(1 - \frac{k}{k-1} \frac{\Delta T_n}{T_n^*} \right), \quad (3.2)$$

где $\Delta T_n = T_n^* - T_n$.

Формулу (3.2) можно применять и в пп. 11 и 12.

6. Статическая температура при выходе из патрубка

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_0^2}{2c_p} = 293 - \frac{40^2}{2 \cdot 1007} = 292,2 \text{ К.}$$

7. Коэффициент потерь входного патрубка принимается (или определяется по данным эксперимента): $\zeta_{n-0} = 0,8$. Коэффициент потерь обычно изменяется в пределах $\zeta_{n-0} = 0,5 \div 2$.

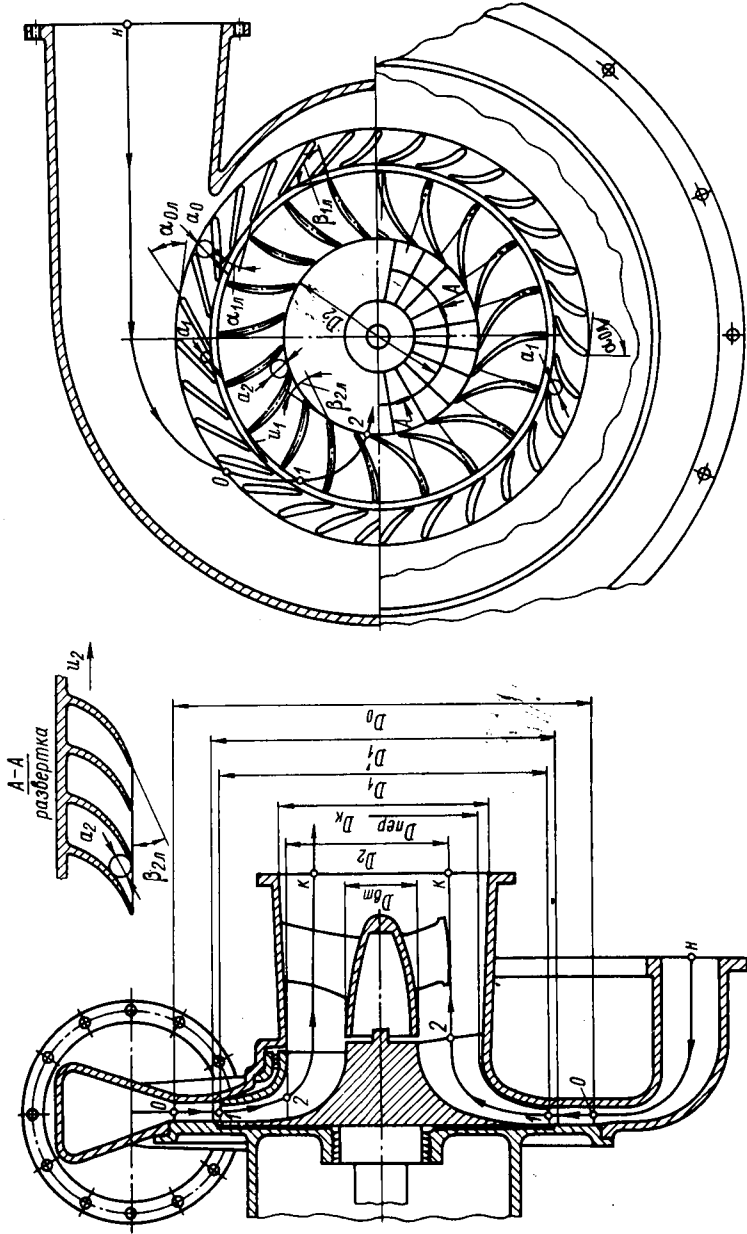


Рис. 3.11. Схема турбодетандера холодильной машины: верхняя половина — с закрытыми радиальными колесом; нижняя — с полуоткрытым радиально-осевым колесом;
 D — диаметры характерных сечений ступени, индекс 0, 1, 2, к соответствующим обозначению сечения на чертеже; $D_1 = (1,02 \div 1,05) D_0$ — диаметр при выходе из соплового аппарата; α_1 и β_1 — лопаточные углы соплового аппарата и рабочего колеса в характерных сечениях ступени, обозначенных индексами $\alpha_{1,1}$, $\beta_{1,1}$ и т. п.; α_2 , β_2 — диаметры окружностей, вписанных в межлопаточные каналы, в характерных сечениях (α_0 , α_1 и т. п.)

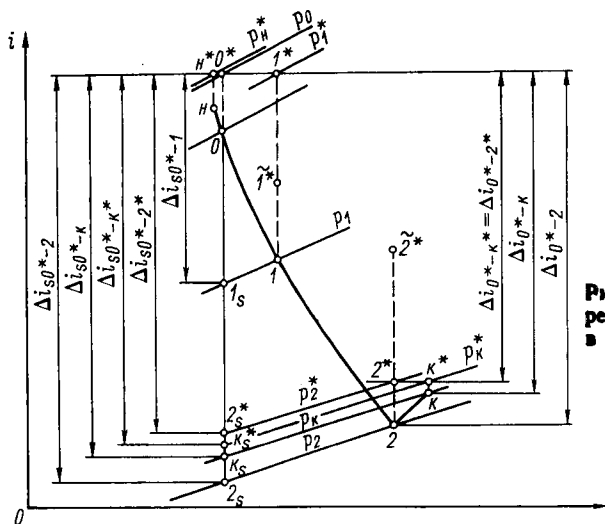


Рис. 3.12. Процесс расширения воздуха в детандере в $s-i$ диаграмме

8. Удельная работа, потерянная в патрубке,

$$l_{r\ n-0} = \zeta_{n-0} c_0^2 / 2 = 0,8 \cdot 40^2 / 2 = 640 \text{ Дж/кг.}$$

9. Число политропы расширения воздуха во входном патрубке

$$\begin{aligned} \sigma_{n-0} &= \frac{n_{n-0}}{n_{n-0} - 1} = \frac{k}{k - 1} + \frac{l_{r\ n-0}}{R(T_n - T_0)} = \\ &= \frac{1,4}{1,4 - 1} + \frac{640}{288(292,8 - 292,2)} = 7,2. \end{aligned}$$

10. Показатель политропы расширения

$$n_{n-0} = \frac{\sigma_{n-0}}{\sigma_{n-0} - 1} = \frac{7,2}{7,2 - 1} = 1,161.$$

Должно быть $n_{n-0} < k$.

11. Статическое давление при выходе из патрубка

$$p_0 = p_n (T_0/T_n)^{\sigma_{n-0}} = 399\ 045 (292,2/292,8)^{7,2} = 393\ 195 \text{ Па.}$$

12. Давление торможения при выходе из патрубка

$$p_0^* = p_0 (T_0^*/T_0)^{\frac{k}{k-1}} = 393\ 195 (293/292,2)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 396\ 976 \text{ Па.}$$

13. Коэффициент сохранения давления торможения во входном патрубке $\Delta_{n-0} = p_0^*/p_n^* = 396\ 976/400\ 000 = 0,992$.

Основные параметры детандера. 14. Статическое давление воздуха при выходе из рабочего колеса детандера (принимается и впоследствии проверяется) $p_2 = 0,93 p_n = 0,93 \cdot 109\ 500 = 101\ 835 \text{ Па}$. Для ступени детандера с выходным диффузором предварительно можно принять $p_2 = (0,9 \div 0,98) p_n$. Для ступени без выходного диффузора $p_2 = p_n$.

15. Отношение давлений в детандере

$$\pi = p_0^*/p_2 = 396\,976/101\,835 = 3,898.$$

16. Изобэнтропный перепад энтальпий в детандере $\Delta i_{s_{0^* \cdot 2}} = i_0^* - i_2 = c_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\frac{k-1}{\pi^k}}\right) = 1007 \cdot 293 \left(1 - \frac{1}{\frac{3,898^{1,4}}{1,4}}\right) = 95\,026$ Дж/кг.

Изобэнтропный перепад энтальпий равен удельной работе изобэнтропного расширения воздуха в детандере: $\Delta i_{s_{0^* \cdot 2}} = l_{s_{0^* \cdot 2}}$.

17. Степень реактивности детандера принимается $\rho = 0,56$. В радиальных детандерах $\rho = 0,4 \div 0,8$.

18. Изобэнтропный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{s_{0^* \cdot 1}} = \Delta i_{s_{0^* \cdot 2}}(1 - \rho) = 95\,026(1 - 0,56) = 41\,811 \text{ Дж/кг.}$$

19. Коэффициент скорости соплового аппарата принимается $\varphi = 0,98$. Обычно $\varphi = c_1/c_{1s} = 0,97 \div 0,99$.

20. Действительный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{0^* \cdot 1} = \Delta i_{s_{0^* \cdot 1}} \varphi^2 = 41\,811 \cdot 0,98^2 = 40\,155 \text{ Дж/кг.}$$

21. Абсолютная скорость воздуха при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \sqrt{2 \Delta i_{0^* \cdot 1}} = \sqrt{2 \cdot 40\,155} = 283 \text{ м/с.}$$

22. Статическая температура воздуха при выходе из соплового аппарата

$$T_1 = T_0^* - \frac{\Delta i_{0^* \cdot 1}}{c_p} = 293 - \frac{40\,155}{1007} = 253,1 \text{ К}$$

23. Скорость звука

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1,4 \cdot 288 \cdot 253,1} = 319 \text{ м/с.}$$

24. Число Маха по абсолютной скорости при выходе из соплового аппарата $M_{c_1} = c_1/a_1 = 283/319 = 0,887$. Должно быть $M_{c_1} < 1,15$.

Если $M_{c_1} > 1,15$, то следует несколько увеличить степень реактивности ρ .

25. Угол потока при выходе из соплового аппарата принимается $\alpha_1 = 14^\circ$. Обычно $\alpha_1 = 12 \div 30^\circ$.

26. Условная скорость изобэнтропного истечения, соответствующая изобэнтропному перепаду энтальпий в детандере,

$$c_s = \sqrt{2 \Delta i_{s_{0^* \cdot 2}}} = \sqrt{2 \cdot 95\,026} = 436 \text{ м/с.}$$

27. Относительная окружная скорость принимается $u_1/c_s = 0,63$. Для центростремительных детандеров $u_1/c_s = 0,6 \div 0,9$, причем бóльшие значения соответствуют бóльшим степеням реактивности ρ .

28. Окружная скорость при входе в рабочее колесо

$$u_1 = c_s \frac{u_1}{c_s} = 436 \cdot 0,63 = 275 \text{ м/с.}$$

29. Угол потока при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_1 = \arctg \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{u_1}{c_1 \sin \alpha_1}} =$$

$$= \arctg \frac{1}{4,011 - \frac{275}{283 \cdot 0,2419}} = \arctg (-175,02) = 180 - 89,7 = 90,3^\circ.$$

В центростремительных детандерах с радиальными лопатками должно быть $\beta_1 = 83 \div 93^\circ$. Допускается предварительно задаться значением угла β_1 и определить окружную скорость u_1 из выражения

$$u_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 - 1}{\operatorname{tg} \beta_1} c_1 \sin \alpha_1.$$

Если $\beta_1 = 90^\circ$, то это выражение упрощается: $u_1 = c_1 \cos \alpha_1$. После этого находят величину u_1/c_s , которая должна быть в пределах, указанных в п. 27.

30. Скорость потока при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$w_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 283 \frac{0,2419}{0,9999} = 68,5 \text{ м/с.}$$

31. Число Маха при входе в рабочее колесо в относительном движении $M_{w_1} = w_1/a_1 = 68,5/319 = 0,215$. Должно быть $M_{w_1} \ll 0,80 \div 0,85$.

32. Температура торможения при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$\tilde{T}_1 = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = 253,1 + \frac{68,5^2}{2 \cdot 1007} = 255,4 \text{ К.}$$

33. Давление воздуха при выходе из соплового аппарата и входе в рабочее колесо

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{\Delta i_{s,0-1}}{c_p T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 396 \, 976 \left(1 - \frac{41 \, 811}{1007 \cdot 293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} =$$

$$= 232 \, 535 \text{ Па.}$$

34. Изознтронный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{s,1-2} = c_p T_1 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] + \frac{w_1^2}{2} = 1007 \cdot 253,1 \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{232 \, 535}{101 \, 835} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right] + \frac{68,5^2}{2} = 53 \, 561 + 2346 = 55 \, 907 \text{ Дж/кг.}$$

35. Коэффициент скорости рабочего колеса $\psi = 0,88$. Обычно принимают: $\psi = 0,8 \div 0,9$ — для крупных и средних детандеров; $\psi = 0,7 \div 0,8$ — для малых детандеров с $D_1 < 0,1$ м.

36. Действительный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{\tilde{\Gamma} \cdot 2} = \Delta i_{\tilde{\Gamma} \cdot 2} \psi^2 = 55\,907 \cdot 0,88^2 = 43\,294 \text{ Дж/кг.}$$

37. Коэффициент радиальности детандера принимается $\mu = u_2/u_1 = 0,45$. Обычно $\mu = 0,3 \div 0,5$. Наивысшие значения КПД детандеров обычно соответствуют $\mu = 0,38 \div 0,45$.

38. Окружная скорость рабочего колеса при выходе потока $u_2 = \mu u_1 = 0,45 \cdot 275 = 124$ м/с.

39. Скорость потока при выходе из рабочего колеса в относительном движении

$$\omega_2 = \sqrt{2 \Delta i_{\tilde{\Gamma} \cdot 2} - (u_1^2 - u_2^2)} = \sqrt{2 \cdot 43\,294 - (275^2 - 124^2)} = 162 \text{ м/с.}$$

Желательно, чтобы $\omega_2 = (1,06 \div 1,42) u_2$. Если $\omega_2 < 1,06 u_2$, то следует увеличить ρ . При $\omega_2 > 1,42 u_2$ требуется уменьшить ρ .

40. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении принимается $\alpha_2 = 90^\circ$. Во избежание больших потерь в последующих элементах проточной части желательно, чтобы закрутка потока при выходе из колеса в абсолютном движении была минимальной, т. е. чтобы $\alpha_2 \approx 90^\circ$; обычно $85 \leq \alpha_2 \leq 95^\circ$.

41. Угол потока при выходе из рабочего колеса в относительном движении (принимается и косвенным образом проверяется в п. 42) $\beta_2 = 40^\circ$. Обычно $\beta_2 = 20 \div 45^\circ$. При $\alpha = 90^\circ$ можно пользоваться формулой $\beta_2 = \arccos(u_2/\omega_2)$.

42. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении $\alpha_2 = \arctg \frac{1}{\text{ctg } \beta_2 - \frac{u_2}{\omega_2 \sin \beta_2}} = \arctg \frac{1}{1,1918 - \frac{124}{162 \cdot 0,6428}} = \arctg 978,28 = 89,94^\circ$.

Если полученное значение α_2 не совпадает с принятым в п. 40, следует изменить β_2 и продолжить расчет до совпадения расчетного α_2 с заданным.

43. Скорость потока при выходе из колеса в абсолютном движении $c_2 = \omega_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = 162 \frac{0,6428}{0,9999} = 104$ м/с.

44. Статическая температура воздуха при выходе из рабочего

$$T_2 = \tilde{T}_1 - \frac{\Delta i_{\tilde{\Gamma} \cdot 2}}{c_p} = 255,4 - \frac{43\,294}{1007} = 212,4 \text{ К.}$$

45. Температура торможения при выходе из рабочего колеса

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = 212,4 + \frac{104^2}{2 \cdot 1007} = 217,8 \text{ К.}$$

46. Скорость звука

$$a = \sqrt{kRT_2} = \sqrt{1,4 \cdot 288 \cdot 212,4} = 293 \text{ м/с.}$$

47. Число Маха по абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса $M_{c_2} = c_2/a_2 = 104/293 = 0,355$. Должно быть $M_{c_2} < 0,75 \div 0,85$.

48. Диаметр при входе в рабочее колесо $D_1 = 2u_1/\omega_d = 2 \times \times 275/2310 = 0,238$ м.

49. Удельный объем воздуха при входе в колесо $v_1 = RT_1/p_1 = = 288 \cdot 253,1/232 \ 535 = 0,313$ м³/кг.

50. Ширина входной кромки лопатки рабочего колеса

$$b_1 = Gv_1/(\pi D_1 c_1 \sin \alpha_1) = 3,96 \cdot 0,313/(\pi \cdot 0,238 \cdot 283 \cdot 0,2419) = = 0,0242 \text{ м.}$$

51. Относительная ширина входной кромки лопатки рабочего колеса $b_1 = b_1/D_1 = 0,0242/0,238 = 0,102$. Обычно $b_1 = 0,02 \div 0,14$.

52. Удельный объем газа при выходе из рабочего колеса $v_2 = = RT_2/p_2 = 288 \cdot 212,4/101 \ 835 = 0,601$ м³/кг.

53. Средний диаметр при выходе из рабочего колеса $D_2 = = \mu D_1 = 0,45 \cdot 0,238 = 0,107$ м.

54. Ширина выходной кромки лопатки рабочего колеса

$$b_2 = Gv_2/(\pi D_2 \omega_2 \sin \beta_2) = 3,96 \cdot 0,601/(\pi \cdot 0,107 \cdot 162 \cdot 0,6428) = = 0,068 \text{ м.}$$

55. Относительная ширина выходной кромки лопатки рабочего колеса $b_2 = b_2/D_1 = 0,068/0,238 = 0,286$. Должно быть $b_2 = 0,1 \div 0,3$.

56. Действительный перепад энтальпий в ступени

$$\begin{aligned} \Delta i_{0 \cdot 2} &= \Delta i_{0 \cdot 1} + \Delta i_{1 \cdot 2} - \frac{w_1^2}{2} = \\ &= 40 \ 155 + 43 \ 294 - \frac{68,5^2}{2} = 81 \ 103 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Проверка:

$$\Delta i_{0 \cdot 2} = c_p (T_0^* - T_2) = 1007 (293 - 212,4) = 81 \ 164 \text{ Дж/кг.}$$

Если расчет выполнен правильно, то полученные значения отличаются не более чем на 0,5 %.

57. Изэнтропный КПД детандера без диффузора $\eta_s = = \Delta i_{0 \cdot 2}/\Delta i_{s \ 0 \cdot 2} = 81 \ 103/95 \ 026 = 0,853$.

58. Удельная работа ступени на окружности колеса

$$\begin{aligned} \Delta i_{0 \cdot 2^*} &= c_1 u_1 \cos \alpha_1 + c_2 u_2 \cos \alpha_2 = \\ &= 283 \cdot 275 \cdot 0,9703 + 104 \cdot 124 \cdot 0,001 = 75 \ 526 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Проверка:

$$\Delta i_{0 \cdot 2^*} = \Delta i_{0 \cdot 2} - \frac{c_2^2}{2} = 81 \ 103 - \frac{104^2}{2} = 75 \ 695 \text{ Дж/кг.}$$

Полученные значения должны отличаться не более чем на 0,5 %.

59. Мощностной КПД детандера без диффузора

$$\eta_p = \Delta i_{0 \cdot 2 \cdot} / \Delta i_{s, 0 \cdot 2 \cdot} = 75\,526 / 95\,026 = 0,795.$$

60. Температура торможения за рабочим колесом в абсолютном движении

$$T_2^* = T_0^* - \frac{\Delta i_{0 \cdot 2 \cdot}}{c_p} = 293 - \frac{75\,526}{1007} = 218 \text{ К.}$$

Полученное значение должно отличаться от найденного в п. 45 не более чем на 0,2 %.

61. Утечка газа через уплотнения $G_{ут} = \beta_{пр} G = 0,015 \cdot 3,96 = 0,0594$ кг/с. Можно принимать $\beta_{пр} = 0,01 \div 0,03$.

62. Мощность детандера $N = (G - G_{ут}) \Delta i_{0 \cdot 2 \cdot} = (3,96 - 0,0594) 75\,526 = 294\,600$ Вт = 294,6 кВт.

63. Механический КПД, учитывающий мощность трения диска, принимается $\eta_m = 0,98$. Обычно $\eta_m = 0,97 \div 0,99$.

64. Эффективная мощность детандера $N_e = N \eta_m = 294,6 \times 0,98 = 288,7$ кВт.

65. Давление торможения при выходе из рабочего колеса в абсолютном движении $p_2^* = p_2 (T_2^*/T_2)^{\frac{k}{k-1}} = 101\,835 \left(\frac{217,8}{212,4} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 111\,188$ Па.

66. Скорость воздуха при выходе из диффузора принимается $c_k = 30$ м/с. Обычно $c_k = 20 \div 50$ м/с.

67. Действительный перепад энтальпий в диффузоре

$$\Delta i_{2-k} = i_k - i_2 = \frac{c_2^2 - c_k^2}{2} = \frac{104^2 - 30^2}{2} = 4958 \text{ Дж/кг.}$$

68. Коэффициент потерь диффузора принимается $\zeta_{2-k} = 0,15$. Обычно $\zeta_{2-k} = 0,05 \div 0,5$.

69. Удельная работа, потерянная в диффузоре,

$$l_{r\,2-k} = \zeta_{2-k} \frac{c_2^2}{2} = 0,15 \frac{104^2}{2} = 811 \text{ Дж/кг.}$$

70. Статическая температура воздуха при выходе из диффузора

$$T_k = T_2^* - \frac{c_k^2}{2c_p} = 218 - \frac{30^2}{2 \cdot 1007} = 217,6 \text{ К.}$$

71. Число политропы сжатия воздуха в диффузоре

$$\begin{aligned} \sigma_{2-k} &= \frac{n_{2-k}}{n_{2-k} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{l_{r\,2-k}}{R(T_k - T_2)} = \\ &= \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{811}{288(217,6 - 212,4)} = 2,96. \end{aligned}$$

Если $\sigma_{2-k} < 0$, то следует либо взять диффузор с меньшим ζ_{2-k} , либо отказаться от применения диффузора.

72. Показатель политропы сжатия

$$n_{2-k} = \frac{\sigma_{2-k}}{\sigma_{2-k} - 1} = \frac{2,96}{2,96 - 1} = 1,51.$$

Должно быть $n_{2-k} > k$.

73. Статическое давление при выходе из диффузора

$$p_k = p_2 (T_k/T_2)^{\sigma_{2-k}} = 101\,835 (217,6/212,4)^{2,96} = 109\,393 \text{ Па.}$$

Полученное значение p_k сравнивают с заданным в исходных данных. При разнице свыше 3 % в п. 14 изменяют p_2 и расчет повторяют.

74. Давление торможения при выходе из диффузора

$$p_k^* = p_k (T_k^*/T_k)^{\frac{k}{k-1}} = 109\,393 (218/217,6)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 110\,098 \text{ Па.}$$

75. Удельный объем воздуха при выходе из диффузора $v_k = RT_k/p_k = 288 \cdot 217,6/109\,393 = 0,573 \text{ м}^3/\text{кг}$.

76. Площадь выходного сечения диффузора $F_k = Gv_k/c_k = 3,96 \cdot 0,573/30 = 0,0756 \text{ м}^2$.

77. Диаметр выходного сечения диффузора

$$D_k = \sqrt{4F_k/\pi} = \sqrt{4 \cdot 0,0756/\pi} = 0,310 \text{ м.}$$

78. Отношение давлений в детандере с диффузором (степень расширения) $\pi_d = p_k^*/p_k^* = 400\,000/109\,393 = 3,66$.

79. Изэнтропный перепад энтальпий в детандере с диффузором

$$\begin{aligned} \Delta i_{s0 \cdot k} &= c_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_d^{\frac{k}{k-1}}} \right) = \\ &= 1007 \cdot 293 \left(1 - \frac{1}{3,66^{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right) = 91\,393 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

80. Мощностной КПД детандера с диффузором $\eta_{тд} = \Delta i_{0 \cdot 2} / \Delta i_{s0 \cdot k} = 75\,526/91\,393 = 0,826$.

81. Действительный перепад энтальпий в детандере с диффузором $\Delta i_{0 \cdot k} = \Delta i_{0 \cdot 2} - \Delta i_{2-k} = 81\,103 - 4958 = 76\,145 \text{ Дж/кг}$.

82. Изэнтропный КПД детандера с диффузором (см. рис. 3.12) $\eta_{sд} = \Delta i_{0 \cdot k} / \Delta i_{s0 \cdot k} = 76\,145/91\,393 = 0,833$.

83. Давление насыщения водяного пара, соответствующее температуре T_n^* , $p_{\omega n}^* = 2340 \text{ Па}$.

84. Парциальное давление водяного пара в воздухе, входящем в детандер, $p_{\omega n} = p_{\omega n}^* \varphi_n = 1 \cdot 2340 = 2340 \text{ Па}$.

85. Влажосодержание воздуха, входящего в детандер,

$$d_n = 0,622 \frac{p_{\omega n}}{p_n^* - p_{\omega n}} = 0,622 \frac{2340}{400\,000 - 2340} = 0,00366 \text{ кг/кг.}$$

86. Действительная температура торможения воздуха при выходе из детандера с учетом выделения теплоты конденсации водяных паров в процессе расширения (принимается и потом проверяется)

$$T_k^* = T_n^* - \Delta T_k^* = 218 + 10 = 228 \text{ К } (-45^\circ \text{С}).$$

В зависимости от влажности воздуха при входе и отношения давлений в детандере можно принять $\Delta T_k^* = 2 \div 20 \text{ К}$.

87. Давление насыщения водяного пара, соответствующее температуре T_k^* , $p_{\text{шк}}^* = 7,24 \text{ Па}$.

88. Влагосодержание насыщенного воздуха при температуре T_n^*

$$d_n = 0,622 \frac{p_{\text{шк}}^*}{p_k^* - p_{\text{шк}}^*} = 0,622 \frac{7,24}{110\,098 - 7,24} = 0,00004 \text{ кг/кг}.$$

89. Масса влаги, выпавшей в процессе расширения влажного воздуха в детандере

$$\begin{aligned} \Delta G_w &= G_{\text{шн}} - G_{\text{шк}} = \frac{G}{1 + d_n} (d_n - d_k) = \\ &= \frac{3,96}{1 + 0,00366} (0,00366 - 0,00004) = 0,014 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

90. Массовый расход влажного воздуха при выходе из детандера

$$G' = G - \Delta G_w = 3,96 - 0,014 = 3,946 \text{ кг/с}.$$

91. Массовый расход сухого воздуха через детандер

$$G_{\text{с. в}} = \frac{G}{1 + d_n} = \frac{3,96}{1 + 0,00366} = 3,9456 \text{ кг/с}.$$

92. Теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении ($R_{\text{с. в}} = 287 \text{ Дж (кг} \cdot \text{К)}$, $k_{\text{с. в}} = 1,4$)

$$c_{p \text{ с. в}} = \frac{k_{\text{с. в}}}{k_{\text{с. в}} - 1} R_{\text{с. в}} = \frac{1,4}{1,4 - 1} 287 = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

93. Энтальпия влажного воздуха при входе в детандер в предположении, что воздух не несет с собой капельной влаги,

$$\begin{aligned} i_n^* &= c_{p \text{ с. в}} i_n^* + (r_0 + 1930 t_n^*) d_n = \\ &= 1005 \cdot 20 + (2,5 \cdot 10^6 + 1930 \cdot 20) 0,00366 = 29\,391 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

94. Энтальпия влажного воздуха при выходе из детандера

$$i_k^* = i_n^* - \Delta i_{0 \cdot \text{к}^*} = 29\,391 - 75\,526 = -46\,135 \text{ Дж/кг}.$$

95. Действительная температура торможения влажного воздуха при выходе из детандера в предположении, что вся выпавшая влага превратилась в лед,

$$\begin{aligned}
 t_k^{\circ} &= \frac{i_k^{\circ} - d_k r_0 + 335 \cdot 10^3 (d_n - d_k)}{c_p \text{ с. в} + 1930 d_n + 2090 (d_n - d_k)} = \\
 &= \frac{-46\,135 - 0,00004 \cdot 2,5 \cdot 10^6 + 335 \cdot 10^3 (0,00366 - 0,00004)}{1005 + 1930 \cdot 0,00004 + 2090 (0,00366 - 0,00004)} = \\
 &= \frac{-45\,022,3}{1012,6} = -44,46^{\circ}\text{C} = 228,54 \text{ К.}
 \end{aligned}$$

В пп. 93—95 энтальпия отсчитывается от $i = 0$ при нулевой температуре и поэтому может быть отрицательной. Температура подставляется в градусах Цельсия с соответствующим знаком.

Температура воздуха, полученная в п. 95, сравнивается с данной в п. 86. Если различие в температурах не влияет на влагосодержание d_k (п. 88), как это имеет место в рассматриваемом примере, повторного пересчета можно не делать.

96. Условный изэнтропный КПД по температурам

$$\eta_{усл} = \frac{T_0^{\circ} - T_k^{\circ}}{T_0^{\circ} - T_{кс}} = \frac{c_p (T_0^{\circ} - T_k^{\circ})}{\Delta i_{s, 0^{\circ}-k}} = \frac{1007 (293 - 228,5)}{91\,393} = 0,711.$$

Газодинамический расчет детандера с закрытым радиальным колесом, приведенного в верхней половине рис. 3.11, в основном не отличается от выполненного.

Пр и м е р 2. Расчет осевого детандера воздушной холодильной машины, работающей по замкнутому регенеративному циклу.

Исходные данные

Массовый расход воздуха через детандер G , кг/с	2,35
Степень расширения по заторможенным параметрам π^*	2,32
Полная начальная температура воздуха перед детандером T_0° , К	223
Полное начальное давление воздуха перед детандером p_0° , МПа	0,27
Угловая скорость ротора ω , рад/с	417

Принятые величины

Коэффициент скорости на лопатках:	
соплового аппарата φ	0,965
рабочего колеса ψ	0,95

Расчет проводится по среднему диаметру колеса (рис. 3.13). При расчете осевого детандера важно правильно выбрать отношение $D_{ср}/l$ среднего диаметра ступени к высоте лопатки. Обычно оно составляет 5—6. При этом угол поворота потока становится не очень большим и течение потока по всей высоте лопатки происходит с дозвуковыми скоростями. Этому также способствует правильный выбор степени реакции детандера. Обычно на среднем диаметре $\rho = 0,4 \div 0,6$. Принятая в расчете степень реакции $\rho = 0,48$. В расчете принято, что расширяемая среда — сухой

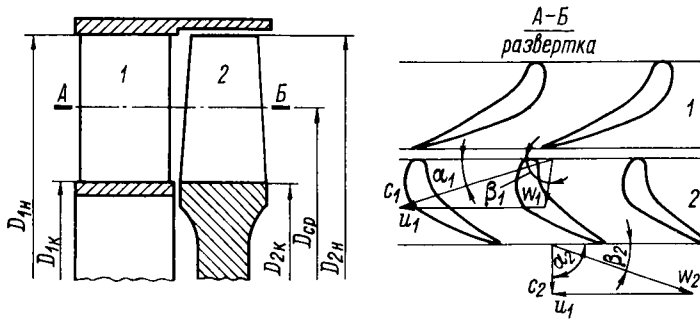


Рис. 3.13. Схема проточной части и треугольники скоростей осевого детандера:

1 — направляющая лопатка; 2 — лопатка рабочего колеса

воздух, так как при температуре 223 К водяных паров в воздухе содержится незначительно и тепловлажностные процессы не влияют на характер расширения. Процесс расширения воздуха в детандере показан на рис. 3.12.

Принимается степень понижения давления по статическому давлению за детандером $\pi = 2,46$. Это значение проверяется в конце расчета [49].

Располагаемый изоэнтروпный перепад энтальпий в детандере $\Delta i_{s,0\cdot 2} = c_p T_0^* [1 - 1/\pi^{(\kappa-1)/\kappa}] = 1003 \cdot 223 [1 - 1/2,46^{(1,4-1)/1,4}] = 50\,700$ Дж/кг, где $c_p = 1003$ Дж/(кг·К) — теплоемкость сухого воздуха.

Изоэнтропный перепад энтальпий по параметрам торможения

$$\begin{aligned} \Delta i_{s,0\cdot 2*} &= c_p T_0^* [1 - 1/\pi^{(\kappa-1)/\kappa}] = \\ &= 1003 \cdot 223 [1 - 1/2,32^{(1,4-1)/1,4}] = 48\,000 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Изоэнтропный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{s,0\cdot 1} = \Delta i_{s,0\cdot 2} (1 - \rho) = 50\,700 (1 - 0,48) = 26\,400 \text{ Дж/кг.}$$

Абсолютная скорость воздуха при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta i_{s,0\cdot 1}} = 0,965 \sqrt{2 \cdot 26\,400} = 221,7 \text{ м/с.}$$

Потери теплоперепада в сопловом аппарате

$$\Delta i_{c, a} = (1 - \varphi^2) \Delta i_{s,0\cdot 1} = (1 - 0,965^2) 26\,400 = 1818 \text{ Дж/кг.}$$

Параметры воздуха на выходе из соплового аппарата: адиабатическая температура

$$T_{1s} = T_0^* - \Delta i_{s,0\cdot 1}/c_p = 223 - 26\,400/1003 = 196,7 \text{ К;}$$

действительная температура

$$T_1 = T_{1s} + \Delta i_{c, a}/c_p = 196,7 + 1818/1003 = 198,6 \text{ К;}$$

статическое давление

$$p_1 = p_0^* (T_{1s}/T_0^*)^{k/(k-1)} = 0,270 (196,7/233)^{1,4/(1,4-1)} = 0,174 \text{ МПа};$$

удельный объем

$$v_1 = RT_1/p_1 = 287 \cdot 198,6/174\,000 = 0,328 \text{ м}^3/\text{кг},$$

где газовая постоянная для воздуха $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости воздуха на выходе из соплового аппарата:

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 221,7 \sin 15^\circ = 57,4 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 221,7 \cos 15^\circ = 214,2 \text{ м/с};$$

где $\alpha_1 = 15^\circ$ — угол выхода потока из соплового аппарата; обычно $\alpha_1 = 14 \div 20^\circ$.

Окружная скорость при входе в рабочее колесо $u_1 = (u_1/c_1) c_1 = 0,942 \cdot 221,7 = 208,8 \text{ м/с}$, где $u_1/c_1 = 0,942$ — относительная окружная скорость. Для осевого детандера $u_1/c_1 = 0,94 \div 0,97$, причем большие значения соответствуют большим ρ .

Средний диаметр турбины $D_{\text{ср}} = u_1/(\pi\omega) = 208,8/(3,14 \times 417) = 0,16 \text{ м}$.

Площадь проходного сечения на выходе из соплового аппарата в плоскости вращения находится из уравнения неразрывности потока $F_1 = Gv_1/c_{1a} = 2,35 \cdot 0,328/57,4 = 0,0134 \text{ м}^2$.

Высота сопловой лопатки $l_1 = F_1/(\pi D_{\text{ср}}) = 0,0134/(3,14 \times 0,16) = 0,027 \text{ м}$.

Корневой диаметр соплового аппарата $D_{1\kappa} = D_{\text{ср}} - l_1 = 0,16 - 0,027 = 0,133 \text{ м}$.

Окружная составляющая относительной скорости воздуха при входе на лопатки рабочего колеса $w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 214,2 - 208,8 = 5,4 \text{ м/с}$.

Угол между относительной скоростью воздуха при входе на лопатки рабочего колеса и плоскостью вращения

$$\beta_1 = \arctg [c_{1a}/(c_{1u} - u_1)] = \arctg [57,4/(214,2 - 208,8)] = 84^\circ 42'.$$

Относительная скорость воздуха при входе на лопатки рабочего колеса

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2} = \sqrt{57,4^2 + 5,4^2} = 57,6 \text{ м/с}.$$

Треугольник скоростей на выходе из соплового аппарата показан на рис. 3.13.

Относительная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{2 \Delta i_{1-2} + w_1^2} = 0,95 \sqrt{2 \cdot 24\,600 + 57,6^2} = 217,6 \text{ м/с},$$

где Δi_{1-2} — действительный теплоперепад на лопатках рабочего колеса

$$\Delta i_{1-2} = \Delta i_{s,0} - 2\rho T_1/T_{1s} = 50\,700 \cdot 0,48 \cdot 198,6/196,7 = 24\,600 \text{ Дж/кг}.$$

Потери теплоперепада в лопатках рабочего колеса

$$\Delta i_n = (1/\psi^2 - 1) \omega_2^2/2 = (1/0,95^2 - 1) 217,6^2/2 = 2560 \text{ Дж/кг.}$$

Параметры воздуха за рабочим колесом:

$$\text{действительная температура } T_2 = T_1 - (\Delta i_{1-2} - \Delta i_n)/c_p = \\ = 198,6 - (24\,600 - 2560)/1003 = 176,6 \text{ К;}$$

$$\text{статическое давление } p_2 = p_0^*/\pi = 0,27/2,46 = 0,1095 \text{ МПа} = \\ = 109\,500 \text{ Па;}$$

$$\text{удельный объем } v_2 = RT_2/p_2 = 287 \cdot 176,6/109\,500 = \\ = 0,462 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Высота лопатки рабочего колеса детандера $l_2 = l_1 + 0,003 = 0,027 + 0,003 = 0,03 \text{ м}$, где $0,003 \text{ м}$ — превышение высоты сопловой лопатки.

Площадь проходного сечения, описываемая лопатками рабочего колеса, $F_2 = \pi D_{cp} l_2 = 3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,03 = 0,0151 \text{ м}^2$.

Осевая составляющая абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса находится из уравнения неразрывности потока $c_{2a} = Gv_2/F_2 = 2,35 \cdot 0,462/0,0151 = 72 \text{ м/с}$.

Угол выхода потока из рабочего колеса детандера $\beta_2 = \arcsin(c_{2a}/\omega_2) = \arcsin(72,0/217,6) = 19^\circ 20'$.

Корневой диаметр лопаток рабочего колеса $D_{2н} = D_{cp} - l_2 = 0,16 - 0,03 = 0,13 \text{ м}$. Наружный диаметр лопаток рабочего колеса $D_{2н} = D_{cp} + l_2 = 0,16 + 0,03 = 0,19 \text{ м}$.

Отношение высоты лопатки колеса к среднему диаметру $D_{cp}/l_2 = 0,16/0,03 = 5,53$.

Окружная составляющая относительной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса $\omega_{2н} = \omega_2 \cos \beta_2 = 217,6 \cdot \cos 19^\circ 20' = 205,3 \text{ м/с}$.

Окружная составляющая абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса

$$c_{2н} = \omega_{2н} - u_1 = 205,3 - 208,8 = -3,5 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2н}^2} = \sqrt{72,0^2 + (-3,5)^2} = 72,1 \text{ м/с.}$$

Угол между направлением абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса и плоскостью вращения

$$\alpha_2 = \arctg(c_{2a}/c_{2н}) = \arctg(72,0/3,5) = 92^\circ 46'.$$

Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса показан на рис. 3.13.

Потери теплоперепада с выходной скоростью $\Delta i_{вых} = c_2^2/2 = 72,1^2/2 = 2596 \text{ Дж/кг}$.

Числа Маха:

по абсолютной скорости за сопловым аппаратом

$$M_{c1} = c_1/\sqrt{kRT_1} = 221,7/\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 198,6} = 0,785;$$

по относительной скорости за сопловым аппаратом

$$M_{w1} = w_1 / \sqrt{kRT_1} = 57,6 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 198,6} = 0,204;$$

по абсолютной скорости за рабочим колесом

$$M_{c1} = c_1 / \sqrt{kRT_1} = 72,1 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 176,6} = 0,271;$$

по относительной скорости за рабочим колесом

$$M_{w2} = w_2 / \sqrt{kRT_2} = 217,6 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 176,6} = 0,817.$$

Температура заторможенного потока воздуха за рабочим колесом $T_2^* = T_2 + \Delta i_{\text{вмх}}/c_p = 176,6 + 2596/1003 = 179,2$ К.

Производят проверку степени понижения давления π , которая должна совпадать с ранее принятой при условии, что в диффузоре после рабочего колеса происходит полное восстановление давления:

$$\begin{aligned} \pi &= \pi^* [1 + \Delta i_{\text{вмх}}/(c_p T_2^*)]^{k/(k-1)} = \\ &= 2,32 [1 + 2596/(1003 \cdot 176,6)]^{1,4/(1,4-1)} \approx 2,46. \end{aligned}$$

Давление заторможенного потока за рабочим колесом $p_2^* = p_0^*/\pi^* = 0,27/2,32 = 0,116$ МПа.

Статическое давление за рабочим колесом детандера $p_2 = p_0^*/\pi = 0,27/2,46 = 0,1095$ МПа.

Коэффициент полезного действия детандера

$$\begin{aligned} \eta_{01} &= (\Delta i_{s_{0-2}} - \Delta i_{c_{1-2}} - \Delta i_s - \Delta i_{\text{вмх}})/\Delta i_{s_{0-2}} = \\ &= (50\,700 - 1818 - 2560 - 2596)/50\,700 = 0,862. \end{aligned}$$

Изэнтропный КПД детандера по заторможенным параметрам

$$\eta_s^* = (\Delta i_{s_{0-2}} - \sum \Delta i)/\Delta i_{s_{0-2}} = (50\,700 - 6974)/48\,000 = 0,91.$$

Эффективный КПД детандера

$$\eta_e = \eta_{01} \eta_{\text{ут}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{мех}} = 0,862 \cdot 0,985 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,832,$$

где $\eta_{\text{ут}} = 0,985$ — коэффициент утечек; $\eta_{\text{тр}} = 0,99$ — коэффициент трения; $\eta_{\text{мех}} = 0,98$ — коэффициент механических потерь. Мощность, развиваемая детандером, $N_d = G \Delta i_{s_{0-2}} \eta_e = 2,35 \times 50\,700 \cdot 0,832 \approx 100$ кВт.

3.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

К числу конструктивных расчетов и расчетов на прочность турбокомпрессоров относятся определение осевых усилий, действующих со стороны потока на ротор компрессора, размеров думмиса (разгрузочного поршня) и упорного подшипника для компенсации осевых усилий, критической частоты вращения, расчет напряжений в рабочем и покрывающем дисках колес, опорных подшипников, а также шпонок вала, диаметра болтов и шпилек гори-

зонтального разъема, махового момента ротора и т. д. Ниже приведены примеры расчета осевого усилия, критической частоты вращения ротора и дисков рабочих колес на прочность.

Определение осевых усилий, действующих на ротор центробежного компрессора. Расчету осевых усилий предшествует эскизная разработка продольного разреза проточной части: вала с рабочими колесами, диафрагм с диффузорными и обратными направляющими аппаратами и элементов корпуса. В результате определяются диаметры лабиринтных уплотнений около рабочих дисков колес и диаметры уплотнений покрывающих дисков.

Осевую силу, действующую на рабочее колесо центробежной ступени, можно представить в следующей форме: $T = T_0 + \delta T_{\text{н}} + \delta T_{\text{р}}$, где T_0 — осевая сила, действующая на рабочее колесо, при допущении об отсутствии протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения; значение T_0 можно определить по уравнению, предложенному В. Ф. Рисом [29]:

$$T_0 = (\pi/4) (d_0^2 - d_{\text{н.р}}^2) \rho_0 + (\pi/4) (D_{\text{н.п}}^2 - d_{\text{н.р}}^2) \times \\ \times [\rho_2 - \rho_0 - \omega^2/(32v_2)] [D_2^2 - (D_{\text{н.п}}^2 - d_{\text{н.р}}^2)/2] - G_a c_0;$$

$\delta T_{\text{н}}$ и $\delta T_{\text{р}}$ — дополнительные осевые силы, приложенные к наружным поверхностям покрывающего и рабочего дисков. Возникают $\delta T_{\text{н}}$ и $\delta T_{\text{р}}$ из-за изменения поля скоростей и давлений в боковом зазоре при наличии протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения. При выполнении прикидочных расчетов для определения $\delta T_{\text{н}}$ и $\delta T_{\text{р}}$ можно использовать приближенные зависимости, предложенные В. Б. Шнеппом. При течении потока протечек рабочего вещества от центра, что характерно для зазоров между рабочим диском колеса и корпусом в промежуточных ступенях компрессоров, имеющих ОНА (рис. 3.14),

$$\delta T = \omega^2 D_2^4 / (16v_2) a q^n [(D_{\text{н}}/D_2)^2 - 1], \quad (3.3)$$

где $a = 0,45 + 30q$; $n = 0,17 + 0,185D_{\text{н}}/D_2$.

При течении потока протечек рабочего вещества к центру, что характерно для зазоров между покрывающими дисками колес и корпусом, а также между рабочими дисками и корпусом в ступенях концевой типа (рис. 3.15),

$$\delta T = \omega^2 D_2^4 / (16v_2) (b\varphi_{2u} - c) q^f, \quad (3.4)$$

где $b = 640 (D_{\text{н}}/D_2)^2 - 776 (D_{\text{н}}/D_2) + 252$;

$c = 220 (D_{\text{н}}/D_2)^2 - 258 (D_{\text{н}}/D_2) + 82,6$;

$f = 1,25 (D_{\text{н}}/D_2)^2 - 1,575 (D_{\text{н}}/D_2) + 1,291$.

В случае течения от центра $\delta T < 0$, т. е. дополнительная сила направлена к диску, а при течении к центру $\delta T > 0$, т. е. сила направлена от диска. При рассмотрении рабочего колеса в целом положительными считаются силы, направленные в сторону всасывающего отверстия навстречу втекающему в колесо потоку.

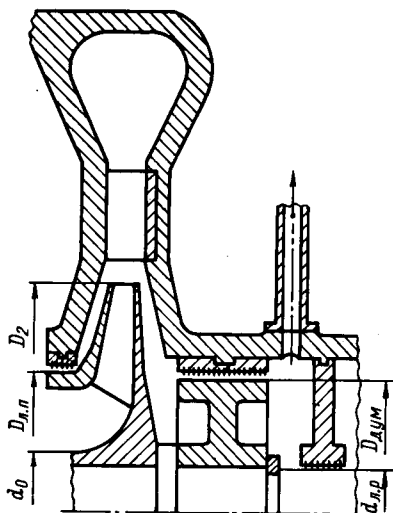
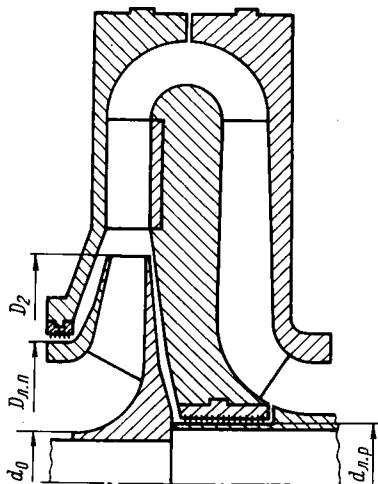


Рис. 3.14. Схема промежуточной ступени Рис. 3.15. Схема конечной ступени

В уравнениях (3.3) и (3.4) аргументом является коэффициент протечки q , который определяется перепадом давлений на выходе из колеса и давлением за лабиринтным уплотнением. При течении от центра значение q может быть найдено из уравнения

$$p_n - p_2 = \frac{\omega^2 D_2^2}{4v_n} \left[0,00315 \frac{z}{(\alpha D_{n,s}/D_2^2)^2} q^2 + (0,125 - 0,41q^{0,244}) \times \right. \\ \left. \times (D_n^2/D_2^2 - 1) \right], \quad (3.5)$$

а при течении к центру

$$p_2 - p_0 = \frac{\omega^2 D_2^2}{4v} \left[0,00315 \frac{z}{(\alpha D_{n,s}/D_2^2)^2} q^2 - \right. \\ \left. - 37q \left(3,7\varphi_{2u} D_n/D_2 - 3,5\varphi_{2u} + 2,3 \frac{D_n}{D_2} - 1 \right) + 0,08 \right]. \quad (3.6)$$

Уравнения (3.5) и (3.6) нелинейные. Решение их возможно методом последовательных приближений или графоаналитическим способом. Все входящие в данные уравнения геометрические размеры принимаются по эскизу проточной части, а величины, характеризующие термогазодинамические параметры потока, — в соответствии с газодинамическим расчетом компрессора. Например, для ступени I компрессора паровой холодильной машины, рассматриваемого в параграфе 2.10 согласно газодинамическому расчету $p_n^1 = 5,8 \cdot 10^5$ Па, $p_2^1 = 4,73 \cdot 10^5$ Па, $p_0^1 = 3,18 \cdot 10^5$ Па, $v_2^1 = 0,0381$ м³/кг, $\varphi_{2u} = 0,674$, $\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 138 = 867$ 1/с, $D_2 = 0,305$ м, $d_0^1 = 0,065$ м, а в соответствии с эскизом проточной

части ступени I (см. рис. 3.14) диаметр лабиринтного уплотнения покрывающего диска $D_{л.п}^I = 0,18$ м и число гребней уплотнения $z_{л.п} = 4$, диаметр лабиринтного уплотнения вала около рабочего диска $d_{л.р} = 0,08$ м и $z_{л.р} = 8$. Радиальный зазор во всех лабиринтных уплотнениях компрессора принимаем равным $s = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м, а коэффициент расхода лабиринтного уплотнения $\alpha = 0,7$. Подставив значения геометрических и газодинамических параметров ступени I в уравнения (3.5) и (3.6), получим выражения для определения коэффициента протечек через лабиринтные уплотнения покрывающего диска $q_{п}$ и вала около рабочего диска $q_{р}$:

$$\Delta p_{п}^I = p_2 - p_0 = (0,197 \cdot 10^6 q_{п}^2 + 0,211 \cdot 10^3 q_{п} + 0,367) 10^5 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{р}^I = p_{к} - p_2 = (1,994 \cdot 10^6 q_{р}^2 + 1,752 q_{р}^{0,244} - 0,5341) 10^5 \text{ Па}.$$

Задавая ряд значений коэффициента протечек q , рассчитываем соответствующие им перепады давлений Δp и строим зависимости $q_{п} = f(\Delta p_{п})$ и $q_{р} = f(\Delta p_{р})$, представленные на рис. 3.16, по которым находим значения коэффициентов протечек, определяемых действительным перепадом давлений:

для лабиринтного уплотнения покрывающего диска ступени I

$$\Delta p_{п}^I = p_2^I - p_0^I = 4,73 \cdot 10^5 - 3,18 \cdot 10^5 = 1,55 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

что соответствует $q_{п}^I = 1,98 \cdot 10^{-3}$;

для лабиринтного уплотнения вала около рабочего диска

$$\Delta p_{р}^I = p_{к}^I - p_2^I = 5,8 \cdot 10^5 - 4,73 \cdot 10^5 = 1,07 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

что соответствует $q_{р}^I = 0,82 \cdot 10^{-3}$.

В рассматриваемом примере для ступени I

$$\begin{aligned} T_0 = & (\pi/4) (0,062^2 - 0,08^2) 3,18 \cdot 10^5 + (\pi/4) (0,18^2 - 0,08^2) \times \\ & \times \{ [4,73 \cdot 10^5 - 3,18 \cdot 10^5 - 0,125 \cdot 867^2 / (4 \cdot 0,0381)] \times \\ & \times [0,305^2 - (0,18^2 + 0,08^2) / 2] \} - 11,18 \cdot 35,2 = 3638,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

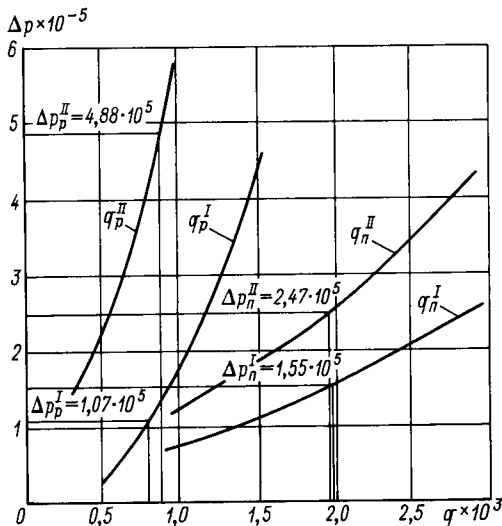


Рис. 3.16. Определение коэффициентов протечек графоаналитическим методом

Дополнительная осевая сила со стороны покрывающего диска колеса

$$\delta T_{\pi}^I = [\omega^2 D_2^4 / (16v_2^1)] (b \rho_{2u}^I - c) q^I = [867^2 \cdot 0,305^4 / (16 \cdot 0,0381)] \times \\ \times (16,94 \cdot 0,674 - 6,962) (1,98 \cdot 10^{-3})^{0,7969} = 333,3 \text{ Па,}$$

где $b = 640 (0,18/0,305)^2 - 776 (0,18/0,305) + 252 = 16,94$;

$$c = 220 (0,18/0,305)^2 - 258 (0,18/0,305) + 82,6 = 6,962;$$

$$t = 1,25 (0,18/0,305)^2 - 1,575 (0,18/0,305) + 1,291 = 0,7969.$$

Дополнительная осевая сила со стороны рабочего диска колеса I

$$\delta T_p^I = a q^n [(d_{\pi, p}^I / D_2)^2 - 1] \omega^2 D_2^4 / (16v_2^1),$$

где $a = 0,45 + 30q = 0,45 + 30 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} = 0,4746$; $n = 0,17 +$

$$+ 0,185 (d_{\pi, p}^I / D_2) = 0,17 + 0,185 \cdot 0,08/0,305 = 0,2185.$$

Отсюда

$$\delta T_p^I = 0,4746 (0,82 \cdot 10^{-3})^{0,2185} [(0,08/0,305)^2 - 1] \times \\ \times 867^2 \cdot 0,305^4 / (16 \cdot 0,0381) = -998,3 \text{ Н.}$$

Осевое усилие на колесо ступени I равно арифметической сумме трех составляющих, так как сила $\delta T_{\pi}^I > 0$ и направлена от покрывающего диска в сторону всасывающего отверстия колеса, а сила $\delta T_p^I < 0$ и направлена к рабочему диску, т. е. также в сторону всасывающего отверстия колеса:

$$T^I = T_0^I + \delta T_{\pi}^I + \delta T_p^I = 3638,5 + 333,3 + 998,3 = 4970,1 \text{ Н.}$$

Для ступени II (см. рис. 3.16) при $\rho_0^{II} = 5,71 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $\rho_2^{II} = 8,18 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $v_2^{II} = 0,0231 \text{ м}^3/\text{кг}$, $d_0^{II} = 0,085 \text{ м}$, $d_{\pi, p}^{II} = 0,075 \text{ м}$, $c_0^{II} = 23,8 \text{ м/с}$ и тех же, что и в ступени I, угловой скорости ω , диаметре колеса D_2 и диаметре покрывающего уплотнения $D_{\pi, \pi}$ уравнение для определения коэффициента протечек через лабиринтные уплотнения покрывающего диска имеет вид

$$\Delta \rho_{\pi}^{II} = \rho_2 - \rho_0 = (0,3248 \cdot 10^6 q^2 + 0,348 \cdot 10^3 q + 0,6054) 10^5 \text{ Па.}$$

Для концевой ступени, в которой давление за лабиринтным уплотнением вала около рабочего диска поддерживается равным давлением на входе в компрессор ($\rho_{\pi}^I = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$), используем уравнение (3.6), характерное для течения потока протечек к центру, при числе гребней уплотнения $z_p^{II} = 10$:

$$\Delta \rho_p^{II} = \rho_2 - \rho_{\pi} = (4,678 \cdot 10^6 q^2 + 0,611 \cdot 10^3 q + 0,6054) 10^5 \text{ Па.}$$

Расчетным перепадам давлений $\Delta \rho_{\pi}^{II} = 8,18 \cdot 10^5 - 5,71 \times 10^5 = 2,47 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $\Delta \rho_p^{II} = 8,18 \cdot 10^5 - 3,3 \cdot 10^5 = 4,88 \cdot 10^5 \text{ Па}$ соответствуют значения коэффициентов протечек $q_{\pi}^{II} = 1,92 \cdot 10^{-3}$ и $q_p^{II} = 0,92 \cdot 10^{-3}$.

Осевая сила для ступени II

$$T_0^{II} = (\pi/4) (0,085^2 - 0,075^2) 5,71 \cdot 10^5 + (\pi/4) (0,18^2 - 0,075^2) \times \\ \times \{ [8,18 \cdot 10^5 - 5,71 \cdot 10^5 - 867^2 / (32 \cdot 0,0231)] [0,305^3 - \\ - (0,18^2 + 0,075^2) / 2] \} - 11,18 \cdot 23,8 = 4409 \text{ Н.}$$

Дополнительная осевая сила со стороны покрывающего диска

$$\delta T_{II}^{II} = 867^2 \cdot 0,305^4 / (16 \cdot 0,0231) (16,94 \cdot 0,674 - 6,962) \times \\ \times (1,92 \cdot 10^{-3})^{0,7969} = 536,4 \text{ Н.}$$

Дополнительная осевая сила со стороны рабочего диска

$$\delta T_p^{II} = 867^2 \cdot 0,305^4 / (16 \cdot 0,0231) (99,88 \cdot 0,674 - 39,62) \times \\ \times (0,92 \cdot 10^{-3})^{0,9793} = 518,2 \text{ Н,}$$

$$\text{где } b = 640 (0,075/0,305)^3 - 776 (0,075/0,305) + 252 = 99,88; \\ c = 220 (0,075/0,305)^3 - 258 (0,075/0,305) + 82,5 = 39,62; \\ t = 1,25 (0,075/0,305)^3 - 1,575 (0,075/0,305) + 1,291 = \\ = 0,9793.$$

Осевое усилие на колесо ступени II $T^{II} = 4409 + 536,4 - \\ - 518,2 = 4427,2 \text{ Н.}$

Суммарное осевое усилие, действующее на оба колеса,

$$T = T^I + T^{II} = 4970,1 + 4427,2 = 9397,3 \text{ Н.}$$

Определение размеров разгрузочного поршня (думмиса). В многоступенчатых центробежных компрессорах уменьшение осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником, во избежание значительных механических потерь и сокращения габаритных размеров подшипника обеспечивается применением думмиса (разгрузочного поршня). Прежде чем рассчитывать думмис, целесообразно подобрать упорный подшипник и оценить осевое усилие, которое он может воспринять. Все дальнейшие расчеты производятся применительно к компрессору паровой холодильной машины, рассмотренному в параграфе 2.10. Крутящий момент, соответствующий внутренней мощности $N_i = 275 \text{ кВт}$ и частоте вращения ротора $n = 138 \text{ 1/с}$,

$$M_i = 159,3 \text{ Н}_i/n = 159,3 \cdot 275/138 = 317,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Принимая допустимые напряжения на кручение в наиболее опасном сечении вала под соединительной муфтой равными $\tau_{кр} = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$, находим диаметр конца вала:

$$d = \sqrt[3]{M_i / (0,2\tau_{кр})} = \sqrt[3]{317,5 / (0,2 \cdot 50 \cdot 10^6)} = 3,17 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Принимается: $d = 0,035 \text{ м}$, диаметр шеек вала в опорных подшипниках $d_{о.п} = 45 \text{ мм}$, внутренний диаметр колодок упорного подшипника $d_{г.п} = 50 \text{ мм}$. Подшипник с высотой упорных колодок $b = 0,35 d_{г.п}$ и центральным углом колодок $\theta = 30^\circ$ воспринимает осевое усилие $P = 7z_{г.п} d_{г.п}^2 \rho c \Delta T$.

Плотность обычно применяемого в центробежных компрессорах турбинного масла марки 22 $\rho = 0,87 \cdot 10^3$ кг/м³, а теплоемкость $c = 1,89$ кДж/(кг·К). При числе упорных колодок $z_k = 10$ и повышении температуры масла в упорной части подшипника $\Delta T = 15$ К.

$$P = 7 \cdot 10 \cdot 0,05^2 \cdot 0,87 \cdot 10^3 \cdot 1,89 \cdot 15 = 4316,3 \text{ Н.}$$

Осевое усилие, которое должно быть воспринято думмисом, $T_{\text{дум}} = T - P = 9397,3 - 4316,3 = 5081$ Н.

$$\text{Давление перед думмисом } p_{\text{дум}} = p_2^{\text{II}} - [u_2^2 / (8v_2^{\text{II}})] [1 - (d_{\text{л.р}}^2 / D_2^2)] = 8,18 \cdot 10^5 - [132,2^2 / (8 \cdot 0,0231)] [1 - (0,075^2 / 0,305^2)] = 7,29 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Диаметр уплотнений думмиса (давление за думмисом равно давлению p_n^{I} , так как полость за думмисом соединена с линией всасывания компрессора

$$D_{\text{дум}} = d_{\text{л.р}}^{\text{II}} \sqrt{1 + 4T_{\text{дум}} / [\pi d_{\text{л.р}}^{\text{II}2} (p_{\text{дум}} - p_n^{\text{I}})]} = 0,075 \sqrt{1 + 4 \cdot 5081 / [\pi \cdot 0,075^2 (7,29 \cdot 10^5 - 3,3 \cdot 10^5)]} = 0,148 \text{ м.}$$

Принимаем $D_{\text{дум}} = 0,15$ м. Протечки через думмис определяют по уравнению

$$G_{\text{дум}} = \alpha s D_{\text{дум}} \sqrt{(p_{\text{дум}} + p_n^{\text{I}})(p_{\text{дум}} - p_n^{\text{I}}) / (z_{\text{дум}} p_{\text{дум}} v_{\text{дум}})}.$$

$$\text{Удельный объем пара перед думмисом } v_{\text{дум}} \approx p_2^{\text{II}} v_2^{\text{II}} / p_{\text{дум}} = 8,18 \cdot 10^5 \cdot 0,0231 / (7,29 \cdot 10^5) = 0,0259 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

При числе гребней лабиринтного уплотнения думмиса $z_{\text{дум}} = 24$, радиальном зазоре в уплотнениях $s = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м и коэффициенте расхода ступенчатого лабиринтного уплотнения $\alpha = 0,7$ протечки пара через думмис $G_{\text{дум}} = 0,0406$ кг/с, что составляет $0,0406 \cdot 100 / 11,18 = 0,36$ % расхода пара через компрессор.

Расчет дисков рабочих колес на прочность. В центробежных компрессорах, имеющих одинаковые наружные диаметры колес и углы выхода лопаток, для оценки напряжений, возникающих во вращающихся дисках, достаточно выполнить расчеты применительно к самому широкому колесу, напряжения в котором будут наибольшими. Расчет следует производить с учетом боковых нагрузок, вызванных лопатками.

Приближенный оценочный расчет напряжений, возникающих во вращающихся дисках, может быть выполнен в соответствии с методикой, изложенной в работе [28]. Используя методику и обозначения работы [28], определим радиальные σ_r и тангенциальные σ_t напряжения в рабочем и покрывающем дисках колеса ступени I центробежного компрессора паровой холодильной машины, газодинамический расчет которого представлен в параграфе 2.10. Расчеты проведены для колеса, выполненного из стали и алюминиевого сплава АК6. Наружный диаметр колеса (согласно обозначениям, принятым в работе [28]) $D_a = 305$ мм, частота вра-

щения $n = 8280$ об/мин, число лопаток $v = 24$, толщина лопаток $\delta = 5$ мм, угол выхода лопаток $\beta_a = 45^\circ$.

Расчет рабочего диска. При расчете на прочность рабочий диск (см. эскиз к табл. 3.8) делят в рассматриваемом случае на четыре участка:

I — участок постоянной толщины $b_0 = b_1 = 45$ мм, заключенный между диаметрами $D_0 = 55$ мм и $D_1 = 75$ мм;

II — участок, на котором толщина диска изменяется по гиперболической зависимости, началу участка соответствуют $D_1 = 75$ мм и $b_1 = 45$ мм, а концу — $D_2 = 140$ мм и $b_2 = 12$ мм;

III — конический участок, начинающийся на $D_2 = 140$ мм и оканчивающийся на $D_3 = 166$ мм, при этом толщина диска изменяется от $b_2 = 12$ мм до $b_3 = 10$ мм;

IV — конический участок с боковой нагрузкой от лопаток — $b_3 = 10$ мм при $D_3 = 166$ мм и $b_a = 2$ мм при $D_a = 305$ мм. Ширина лопатки в начале участка $B_3 = 33$ мм, угол наклона лопатки на входе $\beta_3 = 30^\circ$, ширина лопатки на выходе $B_a = 15$ мм, угол выхода $\beta_a = 45^\circ$.

Диаметр полного конуса этого участка

$$d_a = D_3 + b_3/(b_3 - b_a)(D_a - D_3) = \\ = 166 + 10/(10 - 2)(305 - 166) = 339,8 \text{ мм.}$$

«Относительная толщина боковой нагрузки» на диаметрах D_3 и D_a

$$s = k_{с.н} B \delta v / (\pi D b \sin \beta).$$

Принимая, что к рабочему диску приложено 50 % массы лопаток, т. е. $k_{с.н} = 0,5$, получаем $s_3 = 0,5 \cdot 33 \cdot 5 \cdot 24 / (\pi \cdot 166 \cdot 10 \times \sin 30) = 0,759$, $s_a = 0,5 \cdot 15 \cdot 5 \cdot 24 / (\pi \cdot 305 \cdot 2 \cdot \sin 45) = 0,664$.

Вспомогательные коэффициенты a и h :

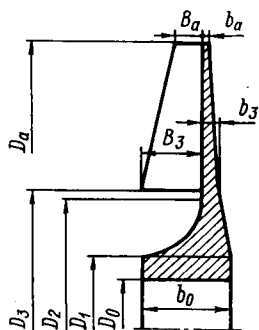
$$a = 1 + (D_a s_a - D_3 s_3) / (D_a - D_3) = \\ = 1 + (305 \cdot 0,664 - 166 \cdot 0,759) / (305 - 166) = 1,551;$$

$$h = (s_a - s_3) / (D_a - D_3) d_a = \\ = (0,664 - 0,759) / (305 - 166) 339,8 = -0,232.$$

Дальнейший расчет выполняют в табличной форме. Сначала заполняют таблицу коэффициентов (см. табл. 3.8). Для участков постоянной толщины и гиперболических участков вычисляют вспомогательные параметры x и z , а для конических участков — t и t_1 . Затем по графикам, приведенным на рис. II.13—II.30 приложения, отыскивают коэффициенты α_c , α_s , β_c и β_s , необходимые для подсчета напряжений. Коэффициенты α_c , α_s и β_c , β_s зависят от плотности материала, из которого сделан диск. Номограммы для α_c , α_s и β_c , β_s , приведенные в приложении, построены для стальных дисков. Если необходимо рассчитать диск, выполненный из другого материала, коэффициенты α_c , α_s , β_c и β_s , определенные по

Таблица 3.8. Подсчет напряжений (МПа) в рабочем диске

Номер и тип участка	D или d	x или t_1	z или t	α_r	α_t	α_c или α'_c
I постоянной толщины	D_1	$x = \frac{D_0}{D_1}$	$z = \frac{b_1}{b_0}$	По рис		
	75	0,733	1,0	0,773	0,22	$\frac{-45}{-15,3}$
II гиперболический	D_2	$x = \frac{D_1}{D_2}$	$z = \frac{b_2}{b_1}$	По рисун		
	140	0,536	0,267	П. 14	П. 15	П. 16
III конический	d	$t_1 = \frac{D_2}{d}$	$t = \frac{D_2}{d}$	По рисун		
	296	0,473	0,561	П. 20	П. 21	П. 22
IV конический с боковой нагрузкой	d_a	$t_1 = \frac{D_2}{d}$	$t = \frac{D_a}{d}$	По рисун		
	339,8	0,489	0,898	П. 20	П. 21	П. 22



β_r	β_t	β_c или β_c'	α_s'	β_s'	$\bar{\alpha}_c'$	β_c'	T или T_d	$\alpha_c T$ или $\alpha_c' T_d$	$\beta_c T$ или $\beta_c' T_d$
сункам приложения П.13							$T = \frac{(nD)^2}{10^{12}}$	$\alpha_c T$	$\beta_c T$
0,22	0,773	$\frac{-18,8}{-6,4}$	—	—	—	—	0,0386	$\frac{-1,737}{-0,591}$	$\frac{-0,726}{-0,247}$
кам приложения							$T = \frac{(nD)^2}{10^{12}}$	$\alpha_c T$	$\beta_c T$
П. 17	П. 18	П. 19							
1,2	0,84	$\frac{-55}{-18,7}$	—	—	—	—	0,134	$\frac{-15,8}{-5,4}$	$\frac{-7,4}{-2,5}$
кам приложения							$T_d = \frac{(nD)^2}{10^{12}}$	$\alpha_c T_d$	$\beta_c T_d$
П. 23	П. 24	П. 25							
0,25	0,82	$\frac{-4}{-1,4}$	—	—	—	—	0,601	$\frac{-6,6}{-2,2}$	$\frac{-2,4}{-0,84}$
кам приложения					$\alpha_c' a + \alpha_c' h$	$\beta_c' a + \beta_c' h$	$T_d = \frac{(nD)^2}{10^{12}}$	$\bar{\alpha}_c' T_d$	$\bar{\beta}_c' T_d$
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
1,48	0,97	$\frac{-62}{-21}$	$\frac{-103}{-34,9}$	$\frac{-41}{-13,9}$	$\frac{-197,9}{-67,1}$	$\frac{-86,7}{-29,3}$	0,792	$\frac{-156,7}{-53,1}$	$\frac{-68,7}{-23,2}$

Номер участка	Диаметр	Первый расчет (*)
	D_0	$\left. \begin{array}{l} \sigma_{r0} = -5 \\ \sigma_{t0} = 100 \end{array} \right\} \text{принимается}$
I	D_1	$\begin{aligned} \sigma_{r1} &= \alpha_r \sigma_{r0} + \alpha_t \sigma_{t0} + \alpha_c T = \\ &= 0,773 (-5) + 0,22 \cdot 100 - 1,737 = 16,4 \text{ (17,5)} \\ \sigma_{t1} &= \beta_r \sigma_{r0} + \beta_t \sigma_{t0} + \beta_c T = \\ &= 0,22 (-5) + 0,773 \cdot 100 - 0,726 = 75,5 \text{ (76)} \end{aligned}$
II	D_2	$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_c T = \\ &= 2,3 \cdot 16,4 + 0,75 \cdot 75,5 - 15,8 = 78,5 \text{ (91,9)} \\ \sigma_{t2} &= \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta_c T = \\ &= 1,2 \cdot 16,4 + 0,84 \cdot 75,5 - 7,4 = 75,7 \text{ (82,3)} \end{aligned}$
III	D_3	$\begin{aligned} \sigma_{r3} &= \alpha_r \sigma_{r2} + \alpha_t \sigma_{t2} + \\ &+ \alpha'_c T_d = 1,0 \cdot 78,5 + 0,22 \cdot 75,7 - 6,6 = 88,6 \text{ (107,8)} \\ \sigma_{t3} &= \beta_r \sigma_{r2} + \beta_t \sigma_{t2} + \\ &+ \beta'_c T_d = 0,25 \cdot 78,5 + 0,82 \cdot 75,7 - 2,4 = 79,3 \text{ (89,6)} \end{aligned}$
IV	D_4	$\begin{aligned} \sigma_{r4} &= \alpha_r \sigma_{r3} + \alpha_t \sigma_{t3} + \\ &+ \bar{\alpha}'_c T_d = 3,3 \cdot 88,6 + 1,14 \cdot 79,3 - 156,7 = 226 \text{ (404,7)} \\ \sigma_{t4} &= \beta_r \sigma_{r3} + \beta_t \sigma_{t3} + \\ &+ \bar{\beta}'_c T_d = 1,48 \cdot 88,6 + 0,97 \cdot 79,3 - 68,7 = 139,3 \text{ (223,3)} \end{aligned}$

Примечание. В скобках даны значения напряжений в рабочем диске, выполнен

графикам, необходимо умножить на отношение плотностей материала, из которого выполнен диск, к плотности стали $\bar{\rho}/\rho_{ст}$. Для участка с боковой нагрузкой подсчитывают коэффициенты: $\bar{\alpha}'_c = \alpha'_c a + \alpha_s h$, $\bar{\beta}'_c = \beta'_c a + \beta_s h$.

В табл. 3.8 приведены по два значения коэффициентов α_c , α_s , β_c и β_s : в числителе — найденные по графикам (для стали), а в знаменателе — полученные при пересчете на алюминиевый сплав АК6 ($\rho = 2,65 \cdot 10^3$ кг/м³).

В таблицу вписывают также значения: $T = (nD)^2 / 10^{13}$ — для участков с постоянной толщиной и изменением толщины по гиперболической зависимости (D берется по наружному краю участка, а n в об/мин); $T_g = (n d)^2 / 10^{13}$ — для конического участка.

Принимая радиальные напряжения на посадочном диаметре в пределах $\sigma'_{r0} = -(5 \div 10)$ МПа и задаваясь произвольными значениями тангенциальных напряжений σ'_{t0} , производят первый

Второй расчет (")	Действительные напряжения
$\left. \begin{aligned} \sigma_{r0} &= 0 \\ \sigma_{t0} &= 20 \end{aligned} \right\} \text{принимается}$	$\begin{aligned} \sigma_{r0} &= -5 \\ \sigma_{t0} &= 100 - 2,09 \cdot 20 = \\ &= 58 \text{ (25,2)} \end{aligned}$
$\begin{aligned} \sigma_{r1} &= \alpha_t \sigma_{t0} = 0,22 \cdot 20 = 4,4 \\ \sigma_{t1} &= \beta_t \sigma_{t0} = 0,773 \cdot 20 = 15,5 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \sigma_{r1} &= 16,4 - 2,09 \cdot 4,4 = \\ &= 7,2 \text{ (1,1)} \\ \sigma_{t1} &= 75,5 - 2,09 \cdot 15,5 = \\ &= 43 \text{ (1,8)} \end{aligned}$
$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} = \\ &= 2,3 \cdot 4,4 + 0,75 \cdot 15,5 = 21,7 \\ \sigma_{t2} &= \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} = \\ &= 1,2 \cdot 4,4 + 0,84 \cdot 15,5 = 18,3 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= 78,5 - 2,09 \cdot 21,7 = \\ &= 33,1 \text{ (10,7)} \\ \sigma_{t2} &= 75,7 - 2,09 \cdot 18,3 = \\ &= 37,4 \text{ (13,9)} \end{aligned}$
$\begin{aligned} \sigma_{r3} &= \alpha_r \sigma_{r2} + \alpha_t \sigma_{t2} = \\ &= 1,0 \cdot 21,7 + 0,22 \cdot 18,3 = 25,7 \\ \sigma_{t3} &= \beta_r \sigma_{r2} + \beta_t \sigma_{t2} = \\ &= 0,25 \cdot 21,7 + 0,82 \cdot 18,3 = 20,4 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \sigma_{r3} &= 88,6 - 2,09 \cdot 25,7 = \\ &= 34,9 \text{ (11,7)} \\ \sigma_{t3} &= 79,3 - 2,09 \cdot 20,4 = \\ &= 36,7 \text{ (13,3)} \end{aligned}$
$\begin{aligned} \sigma_{ra} &= \alpha_r \sigma_{r3} + \alpha_t \sigma_{t3} = \\ &= 3,3 \cdot 25,7 + 1,14 \cdot 20,4 = 108,1 \\ \sigma_{ta} &= \beta_r \sigma_{r3} + \beta_t \sigma_{t3} = \\ &= 1,48 \cdot 25,7 + 0,97 \cdot 20,4 = 57,8 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \sigma_{ra} &= 0 \\ \sigma_{ta} &= 139,3 - 2,09 \cdot 95,9 = \\ &= 18,4 \text{ (7,1)} \end{aligned}$
<p>ном из алюминиевого сплава АК6 ($\rho = 2,65 \cdot 10^3$ кг/м³).</p>	$\begin{aligned} \sigma_r &= \sigma'_r - \varphi \sigma'_{ra} \\ \sigma_t &= \sigma'_t - \varphi \sigma'_{ta} \\ \varphi &= \frac{\sigma'_{ra}}{\sigma'_{ra}} = \frac{2,26}{108,1} = \\ &= 2,09 \text{ (3,74)} \end{aligned}$

расчет в соответствии с уравнениями, приведенными в табл. 3.8. Напряжения в первом расчете обозначают одним штрихом (σ'_r, σ'_t).

Во втором расчете напряжения обозначают двумя штрихами (σ''_r, σ''_t), радиальное напряжение в сечении внутреннего радиуса принимают равным $\sigma''_r = 0$, а σ''_t снова выбирают произвольно. Причем напряжения в сечениях находят, полагая, что диск неподвижен, т. е. $n = 0$. В этом случае уравнения, приведенные в табл. 3.8, будут иметь только два первых члена.

Действительные напряжения подсчитывают по формулам $\sigma = \sigma'_r - \varphi \sigma'_{ra}$, $\sigma_t = \sigma'_t - \varphi \sigma'_{ta}$, в которых $\varphi = \sigma'_{ra} / \sigma'_{ra}$. Допустимые напряжения в дисках компрессора устанавливают в зависимости от применяемых материалов: для дисков, выполненных из алюминиевых сплавов (типов АК6, АК8), $\sigma_{r \max} = 250 \div 300$ МПа, $\sigma_{t \max} = 200 \div 270$ МПа; для дисков из стали $\sigma_{r \max} = 550 \div 650$ МПа,

$\sigma_{t \max} = 550 \div 650$ МПа; для дисков из титановых сплавов $\sigma_{r \max} = 450 \div 550$ МПа, $\sigma_{t \max} = 500 \div 600$ МПа.

В рассмотренном примере напряжения в рабочем диске, выполненном как из стали, так и из АК6, значительно ниже допустимых значений.

Расчет покрывающего диска. Покрывающий диск рабочего колеса при умеренных окружных скоростях $u_2 < 150 \div 200$ м/с может быть выполнен с одним коническим участком. При больших u_2 для уменьшения напряжений целесообразно изготавливать диск из двух конических участков. Напряжения в покрывающем диске рассчитывают таким же методом, как и применительно к рабочему диску, однако напряжения в расточке покрывающего диска $\sigma_{r0} = 0$, а коэффициент боковой нагрузки $k_{б.н} = 0,3$. Ниже приведен расчет покрывающего диска, состоящего из двух конических участков (см. эскиз к табл. 3.9).

Для покрывающего диска, так же как и для рабочего, $D_a = 305$ мм, $n = 8280$ об/мин, $\delta = 5$ мм, $\nu = 24$, $\beta_a = 45^\circ$. Оба участка имеют боковую нагрузку и различаются диаметрами полных конусов:

участок I начинается при $D_0 = 163$ мм и заканчивается при $D_1 = 260$ мм, толщина полотна диска $b_0 = 10$ мм и $b_1 = 5$ мм, соответственно $B_0 = 33$ мм, $\beta_0 = 30^\circ$, диаметр полного конуса $d = D_0 + b_0/(b_0 - b_1) (D_1 - D_0) = 163 + 10/(10 - 5) (260 - 163) = 357$ мм;

участок II начинается при $D_1 = 260$ мм и заканчивается при $D_a = 305$ мм, $b_1 = 5$ мм, $b_a = 2$ мм, $B_a = 15$ мм и $\beta_a = 45^\circ$, диаметр полного конуса $d_a = D_1 + b_1/(b_1 - b_a) (D_a - D_1) = 260 + 5/(5 - 2) (305 - 260) = 335$ мм.

Толщина боковой нагрузки в характерных сечениях при $D = D_0, D_1, D_a$ и $k_{б.н} = 0,3$: $y = k_{б.н} B \delta \nu / (\pi D \sin \beta)$; $y_0 = 0,3 \times 33 \times 5 \times 24 / (\pi \cdot 163 \cdot \sin 30) = 4,64$ мм; $y_a = 0,3 \cdot 15 \cdot 5 \cdot 24 / (\pi \cdot 305 \times \sin 45) = 0,8$ мм;

$$y_1 \approx y_0 + \frac{y_a - y_0}{D_a - D_0} (D_1 - D_0) =$$

$$= 4,64 + \frac{0,8 - 4,64}{305 - 163} (260 - 163) = 2,02 \text{ мм.}$$

Относительная толщина боковой нагрузки: $s_0 = y_0/b_0 = 4,64/10 = 0,464$; $s_1 = y_1/b_1 = 2,02/5 = 0,404$; $s_a = y_a/b_a = 0,8/2 = 0,4$.

Вспомогательные коэффициенты a и h :
для участка I

$$a_1 = 1 + (D_1 s_0 - D_0 s_1) / (D_1 - D_0) = 1 + (260 \cdot 0,464 - 163 \times$$

$$\times 0,404) / (260 - 163) = 1,565,$$

$$h_1 = (s_1 - s_0) / (D_1 - D_0) d = (0,404 - 0,464) / (260 - 163) \times$$

$$\times 357 = -0,221;$$

для участка II

$$\begin{aligned}a_a &= 1 + (D_a s_1 - D_1 s_a)/(D_a - D_1) = \\&= 1 + (305 \cdot 0,404 - 260 \cdot 0,4)/(305 - 260) = 1,427, \\h_a &= (s_a - s_1)/(D_a - D_1) d_a = \\&= (0,4 - 0,404)/(305 - 260) 335 = -0,03.\end{aligned}$$

Дальнейшие расчеты удобно проводить в соответствии с табл. 3.9, которая заполняется в том же порядке, что и при расчете напряжений в рабочем диске. В рассмотренном примере напряжения в покрывающем диске, так же как и в рабочем, оказались умеренными. При получении чрезмерно больших напряжений, при которых не обеспечиваются допустимые запасы прочности, необходимо либо переконструировать диски колеса, либо перепроектировать весь компрессор на меньшие окружные скорости.

Определение критической частоты вращения ротора компрессора. Выполним расчет критической частоты вращения двухопорного ротора центробежного компрессора, газодинамический расчет которого приведен в параграфе 2.10.

Для двухопорного ротора, состоящего из k участков, первая критическая частота вращения с достаточной для инженерных расчетов точностью (1,5—2,5 %) может быть определена по формуле

$$n_{кр} = 299 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k P_i y_i}{\sum_{i=1}^k P_i y_i^2}},$$

где P_i — сила тяжести, приложенная к i -му участку; y_i — прогиб вала под действием собственной массы i -го участка.

Прогиб вала переменного сечения, нагруженного сосредоточенными силами тяжести нескольких дисков с учетом массы самого вала, можно найти, используя графический метод. Для этого в некотором масштабе m_l (1 см чертежа = m_l см натуре) вычерчивают эскиз вала со всеми насаженными на него деталями; рабочими колесами, втулками, думмисом, упорным гребнем, кольцами и т. д. (рис. 3.17). В данном случае при выполнении расчета принято $m_l = 2,5$.

Далее вал следует разделить на участки с постоянными диаметрами и определить массу каждого участка с учетом массы насаженных на этот участок деталей. Сила тяжести каждого участка в виде сосредоточенной силы прикладывается в его центре тяжести. При первой критической частоте вращения упругая линия вала с консолями имеет форму, представленную на рис. 3.18. При вращении деформированного таким образом вала силы инерции масс, сосредоточенных на консолях, будут приложены вверх и направлены противоположно силам инерции масс, сосредоточенных в пролете А-Б. В связи с этим силы, действующие на консолях,

Т а б л и ц а 3.9. Подсчет напряжений (МПа) в покрывающем диске для кониче

Номер участка	d	t_1	t	α_r	α_t	α'_c	По		
							П. 20	П. 21	П. 22
I	d	$\frac{D_0}{D_1}$	$\frac{D_1}{d}$						
	357	0,627	0,728	1,14	0,18	$\frac{-18}{-6,1}$			
II	d_a	$\frac{D_1}{d_a}$	$\frac{D_a}{d_0}$				По рн		
	335	0,776	0,91	2,14	0,24	$\frac{-35}{-11,9}$			

Номер участка	Диаметр	Первый расчет (')
	D_0	$\left. \begin{matrix} \sigma_{r0} = 0 \\ \sigma_{t0} = 200 \end{matrix} \right\} \text{принимается}$
I	D_1	$\left. \begin{matrix} \sigma_{r1} = \alpha_t \sigma_{t0} + \bar{\alpha}'_c T_d = 0,18 \cdot 200 - 22 = 14 (30,2) \\ \sigma_{t1} = \beta_t \sigma_{t0} + \bar{\beta}'_c T_d = 0,88 \cdot 200 - 9,2 = 166,8 (173,6) \end{matrix} \right\}$
II	D_a	$\left. \begin{matrix} \sigma_{ra} = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \\ + \bar{\alpha}'_c T_d = 2,14 \cdot 14 + 0,24 \cdot 166,8 - 37,7 = 32,3 (93,4) \\ \sigma_{ta} = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \\ + \bar{\beta}'_c T_d = 0,6 \cdot 14 + 0,91 \cdot 166,8 - 6,3 = 153,9 (174) \end{matrix} \right\}$

Примечание. В скобках даны значения напряжений в покрывающем диске, выго

ских участков с боковой нагрузкой

β_r	β_t	β'_c	α'_s	β'_s	α'_c	β'_c	T_d	$\alpha'_c T_d$	$\beta'_c T_d$
рисункам приложения					$\alpha'_c a + \alpha'_s h$	$\beta'_c a + \beta'_s h$	$\frac{(nd)^3}{10^{18}}$	$\frac{-22}{-5,8}$	$\frac{-9,2}{-2,4}$
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
0,27	0,88	$\frac{-7,5}{-2,5}$	$\frac{-13}{-4,2}$	$\frac{-5}{-1,5}$	$\frac{-25,3}{-6,7}$	$\frac{-10,6}{-2,8}$	0,87		
сункам приложения					$\alpha'_c a_a + \alpha'_s h_a$	$\beta'_c a_a + \beta'_s h_a$	$\frac{(nda)^3}{10^{18}}$	$\frac{-37,7}{-12,9}$	$\frac{-6,3}{-2,1}$
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
0,6	0,91	$\frac{-6}{-2}$	$\frac{-30}{-10,2}$	$\frac{-12}{-4,1}$	$\frac{-49}{-16,7}$	$\frac{-8,2}{-2,7}$	0,77		
Второй расчет (")							Действительные напряжения		
$\sigma_{r0} = 0$ $\sigma_{t0} = 20$ } принимается							$\sigma_{r0} = 0$ $\sigma_{t0} = 200 - 2,71 \cdot 20 = 145,8 (43)$		
$\sigma_{r1} = \alpha_r \sigma_{t0} = 0,18 \cdot 20 = 3,6$ $\sigma_{t1} = \beta_t \sigma_{t0} = 0,88 \cdot 20 = 17,6$							$\sigma_{r1} = 14 - 2,71 \cdot 3,6 = 4,2 (1,9)$ $\sigma_{t1} = 166,8 - 2,71 \cdot 17,6 = 119,1 (35,4)$		
$\sigma_{ra} = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} = 2,14 \cdot 3,6 + 0,24 \cdot 17,6 = 11,9$ $\sigma_{ta} = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} = 0,6 \cdot 3,6 + 0,91 \cdot 17,6 = 18,2$							$\sigma_{ra} = 0$ $\sigma_{ta} = 153,9 - 2,71 \cdot 18,2 = 104,6 (31,1)$		
днемном из алюминиевого сплава АК6 ($\rho = 2,65 \cdot 10^3$ кг/м ³)							$\sigma_r = \sigma'_r - \varphi \sigma''_r$ $\sigma_t = \sigma'_t - \varphi \sigma''_t$ $\varphi = \frac{\sigma'_{ra}}{\sigma''_{ra}} = \frac{32,3}{11,9} = 2,71 (7,85)$		

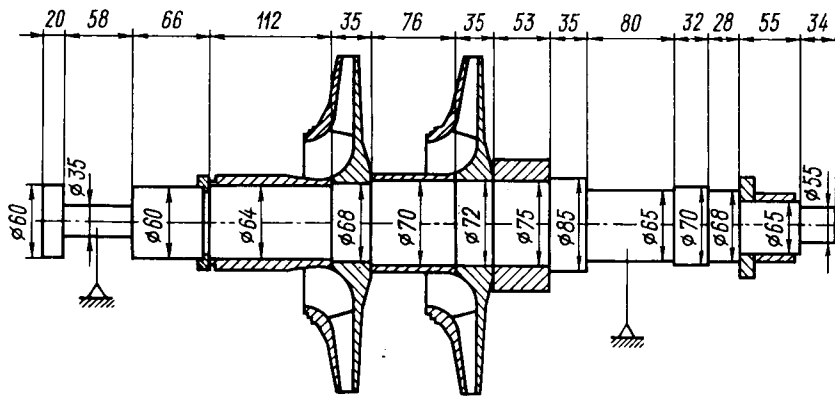


Рис. 3.17. Ротор центробежного компрессора

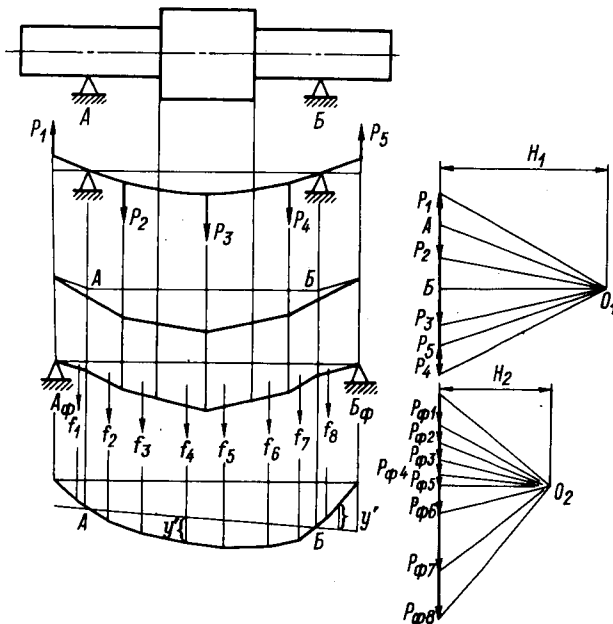


Рис. 3.18. Схема графического нахождения прогибов вала при определении критической частоты вращения без учета инерционных моментов дисков

считаем отрицательными, а приложенные к валу между опорами А и В — положительными.

Для рассматриваемого примера силы, приложенные к каждому участку с учетом их знака, сведены в графу 2 табл. 3.10.

Реакции в опорах А и В находятся по уравнениям

$$B = 1/l_{AB} \left(l_A \sum_{i=1}^k P_i - \sum_{i=1}^k P_i l_i \right),$$

$$A = - \sum_{i=1}^k P_i - B,$$

Т а б л и ц а 3.10. К расчету критической частоты вращения ротора

Номер участка	P_i	$\sum_{i=1}^k P_i$	l_i	$P_i l_i$	$\sum_{i=1}^k P_i l_i$	y_i	$P_i y_i$	$P_i y_i^2$
	кг		см	кг·см		1 см чертежа	кг·см	кг·см ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	-0,6	-0,6	0	0	0	-1,9	1,14	2,166
2	-0,22	-0,88	2,45	-0,54	-0,54	-1,2	0,264	0,317
3	0,22	-0,6	5,35	1,18	0,64	0,6	0,132	0,079
4	1,99	1,39	10,1	20,1	20,74	2,05	4,08	8,363
5	3,64	5,03	17	61,9	82,64	3,9	14,196	55,364
6	3,07	8,1	26,35	80,9	163,54	4,05	12,434	50,356
7	2,65	10,75	31,9	84,5	248,04	3,8	10,07	38,266
8	2,98	13,73	37,45	111,6	359,64	3,05	9,029	27,359
9	2,23	15,96	41,85	93,3	452,9	2,3	5,129	11,797
10	1,56	17,52	46,25	72,2	525,1	1,45	2,262	3,28
11	1,02	18,54	50	51	576,1	0,65	0,663	0,431
12	-1,02	17,52	54	-55,1	521	-0,25	0,255	0,064
13	-1,02	16,5	57,6	-58,8	462,2	-1,05	1,071	1,125
14	-0,56	15,94	60,5	-33,9	428,3	-1,6	0,896	1,434
15	-0,62	15,32	64,75	-40,1	388,2	-3	1,86	5,58
16	-0,5	14,82	69,1	-34,6	353,6	-4,05	2,025	8,201

$$\sum_1^{16} P_i y_i = 65,506 \text{ кг·см}; \quad \sum_1^{16} P_i y_i^2 = 214,18 \text{ кг·см}^2.$$

где l_{AB} — расстояние между опорами, см; l_A — расстояние между линиями действия силы P_1 и опорной реакцией A , см; l_i — расстояние между линиями действия силы P_1 и силы P_i , см.

Все величины, необходимые для определения опорных реакций, сведены в графы 3—6 табл. 3.10. Используя их, найдем $B = 1/48,1 (3,9 \cdot 14,82 - 353,6) = -6,15$ кг, $A = -14,82 + 6,15 = -8,67$ кг.

Эпюру изгибающих моментов строят графически с помощью веревочного многоугольника. Для этого от произвольной точки A по вертикали последовательно откладывают с учетом знака все силы P_i в принятом масштабе чертежа m_p (в данном примере $m_p = 1$ кг/см). В результате построения получаем отрезок, представляющий векторную сумму опорных реакций A и B в масштабе чертежа. От конечной точки откладываем в масштабе реакцию B и из точки B проводим горизонтальную линию, на которую наносим полюс O_1 , выбрав полюсное расстояние H_1 ($H_1 = 15$ см чертежа). Конечную точку каждого вектора силы соединяем отрезком прямой с полюсом O_1 .

После построения силового многоугольника строим эпюру изгибающих моментов. Для этого из произвольной точки на линии

Таблица 3.11. К расчету критической частоты вращения ротора

Номер <i>i</i> -го участка	Изгибающий момент (1 см чертежа)		2+3	Длина участка b_i (1 см чертежа)	Площадь участка эпюры $f_i = \frac{b \times 4}{2}$ (1 см ² чертежа)	Диаметр участка вала d_i , мм	$(d_{\max}/d_i)^4$	Фиктивная сила $P_{\Phi i} = 6 \times 8$ (1 см ² чертежа)
	в начале участка M_i	в конце участка M_{i+1}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0	0,05	0,05	0,42	0,0105	60	4,03	0,0423
2	0,05	0,07	0,12	0,58	0,0348	35	34,79	1,2107
3	0,07	0,12	0,19	0,58	0,0551	35	34,79	1,9169
4	0,12	0,65	0,77	0,58	0,2233	35	34,79	7,7686
5	0,65	0,9	1,55	0,58	0,4495	35	34,79	15,6381
6	0,9	1,62	2,52	1,32	1,6632	60	4,03	6,7027
7	1,62	2,35	3,97	1,32	2,6202	60	4,03	10,5594
8	2,35	3,62	5,97	2,24	6,6864	61	3,77	25,2077
9	3,62	4,05	7,67	2,24	8,5904	61	3,77	32,3858
10	4,05	4,2	8,25	0,7	2,8875	68	2,44	7,0455
11	4,2	4,3	8,5	0,7	2,975	68	2,44	7,259
12	4,3	4,38	8,68	1,52	6,5968	70	2,17	14,315
13	4,38	3,95	8,33	1,52	6,3308	70	2,17	13,7378
14	3,95	3,8	7,75	0,7	2,7125	72	1,94	5,2623
15	3,8	3,75	7,55	0,7	2,6425	72	1,94	5,1226
16	3,75	3,45	7,2	1,06	3,816	75	1,65	6,2964
17	3,45	2,85	6,3	1,06	3,339	75	1,65	5,5094
18	2,85	2,65	5,5	0,7	1,925	85	1	1,925
19	2,65	2,15	4,8	0,7	1,68	85	1	1,68
20	2,15	1,65	3,8	0,8	1,52	65	2,92	4,4384
21	1,65	1,15	2,8	0,8	1,12	65	2,92	3,2704
22	1,15	0,85	2	0,8	0,8	65	2,92	2,336
23	0,85	0,65	1,5	0,8	0,6	65	2,92	1,752
24	0,65	0,42	1,07	0,64	0,3424	70	2,17	0,743
25	0,42	0,3	0,72	0,64	0,2304	70	2,17	0,5
26	0,3	0,25	0,55	0,56	0,154	68	2,44	0,3758
27	0,25	0,14	0,39	0,56	0,1092	68	2,44	0,2664
28	0,14	0,12	0,26	1,1	0,143	65	2,92	0,4176
29	0,12	0,08	0,2	1,1	0,11	65	2,92	0,3212
30	0,08	0	0,08	0,68	0,0272	55	5,71	0,1553

действия силы P_1 проводим прямую, параллельную отрезку, соединяющему полюс O_1 с концом вектора силы P_1 , до пересечения с линией действия силы P_2 , и т. д. Затем из точек на линии действия первой (P_1) и последней (P_k) сил проводим прямые, параллельные отрезкам силового многоугольника $A - O_1$ и $P_k - O_1$, до пересечения с линиями действия сил A и B . Полученные точки соединяем отрезком $A-B$, который при правильном построении должен располагаться строго горизонтально. Вертикальные отрезки, заключенные между линиями веревочного многоугольника, пропорциональны изгибающему моменту в масштабе построения.

Для выполнения дальнейших расчетов перестроим эту эпюру, отложив ординаты изгибающих моментов от одной горизонтальной

$\alpha = \frac{2}{3}$	$A_2 = \frac{2+10}{3(1+10)}$	Абсцисса центра тяжести $x_{ц.г.} = 5 \times 11$ (1 см чертежа)	$l_i = \sum_0^{i-1} 5$ (1 см чертежа)	$a_i = 12+18$ (1 см чертежа)	$P_{\phi_i a_i} = 9 \times 14$	$\sum_1^i P_{\phi_i a_i} = \sum_1^i 16$	$\sum_1^i P_{\phi_i l_i} - \sum_1^i 9$
10	11	12	13	14	15	16	17
0	0,666	0,28	0	0,28	0,01	0,01	0,0423
0,714	0,528	0,31	0,42	0,73	0,88	0,89	1,253
0,583	0,544	0,32	1	1,32	2,53	3,42	3,1699
0,185	0,615	0,36	1,58	1,94	15,07	18,49	10,9385
0,722	0,527	0,31	2,16	2,47	38,63	57,12	26,5766
0,556	0,548	0,72	2,74	3,46	23,19	80,31	33,2793
0,689	0,531	0,7	4,06	4,76	50,26	130,57	43,8387
0,649	0,535	1,2	5,38	6,58	165,87	296,44	69,0464
0,894	0,509	1,14	7,62	8,76	283,7	580,14	101,4322
0,964	0,503	0,35	9,86	10,21	71,93	652,07	108,4777
0,977	0,502	0,35	10,56	10,91	79,2	731,27	115,7367
0,982	0,502	0,76	11,26	12,02	172,07	903,34	130,0517
1,1089	0,491	0,75	12,78	13,53	185,87	1089,21	143,7895
1,039	0,497	0,35	14,3	14,65	77,09	1166,3	149,0518
1,013	0,499	0,35	15	15,35	78,63	1244,93	154,1744
1,087	0,493	0,52	15,7	16,22	102,13	1347,06	160,4708
1,211	0,484	0,51	16,76	17,27	95,15	1442,21	165,9802
1,075	0,494	0,35	17,82	18,17	35	1477,21	167,9052
1,233	0,483	0,34	18,52	18,86	31,68	1508,89	169,5852
1,303	0,478	0,38	19,22	19,6	86,99	1595,88	174,0236
1,435	0,47	0,38	20,02	20,4	66,72	1622,6	177,294
1,353	0,475	0,38	20,82	21,2	49,72	1712,12	179,63
1,308	0,478	0,38	21,62	22	38,54	1750,66	181,382
1,548	0,464	0,3	22,42	22,72	16,88	1767,54	182,125
1,4	0,472	0,3	23,06	23,36	11,68	1779,22	182,625
1,2	0,485	0,27	23,7	23,97	9,01	1788,23	183
1,786	0,452	0,25	24,26	24,51	6,53	1794,76	183,267
1,167	0,487	0,54	24,82	25,36	10,59	1805,35	183,685
1,5	0,467	0,51	25,92	26,43	8,49	1813,84	184,006
∞	0,333	0,23	27,02	27,25	4,23	1818,07	184,161

линии. Площадь приведенной эпюры моментов рассматривают как фиктивно распределенную нагрузку, действующую на фиктивную балку с опорами A_{ϕ} и B_{ϕ} , размещенными на линиях действия крайних действительных сил P_1 и P_k .

Для упрощения задачи по определению прогиба распределенную фиктивную нагрузку разбивают на несколько нагрузок, которые заменяют сосредоточенными силами, приложенными в центрах тяжести соответствующих участков эпюры, действительного изгибающего момента и численно равных площадям этих участков. Наиболее удобно делить эпюры действительных изгибающих моментов на участки линиями действия сил P_i и линиями, делящими вал на участки равного диаметра. Площадь каждого участка

эпюры определяют по формуле трапеции $f_i = b_i (M_i + M_{i+1})/2$, где b_i — длина участка (1 см чертежа); M_i и M_{i+1} — действительный изгибающий момент в начале и конце участка (1 см чертежа). Результаты вычисления площадей участков эпюры приведены в графах 2—6 табл. 3.11.

Поскольку при прочих равных условиях прогиб вала пропорционален моменту инерции сечения вала $I = \pi d^4/64$, то для вала с переменным диаметром фиктивную нагрузку целесообразно привести к максимальному диаметру вала (в данном случае $d_{\max} = 8,5$ см) по уравнению $P_{\Phi i} = f_i (d_{\max}/d_i)^4$ (1 см² чертежа).

Результаты определения фиктивных сил представлены в графах 7—9 табл. 3.11. Сосредоточенная фиктивная сила $P_{\Phi i}$ расположена в центре тяжести трапеции площадью f_i . Положение центра тяжести рассчитано в графах 10—12 табл. 3.11 из выражения $x_{ц.т} = \kappa_{xi} b_i$, где $\kappa_{xi} = (\alpha_i + 2)/[3(\alpha_i + 1)]$; $\alpha_i = M_i/M_{i+1}$.

Опорные от фиктивных сил реакции определяют из выражений

$$B_{\Phi} = - (1/a_0) \sum_{i=1}^n P_{\Phi i} a_i, \quad A_{\Phi} = - \sum_{i=1}^n P_{\Phi i} - B_{\Phi},$$

где a_0 — расстояние между опорами фиктивной балки (1 см чертежа); a_i — расстояние между линиями действия опорной реакции A_{Φ} и фиктивной силы $P_{\Phi i}$ (1 см чертежа).

Результаты вычисления величин, необходимых для определения опорных реакций, даны в графах 13—17 табл. 3.11.

Используя эти данные, находим опорные реакции:

$$B_{\Phi} = - (1/27,7) 1818,07 = -65,61 \text{ см}^2 \text{ чертежа};$$

$$A_{\Phi} = -184,2 + 65,6 = -118,61 \text{ см}^2 \text{ чертежа}.$$

Эпюру фиктивного изгибающего момента строят в той же последовательности, что и эпюру действительного изгибающего момента. При построении силового многоугольника масштаб фиктивных сил принят равным $m_{\Phi} = 10 \text{ см}^2 \text{ чертежа}/1 \text{ см чертежа}$, а полюсное расстояние $H_2 = 10$ см. Полученная таким образом эпюра фиктивных изгибающих моментов представляет в масштабе построения упругую линию вала.

Для определения прогибов вала необходимо учесть, что в опорах A и B прогибы равны нулю. В связи с этим линии действия действительных опорных реакций продолжают до пересечения с упругой линией вала и через полученные точки A и B проводят прямую, определяющую относительное положение оси недеформированного вала. От этой прямой и отсчитывают прогибы вала на линии действия каждой силы P_i .

Значения прогибов y_i (в масштабе построения) и промежуточные величины, необходимые для определения критической частоты

вращения $n_{кр}$, приведены в графах 7—10 табл. 3.10. Используя данные таблицы, найдем

$$n_{кр} = 299 \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^k P_i y_i}{\sum_{i=1}^k P_i y_i^2} \right) m =}$$

$$= 299 \sqrt{65,51/214,18 \cdot 23\,450} = 25\,322 \text{ об/мин,}$$

где m — масштабный множитель, определенный по выражению

$$m = EI_{\max}/(m_j^3 m_p m_\phi H_1 H_2) = 2,15 \cdot 10^9 \cdot 255 / (2,5^3 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 15 \cdot 10) = 23\,450,$$

в котором E — модуль упругости материала вала (для стали $E = 2,15 \text{ кг/см}^2$); $I_{\max} = (\pi d_{\max}^4)/64$ — момент инерции максимального сечения вала; $I_{\max} = \pi 8,5^4/64 = 255 \text{ см}^4$.

Расчетная частота вращения ротора паровой холодильной машины $n_p = 138 \text{ 1/с}$. Обычно для жестких валов $n_p < (0,7 \div 0,8) n_{кр}$. В нашем случае $n_p/n_{кр} = 138 \cdot 60/25\,322 = 0,327$. Следовательно, спроектированный ротор удовлетворяет условиям, предъявляемым к жестким валам, и может быть использован в данной машине.

В случае, если рабочая частота вращения близка к критической, необходимо увеличить диаметр наиболее нагруженных участков ротора, тем самым увеличив его жесткость, и повторить расчет.

Глава 4. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

4.1. КОНДЕНСАТОРЫ

Пример 1. Расчет площади поверхности теплопередачи, основных размеров и гидравлического сопротивления горизонтального кожухотрубного конденсатора.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, °C:	
кипения t_0	-15
начальная охлаждающей воды t_{w1}	17
Холодильный агент	R12

Приняв нагрев охлаждающей воды Δt_w и среднюю логарифмическую разность температур θ_m равными соответственно 6 и 4 °C, из уравнения $\theta_m = \Delta t_w / \ln [(t_k - t_{w2}) / (t_k - t_{w1})]$ находим температуру конденсации

$$t_k = (t_{w2} e^{\Delta t_w / \theta_m} - t_{w1}) / (e^{\Delta t_w / \theta_m} - 1) = (23e^{6/4} - 17) (e^{6/4} - 1) = 24,72 \approx 25^\circ \text{C}.$$

По таблицам термодинамических свойств или диаграммам для R12 определяем энтальпии узловых точек цикла работы холодильной машины. При этом принимаем: температуру пара, всасываемого в компрессор, равной нулю; процесс сжатия — изоэнтропным; температуру жидкого R12 на выходе из конденсатора и на входе в регенеративный теплообменник равной 22 °C, а пара на выходе из испарителя —15 °C (сухой насыщенный пар).

Тепловой поток конденсатора $Q_k = (Q_0/q_0) \Delta i = (100/135,65) \times 159,94 = 117,9$ кВт, где q_0 — удельная холодопроизводительность цикла, кДж/кг; Δi — разность энтальпий пара на входе в конденсатор и жидкости на выходе из него, кДж/кг.

Массовый расход воды через конденсатор $G_w = Q_k / (c_w \Delta t_w) = 117,9 / (4,183 \cdot 6) = 4,7$ кг/с, где c_w — удельная теплоемкость воды при средней температуре ее в конденсаторе 20 °C, кДж/(кг · K).

В качестве поверхности теплопередачи выбираем шахматный пучок из медных труб со стандартным наружным оребрением: внутренний диаметр $d_{вн} = 0,0132$ м; диаметры окружности выступов и впадин соответственно $d_n = 0,021$ м и $d_0 = 0,0165$ м; шаг ребер $u = 0,002$ м; площади наружной и внутренней поверхностей 1 м длины трубы соответственно $F'_n = 0,149$ м² и $F'_{вн} = 0,0415$ м², коэффициент оребрения $\beta = F'_n / F'_{вн} = 3,6$.

Приняв скорость воды в аппарате $w = 1,9$ м/с, определяем число труб в одном ходе: $n_1 = 4G_w / (\pi \rho_w d_{вн}^2 w) = 4 \cdot 4,7 / (\pi \cdot 998,2 \times 0,0132^2 \cdot 1,9) \approx 18$. По этому же уравнению уточняем скорость воды при $n_1 = 18$. Получаю $w = 1,91$ м/с.

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды определяем числа Рейнольдса и Нуссельта: $Re = wd_{вн}/\nu = 1,91 \times 0,0132 / (1,006 \cdot 10^{-6}) = 25\,061$, где ν — кинематическая вязкость воды, м²/с; для турбулентного режима $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 25\,061^{0,8} \cdot 7,03^{0,43} = 160,5$. Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = Nu \lambda / d_{вн} = 160,5 \cdot 0,597 / 0,0132 = 7261$ Вт/(м²·К), где λ — теплопроводность воды, Вт/(м·К).

Приняв суммарное термическое сопротивление стенки трубы и загрязнений равным $\sum (\delta_i / \lambda_i) = 2,6 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт, составим уравнение для определения плотности теплового потока со стороны воды:

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{1/\alpha_w + \sum (\delta_i / \lambda_i)} = \\ = \frac{4 - \theta_a}{1/7261 + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 2514(4 - \theta_a).$$

Для дальнейших расчетов необходимо найти плотность теплового потока $q_{вн}$. Точное значение $q_{вн}$ на данном этапе расчета установить невозможно, поэтому вычисляем ориентировочное значение q' , приняв $\theta_a = 0,3\theta_m$. Тогда $q' = A(\theta_m - 0,3\theta_m) = 0,7A\theta_m = 0,7 \cdot 2514 \cdot 4 = 7039$ Вт/м².

При расположении труб в трубной решетке в вершинах правильных треугольников и по сторонам правильных концентрических шестиугольников параметр m определится следующим образом [47]:

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{Q_R}{q' S d_{вн} (l/D)}},$$

где m — число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника; S — горизонтальный шаг труб: $S = 1,3d_{вн} = 1,3 \cdot 0,02 = 0,026$ м; l/D — отношение длины трубы в аппарате к диаметру трубной решетки, принимаем $l/D = 8$. Тогда

$$m = 0,75 \sqrt[3]{117,9 \cdot 10^3 / (7039 \cdot 0,027 \cdot 0,0132 \cdot 8)} = 13,53.$$

Округляя до ближайшего нечетного числа, получаем $m = 13$. Число горизонтальных рядов труб в аппарате $n_{г} = m = 13$, $n_{г}/2 \approx 6$. Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося R12, отнесенный к внутренней поверхности труб,

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\Delta t \rho^3 \lambda^3 g / (\mu d_0)} (n_{г}/2)^{-0,167} \beta \theta_a^{-0,25} \psi_p = \\ = 0,72 \sqrt[4]{159,94 \cdot 10^3 \cdot 1309^3 \cdot 0,0691^3 \cdot 9,81 / (2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165)} \times \\ \times 6^{-0,167} \cdot 3,60_a^{-0,25} \cdot 1,609 = 11\,759_a^{-0,25},$$

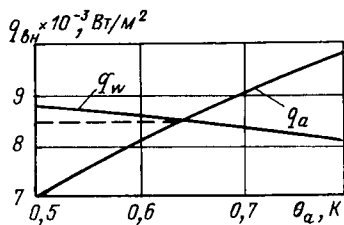


Рис. 4.1. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в горизонтальном кожухотрубном конденсаторе

где $\Delta i = q_m = 159,94$ кДж/кг — разность энтальпий R12 на входе и выходе из конденсатора; плотность ρ , кг/м³, теплопроводность λ , Вт/(м·К), и динамическая вязкость μ , Па·с взяты для насыщенной жидкости R12 при температуре 25 °С; θ_a — разность температур конденсации и стенки трубы, °С; Φ_p — коэффициент, учитывающий различные условия конденсации на горизонтальных и вертикальных участках поверхности тру-

бы: $\Phi_p = 1,3 (F'_n/F'_r) E^{0,75} (d_0/h'_p) + F'_r + F'_n = 1,3 (0,139/0,149) \times (0,0165/0,0063) + 0,01/0,149 = 1,609$; F'_n — площадь поверхности вертикальных участков ребер на 1 м длины трубы: $F'_n = \pi (a_n^2 - d_0^2) / [2u \cos(\alpha/2)] = \pi (0,021^2 - 0,0165^2) / (2 \cdot 0,002 \times \cos 17^\circ 30') = 0,139$ м²; $\alpha = 35^\circ$ — угол при вершине ребра; F'_r — площадь поверхности горизонтальных участков трубы длиной 1 м: $F'_r = F'_n - F'_n = 0,149 - 0,139 = 0,01$ м²; h'_p — приведенная высота ребра: $h'_p = 0,25\pi (d_n^2 - d_0^2) / d_n = 0,25\pi \times (0,021^2 - 0,0165^2) / 0,021 = 0,0063$ м; E — эффективность ребра для низких накатных ребер: $E = 1$.

Плотность теплового потока со стороны R12 определяется следующим уравнением общего вида: $q_a = B\theta_a^k$. В нашем случае $q_a = \alpha_a \theta_a = 11\,759\theta_a^{0,25} \theta_a = 11\,759\theta_a^{0,75}$. Таким образом, получены уравнения для определения плотности теплового потока. Перепишем их в общем и конкретном виде:

$$\left. \begin{aligned} q_w &= A(\theta_m - \theta_a) = 2514(4 - \theta_a); \\ q_a &= B\theta_a^k = 11\,759\theta_a^{0,75}. \end{aligned} \right\}$$

Данная система уравнений является трансцендентной относительно q и θ_a . Наглядный и достаточно точный результат дает графоаналитический метод, основанный на том факте, что в установившемся режиме работы аппарата имеет место равенство $q_w = q_a = q_{вн}$. Это позволяет определить фактическое значение плотности теплового потока $q_{вн}$ как ординату точки пересечения графических зависимостей $q_w = 2514(4 - \theta_a)$ и $q_a = 11\,759\theta_a^{0,75}$ в координатных осях θ_a - q . Для построения упомянутых зависимостей предварительно вычисляют значение q для ряда значений θ_a . Результаты такого расчета приведены ниже.

θ_a , °С	0,5	0,6	0,7	0,8
$q_w = 2514(4 - \theta_a)$, Вт/м ²	8799	—	—	8045
$q_a = 11\,759\theta_a^{0,75}$, Вт/м ²	6992	8016	8999	9947

По этим данным построены кривые $q_w = f(\theta_a)$ и $q_a = \varphi(\theta_a)$ на рис. 4.1. Точка пересечения кривых определяет значение $q_{вн} = 8400$ Вт/м².

Более точное значение $q_{\text{вн}}$ находят по итерационному выражению *

$$q_{\text{вн}} = \frac{(x-1)(q')^x + \theta_m B^x}{x(q')^{x-1} + B^x/A},$$

где введено обозначение $x = 1/k = 1/0,75 = 1,333$. Остальные параметры итерационного выражения вычислены ранее и имеют следующие значения: $A = 2514$; $B = 11\,759$, $\theta_m = 4$, $q' = 7039 \text{ Вт/м}^2$. После подстановки получаем для первого итерационного шага

$$q_{\text{вн1}} = \frac{(1,33-1)7039^{1,333} + 4 \cdot 11\,759^{1,333}}{1,333 \cdot 7039^{1,333-1} + 11\,759^{1,333}/2514} = 8449 \text{ Вт/м}^2.$$

Подставив в исходное итерационное выражение вместо q' значение $q_{\text{вн1}}$, получим для второго итерационного шага $q_{\text{вн2}} = 8440 \text{ Вт/м}^2$. Относительная погрешность составляет $\delta q = (q_{\text{вн1}} - q_{\text{вн2}})/q_{\text{вн2}} = (8449 - 8440)/8440 = 1,07 \cdot 10^{-3}$ или $0,107\%$. Ввиду достаточной точности итерационный процесс прекращаем и принимаем $q_{\text{вн}} = 8440 \text{ Вт/м}^2$.

Ранее было получено $m = 13$, тогда общее число труб в аппарате будет равно $n = 0,75m^3 + 0,25 = 0,75 \cdot 13^3 + 0,25 = 127$.

Число ходов в аппарате по воде $z = n/n_1 = 127/18 = 7,05$. Принимаем $z = 8$, тогда $n = 18 \cdot 8 = 144$. При $m = 13$ $n = 127$, т. е. меньше 144, поэтому принимаем $m = 15$. Тогда $n = 0,75 \times 15^3 + 0,25 = 169$.

Для того чтобы использовать часть аппарата под ресивер, освобождаем трубный пучок от трех нижних рядов. Число исключенных труб

$$n_{\text{иск}} = i \frac{m+1}{2} + [1 + 2 + \dots + (i-1)] = 3 \frac{15+1}{2} + 1 + 2 = 27,$$

где i — число исключаемых рядов труб.

Число оставшихся труб $n_{\text{ост}} = n - n_{\text{иск}} = 169 - 27 = 142$. Недостающие до 144 две трубы размещаем в верхней части аппарата.

Диаметр трубной решетки $D = ms = 15 \cdot 0,026 = 0,4 \text{ м}$. Для изготовления кожуха аппарата выбираем трубу с наружным диаметром 426 мм и толщиной стенки 9 мм.

Площадь внутренней поверхности теплопередачи $F_{\text{вн}} = Q_{\text{к}}/q_{\text{вн}} = 117,9 \cdot 10^3/8440 = 13,97 \text{ м}^2$.

Длина одной трубы в аппарате $l = F_{\text{вн}}/(\pi d_{\text{вн}} n) = 13,97/(\pi \cdot 0,0132 \cdot 144) = 2,34 \text{ м}$.

* Герасимов Е. Д. Совершенствование алгоритма расчета конденсаторов и испарителей холодильных машин// Холодильная техника. 1986. № 8. С. 35—37.

Отношение $l/D = 2,34/0,4 = 5,87$. Это приемлемо, так как для современных аппаратов средние значения l/D лежат в пределах 4—8.

Определяем гидравлическое сопротивление протеканию воды в трубах конденсатора [35]:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \{0,042 \epsilon_{\text{ш}} / [(w d_{\text{вн}})^{0,25} (t_w + 40)^{0,35}] (l/d_{\text{вн}}) + 1,75\} \times \\ &\times (zw^2 \rho_w / 2) = \{0,042 \cdot 1 / [(1,9 \cdot 0,0132)^{0,25} (20 + 40)^{0,35}] \times \\ &\times (2,66/0,0132) + 1,75\} (8 \cdot 2,15^3 \cdot 998,2/2) = \\ &= 123\,096 \text{ Па} \approx 0,123 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где $\epsilon_{\text{ш}}$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности труб. Для медных труб $\epsilon_{\text{ш}} = 1$.

Пример 2. Расчет площади поверхности вертикального кожухотрубного конденсатора.

Исходные данные

Тепловой поток $Q_{\text{к}}$, кВт	320
Температура, °С:	
конденсации $t_{\text{к}}$	30
охлаждающей воды $t_{\text{в1}}$	21
Холодильный агент	R717

Приняв нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_w = 6^\circ\text{C}$, определим среднюю логарифмическую разность температур: $\theta_m = \Delta t_w / \ln (t_{\text{к}} - t_{\text{в1}}) / (t_{\text{к}} - t_{\text{в2}}) = 6 / \ln (30 - 21) / (30 - 27) = 5,46^\circ\text{C}$.

Расход охлаждающей воды $G_w = Q_{\text{к}} / (\Delta t_w c_w) = 320 / (6 \times 4,182) = 12,75 \text{ кг/с}$.

В качестве элемента теплопередающей поверхности принимаем стальную гладкую трубу длиной 4 м с наружным диаметром $d_{\text{н}} = 0,057 \text{ м}$ и внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 0,051 \text{ м}$.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи со стороны воды используем уравнения подобия для жидкости, стекающей пленкой, при условии $Re_{\text{пл}} \geq 200 Nu_{\text{пл}} = 0,01 (Ga_{\text{пл}} Pr_{\text{пл}} Re_{\text{пл}})^{1/3}$.

Определяем теплофизические свойства воды при средней температуре пленки $t_w = (t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}) / 2 = (21 + 27) / 2 = 24^\circ\text{C}$:

кинематическая вязкость $\nu = 0,916 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

динамическая вязкость $\mu = 912,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;

теплопроводность $\lambda = 0,6073 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

число Прандтля $Pr = 6,3$;

число Галилея $Ga_{\text{пл}} = gH^3/\nu^3 = 9,81 \cdot 4^3 / (0,916 \cdot 10^{-6})^3 = 7,48 \cdot 10^{14}$, где $H = 4 \text{ м}$ — принятая высота аппарата.

Число Рейнольдса представляем как функцию от плотности теплового потока $q_{\text{вн}}$, так как значение последней неизвестно на данном этапе расчета: $Re_{\text{пл}} = 4\Gamma_1/\mu = 4G_w q_{\text{вн}} H / (Q_{\text{к}} \mu) = 4 \times 12,75 \cdot q_{\text{вн}} \cdot 4 / (320 \cdot 10^3 \cdot 912,4 \cdot 10^{-6}) = 0,699 q_{\text{вн}}$, где Γ_1 — расход воды на 1 м омываемого периметра труб, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Число Нуссельта $Nu_{пл} = 0,01 (7,48 \cdot 10^{14} \cdot 6,3 \cdot 0,699 q_{w_{вн}})^{1/3} = 1488 q_{w_{вн}}^{1/3}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = Nu_{пл} \lambda / H = 1488 \cdot 0,6073 q_{w_{вн}}^{1/3} / 4 = 226 q_{w_{вн}}^{1/3}$.

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = \theta_w / [1/\alpha_w + \sum (\delta_i / \lambda_i)] = (\theta_m - \theta_a) / (1/226 q_{w_{вн}}^{1/3} + 0,6 \cdot 10^{-3}) = (5,46 - \theta_a) / (4,43 \cdot 10^{-3} q_{w_{вн}}^{1/3} + 0,6 \cdot 10^{-3})$, где θ_w — разность температуры стенки трубы и средней температуры воды, °C; θ_a — разность температур конденсации и стенки трубы; $\sum (\delta_i / \lambda_i) = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

После преобразования получаем $4,43 \cdot 10^{-3} q_{w_{вн}}^{2/3} + 0,6 \cdot 10^{-3} \times q_{w_{вн}} + \theta_a - 5,46 = 0$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента определяем по формуле Нуссельта с поправкой на волновой режим движения пленки ϵ_p :

$$\alpha_a = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{(\mu H \theta_a) (d_w / d_{вн})}} \epsilon_p.$$

Теплофизические свойства жидкого аммиака при температуре 30 °C: теплота парообразования $r = 1146,34 \text{ кДж/кг}$; плотность $\rho = 595,2 \text{ кг/м}^3$; теплопроводность $\lambda = 0,4745 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; динамическая вязкость $\mu = 0,1373 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; кинематическая вязкость $\nu = 0,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Поправка $\epsilon_p = (Re/4)^{0,04}$, где число Рейнольдса определяется по формуле $Re = 4 q_{a_{вн}} H / (r \mu) = 4 \cdot 4 / (1146,34 \cdot 10^3 \cdot 0,1373 \cdot 10^{-3}) \times q_{a_{вн}} = 0,1 q_{a_{вн}}$.

Подстановка найденных величин в уравнение для α_a дает

$$\alpha_a = 0,943 \sqrt[4]{1146,34 \cdot 10^3 \cdot 595,2^2 \cdot 0,4745^3 \cdot 9,81 / (0,1373 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \theta_a)} \times \times 0,057 / 0,051 (0,1 q_{a_{вн}} / 4)^{0,04} = 4797 q_{a_{вн}}^{0,04} \theta_a^{-0,25}.$$

Плотность теплового потока со стороны конденсирующегося аммиака $q_a = \alpha_a \theta_a = 4797 q_{a_{вн}}^{0,04} \theta_a^{-0,25} \theta_a$ или после преобразования $q_{a_{вн}} = 6829 \theta_a^{0,75}$. Определяем плотность теплового потока в аппарате графическим решением системы уравнений

$$4,43 \cdot 10^{-3} q_{w_{вн}}^{2/3} + 0,6 \cdot 10^{-3} q_{w_{вн}} + \theta_a - 5,46 = 0, \\ q_a - 6829 \theta_a^{0,75} = 0.$$

С целью построения графиков для ряда принимаемых значений $q_{w_{вн}}$ определяем θ_a из первого уравнения, затем для каждого полученного значения θ_a находим q_a из второго уравнения. Результаты расчета даны ниже.

$q_w, \text{ Вт/м}^2$	4500	5000	5500	6000
$\theta_a, \text{ }^\circ\text{C}$	1,55	1,16	0,78	0,4
$q_a, \text{ Вт/м}^2$	9624	7691	5624	3324

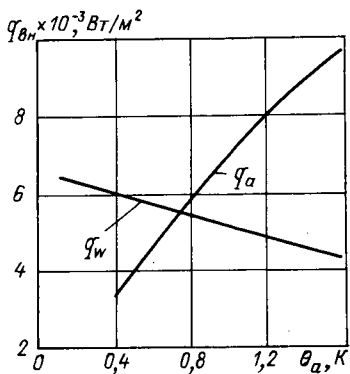


Рис. 4.2. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в вертикальном кожухотрубном конденсаторе

По этим данным в координатах $\theta_a - q_{вн}$ строим кривые $q_w = f(\theta_a)$ и $q_a = \varphi(\theta_a)$, ордината точки пересечения которых соответствует искомому значению $q_{вн}$. Согласно рис. 4.2 находим $q_{вн} = 5524$ Вт/м².

Площадь внутренней поверхности теплообмена $F_{вн} = Q_K/q_{вн} = 320\,000/5524 = 58$ м².

Для определения конструктивных параметров принимаем: шаг труб $S = 1,3d_n = 1,3 \cdot 0,057 = 0,074$ м; отношение длины трубы к диаметру трубной решетки $k=4,9$.

Параметр m

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}kS)} = 0,75 \sqrt[3]{58/(0,051 \cdot 4,9 \cdot 0,074)} = 10,98.$$

Принимаем $m = 11$, тогда общее число труб в аппарате $n = 0,75m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91$.

Диаметр трубной решетки $D = mS = 11 \cdot 0,074 = 0,814$ м.

Длина трубы в аппарате $l = kD = 4,9 \cdot 0,814 = 3,99 \approx 4$ м.

Проверяем площадь поверхности теплообмена: $F_{вн} = \pi d_{вн} l n = \pi \cdot 0,051 \cdot 4 \cdot 91 = 58,32$ м², что близко к значению $F_{вн}$, найденному в ходе теплового расчета.

Полученные размеры аппарата можно считать окончательными. В случае значительного расхождения принятых в начале расчета высоты H и длины l трубы следует произвести повторный тепловой расчет при откорректированной величине H .

Пример 3. Расчет площади поверхности теплопередачи оросительного конденсатора с промежуточным отводом жидкости.

Исходные данные

Тепловой поток Q_K , кВт	350
Температура, °С:	
охлаждающей воды $t_{св}$	21
наружного воздуха t_n	25
Относительная влажность воздуха φ_1 , %	50
Холодильный агент	R717

Поверхность теплопередачи образована из гладких стальных труб, у которых $d_n = 57$ мм и $d_{вн} = 50$ мм.

Принимаем нагрев воды на поверхности конденсатора равным $\Delta t = 3$ °С, а среднюю температуру воды $t_{ср}$ на 5 °С выше температуры предела охлаждения t_a . Значение последней определяем по диаграмме влажность — энтальпия для влажного воздуха: $t_a = 18$ °С. Тогда $t_{ср} = t_a + 5 = 18 + 5 = 23$ °С.

Температура воды, подаваемой на орошение t_1 и сливающейся в поддон t_2 : $t_1 = t_{\text{ср}} - 0,5\Delta t = 23 - 0,5 \cdot 3 = 21,5^\circ\text{C}$; $t_2 = t_{\text{ср}} + 0,5\Delta t = 23 + 0,5 \cdot 3 = 24,5^\circ\text{C}$.

Приняв среднюю логарифмическую разность температур θ_m равной 4°C , определим температуру конденсации:

$$t_{\text{к}} = (t_2 e^{\Delta t / \theta_m} - t_1) / (e^{\Delta t / \theta_m} - 1) = (24,5 e^{3/4} - 21,5) / (e^{3/4} - 1) = 27,2^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела $\alpha_a = 2100\theta_a^{-0,167} d_{\text{вн}}^{-0,25} = 2100\theta_a^{-0,167} \cdot 0,05^{-0,25} = 4441\theta_a^{-0,167}$.

Плотность теплового потока $q_{\text{авн}} = \alpha_a \theta_a = 4441\theta_a^{-0,167} \theta_a = 4441\theta_a^{0,833}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды при отношении шага труб к диаметру 1,7—2 определяем по уравнению подобия $\text{Nu}_{\text{пл}} = 0,1 \text{Re}_{\text{пл}}^{0,63} \text{Pr}^{0,48}$.

Теплофизические свойства воды при средней температуре 23°C : $\rho = 997,4 \text{ кг/м}^3$, $c = 4,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, $\lambda = 0,601 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$, $\mu = 943,2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$; $\nu = 0,946 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 6,56$.

Принимаем расход воды на 1 м длины одной прямой трубы с учетом ее двустороннего смывания $\Gamma_1 = 0,26 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$.

Толщина пленки стекающей воды

$$\delta_{\text{пл}} = 1,94 \sqrt[3]{\mu \Gamma_1 / (g \rho^2)} = 1,94 \sqrt[3]{943,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,26 / (9,8 \cdot 997,4^2)} = 5,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Определяющий размер $d_0 = 4\delta_{\text{пл}} = 4 \cdot 5,68 \cdot 10^{-4} = 2,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Средняя скорость стекания пленки воды $\omega_{\text{ср}} = \Gamma_1 / (\rho \delta_{\text{пл}}) = 0,26 / (997,4 \cdot 5,68 \cdot 10^{-4}) = 0,459 \text{ м/с}$.

Число Рейнольдса $\text{Re}_{\text{пл}} = \omega_{\text{ср}} d_0 / \nu = 0,459 \cdot 2,27 \cdot 10^{-3} / 0,946 \times 10^{-6} = 1101,3$.

Число Нуссельта $\text{Nu}_{\text{пл}} = 0,1 \cdot 1101,3^{0,63} \cdot 6,56^{0,48} = 20,35$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_w = \text{Nu}_{\text{пл}} \lambda / d_0 = 20,35 \cdot 0,601 / 2,27 \times 10^{-3} = 5387 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$.

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = \theta_w / [d_{\text{вн}} / (\alpha_w d_{\text{вн}}) + \sum (\delta_i / \lambda_i)] = (\theta_m - \theta_a) / (1/5387 \cdot 0,05 / 0,057 + 1,1 \cdot 10^{-3}) = 792 (4 - \theta_a)$, где $\sum (\delta_i / \lambda_i)$ — сумма термических сопротивлений слоя масла, краски и водяного камня:

$$\sum (\delta_i / \lambda_i) = \delta_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}} + \delta_{\text{кп}} / \lambda_{\text{кп}} + \delta_{\text{вк}} / \lambda_{\text{вк}} = 0,06 \cdot 10^{-3} / 0,12 + 0,1 \cdot 10^{-3} / 0,58 + 0,6 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{K/Вт}.$$

Определим плотность теплового потока в аппарате графоаналитическим методом. Для этого произведем расчеты q_w и q_a в зависимости от θ_a , результаты которых представлены ниже.

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	0,4	0,5	0,6	0,7
$q_w = 792 (4 - \theta_a), \text{ Вт/м}^2$	2851	—	—	2614
$q_a = 4441\theta_a^{0,833} \text{ Вт/м}^2$	2070	2493	2902	3299

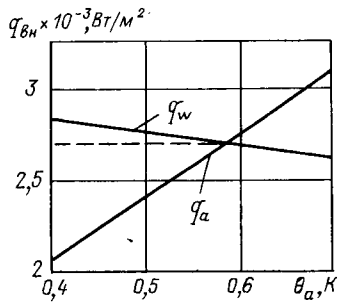


Рис. 4.3. Графоаналитическое определение плотности теплового потока оросительного конденсатора

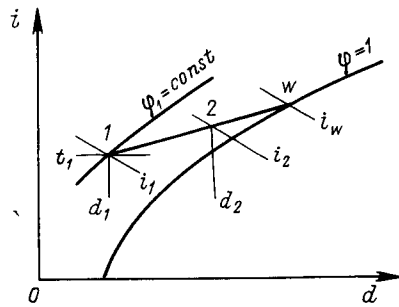


Рис. 4.4. Процессы изменения состояния влажного воздуха в испарительном конденсаторе

Состояние воздуха: 1 — на входе в конденсатор; 2 — на выходе из конденсатора; w — насыщенного при средней температуре воды в конденсаторе

По этим данным строим кривые $q_w = f(\theta_a)$ и $q_a = \varphi(\theta_a)$ на рис. 4.3, согласно которому $q_{вн} = 2727 \text{ Вт/м}^2$.

Площадь поверхности теплообмена:

внутренняя $F_{вн} = Q_n/q_{вн} = 350\,000/2727 = 128,35 \text{ м}^2$;

наружная $F_n = F_{вн}d_n/d_{вн} = 128,35 \cdot 57/50 = 146,3 \text{ м}^2$.

Количество теплоты, передаваемое наружному воздуху, $Q_v = F_n \sigma \beta (i''_{ср} - i_1) = 146,3 \cdot 0,02 \cdot 2 (66,99 - 49,4) = 102,9 \text{ кВт}$, где $\sigma = \alpha_v/c_p = 20/1020 \approx 0,02 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ — коэффициент испарения; $\alpha_v = 20 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ — принятый коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха; $c_p = 1020 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ — средняя теплоемкость воздуха; $\beta = 2$ — коэффициент, учитывающий увеличение поверхности испарения в результате образования струй и капель; $i''_{ср} = 66,99 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды $t_{ср} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$; $i_1 = 49,4 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия окружающего воздуха при $t_n = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\varphi_1 = 50 \%$.

Масса испарившейся воды $G_{исп} = F_n \sigma \beta (d''_{ср} - d_1) = 146,3 \times 0,02 \cdot 2 (0,018 - 0,01) = 0,0468 \text{ кг/с}$, где $d''_{ср} = 0,018 \text{ кг/кг}$ — влажосодержание насыщенного воздуха при $t_{ср} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$; $d_1 = 0,01 \text{ кг/кг}$ — влажосодержание наружного воздуха.

Расход воды на орошение конденсатора $G = (Q_n - Q_v + G_{исп}c_p t_2)/[c_p (t_2 - t_1)] = (350 - 102,9 + 0,0468 \cdot 4,18 \cdot 24,5)/[4,18 (24,5 - 21,5)] = 20,09 \text{ кг/с}$.

Отношение расхода свежей воды к общему ее расходу $\xi = G_{св}/G = \Delta t/(t_2 - t_{св}) = 3/(24,5 - 21) = 0,857$, откуда расход свежей воды $G_{св} = \xi G = 0,857 \cdot 20,09 = 17,2 \text{ кг/с}$.

Расход сбросной воды $G_{сл} = G_{св} - G_{исп} = 17,2 - 0,0468 = 17,15 \text{ кг/с}$.

Основные размеры конденсатора следующие:

произведение числа секций на длину прямого участка трубы $n_c l = G/2\Gamma_1 = 20,09/(2 \cdot 0,26) = 38,63 \text{ м}$, принимаем число сек-

ций $n_0 = 7$; тогда длина одной трубы $l = n_0 l / n_0 = 38,63/7 = 5,52$ м;

поверхность одной секции $F_{н1} = F_n / n_0 = 146,3/7 = 20,9$ м²;
длина труб в одной секции $L_1 = F_{н1} / (\pi d_n) = 20,9 / (\pi \cdot 0,057) = 116,7$ м;

число труб в одной секции $n_1 = L_1 / l = 116,7/5,52 = 21,1$,
принимая $n_1 = 21$.

При шаге труб $S = 1,7d_n = 1,7 \cdot 0,057 = 0,0960 \approx 0,1$ м вы-
сота аппарата $H = (n_1 - 1) S + d_n = (21 - 1) 0,1 + 0,057 = 2,057$ м.

Пример 4. Расчет площади поверхности теплопередачи и геометрических параметров основной секции испарительного конденсатора.

Исходные данные

Тепловой поток Q_k , кВт	250
Температура наружного воздуха t_1 , °С	25
Относительная влажность воздуха φ_1 , %	60
Холодильный агент	R717

В качестве элемента поверхности теплопередачи принимаем гладкую стальную трубу диаметром 25×2 мм.

По диаграмме $d = i$ (рис. 4.4) определяем параметры наружного воздуха: $i_1 = 54,4$ кДж/кг; $d_1 = 0,012$ кг/кг. Температура предела охлаждения $t_a = 20$ °С.

Принимаем расчетную температуру конденсации

$$t_k = t_a + 15 = 20 + 15 = 35 \text{ °С.}$$

Массовый расход воздуха определяем по приближенной эмпирической зависимости $G_n = 3,25 \rho_n Q_k \cdot 10^{-3} = 3,25 \cdot 1,14 \cdot 250 \cdot 10^{-3} = 9,26$ кг/с, где ρ_n — плотность воздуха при T_1 и φ_1 : $\rho_n = p / (1 + d_1) / [RT_1 (1 + 1,61d_1)] = 9,81 \cdot 10^4 / (1 + 0,012) / [287 \cdot 298 (1 + 1,61 \cdot 0,012)] = 1,14$ кг/м³.

Энтальпия воздуха после конденсатора $i_2 = i_1 + Q_k / G_n = 54,4 + 250/9,26 = 81,4$ кДж/кг.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, стекающей пленкой $\alpha_w = 0,85 \cdot 9750 \Gamma_1^{1/3} = 0,85 \cdot 9750 \cdot 0,05^{1/3} = 3053$ Вт/(м²·К), где $\Gamma_1 = 0,05$ кг/(м·с) — интенсивность орошения на 1 м горизонтальной трубы с одной ее стороны; 0,85 — коэффициент, учитывающий неравномерность орошения труб водой.

Площадь поверхности теплопередачи F_n определяем в такой последовательности. Принимаем ориентировочное значение q_n и находим F_n по условию теплопередачи от аммиака к воде. Далее определяем параметры воды и воздуха в конденсаторе и значение F_n по условиям тепло- и массообмена между ними. В случае различия значений F_n более чем на 3 % принимаем другое значение q_n и повторяем расчет.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиака $\alpha_a = 2100 \theta_a^{-0,167} d_{вн}^{-0,25}$, или $\alpha_a = 9733 q_{a, вн}^{-0,2} d_{вн}^{-0,3}$.

Для дальнейшего расчета необходимо принять значение плотности теплового потока. При этом можно использовать следующие рекомендации [13]: для R717 $q_n = 2400 \div 4000$ Вт/м², для R22 2100—3200; для R12 1950—3000. Принимаем $q_n = 3600$ Вт/м², тогда $q_{a, вн} = q_n d_n / d_{вн} = 3600 \cdot 25 / 21 = 4286$ Вт/м², $\alpha_a = 9733 \times 4286^{-0,2} \cdot 0,021^{-0,3} = 5823$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи от аммиака к воде при принятом значении термического сопротивления загрязнения $R_{загр} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ (м²·К)/Вт составляет

$$K_n = 1/[1/\alpha_a (d_n/d_{вн}) + R_{загр} + 1/\alpha_w] = 1/(1/5823) (25/21) + 0,6 \cdot 10^{-3} + 1/3053 = 883 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура воды в конденсаторе t_w определяется из уравнения $q_n = (t_n - t_w) K_n$:

$$t_w = t_n - q_n / K_n = 35 - 3600 / 883 \approx 31 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Энтальпия насыщенного воздуха при этой температуре $i_w = 106,13$ кДж/кг.

Разность энтальпий насыщенного воздуха при температуре t_w и воздуха в среднем состоянии: $i_w - i_{ср} = (i_2 - i_1) / \ln [(i_w - i_1) / (i_w - i_2)] = (81,4 - 54,4) / \ln [(106,13 - 54,4) / (106,13 - 81,4)] = 36,58$ кДж/кг.

Энтальпия воздуха в среднем состоянии $i_{ср} = i_w - (i_w - i_{ср}) = 106,13 - 36,58 = 69,55$ кДж/кг. Этому состоянию воздуха соответствуют следующие параметры: $t_{ср} = 27$ °С; $c_p = 1,05$ кДж/(кг·К); $\lambda = 2,65 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·К); $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 0,7$.

Площадь наружной поверхности основной секции конденсатора $F_n = Q_n / q_n = 250\,000 / 3600 = 69,4$ м². Это значение F_n следует проверить по условиям тепло- и массообмена между водой и воздухом: $F_n = G_w / (A \sigma \beta) \ln [(i_w - i_1) / (i_w - i_2)]$.

Значение коэффициента A выбираем в зависимости от t_w .

$t_w, \text{ }^\circ\text{C}$	10	15	20	25	30	35
A	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94

В данном случае для $t_w = 31$ °С принимаем $A = 0,95$.

Коэффициент β , учитывающий увеличение площади наружной поверхности водяной пленки за счет струй и капель воды, выбирают в пределах 1,5—2. Принимаем $\beta = 1,6$.

Для расчета коэффициента испарения σ определяем коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом шахматного пучка гладких труб. Для этого случая уравнение подобия имеет вид $Nu = c Re^m Pr^{0,34} \epsilon_z$.

Определяем число Рейнольдса, приняв скорость воздуха в живом сечении пучка равной 3,8 м/с: $Re = \omega d_n / \nu = 3,8 \times 0,025 / (15,7 \cdot 10^{-6}) = 6051$.

Для переходного режима движения $c = 0,4$ и $m = 0,6$. Принимаем число рядов труб по ходу воздуха $z = 8$, тогда $\varepsilon_z = 0,96$.

Число Нуссельта $Nu = 0,4 \cdot 6051^{0,6} \cdot 0,70^{0,34} \cdot 0,96 = 63,2$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_n = Nu \lambda / d_n = 63,2 \cdot 2,65 \times 10^{-2} / 0,025 = 67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент испарения $\sigma = \alpha_n / c_w = 67 / 1050 = 0,0638 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Площадь наружной поверхности аппарата, определяемая по условиям тепло- и массообмена между водой и воздухом $F_n = 9,26 / (0,95 \cdot 0,0638 \cdot 1,6) \ln [(106,13 - 54,4) / (106,13 - 81,4)] = 70,47 \text{ м}^2$.

Таким образом, оба значения F_n (69,4 и 70,47) практически одинаковы и можно принять $F_n = 70 \text{ м}^2$. В случае их существенного различия следует изменить значение q_n и повторить расчет.

Расход циркулирующей воды $G_w = 2,3Q_n / 100 = 2,3 \cdot 250 / 100 = 5,75 \text{ кг}/\text{с}$.

Расход испарившейся воды, увеличенный на 10 % для учета уноса капель воздухом, $G_{исп} = 1,1G_w (d_2 - d_1) = 1,1 \cdot 9,26 \times (0,02 - 0,012) = 0,0815 \text{ кг}/\text{с}$.

Основные размеры аппарата следующие:

произведение длины горизонтального участка трубы l на число параллельно орошаемых секций n_o :

$ln_o = G_w / (2\Gamma_1) = 5,75 / (2 \cdot 0,05) = 57,5 \text{ м}$, принимаем $l = 2,9 \text{ м}$; тогда $n_o = 57,5 / l = 57,5 / 2,9 = 19,8 \approx 20$;

ширина фронтального сечения при горизонтальном шаге труб $S_1 = (2 \div 2,3) d_n = 0,058 \text{ м}$: $b = n_o S_1 = 20 \cdot 0,058 = 1,16 \text{ м}$;

число горизонтальных труб в одной секции z определяем из уравнения $F_n = \pi d_n n_o l z$:

$$z = F_n / (\pi d_n n_o l) = 70 / (\pi \cdot 0,025 \cdot 20 \cdot 2,9) = 15,37 \approx 16;$$

высота теплообменного пучка при вертикальном шаге $S_2 = (1,1 \div 1,15) d_n = 0,028 \text{ м}$: $H = S_2 z = 0,028 \cdot 16 = 0,448 \text{ м}$.

Проверяем скорость воздуха в живом сечении. Площадь фронтального сечения $F_{фр} = lb = 2,9 \cdot 1,16 = 3,364 \text{ м}^2$.

Площадь проекций труб на фронтальное сечение $F_{тр} = n_o l d_n = 57,5 \cdot 0,025 = 1,437 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения $F_{ж.с} = F_{фр} - F_{тр} = 3,364 - 1,437 = 1,927 \text{ м}^2$. Скорость воздуха в живом сечении $\omega = G_w / (\rho_w F_{ж.с}) = 9,26 / (1,14 \cdot 1,927) = 4,2 \text{ м}/\text{с}$. Полученное значение близко к скорости воздуха, принятой при расчете α_w (3,8 м/с). Методика расчета аэродинамического сопротивления аппарата и подбора вентиляторов изложена в работе [13].

Пример 5. Расчет площади поверхности теплопередачи конденсатора воздушного охлаждения.

Исходные данные

Тепловой поток Q_n , кВт	180
Температура, °C:	
наружного воздуха t_1	25
конденсации t_k	42
Холодильный агент	R22
Разность энтальпий холодильного агента на входе и выходе из конденсатора Δi , кДж/кг	212

Выбираем конструкцию Гипронефтемаша. Теплообменная поверхность представляет собой шахматный пучок, составленный из биметаллических труб с наружным оребрением, имеющим следующую характеристику: внутренний диаметр $d_{вн} = 0,021$ м; диаметр окружности по основанию ребер $d_0 = 0,028$ м; диаметр ребер $D = 0,049$ м; наружная оребренная поверхность 1 м длины трубы $F_{ор} = 0,79$ м², шаг ребер $u = 0,0035$ м; средняя толщина ребра $\delta_{ср} = 0,0085$ м. Шаг труб в пучке во фронтальном сечении по воздуху $S_{фр} = 0,052$ м; продольный шаг труб по ходу воздуха $S_{пр} = 0,045$ м.

Принимаем нагрев воздуха $\Delta t_b = 8$ °C, тогда $t_2 = t_1 + 8 = 25 + 8 = 33$ °C. Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = (t_2 - t_1) / \ln [(t_n - t_1) / (t_n - t_2)] = (33 - 25) / \ln [(42 - 25) / (42 - 33)] = 12,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Массовый G_b и объемный V_b расходы воздуха: $G_b = Q_n / c_p (t_2 - t_1) = 180\,000 / [1007 (33 - 25)] = 22,34$ кг/с; $V_b = G_b / \rho_b = 22,34 / 1,29 = 17,32$ м³/с.

Для определения истинного (конвективного) коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха воспользуемся уравнением

$$Nu = cc_2 c_s (d_0/u)^{-0,54} (h/u)^{-0,14} Re^n.$$

Критерий Рейнольдса при скорости воздуха в узком сечении $w_b = 9$ м/с: $Re = w_b u / \nu = 9 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} / (15,8 \cdot 10^{-6}) = 1994$.

Коэффициенты n , c , c_2 , c_s выбираются в зависимости от типа и геометрических параметров пучка: $n = 0,65$ и $c = 0,23$ — для шахматных пучков; $c_2 = 0,95$ — при принятом числе рядов труб в направлении потока воздуха $z = 5$;

$$c_s = (S_{фр} - d_0)^{0,2} / (S_2' - d_0)^{0,2} = (52 - 28)^{0,2} / (52 - 28)^{0,2} = 1,$$

где $S_2' = 52$ мм — диагональный шаг труб в пучке; высота ребра $h = 0,5 (D - d_0) = 0,5 (0,049 - 0,028) = 0,0105$ м.

Критерий Нуссельта $Nu = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 1 (28/3,5)^{-0,54} \times (10,5/3,5)^{-0,14} \cdot 1994^{0,65} = 8,51$.

Конвективный коэффициент теплоотдачи к воздуху $\alpha_n = Nu \lambda_b / u = 8,51 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2} / (3,5 \cdot 10^{-3}) = 64,9$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к полной оребренной поверхности,

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} [(F'_{\text{р}}/F'_{\text{ор}}) E \psi + F'_{\text{мр}}/F'_{\text{ор}}] = \\ = 64,9 [(0,752/0,79) 1 \cdot 0,85 + 0,038/0,79] = 55,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где поверхность ребер

$$F'_{\text{р}} = (1/u) (2\pi/4) (D^2 - d_0^2) + (1/u) \pi D \delta = \\ = 1/(3,5 \cdot 10^{-3}) (2\pi/4) (0,049^2 - 0,028^2) + \\ + [1/(3,5 \cdot 10^{-3})] \pi \cdot 0,049 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = 0,752 \text{ м}^2,$$

поверхность межреберных участков $F'_{\text{мр}} = F'_{\text{ор}} - F'_{\text{р}} = 0,79 - 0,752 = 0,038 \text{ м}^2$; коэффициенты E и ψ приняты равными соответственно 1 и 0,85.

Плотность теплового потока со стороны воздуха

$$q_{\text{в. ор}} = (\theta_{\text{м}} - \theta_{\text{а}}) / [1/\alpha_{\text{пр}} + (\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \delta_{\text{ал}}/\lambda_{\text{ал}}) (F'_{\text{ор}}/F'_{\text{ср}})] = \\ = (12,6 - \theta_{\text{а}}) / [1/55,6 + (0,002/45,3 + 0,0015/203,5) (0,79/0,077)] = \\ = 54 (12,6 - \theta_{\text{а}}),$$

где $\delta_{\text{ст}} = 0,002 \text{ м}$ — толщина стенки стальной трубы; $\lambda_{\text{ст}} = 45,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность стали; $\delta_{\text{ал}} = 0,0015 \text{ м}$ — толщина стенки алюминиевой трубы; $\lambda_{\text{ал}} = 203,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность алюминия; $F'_{\text{ср}}$ — средняя поверхность, м^2 :

$$F'_{\text{ср}} = (F_{\text{вн}} + F_0)/2 = (6,6 \cdot 10^{-2} + 8,8 \cdot 10^{-2})/2 = 0,77 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося холодильного агента

$$\alpha_{\text{а}} = 0,72 \sqrt[4]{\Delta t \rho^2 \lambda^3 g / (\mu d_{\text{вн}} \theta_{\text{а}})} = \\ = 0,72 \sqrt[4]{212 \cdot 10^3 \cdot 1132,6^2 \cdot 0,0772^3 \cdot 9,81 / (2,19 \cdot 10^{-4} \cdot 0,021 \theta_{\text{а}})} = \\ = 2910 \theta_{\text{а}}^{-0,25},$$

где $\rho = 1132,6 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность жидкости; $\lambda = 0,0772 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность жидкости; $\mu = 2,19 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ — динамическая вязкость жидкости.

Плотность теплового потока со стороны R22

$$q_{\text{а. ор}} = \alpha_{\text{а}} \theta_{\text{а}} F'_{\text{вн}}/F'_{\text{ор}} = 2910 \theta_{\text{а}}^{-0,25} \theta_{\text{а}} 6,6 \cdot 10^{-2} / 0,79 = 243,1 \theta_{\text{а}}^{0,75}.$$

Определяем значение $q_{\text{ор}}$ методом последовательного приближения по уравнениям

$$q_{\text{в. ор}} = 54 (12,6 - \theta_{\text{а}}), \quad q_{\text{а. ор}} = 243,1 \theta_{\text{а}}^{0,75};$$

принимая $\theta_{\text{а}} = 2,9 \text{ }^\circ\text{C}$, тогда $q_{\text{в. ор}} = 54 (12,6 - 2,9) = 523,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а $q_{\text{а. ор}} = 243,1 \cdot 2,9^{0,75} = 540,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; принимаем $\theta_{\text{а}} = 2,8 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_{\text{в. ор}} = 528 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и $q_{\text{а. ор}} = 529 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Окончательно принимаем $q_{\text{ор}} = 528 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Полная оребренная поверхность аппарата $F_{\text{ор}} = Q_{\text{к}}/q_{\text{ор}} = 180\,000/528 \approx 341 \text{ м}^2$. Суммарная длина труб конденсатора

$L = F_{\text{оп}}/F'_{\text{оп}} = 341/0,79 \approx 432$ м. Общее число труб при длине одной трубы $l = 3$ м: $n = L/l = 432/3 = 144$. Принимаем число рядов труб по ходу воздуха $n_p = 4$, тогда число труб во фронтальном сечении $n_{\text{фр}} = n/n_p = 144/4 = 36$.

Проверяем скорость воздуха в узком сечении. Площадь живого сечения для 1 м длины трубы $f_{\text{ж.о}} = S_{\text{фр}} - [d_0 + (D - d_0) \delta_{\text{ср}}/u] = 0,052 - [0,028 + (0,049 - 0,028)/3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,85 \times 10^{-2}] = 1,89 \cdot 10^{-2}$ м².

Живое сечение аппарата по воздуху

$$F_{\text{ж.о}} = n_{\text{фр}} l f_{\text{ж.о}} = 36 \cdot 3 \cdot 1,89 \cdot 10^{-2} = 2,04 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха $w'_в = V_в/F_{\text{ж.о}} = 17,32/2,04 = 8,49$ м/с. Так как в тепловом расчете было принято $w_в = 9$ м/с, увеличиваем объемный расход воздуха до значения $V_в = w_в F_{\text{ж.о}} = 9 \cdot 2,04 = 18,36$ м³/с.

Этому расходу соответствует нагрев воздуха $\Delta t_в = Q_к/(V_в \rho_в c_в) = 180\,000/(18,36 \cdot 1,29 \cdot 1007) = 7,55$ °С.

Температура воздуха на выходе из аппарата $t_2 = t_1 + \Delta t_в = 25 + 7,55 = 32,55$ °С.

Средняя логарифмическая разность температур $\theta_m = 7,55/\ln [(42 - 25)/(42 - 32,5)] = 12,86$ °С. Расхождение с первоначальным значением $\theta_m = 12,6$ °С составляет примерно 2 %, поэтому полученные размеры конденсатора можно считать окончательными.

4.2. ИСПАРИТЕЛИ

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура охлажденного рассола $T_{\text{с2}}$, К	263
Рабочее вещество	R717, R22

Тепловой расчет. При принятой температуре охлаждения рассола в испарителе $\Delta t_с = 4$ °С температура рассола при входе в испаритель $T_{\text{с1}} = T_{\text{с2}} + \Delta t_с = 263 + 4 = 267$ К.

Температура кипения T_0 при разности температур на холодном конце испарителя $\Delta t = 5$ °С: $T_0 = T_{\text{с2}} - \Delta t = 263 - 5 = 258$ К.

Средняя логарифмическая разность температур в аппарате

$$\theta_m = \frac{\Delta t_с}{\ln \frac{T_{\text{с1}} - T_0}{T_{\text{с2}} - T_0}} = \frac{4}{\ln \frac{267 - 258}{263 - 258}} = 6,8 \text{ °С.}$$

При температуре кипения $T_0 = 258$ К принятая температура замерзания рассола $T_{\text{зам}} = T_0 - 10 = 258 - 10 = 248$ К. Принимается раствор CaCl_2 с $T_{\text{зам}} = 247,3$ К.

Свойства рассола при средней температуре $T = 265 \text{ K}$

Массовая доля ξ , %	23,8
Плотность ρ , кг/м ³	1232
Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К)	2,91
Коэффициент:	
теплопроводности λ_s , Вт/(м·К)	0,485
кинематической вязкости ν_s , м ² /с	$4,125 \cdot 10^{-6}$
динамической вязкости μ , Па·с	50,816
Число Прандтля $Pr_{ж}$	30,5

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы стальные цельнотянутые гладкие, внутренний диаметр $d_{вн} = 0,02 \text{ м}$, наружный диаметр $d_{н} = 0,025 \text{ м}$.

При принятой скорости рассола в трубах испарителя $w = 1,5 \text{ м/с}$ число труб в одном ходе аппарата

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w \pi d_{вн}^2 c_p \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 14,8.$$

Принимается $n_1 = 15$, тогда действительная скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_p \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{15 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1,48 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = w d_{вн} / \nu_s = 1,48 \cdot 0,02 / (4,125 \cdot 10^{-6}) = 7178.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения рассола

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} e_{пер} = 0,021 \cdot 7178^{0,8} \cdot 30,5^{0,43} \cdot 0,928 = 103,$$

где $e_{пер} = 0,928$ — поправка на переходный режим течения жидкости при $Re_{ж} = 7178$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола, отнесенный к внутренней поверхности трубы,

$$\alpha_{s, вн} = Nu_{ж} \lambda_s / d_{вн} = 103 \cdot 0,485 / 0,02 = 2498 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока со стороны рассола по уравнению (7.91) работы [47]

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha_{s, вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{2498} + 0,8 \cdot 10^{-3}} = 833,125 \theta_s,$$

где $\sum \delta_i / \lambda_i = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Плотность теплового потока со стороны рабочего вещества, отнесенная к внутренней поверхности трубы:

для R717 (аммиака) по уравнению (7.97) работы [47]

$$q_{Fa} = 580 \theta_a^{1,667} F_{н} / F_{вн} = 580 \theta_a^{1,667} 0,025 / 0,02 = 725 \theta_a^{1,667};$$

для R22 по уравнению (7.98) [47]

$$\begin{aligned} q_{Fa} &= C_0^4 [F(\pi)]^4 (R_z / R_{z, \text{эп}})^{0,8} \theta_a^4 e_n^4 F_{н} / F_{вн} = \\ &= 4,74^4 \cdot 0,2618^4 (4/1)^{0,8} \theta_a^4 \cdot 1,7^4 \cdot 0,025 / 0,02 = 75,06 \theta_a^4, \end{aligned}$$

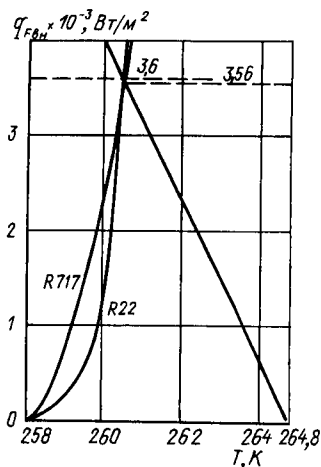


Рис. 4.5. К расчету горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа

трубной решетки — по периметрам правильных шестиугольников. Шаг труб $s = 1,3d_n = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325$ м. Отношение длины труб в аппарате к его диаметру $k = l/D = 5 \div 7$.

Тогда число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}ks)}$$

Для R717

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{28,1}{0,02 \cdot 7 \cdot 0,0325}} = 13,8.$$

Для R22

$$m = 0,75 \sqrt[3]{27,8/(0,02 \cdot 7 \cdot 0,0325)} = 13,7.$$

Учитывая, что трубы в испарителе размещаются в нижней части, принимаем $m = 15$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн} = ms = 15 \cdot 0,0325 = 0,4875$ м. Длина труб в пучке $l = kD = 7 \cdot 0,4875 = 3,4125$ м, принимается $l = 4$ м. Тогда общее количество труб в пучке $n = F_{вн}/(\pi d_{вн}l)$. Для R717 $n = 28,1/(3,14 \cdot 0,02 \cdot 4) = 112$, для R22 $n = 27,8/(3,14 \cdot 0,02 \cdot 4) = 111$.

Число ходов $z = n/n_1 = 112/15 = 7,47$, принимается $z = 8$.

Окончательно принятые конструктивные параметры аппаратов

Число труб в одном коде n_1	15
» ходов z	8
» труб в пучке n	120
Длина труб l , м	4

где $C_0 = 4,74$ — коэффициент, учитывающий свойства R22; $F(\pi) = 0,2618$ при $\pi = \rho_0/\rho_{кр} = 3,03/50,33 = 0,06$; $R_z = 4$ и $R_{z,вт} = 1$ — средняя высота неровностей на шероховатой и эталонной поверхностях стальных труб, мкм; $\epsilon_n = 1,7$ — коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб в пучке при $q_F = 3000$ Вт/м².

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.5: для R717 $q_{F,вн} = 3560$ Вт/м² и для R22 $q_{F,вн} = 3600$ Вт/м².

Площадь внутренней теплопередающей поверхности $F_{вн} = Q_0/q_{F,вн}$. Для R717 $F_{вн} = 100\,000/3560 = 28,1$ м², для R22 $F_{вн} = 100\,000/3600 = 27,8$ м².

Конструктивные расчеты. Принятое размещение труб на плоскости

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн}$, м	0,5
Толщина стенки δ , м	0,008
Площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} \pi l$, м ²	30,144

Пример 2. По условиям предыдущего примера расчет горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа с оребренными трубами. Рабочее вещество — R12 и R22.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы медные с накатными ребрами диаметром 20×3 мм, $\beta = F_n/F_{вн} = 3,8$ (внутренний диаметр $d_{вн} = 13,3 \cdot 10^{-3}$ м, диаметр по окружности ребер $d_p = 20,6 \cdot 10^{-3}$ м, диаметр по окружности впадин $d_{вп} = 17,6 \cdot 10^{-3}$ м, шаг ребер $s_p = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, толщина ребра у вершины $\delta = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м, угол между ребрами $\alpha = 30^\circ$).

Тепловой расчет. Число труб в одном ходе аппарата при скорости рассола $w = 1,5$ м/с:

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 33,48;$$

принимается $n_1 = 34$. Тогда скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{34 \cdot 3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1,48 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = w d_{вн} / \nu_s = 1,48 \cdot 0,0133 / (4,125 \cdot 10^{-6}) = 4762.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения рассола

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \epsilon_{пер} = 0,021 \cdot 4762^{0,8} \cdot 30,5^{0,43} \cdot 0,79 = 63,15,$$

где $\epsilon_{пер} = 0,79$ при $Re_{ж} = 4762$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола

$$\alpha_{s, вн} = Nu_{ж} \lambda_s / d_{вн} = 63,15 \cdot 0,485 / 0,0133 = 2303 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Плотность теплового потока со стороны рассола

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_s + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{1}{1/2303 + 0,5 \cdot 10^{-3}} \theta_s = 1070,435 \theta_s,$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Плотность теплового потока со стороны рабочего вещества, отнесенного к внутренней поверхности:

для R12 по уравнению (7.99) работы [47]

$$\begin{aligned} q_{Fa} &= 335 \rho_0^{0,5} \epsilon_n^2 \rho_m^2 \rho_a^2 F_n / F_{вн} = 335 \cdot 1,83^{0,5} \cdot 1 \cdot 0,85^2 \cdot 3,86^2 = \\ &= 1254,56 \theta_s, \end{aligned}$$

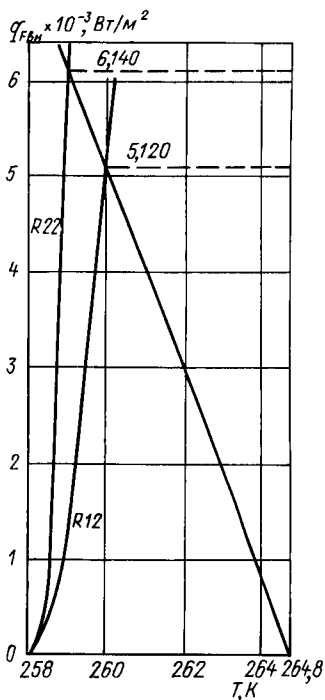


Рис. 4.6. К расчету горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа с оребренными трубами

мещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}ks)}.$$

Для R12

$$m = 0,75 \sqrt[3]{19,53/(0,0133 \cdot 6 \cdot 0,027)} = 15,63.$$

Для R22

$$m = 0,75 \sqrt[3]{16,29/(0,0133 \cdot 6 \cdot 0,027)} = 14,72.$$

С учетом размещения труб в нижней части обечайки принимается $m = 15$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн} = ms = 15 \cdot 0,027 = 0,405$ м. Длина труб в пучке $l = kD_{вн} = 6 \cdot 0,405 = 2,43$ м, принимается $l = 3$ м. Число ходов в аппарате $z = F_{вн}/(\pi d_{вн} n_1 l)$.

Для R12 $z = 19,53/(3,14 \cdot 0,0133 \cdot 34 \cdot 3) = 4,58$, принимается $z = 4$.

Для R22 $z = 16,29/(3,14 \cdot 0,0133 \cdot 34 \cdot 3) = 3,82$, принимается $z = 4$.

Общее число труб в аппарате $n = n_1 z = 34 \cdot 4 = 136$.

где $\rho_0 = 1,83$ бар (при $T_0 = 258$ K); $\epsilon_{п.р} = 1$ — коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по высоте пучка; $\epsilon_{м.р} = 0,85$ — коэффициент, учитывающий влияние масла; $\beta = F_{н}/F_{вн} = 3,8$ — коэффициент оребрения;

для R22 по уравнению (7.100) работы [47]

$$\begin{aligned} q_{F_n} &= 568 \rho_0^{0,45} \epsilon_{п.р}^{1,82} \epsilon_{м.р}^{0,82} F_{н}/F_{вн} = \\ &= 568 \cdot 2,969^{0,45} \cdot 1 \cdot 3,80^{1,82} = \\ &= 3522,10^{1,82}. \end{aligned}$$

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.6 для R12 составляет $q_{F_{вн}} = 5120$ Вт/м², для R22 $q_{F_{вн}} = 6140$ Вт/м².

Площадь внутренней теплопередающей поверхности для R12 $F_{вн} = Q_0/q_{F_{вн}} = 100\,000/5120 = 19,53$ м², для R22 $F_{вн} = Q_0/q_{F_{вн}} = 100\,000/6140 = 16,29$ м².

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1,3 d_{н} = 1,3 \cdot 20,6 \times 10^{-3} = 27 \cdot 10^{-3}$ м. Отношение $k = l/D = 6$. Число труб, раз-

Площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} n l = 3,14 \cdot 0,0133 \cdot 136 \cdot 3 = 17,04 \text{ м}^2$.

Для испарителя, работающего на R12, этой площади поверхности недостаточно, поэтому принимаем длину труб $l = 3,5 \text{ м}$, тогда $F_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,0133 \cdot 136 \cdot 3,5 = 19,88 \text{ м}^2$.

Окончательно принятые конструктивные параметры аппаратов

Рабочее вещество	R12	R22
Число труб в одном ходе n_1	34	34
» ходов z	4	4
» труб в пучке n	136	136
Длина труб l , м	3,5	3
Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}}$, м	0,426	0,426
Толщина стенки δ , м	0,008	0,008
Площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{вн}}$, м^2	19,88	17,04

Пример 3. По условиям примера 1 расчет кожухотрубного оросительного испарителя с кипением R12 и R22.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы медные гладкие, наружный диаметр $d_{\text{н}} = 0,018 \text{ м}$, внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 0,015 \text{ м}$.

Число труб в одном ходе аппарата при скорости рассола $w = 1,5 \text{ м/с}$

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w \pi d_{\text{вн}}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,015^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 26,3$$

принимается $n_1 = 26$. Тогда скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{\text{вн}}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{26 \cdot 3,14 \cdot 0,015^2 \cdot 2,91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1,52 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = w d_{\text{вн}} / \nu = 1,52 \cdot 0,015 / (4,125 \cdot 10^{-6}) = 5522.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения жидкости

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \epsilon_{\text{пер}} = 0,021 \cdot 5522^{0,8} \cdot 30,5^{0,43} \cdot 0,845 = 76,03,$$

где $\epsilon_{\text{пер}} = 0,845$ при $\text{Re}_{\text{ж}} = 5522$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола

$$\alpha_{\text{с вн}} = \text{Nu}_{\text{ж}} \lambda / d_{\text{вн}} = 76,03 \cdot 0,485 / 0,015 = 2458 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего вещества определяется в зависимости от характера течения процесса при стекании пленки по поверхности пучка горизонтальных труб.

При развитом кипении пленки, когда $q_{\text{Фн}} > q_{\text{Фн.в}}$, применимо уравнение (7.78) работы [47], при испарении пленки — уравнение (7.76) (табл. 4.1).

Т а б л и ц а 4.1. Результаты расчета, позволяющие выбрать расчетное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи со стороны рабочего вещества при минимально допустимой плотности орошения $\Gamma = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$

Определяемая величина	Рабочее вещество	
	R12	R22
Плотность теплового потока в начале закипания, $\text{Вт}/\text{м}^2$:	442 595	359 445
$q_{F_{н.з}} = c_1 10^6 \Gamma^{0,35} (s/d_n)^{0,76} \rho^{-0,43}$, где $c_1 = 18$ и 16 ; $\rho = 1,83$ и $2,969$ бар соответственно для R12 и R22; $s = 1,3d_n = 0,0235$ м		
Плотность теплового потока при развитом кипении пленки при $\theta_a = \theta_m = 6,8$ °C, $\text{Вт}/\text{м}^2$:	37 915	39 060
$q_{F_n} = c_2^{2,7} \rho^{0,73} \theta_a^{2,7}$, где $c_2 = 6,2$ и $5,5$ соответственно для R12 и R22		
Средний коэффициент теплоотдачи при испарении пленки рабочего вещества, отнесенный к внутренней поверхности труб, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:	277	348
$\alpha_{a.вн} = c \Gamma^{0,22} (s/d_n)^{0,48} d_n/d_{вн}$, где $c = 7800$ и 9800 соответственно для R12 и R22		
Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:	222	265
$k_{вн} = \frac{1}{1/\alpha_{с.вн} + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_{a.вн}}$, где $\sum \delta/\lambda = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$		
Площадь теплопередающей поверхности, м^2 :	66,4	55,6
$F_{вн} = Q_0/(k_{вн} \theta_m)$		
Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника, при $k = l/D = 6$:	23,7	22,3
$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн} k s)}$	23	23
Диаметр обечайки $D_{вн} = m s = 23 \cdot 0,0235 = 0,5405$ м		
Длина труб в пучке $l = k D_{вн} = 6 \cdot 0,55$ м	0,55	0,55
Общее число труб в пучке $n = F_{вн}/(\pi d_{вн} l)$	3,3	3,3
Число ходов $z = n/n_1$	428	357
	16,46	13,73
	16	14
Длина труб в пучке при $n_1 = 26$, $z = 10$:	3,4	3,24
$l = F_{вн}/(\pi d_{вн} n_1 z)$		
Отношение $k = l/D_{вн}$	6,2	5,9
<i>Свойства жидкого рабочего вещества при $T_0 = 258$ К</i>		
Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = r_0$, $\text{кДж}/\text{кг}$	161,49	217,66
Плотность жидкости ρ' , $\text{кг}/\text{м}^3$	1441	1334

Определяемая величина	Рабочее вещество	
	R12	R22
<p>Эквивалентное число труб по ширине пучка:</p> $n_0 = 1,04 (\sqrt{\pi}/2) (n_1 z)^{0,5} (s_1/s_2)^{0,5},$ <p>где $s_1 = 0,0235$ м, $s_2 = 0,0204$ м — горизонтальный и вертикальный шаг пучка соответственно Плотность орошения труб при кратности циркуляции $a = 1$, м³/(м·с):</p> $\Gamma_a = Q_0/(q_0 l \rho' n_0)$	20	19
<p>Кратность циркуляции жидкого рабочего вещества для достижения плотности орошения $\Gamma = 0,3 \cdot 10^{-4}$ м³/(м·с):</p> $a = \Gamma/\Gamma_a$	0,063 · 10 ⁻⁴	0,055 · 10 ⁻⁴
	4,8	5,5

Пример 4. Расчет кожухотрубного испарителя водоохлаждающей холодильной машины с кипением рабочего вещества внутри труб.

Исходные данные

Расход воды G_w , кг/с	1,5
Температура воды, К:	
начальная T_{w1}	298
конечная T_{w2}	283
Рабочее вещество	R12

Тепловой расчет. Холодопроизводительность испарителя $Q_0 = G_w c_w (T_{w1} - T_{w2}) = 1,5 \cdot 4,187 (298 - 283) = 94,2 \approx 95$ кВт.

Температура кипения рабочего вещества принимается на 5 °С ниже температуры охлажденной воды: $T_0 = T_{w2} - 5 = 283 - 5 = 278$ К.

Средняя логарифмическая разность температур в аппарате

$$\theta_m = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}} = \frac{298 - 283}{\ln \frac{298 - 278}{283 - 278}} = 10,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к наружной поверхности труб, при поперечном обтекании пучка

$$Nu_{ж} = c Re_{ж}^m Pr_{ж}^{0,36}.$$

Число Рейнольдса при принятой скорости течения воды $w = 0,3$ м/с:

$$Re_{ж} = w d_w / \nu = 0,3 \cdot 0,02 / 1,126 \cdot 10^{-6} = 5328,5,$$

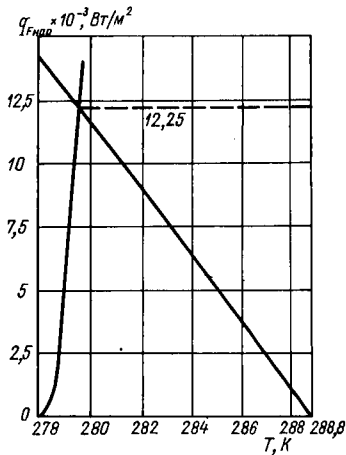


Рис. 4.7. К расчету кожухотрубного испарителя с кипением рабочего вещества внутри труб

где $Pr_{ж} = 8,02$; $\lambda = 58,77 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности воды при $T_{w\text{ ср}} = 288,8$ К.

Плотность теплового потока со стороны воды

$$q_{w\text{ нап}} = \frac{\theta_w}{1/\alpha_{wн} + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{1}{1/3961 + 0,5 \cdot 10^{-3}} \theta_w = 1329,16 \theta_w,$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

Плотность теплового потока со стороны кипящего R12 внутри трубы с внутренним оребрением определяется по уравнению (7.107) или (7.108) работы [47]. Уравнение (7.107) применимо, когда плотность теплового потока при кипении R12 $q_F < 3000$ Вт/м². В нашем случае при $\theta_m = 10,8$ °С ожидаемое значение $q_F > 3000$, поэтому воспользуемся уравнением (7.108):

$$q_{a.\text{ нап}} = A^{2,5} (\omega\rho)^{0,5} d^{-0,5} \theta_a^{2,5} F_{вн}/F_n,$$

где $A = 1,185$ для R12 при $T_0 = 278$ К; $\rho = 1379$ кг/м — плотность жидкого R12; $d = 0,003$ м — эквивалентный диаметр внутреннего канала трубы; $F_{вн}/F_n = 2,52$ — коэффициент оребрения для медных внутриребренных 10-канальных труб с $d_n = 20$ мм.

Скорость рабочего вещества ориентировочно принимается $\omega = 0,1$ м/с. Тогда число труб в одном ходе аппарата

$$n_1 = \frac{Q_0}{q_0 f_{ж} \omega \rho} = \frac{95}{128,17 \cdot 1,1724 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1 \cdot 1379} = 45,8,$$

где $q_0 = 128,17$ кДж/кг — удельная массовая холодопроизводительность R12 по условиям цикла (в нашем случае при $T_0 = 278$ К и $T_u = 300$ К); $f_{ж} = 1,1724 \cdot 10^{-4}$ м² — живое сечение канала. Принимается $n_1 = 46$.

где $\nu = 1,126 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коэффициент кинематической вязкости воды при средней температуре $T_{w\text{ ср}} = T_0 + \theta_m = 278 + 10,8 = 288,8$ К.

При $Re_{ж} = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ и шахматном пучке коэффициенты имеют значения: $m = 0,6$; $c = 0,36 (a/b)^{0,2} = 0,36 (1,3/1,125)^{0,2} = 0,37$, где $a = s_1/d_n = 0,026/0,02 = 1,3$ — относительный поперечный шаг; $b = s_2/d_n = 0,0225/0,02 = 1,125$ — относительный продольный шаг пучка.

Значения $Nu_{ж}$ и $\alpha_{wн}$:

$$Nu_{ж} = 0,37 \cdot 5328^{0,6} \cdot 8,02^{0,36} = 134,8;$$

$$\alpha_{wн} = Nu_{ж} \lambda / d_n = 134,8 \cdot 58,77 \times 10^{-2} / 0,02 = 3961 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Таким образом,

$$q_{a. \text{нар}} = 1,185^{2,5} (0,1 \cdot 1379)^{0,5} (1,1724 \cdot 10^{-4})^{-0,5} 2,526_a^{2,5} = 4177,76_a^{2,5}.$$

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.7
 $q_F \text{ нар} = 12\,250 \text{ Вт/м}^2$.

Площадь наружной теплопередающей поверхности $F_{\text{нар}} = Q_0/q_F \text{ нар} = 95\,000/12\,250 = 7,76 \text{ м}^2$.

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1,3d_n = 1,3 \cdot 0,02 = 0,026 \text{ м}$. Число ходов по рабочему веществу принимается $z = 2$. Общее число труб в пучке $n = n_1 z = 46 \cdot 2 = 92$. Длина труб в аппарате

$$l = \frac{F_{\text{нар}}}{\pi d_n n} = \frac{7,76}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 92} = 1,343 \text{ м}.$$

Принимается $l = 1,4 \text{ м}$. Тогда $F_{\text{нар}} = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 92 \cdot 1,4 = 8,08 \text{ м}^2$.

Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{\text{нар}}/(d_n k s)}.$$

С учетом того что $k = l/D_{\text{вн}}$ и $s = D_{\text{вн}}/m$,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{0,75 F_{\text{нар}}/(d_n l)} = 0,75 \sqrt[3]{0,75 \cdot 8,08/(0,02 \cdot 1,4)} = 11,$$

что соответствует $n = 91$ (в нашем случае необходимо $n = 92$).

Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}} = ms = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м}$, принимается $D_{\text{вн}} = 0,325 \text{ м}$.

Расстояние между перегородками по длине аппарата

$$l' = \frac{f'_{\text{ж}}}{n_{\text{тр}}(s - d_n)} = \frac{0,005}{9(0,026 - 0,02)} = 0,0926 \text{ м},$$

где живое сечение при течении воды $f'_{\text{ж}} = V_w/w = 1,5 \cdot 10^{-3}/0,3 = 0,005 \text{ м}^2$.

Эквивалентное число труб по ширине пучка

$$n_{\text{тр}} = 1,04 \frac{\sqrt{\pi}}{2} n^{0,5} (s_1/s_2)^{0,5} = 1,04 \frac{\sqrt{3,14}}{2} 91^{0,5} \left(\frac{0,026}{0,0225}\right)^{0,5} = 9,45 \text{ м}.$$

При принятом $l' = 0,0925 \text{ м}$ число перегородок $z' = l/l' = 1,4/0,0925 = 15$.

Окончательно принятые конструктивные параметры аппарата

Число труб в одном ходу n_1	46
» ходов z	2
» труб в пучке n	91
Длина труб l , м	1,4
Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}}$, м	0,325
Расстояние между перегородками по длине аппарата l' , м	0,0925
Число перегородок	15
Площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нар}}$, м ²	8,80

Пример 5. По условиям примера 1 параграфа 1.4 расчет испарителя-конденсатора каскадной холодильной машины.

Исходные данные

Тепловая нагрузка на аппарат $Q_{н-к}$, кВт	25
Верхняя ветвь каскада:	
рабочее вещество	R22
температура кипения T_0 , К	240
Нижняя ветвь каскада:	
рабочее вещество	R13
температура конденсации $T_{к}$, К	245
энтальпия, кДж/кг:	
пара при входе $i_{п}$	1055
жидкости при выходе i'	908,5

Тепловой расчет. Плотность теплового потока со стороны R22, кипящего на наружной поверхности оребренных труб в межтрубном пространстве испарителя-конденсатора, отнесенного к внутренней поверхности труб,

$$q_{R22} = 568 p_0^{0,45} e_{пр}^{1,82} \theta_a^{1,82} F_{н}/F_{вн} = 568 \cdot 1,444^{0,45} \cdot 1,3,80 \theta_a^{1,82} = 2546,5 \theta_a^{1,82},$$

где $p_0 = 1,444$ бар — давление кипения R22 при $T_0 = 240$ К; $\beta = F_{н}/F_{вн} = 3,8$ — коэффициент оребрения для труб с характеристикой, приведенной в примере 2.

Плотность теплового потока со стороны R13, конденсирующегося на внутренней поверхности пучка труб,

$$q_{R13} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \rho^3 \lambda^3 g}{\mu d_{вн}}} \theta_a^{3/4} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{146,5 \cdot 10^3 \cdot 1287^3 \cdot 0,0688^3 \cdot 9,81}{2,42 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0133}} \theta_a^{3/4} = 2836,4 \theta_a^{3/4},$$

где $r = i_{п} - i' = 146,5 \cdot 10^3$ Дж/кг — разность энтальпий пара, поступающего в конденсатор, и жидкости, выходящей из него; $\rho = 1287$ кг/м³ — плотность жидкого R13 при $T_{к} = 245$ К; $\lambda = 0,0688$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности жидкого R13; $\mu = 2,42 \cdot 10^{-4}$ Па·с — коэффициент динамической вязкости жидкого R13.

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.8 составляет $q_{F_{вн}} = 6900$ Вт/м².

Площадь внутренней теплопередающей поверхности

$$F_{вн} = Q_{н-к}/q_{F_{вн}} = 25\,000/6900 = 3,62 \text{ м}^2.$$

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1,3d_{н} = 1,3 \cdot 20,6 \cdot 10^{-3} = 27 \cdot 10^{-3}$ м. Отношение $k = l/D = 6$. Тогда число труб, раз-

мещаемых по диагонали внешнего шестигульника,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{\text{вн}}/(d_{\text{вн}}ks)} = \\ = 0,75 \sqrt[3]{3,62/(0,0133 \cdot 6 \cdot 0,027)} = 8,9.$$

Принимается $m = 9$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}} = ms = 9 \cdot 0,027 = 0,243$ м, принимается $D_{\text{вн}} = 0,273$ м.

Количество труб в пучке $n_{\text{тр}} = 0,75 (m^2 - 1) + 1 = 0,75 (9^2 - 1) + 1 = 61$. Длина труб в пучке $l = F_{\text{вн}}/\pi d_{\text{вн}} n_{\text{тр}} = 3,62/(3,14 \cdot 0,0133 \cdot 61) = 1,42$ м, принимается $l = 1,5$ м. Отсюда площадь поверхности теплообмена

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} n_{\text{тр}} l = \\ = 3,14 \cdot 0,0133 \cdot 61 \cdot 1,5 = 3,82 \text{ м}^2.$$

Пример 6. Расчет аммиачного панельного испарителя холодопроизводительностью $Q_0 = 200$ кВт для охлаждения рассола CaCl_2 до $T_{\text{с2}} = 263$ К.

Температура кипения аммиака $T_0 = T_{\text{с2}} - \Delta t = 263 - 5 = 258$ К. Средняя логарифмическая разность температур при охлаждении рассола на $\Delta t_s = 4$ °С $\theta_m = 6,8$ °С (см. пример 1 данного параграфа).

Основные размеры панелей, характеризующие теплопередающую поверхность: шаг каналов по длине панели $s_1 = 0,04$ м; внутренний диаметр канала $d_{\text{вн}} = 0,02$ м; длина панели $l = 0,42$ м; высота панели $H = 0,77$ м; число каналов в панели $z = 10$; число панелей в секции $n_{\text{пан}} = 10$; длина секции $L = 4,2$ м; диаметры парового коллектора $d_{\text{н}} = 0,057$ м, $d_{\text{вн}} = 0,05$ м; диаметры жидкостного коллектора $d_{\text{н}} = 0,032$ м, $d_{\text{вн}} = 0,025$ м.

Внутренняя площадь теплопередающей поверхности одной секции: $F_{\text{вн1}} = F_{\text{вн.пан}} + F_{\text{вн.кол}} = 4,8356 + 0,9891 = 6,8 \text{ м}^2$, где внутренняя площадь теплопередающей поверхности по каналам

$$F_{\text{вн.пан}} = \pi d_{\text{вн}} H z n_{\text{пан}} = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,77 \cdot 10 \cdot 10 = 4,8356 \text{ м}^2;$$

внутренняя теплопередающая поверхность коллекторов

$$F_{\text{вн.кол}} = \pi L (d_{\text{вн.п.к}} + d_{\text{вн.ж.к}}) = 3,14 \cdot 4,2 (0,05 + 0,025) = \\ = 0,9891 \text{ м}^2.$$

Наружная площадь теплопередающей поверхности

$$F_{\text{н1}} = F_{\text{н.пан}} + F_{\text{н.кол}} + F_{\text{н.пер}} = \\ = 6,0445 + 1,1737 + 1,309 = 8,53 \text{ м}^2,$$

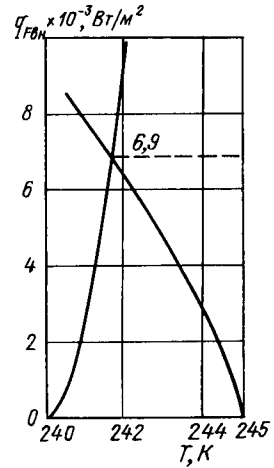


Рис. 4.8. К расчету конденсатора-испарителя

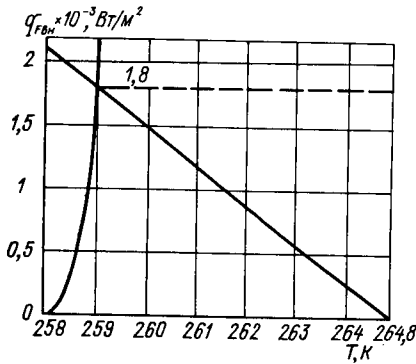


Рис. 4.9. К расчету панельного испарителя

число Рейнольдса $Re_{ж} = \omega L / \nu = 0,2 \cdot 4,2 / (4,125 \cdot 10^{-6}) = 203\,636$, где $\omega = 0,2$ м/с — принятая скорость рассола в баке испарителя;

число Нуссельта $Nu_{ж} = 0,037 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} = 0,037 \cdot 203\,636^{0,8} \times 30,5^{0,43} = 2841,4$;

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{с, вн} = \frac{Nu_{ж} \lambda}{L} \frac{F_{н}}{F_{вн}} = \frac{2841,4 \cdot 0,485}{4,2} \frac{8,53}{6,8} = 412 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь значения ν , λ и Pr приняты по данным примера 1.

Плотность теплового потока в аппарате, отнесенная к внутренней поверхности:

со стороны рассола

$$q_{F_s} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_{с, вн} + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{\theta_s}{1/412 + 0,8 \cdot 10^{-3}} = 309,6\theta_s;$$

со стороны аммиака по уравнению (7.116) работы [47]

$$q_{F_a} = (27,3 + 0,04t_0)^{1,82} d_{вн}^{-0,436} \theta_s^{1,82} = \\ = (27,3 - 0,04 \cdot 15)^{1,82} 0,02^{-0,436} \theta_s^{1,82} = 2173\theta_s^{1,82}.$$

По графику на рис. 4.9 $q_{F_{вн}} = 1800$ Вт/м².

Внутренняя площадь теплопередающей поверхности испарителя $F_{вн} = Q_0 / q_{F_{вн}} = 200\,000 / 1800 = 111,1$ м².

Количество параллельных секций в аппарате $z_0 = F_{вн} / F_{вн1} = 111,1 / 6,8 = 16,3$, принимается $z_0 = 16$.

Площадь живого сечения каналов в направлении движения рассола при $\omega = 0,2$ м/с

$$F_{ж.с} = \frac{Q_0}{c_s \Delta t_s \rho_s \omega} = \frac{200}{2,91 \cdot 4 \cdot 1232 \cdot 0,2} = 0,0697325 \text{ м}^2.$$

$$\text{где } F_{н.пан} = \pi d_n H z n_{пан} = \\ = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 0,77 \cdot 10 \cdot 10 = \\ = 6,0445 \text{ м}^2;$$

$$F_{н.кол} = \pi L (d_{н.п.н} + d_{н.ж.н}) = \\ = 3,14 \cdot 4,2 (0,057 + 0,032) = \\ = 1,1737 \text{ м}^2;$$

$$F_{н.пер} = H (l - d_n n_{пан}) n_{пан} = \\ = 0,77 (0,42 - 0,025 \cdot 10) 10 = \\ = 1,309 \text{ м}^2.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны рассола, отнесенного к внутренней поверхности:

число Рейнольдса $Re_{ж} = \omega L / \nu = 0,2 \cdot 4,2 / (4,125 \cdot 10^{-6}) = 203\,636$, где $\omega = 0,2$ м/с — принятая скорость рассола в баке испарителя;

число Нуссельта $Nu_{ж} = 0,037 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} = 0,037 \cdot 203\,636^{0,8} \times 30,5^{0,43} = 2841,4$;

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{с, вн} = \frac{Nu_{ж} \lambda}{L} \frac{F_{н}}{F_{вн}} = \frac{2841,4 \cdot 0,485}{4,2} \frac{8,53}{6,8} = 412 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь значения ν , λ и Pr приняты по данным примера 1.

Плотность теплового потока в аппарате, отнесенная к внутренней поверхности:

со стороны рассола

$$q_{F_s} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_{с, вн} + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{\theta_s}{1/412 + 0,8 \cdot 10^{-3}} = 309,6\theta_s;$$

со стороны аммиака по уравнению (7.116) работы [47]

$$q_{F_a} = (27,3 + 0,04t_0)^{1,82} d_{вн}^{-0,436} \theta_s^{1,82} = \\ = (27,3 - 0,04 \cdot 15)^{1,82} 0,02^{-0,436} \theta_s^{1,82} = 2173\theta_s^{1,82}.$$

По графику на рис. 4.9 $q_{F_{вн}} = 1800$ Вт/м².

Внутренняя площадь теплопередающей поверхности испарителя $F_{вн} = Q_0 / q_{F_{вн}} = 200\,000 / 1800 = 111,1$ м².

Количество параллельных секций в аппарате $z_0 = F_{вн} / F_{вн1} = 111,1 / 6,8 = 16,3$, принимается $z_0 = 16$.

Площадь живого сечения каналов в направлении движения рассола при $\omega = 0,2$ м/с

$$F_{ж.с} = \frac{Q_0}{c_s \Delta t_s \rho_s \omega} = \frac{200}{2,91 \cdot 4 \cdot 1232 \cdot 0,2} = 0,0697325 \text{ м}^2.$$

4.3. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Пример 1. Расчет сухого рассольного воздухоохладителя холодопроизводительностью $Q_0 = 50$ кВт для поддержания средней температуры воздуха в камере $T_K = 255$ К.

Параметры воздуха при входе в воздухоохладитель:

$$T_{в1} = T_K + \Delta t = 255 + 1 = 256 \text{ К};$$

$$\varphi_1 = 90 \%;$$

$$d_1 = \varphi_1 d_1'' = 0,9 \cdot 1,01 \cdot 10^{-3} = 0,909 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг};$$

$$i_1 = i_{сух} + \varphi_1 i_{вл} = -17,17 + 0,9 \cdot 2,495 = -14,92 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры воздуха при выходе из воздухоохладителя:

$$T_{в2} = T_K - \Delta t = 255 - 1 = 254 \text{ К}; \quad \varphi_2 = 95 \%;$$

$$d_2 = \varphi_2 d_2'' = 0,95 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3} = 0,8075 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг};$$

$$i_2 = i_{сух} + \varphi_2 i_{вл} = -19,18 + 0,95 \cdot 2,09 = -17,19 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловлажностное отношение

$$\epsilon = \frac{i_1 - i_2}{d_1 - d_2} = \frac{-14,92 + 17,19}{(0,909 - 0,8075) \cdot 10^{-3}} = 22\,365.$$

Температура холодной поверхности выбирается исходя из полученного значения $\epsilon = 22\,365$ по графику $\epsilon = f(T_w)$, построенному при $T_w = \text{вар}$, и начальной температуры воздуха $T_{в1}$ по уравнению: $\epsilon = (i_1 - i_w)/(d_1 - d_w)$. Согласно графику на рис. 4.10 $T_w = 250,8$ К.

Характеристика теплопередающей поверхности: трубы стальные с насадными круглыми ребрами, расположение труб в пучке коридорное.

Диаметр трубы, м:	
наружный $d_{н}$	0,038
внутренний $d_{вн}$	0,031
Высота ребер h , м	0,02
Шаг ребер s_p , м	0,008
Толщина ребер δ , м	0,001
Шаг труб в пучке, м:	
по фронту s_1	0,08
в глубину s_2	0,08

Коэффициент оребрения

$$\beta = (F_p + F_{мр})/F_{вн} = (0,904 + 0,1044)/0,0972 = 10,37,$$

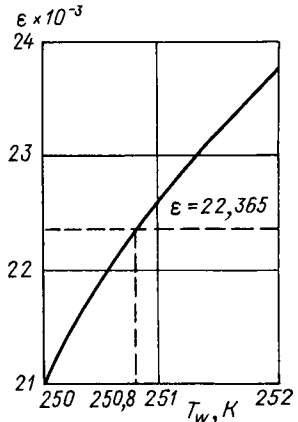


Рис. 4.10. К расчету сухого рассольного воздухоохладителя

где площадь поверхности ребер (круглых)

$$F_p = 2\pi h (h + d_n) \frac{1}{s_p} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,02 (0,02 + 0,038) \frac{1}{0,008} = 0,904 \text{ м}^2/\text{м};$$

площадь поверхности межреберных участков

$$F_{mp} = \pi d_n \left(1 - \frac{\delta}{s_p}\right) = 3,14 \cdot 0,038 \left(1 - \frac{0,001}{0,008}\right) = 0,1044 \text{ м}^2/\text{м};$$

площадь внутренней поверхности трубы

$$F_{вн} = \pi d_{вн} = 3,14 \cdot 0,031 = 0,0972 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, отнесенный к наружной поверхности оребренных труб

$$\begin{aligned} Nu_{ж} &= c C_z C_s (d_n/s_p)^{-0,54} (h/s_p)^{-0,14} Re_{ж}^n = \\ &= 0,105 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 4,74^{-0,54} \cdot 2,5^{-0,14} \cdot 3144,6^{0,72} = 13,67, \end{aligned}$$

где $c = 0,105$; $C_s = 1,04$ при $s_2/d_n = 0,08/0,038 = 2,1$; $C_z = 1$ при числе рядов труб в направлении потока воздуха $z > 4$; $n = 0,72$ — коэффициенты для коридорного пучка труб.

Уравнение справедливо при $Re_{ж} = 500 \div 25\,000$, $d_n/s_p = 3 \div 8$, $h/s_p = 0,36 \div 4,3$. В нашем случае $d_n/s_p = 0,038/0,008 = 4,74$, $h/s_p = 0,02/0,008 = 2,5$.

При принятой в расчете скорости воздуха $w = 5$ м/с число Рейнольдса $Re_{ж} = w s_p / \nu = 5 \cdot 0,008 / (12,72 \cdot 10^{-6}) = 3144,6$ где $\nu = 12,72 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коэффициент кинематической вязкости воздуха при $T_b = 255$ К.

Значение α_n равно

$$\alpha_n = Nu_{ж} \lambda_b / s_p = 13,67 \cdot 2,295 \cdot 10^{-3} / 0,008 = 39,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\lambda_b = 2,295 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности воздуха при $T_b = 255$ К.

При температуре поверхности $T_w < 273$ К коэффициент влаговываждения

$$\xi = 1 + 2880 \frac{d_1 - d_2}{T_1 - T_2} = 1 + 2880 \frac{(0,909 - 0,8075) 10^{-3}}{256 - 254} = 1,132.$$

Условный коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха, учитывающий тепло- и массообмен, термическое сопротивление инея и контакта ребер с трубами, составляет

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пол}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \xi} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} + R_{\text{конт}}} = \frac{1}{\frac{1}{39,2 \cdot 1,132} + \frac{0,002}{0,75} + 4,5 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 33,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \end{aligned}$$

где $\delta_{ин} = 0,002$ м — принятая допустимая толщина слоя инея; $\lambda_{ин} = 0,75$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности инея (при плотности $\rho_{ин} = 10 \div 90$ кг/м³ $\lambda_{ин} = 0,12 \div 2,3$ Вт/(м·К); $R_{конт} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

Условный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к внутренней поверхности труб,

$$\alpha_{пр. вн} = \alpha_{гол} \left[\frac{F_p}{F_{оп}} E_p \psi + \left(1 - \frac{F_p}{F_{оп}} \right) \right] \frac{F_{оп}}{F_{вн}} =$$

$$= 33,7 \left[\frac{0,904}{1,0084} 0,757 \cdot 0,85 + \left(1 - \frac{0,904}{1,0084} \right) \right] 10,37 = 238 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь $\psi = 0,85$ — коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра; коэффициент эффективности ребра

$$E_p = \text{th}(mh')/(mh') = 0,765/1,01 = 0,757,$$

где

$$m = \sqrt{2\alpha_n/\lambda_p \delta_p} = \sqrt{2 \cdot 39,2/(45,4 \cdot 0,001)} = 41,56 \text{ 1/м};$$

$\lambda_p = 45,4$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности стали; h' — условная высота круглого ребра:

$$h' = h [1 + 0,35 \ln(D/d_0)] =$$

$$= 0,02 [1 + 0,35 \ln(0,078/0,038)] = 0,0243 \text{ м},$$

$$mh' = 41,56 \cdot 0,0243 = 1,01; \text{th}(mh') = 0,765.$$

Плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенного к внутренней поверхности труб, $q_{F вн} = \alpha_{пр. вн} (T_v - T_w) = 238 (255 - 250,8) = 1000$ Вт/м².

Площадь теплопередающей поверхности (внутренняя) $F_{вн} = Q_0/q_{F вн} = 50\,000/1000 = 50$ м².

Количество воздуха, проходящего через аппарат $G_v = Q_0/(i_1 - i_2) = 50/(-14,92 + 17,19) = 22,03$ кг/с.

Объем воздуха $V_v = G_v/\rho_v = 22,03/1,333 = 16,52$ м³/с.

Живое сечение воздухоохладителя $F_{ж} = V_v/w = 16,52/5 = 3,507$ м².

Площадь поверхности теплообмена одной секции воздухоохладителя (при размещении секций в глубину аппарата)

$$F'_{вн} = F_{ж} \frac{\pi d_{вн}}{s_1 - (d_n + 2\delta h/s_p)} =$$

$$= 3,507 \frac{3,14 \cdot 0,031}{0,08 - (0,038 + 2 \cdot 0,001 \cdot 0,02/0,008)} = 9,23 \text{ м}^2.$$

Количество параллельных секций $z = F_{вн}/F'_{вн} = 50/9,23 = 5,42$, принимается $z = 6$.

Общая длина труб в секции

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{s_1 - (d_n + 2\delta h/s_p)} = \frac{3,507}{0,08 - (0,038 + 2 \cdot 0,001 \cdot 0,02/0,008)} = 94,78 \text{ м}.$$

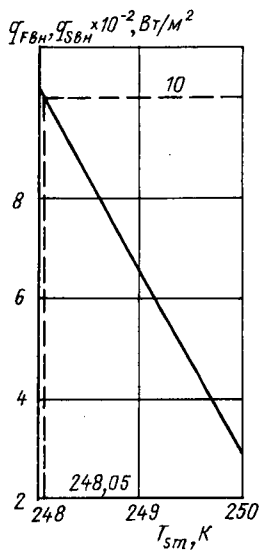


Рис. 4.11. К расчету сухого рассольного воздухоохладителя

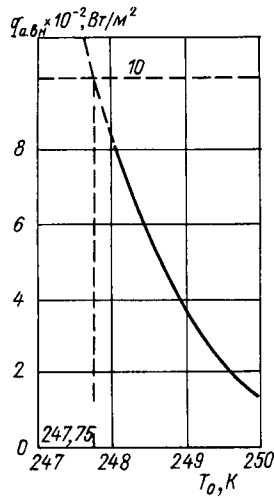


Рис. 4.12. К расчету сухого воздушного воздухоохладителя

Число рядов труб в секции

$$m = \sqrt{L_1(s_1K)} = \sqrt{94,78/(0,08K)}.$$

При $K = B/H = 1$ $m = 34,42$, при $K = 2$ $m = 24,34$; принимается $m = 24$, тогда $K = L_1/(s_1m^2) = 94,78/(0,08 \cdot 24^2) = 2,057$.

Длина трубы в секции аппарата при общем числе $m = 24$: $l = L_1/m = 94,78/24 = 3,95$ м.

Среднюю температуру рассола в воздухоохладителе определяют по известной плотности теплового потока со стороны воздуха $q_{F,вн} = 1000$ Вт/м² с помощью графика $q_{F,вн} = f(T_{sm})$ на рис. 4.11 и данных в табл. 4.2.

Из графика на рис. 4.11 $T_{sm} = 248$ К (248,05 К).

Пример 2. По условиям предыдущего примера определить температуру кипения аммиака в воздухоохладителе.

Средний коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока при кипении аммиака внутри горизонтальной трубы определяются по уравнению (7.71) с учетом уравнений (7.15), (7.16) и (7.55) [47].

По данным табл. 4.3 построен график $q_{a,вн} = f(T_0)$ на рис. 4.12, согласно которому температура кипения аммиака $T_0 = 247,75$ К.

Пример 3. По условиям примера 1 расчет сухого воздухоохладителя холодопроизводительностью 10 кВт с кипением R12.

Т а б л и ц а 4.2. Данные расчетов для построения зависимости $q_{FВН} = f(T_{ст})$

Определяемая величина	Средняя температура рассола $T_{ст}$, К		
	250	249	248
Свойства раствора $CaCl_2$:			
температура замерзания $T_{зам}$, К	241,8	241,8	241,8
удельная теплоемкость c_s , кДж/(кг·К)		2,805	
плотность ρ_s , кг/м ³ (при $t = 15^\circ C$)		1240	
коэффициент кинематической вязкости $\nu_s \cdot 10^6$, м ² /с	9,648	10,024	10,4
коэффициент теплопроводности λ_s , Вт/(м·К)	0,503	0,502	0,501
число Прандтля $Pr_{ж}$	66,6	69,3	72
Скорость течения рассола w_s , м/с, при $\Delta t_s = 4^\circ C$:		0,794	
$w_s = 4Q_0 / \pi d_{вн}^2 z c_s \Delta t_s \rho_s$			
Число Рейнольдса	2551	2455	2367
$Re_{ж} = w_s d_{вн} / \nu_s$			
Число Нуссельта (при переходном режиме течения жидкости)	27,75	26,78	26,44
$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} e_{пер}$			
Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола:	440,5	433,7	427,3
$\alpha_{s вн} = Nu_{ж} \lambda_s / d_{вн}$			
Плотность теплового потока со стороны рассола (при $\theta_s = T_w - T_{ст}$, $\sum \delta / \lambda = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м ² ·К/Вт)	299,6	665,3	1021,8
$q_{s вн} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_{s вн} + \sum \delta / \lambda}$			

Данные из примера 1:

параметры воздуха на входе в воздухоохладитель: $T_{в1} = 256$ К, $\phi_1 = 90$ %, $d_1 = 0,909 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $i_1 = -14,92$ кДж/кг; параметры воздуха после воздухоохладителя $T_{в2} = 254$ К, $\phi_2 = 95$ %, $d_2 = 0,8075 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $i_2 = -17,19$ кДж/кг; тепловлажное отношение $\varepsilon = 22$ 365;

температура поверхности воздухоохладителя $T_w = 250,8$ К.

Характеристика теплопередающей поверхности: трубы медные с насадными пластинчатыми ребрами, расположение труб в пучке коридорное.

Диаметр трубы, м:

наружный d_n 0,012
внутренний $d_{вн}$ 0,01

Шаг ребер s_p , м 0,004

Толщина ребер δ , м 0,0004

Шаг труб в пучке, м:

по фронту s_1 0,045

в глубину s_2 0,045

Т а б л и ц а 4.3. Данные расчета для построения зависимости $q_{a. \text{вн}} = f(T_0)$

Определяемая величина	Температура кипения аммиака T_0 , К		
	250	249	248
Свойства аммиака:			
давление кипения p_0 , бар	1,6622	1,5879	1,5162
плотность насыщенной жидкости ρ' , кг/м ³	668,9	670,1	671,4
коэффициент кинематической вязкости $\nu \times 10^6$, м ² /с	0,3564	0,3592	0,362
коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	0,5465	0,546	0,5456
число Прандтля, $Pr_{ж}$	1,9685	1,984	1,9995
удельная массовая холодопроизводительность $R717$ при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг	1339,7	1342,7	1345,8
Скорость жидкого аммиака в трубах w , м/с:	0,0123	0,0123	0,0122
$w = 4Q_0/\pi d_{\text{вн}}^2 z q_0 \rho'$			
Число Рейнольдса $Re_{ж} = w d_{\text{вн}}/\nu$	1072,2	1059,6	1044,7
Число Грасгофа $Gr_{ж} \times 10^{-5}$:	73,63	163,74	251,79
$Gr_{ж} = \beta g (T_w - T_0) d_{\text{вн}}^3/\nu^2$			
Число Рэлея $Ra_{ж} \times 10^{-5}$:	144,93	324,85	503,45
$Ra_{ж} = Gr_{ж} Pr_{ж}$			
Число Пекле $Pe_{ж} = Re_{ж} Pr_{ж}$	2111	2102	2089
Поправочный множитель e_f при $l/d_{\text{вн}} = 3,95/0,031 = 127,4 > 50$		1	
Число Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости и при $Ra_{ж} > 8 \cdot 10^5$:	10,01	10,83	11,32
$Nu_{ж} = 0,15 Re_{ж}^{0,33} Ra_{ж}^{0,1} e_f$			
Средний коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении аммиака:	176,4	190,8	199,2
$\alpha_w = Nu_{ж} \lambda / d_{\text{вн}}$			
Средний коэффициент теплоотдачи к аммиаку в зоне развитого кипения *	11,7	75,4	204,7
$\alpha_p = 13,85 p_0^{0,7} (T_w - T_0)^{2,333}$			
Средний коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака внутри трубы:	178,4	221,2	320,7
$\alpha_{a. \text{вн}} = \alpha_w [1 + (\alpha_p/\alpha_w)^{1,5}]^{0,667}$			
Плотность теплового потока со стороны аммиака с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений ($R = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м ² ·К/Вт):	135,5	373,4	819,2
$q_{a. \text{вн}} = \frac{T_w - T_0}{1/\alpha_{a. \text{вн}} + R}$			

* Преобразованное уравнение (7.55) из работы [47].

Тепловой расчет. Коэффициент обребрения

$$\beta = F_{\text{оп}}/F_{\text{вн}} = 0,99/0,0314 = 31,5,$$

где площадь поверхности ребер

$$F_p = 2 \left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_n^2}{4} \right) \frac{1}{s_p} =$$

$$= 2 \left(0,045 \cdot 0,045 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,956 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Площадь поверхности межреберных участков $F_{\text{мр}} = \pi d_n (1 - \delta/s_p) = 3,14 \cdot 0,012 (1 - 0,0004/0,004) = 0,0339 \text{ м}^2/\text{м}$. Внутренняя площадь поверхности $F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,01 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$. Наружная площадь поверхности $F_{\text{оп}} = F_p + F_{\text{мр}} = 0,99 \text{ м}^2/\text{м}$.

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенные к внутренней поверхности, при коридорном расположении труб в пучке рассчитывают по уравнению (7.20) из работы [47].

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = c \text{Re}_{\text{ж}}^n (L/d_0)^m.$$

Уравнение применимо при $s_p/d_n = 0,18 \div 0,35$, $s_1/d_n = 2 \div 5$, $L/d_0 = 4 \div 50$. В нашем случае $s_p/d_n = 0,004/0,012 = 0,333$, $s_1/d_n = 0,045/0,012 = 3,75$, $L/d_0 > 5$ (даже при $L = s_2$), число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = w d_0 / \nu = 5 \cdot 0,0065 / (12,72 \cdot 10^{-6}) = 2552,$$

где эквивалентный диаметр

$$d_0 = \frac{2(s_1 - d_n)(s_p - \delta_p)}{(s_1 - d_n) + (s_p - \delta_p)} = \frac{2(0,045 - 0,012)(0,004 - 0,0004)}{(0,045 - 0,012) + (0,004 - 0,0004)} =$$

$$= 0,0065 \text{ м}.$$

Так как не соблюдается условие $\text{Re} = 500 \div 2500$, уменьшив скорость воздуха до $w = 4,5 \text{ м/с}$, тогда $\text{Re}_{\text{ж}} = 4,5 \times 0,0065 / (12,72 \cdot 10^{-6}) = 2297$.

Коэффициенты c и n зависят от неизвестного отношения L/d_0 (L — длина поверхности в направлении потока), поэтому дальнейший расчет выполнен при $L/d_0 = \text{var}$ (табл. 4.4).

Температура кипения R12 находится из условия равенства теплового потока со стороны рабочего вещества полученному значению $q_{F_{\text{вн}}} = 3332 \text{ Вт/м}^2$.

При тепловых потоках $q_F > 3000 \text{ Вт/м}^2$ плотность теплового потока при кипении R12 в трубах определяют с учетом уравнения (7.70) в работе [47] по формуле

$$q_{F_{\text{вн}}} = A^{2,5} (w\rho/d_{\text{вн}})^{0,5} (T_w - T_0)^{2,5}.$$

Т а б л и ц а 4.4. Расчет сухого воздухоохлаждателя

Определяемая величина	Количество рядов труб в направлении потока воздуха a				
	1	2	3	4	5
Длина поверхности в направлении потока воздуха $L = s_2 a$	0,045	0,09	0,135	0,18	0,225
Отношение L/d_9	6,923	13,85	2,077	27,7	34,62
$c = 0,518 - 0,02315 (L/d_9) + 0,425 \cdot 10^{-3} \times (L/d_9)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \times (L/d_9)^3$ ($1,36 - 0,24 Re_{ж}/1000$)	$377,3 \cdot 10^{-3}$	$272,5 \cdot 10^{-3}$	$199 \cdot 10^{-3}$	$151,3 \cdot 10^{-3}$	$125,3 \cdot 10^{-3}$
Показатели степеней в уравнении (7.20) [47]:					
$n = 0,45 + 0,0066L/d_9$	0,496	0,541	0,587	0,633	0,678
$m = -0,28 + 0,08 Re_{ж}/1000$			-0,096		
Число Нуссельта $Nu_{ж} = c Re_{ж}^n (L/d_9)^m$	14,6	13,9	14	14,8	16,9
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м ² ·К): $\alpha_{ж} = Nu_{ж} \lambda / d_9$	51,5	49,1	49,4	52,3	59,7
Условный коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха, Вт/(м ² ·К): $\alpha_{усл} = \frac{1}{1/(\alpha_{ж} \xi) + R_{вн} + R_{конт}}$, где $\xi = 1,132$;	39	37,7	37,9	39,4	42,9
$R_{вн} = \delta_{вн} / \lambda_{вн} = 0,001/0,25 = 4 \cdot 10^{-3}$ К/Вт; $R_{конт} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м ² ·К/Вт					
Параметр m , 1/м: $m = \sqrt{2\alpha_{ж}/(\lambda_{ж} \delta_p)}$, где $\lambda_{ж} = 203,5$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности алюминия	35,57	34,73	34,84	35,85	38,3

Продолжение табл. 4.4

Определяемая величина	Количество рядов труб в направлении потока воздуха a				
	1	2	3	4	5
Условная высота прямоугольного ребра, м: $h' = 0,5d_n (p' - 1) (1 + 0,805 \lg p')$, где $p' = (1,28s_{\text{ж}}/d_n) \sqrt{s_1/s_2} - 0,2 = 4,3$					
Коэффициент эффективности ребра $E_p = th(mt')/mt'$	0,74	0,749	0,747	0,737	0,782
Условный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к внутренней поверхности трубы, Вт/(м ² ·К):	788,4	770,9	773	793,4	913,8
$\alpha_{\text{пр. вн}} = \alpha_{\text{усл}} [E_p F_p / F_{\text{ор}} + (1 - F_p / F_{\text{ор}})] F_{\text{ор}} / F_{\text{вн}}$	3311	3238	3247	3332	3838
Плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенного к внутренней поверхности, Вт/м ² :	3,02	3,09	3,08	3	2,6
$q_{F \text{ вн}} = \alpha_{\text{пр. вн}} (T_{\text{в}} - T_{\text{ж}})$			4,405		
Площадь теплопередающей поверхности, м ² : $F_{\text{вн}} = Q_0 / q_{F \text{ вн}}$			3,305		
Масса воздуха, проходящего через аппарат, кг/с:			0,734		
$G_{\text{в}} = Q_0 / (i_1 - i_2)$			0,776		
Объем воздуха, м ³ /с: $V_{\text{в}} = G_{\text{в}} / \rho_{\text{в}}$			3,97		
Площадь живого сечения воздухоохладителя, м ² : $F_{\text{ж}} = V_{\text{в}} / w$			3,98		
Площадь поверхности теплообмена одной секции (при размещении их в глубину), м ² : $F'_{\text{вн}} = F_{\text{ж}} \pi d_{\text{вн}} / [(s_1 - (d_{\text{ж}} + 2\delta h / s_p))]$			3,86		
Количество параллельных секций * $z = F_{\text{вн}} / F'_{\text{вн}}$	3,9	3,98	3,97	3,86	3,95

* Принимается $z = 4$, при этом $q_{F \text{ вн}} = 3332$ Вт/м².

Таблица 4.5. Определение температуры кипения в сухом воздухоохладителе

Определяемая величина	Температура кипения R12, T_0 , К		
	248	247	246
Удельная массовая холодопроизводительность R12 при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг	165,47	165,85	166,27
Коэффициент A	0,89875	0,889	0,87925
Плотность R12 ρ' , кг/м ³	1472	1475	1478
Массовая скорость R12 в трубах, кг/(м ² ·с): $w\rho' = 4Q_0/(\pi d_{\text{вн}}^2 z q_0)$,	192,5	192	191,5
где $z = 4$ Плотность теплового потока, Вт/м ² : $q_{F \text{ вн}} = A^{2,5} (w\rho'/d_{\text{вн}})^{0,5} (T_w - T_0)^{2,5}$	1394	2906	5064

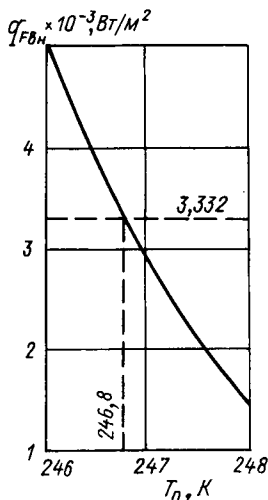
Согласно графику на рис. 4.13 и данным табл. 4.5 $T_0 = 246,8$ К.

Конструктивные размеры воздухоохладителя. Общая длина труб в одной секции

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{s_1 - \left(d_{\text{н}} + \frac{2\delta h}{s_p}\right)} = \frac{0,734}{0,045 - \left(0,012 + \frac{2 \cdot 0,0004 \cdot 0,0165}{0,04}\right)} = 22,467 \text{ м.}$$

Число рядов труб в секции

$$m = \sqrt{L_1/(s_1 k)} = \sqrt{22,467/(0,045 \cdot 1)} = 22,34,$$



где $k = l/H = 1$ — вспомогательная величина, определяющая соотношение длины и высоты аппарата. Принимается $m = 22$.

Длина труб $l = L_1/m = 22,467/22 = 1,021$ м.

Высота аппарата $H = ms_1 = 22 \cdot 0,045 = 0,99$ м. Длина аппарата в глубину $L_{\text{гл}} = zs_2 = 4 \cdot 0,045 = 0,18$ м.

Общая внутренняя площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} L_1 z = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 22,467 \cdot 4 = 2,823 \text{ м}^2$.

Общая наружная площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нар}} = F_{\text{вн}} \beta = 2,823 \cdot 31,5 = 88,92 \text{ м}^2$.

Рис. 4.13. К расчету сухого воздухоохладителя

Таблица 4.6. Параметры работы воздухоохладителя в зависимости от коэффициента орошения μ

Определяемая величина	Коэффициент орошения μ				
	1,5	2	2,5	3	3,5
Степень нагрева охлаждающей воды, °С:	1,97	1,48	1,18	0,98	0,84
$\Delta t_w = (i_1 - i_2)/(\mu c_w)$					
Энтальпийный коэффициент η_i	0,825	0,83	0,84	0,855	0,87
Температурный коэффициент η_t	0,9	0,905	0,91	0,91	0,91
Энтальпия охлаждающей воды после воздухоохладителя:	26,53	26,62	26,8	27,06	27,3
$i_{w2} = i_1 - (i_1 - i_2)/\eta_i$					
Температура охлаждающей воды после воздухоохладителя T_{w2} , К	281,68	281,71	281,79	281,91	282,02
Температура охлаждающей воды на входе в воздухоохладитель, К:	279,71	280,23	280,61	280,93	281,98
$T_{w1} = T_{w2} - \Delta t_w$					
Температура воздуха в конце действительного процесса охлаждения, К:	282,61	282,59	282,62	282,73	282,83
$T_{2д} = T_1 - (T_1 - T_{w2})/\eta_t$					

Пример 4. Расчет мокрого воздухоохладителя форсуночного типа холодопроизводительностью $Q_0 = 70$ кВт.

Исходные данные

Начальное состояние воздуха:	
температура T_1 , К	291
относительная влажность φ_1 , %	70
Конечное состояние воздуха:	
температура T_2 , К	283
относительная влажность φ_2 , %	98

Параметры воздуха при входе в аппарат: $T_1 = 291$ К, $\varphi_1 = 70$ %; $d_1 = 0,00917$ кг/кг; $i_1 = 41,5$ кДж/кг. Параметры воздуха при выходе из аппарата: $T_{2д} = 283$ К; $\varphi_{2д} = 98$ %; $d_{2д} = 0,0075656$ кг/кг; $i_{2д} = 29,15$ кДж/кг.

Масса воздуха, проходящего через воздухоохладитель, $G_v = Q_0/(i_1 - i_{2д}) = 70/(41,5 - 29,15) = 5,668$ кг/с.

Масса отводимой влаги $W_0 = G_v (d_1 - d_{2д}) = 5,668 (0,00917 - 0,0075656) = 0,0091$ кг/с.

На параметры воздуха после воздухоохладителя влияет коэффициент орошения μ . Принимая $\mu = \text{вар}$ при принятой массовой скорости воздуха $w_p = 2,5$ кг/(м²·с) и определяя температуру воздуха в конце действительного процесса $T_{2д}$, можно найти при совпадении $T_{2д}$ с заданной необходимой значение μ . Результаты этих расчетов приведены в табл. 4.6. Наилучшая сходимость

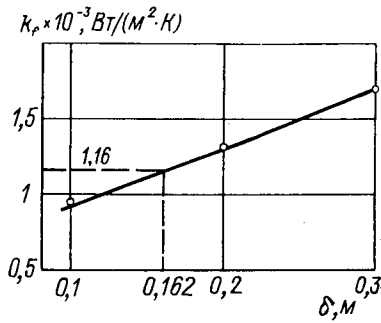


Рис. 4.14. К расчету воздухоохладителя с насадкой

$$g_w = G_w/n_{\text{общ}} = 19,838/95 = 0,209 \text{ кг/с.}$$

Пример 5. По условиям предыдущего примера расчет «мокрого» воздухоохладителя с насадкой.

Средняя логарифмическая разность температур в воздухоохладителе при температуре воды на входе $T_{w1} = 276 \text{ К}$ и на выходе $T_{w2} = 280 \text{ К}$

$$\theta_m = \frac{(T_1 - T_{w2}) - (T_2 - T_{w1})}{\ln[(T_1 - T_{w2})/(T_2 - T_{w1})]} = \frac{(291 - 280) - (283 - 276)}{\ln[(291 - 280)/(283 - 276)]} = 8,85^\circ \text{С.}$$

$$\text{Расход охлаждающей воды } G_w = Q_0/(c_w \Delta t_w) = 70/(4,187 \cdot 4) = 4,18 \text{ кг/с.}$$

Площадь решетки при принятой скорости воздуха $w = 1 \text{ м/с}$: $F_p = G_w/(w\rho) = 5,668/(1 \cdot 1,23) = 4,61 \text{ м}^2$, где $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ — плотность воздуха при $T_{в. ср} = 287 \text{ К}$.

$$\text{Интенсивность орошения, или высота дождя: } H_w = G_w/(\rho_w F_p) = 4,18/(1000 \cdot 4,61) = 0,907 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

Условный коэффициент теплопередачи k_f , отнесенный к 1 м^2 площади поперечного сечения воздухоохладителя: $k_f = Q_0/(F_p \theta_m \xi_{дл}) = 70000/(4,61 \cdot 8,85 \cdot 1,4784) = 1160,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где $\xi_{дл} = Q_0/(Q_0 - rW_0) = 70/(70 - 2489,2 \cdot 0,0091) = 1,4784$ — коэффициент влаговыпадения; $r = 2489,2 \text{ кДж/кг}$ — теплота парообразования воды при $T_{в ср} = 278 \text{ К}$.

Условный коэффициент теплопередачи в зависимости от толщины слоя колец δ по формуле (7.158) работы [47] составляет

$$k_f = (0,1015 + 0,5943\delta) 10^5 H_w^{0,42} (w\rho)^{0,5+0,6\delta}.$$

$\delta, \text{ м}$	0,1	0,2	0,3
$k_f, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	953	1321,5	1698,9

Согласно графику на рис. 4.14 толщина слоя колец $\delta = 0,162 \text{ м}$.

4.4. ТЕПЛОБМЕННИКИ

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного элементного регенеративного теплообменника (рис. 4.15) паровой холодильной машины по условиям примера 2 параграфа 1.2.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	100
Температура рабочего вещества, К:	
кипения T_0	268
конденсации T_K	313
Температура, К:	
всасываемого в компрессор пара T_I	283
жидкости перед дросселированием T_4	302
Рабочее вещество	R12

Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_T = Q_0 q_T / q_0 = 100 \times 11 / 120,7 = 9,1135$ кВт, где $q_T = i_1 - i_a = i_3 - i_4 = 1007,7 - 996,7 = 887 - 876 = 11$ кДж/кг — удельная массовая нагрузка на теплообменник; $q_0 = i_a - i_3 = 996,7 - 876 = 120,7$ кДж/кг — удельная массовая холодопроизводительность (см. рис. 1.6).

Основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные с накатанными ребрами; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,0132$ м; диаметр трубы по окружности выступов $d_0 = 0,0165$ м; диаметр трубы по окружности выступов $d_н = 0,021$ м; шаг ребер $u = 0,002$ м; площадь наружной поверхности $F_н = 0,165464$ м²/м; площадь внутренней поверхности $F_{вн} = 0,041134$ м²/м; коэффициент оребрения (по отношению

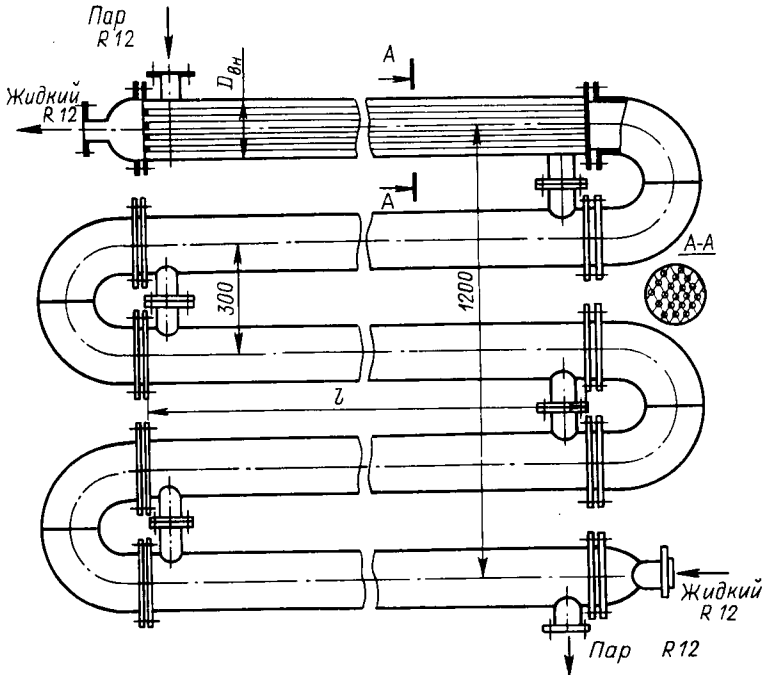


Рис. 4.15. Элементный регенеративный теплообменник

к внутренней поверхности) $F_{\text{н}}/F_{\text{вн}} = 4$; внутренний диаметр обечайки кожухотрубного элемента $D_{\text{вн}} = 0,125$ м.

Физические свойства рабочего вещества жидкий R12: средняя температура $T_{\text{ж, ср}} = 307,5$ К; плотность $\rho_{\text{ж}} = 1255$ кг/м³; теплоемкость $c_{\text{ж}} = 991$ Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ж}} = 0,0654$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_{\text{ж}} = 0,246 \cdot 10^{-3}$ Па·с; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{ж}} = 0,1927 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент температуропроводности $a_{\text{ж}} = 0,5168 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Физические свойства рабочего вещества пар R12: средняя температура $T_{\text{п, ср}} = 275,5$ К; плотность $\rho_{\text{п}} = 14,5$ кг/м³; теплоемкость $c_{\text{п}} = 611,3$ Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{п}} = 0,9159 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_{\text{п}} = 12,177 \cdot 10^{-6}$ Па·с; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{п}} = 0,634 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент температуропроводности $a_{\text{п}} = 0,776 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Расход рабочего вещества $G_{\text{а}} = Q_{\text{т}}/q_{\text{т}} = 9,1135/11 = 0,8285$ кг/с.

Площадь трубного пространства по поперечному сечению кожухотрубного элемента $F_{\text{тр}} = \pi n d_{\text{вн}}^2/4 = 18 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2/4 = 0,00246$ м². Площадь поперечного сечения элемента по межтрубному пространству $F_{\text{м тр}} = \pi (D_{\text{вн}}^2 - n d_{\text{н}}^2)/4 = 3,14 (0,125^2 - 18 \cdot 0,021^2)/4 = 0,00603$ м². Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_{\text{эк}} = (D_{\text{вн}}^2 - n d_{\text{н}}^2)/(n d_{\text{н}}) = (0,125^2 - 18 \cdot 0,021^2)/(18 \cdot 0,021) = 0,0203 \text{ м.}$$

Скорость жидкости в трубах $w_{\text{ж}} = G_{\text{а}}/(\rho_{\text{ж}} F_{\text{тр}}) = 0,8285 \times (1255 \cdot 0,00246) = 0,268$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = w_{\text{ж}} d_{\text{эк}}/\nu_{\text{ж}} = 0,268 \cdot 0,0132/(0,1927 \times 10^{-6}) = 18358$. Число Прандтля $Pr = \nu_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}}/\lambda_{\text{ж}} = 0,1927 \times 10^{-6} \cdot 1255 \cdot 991/0,0654 = 3,66$. Число Нуссельта для турбулентного режима течения жидкости ($Re > 1 \cdot 10^4$ и $Pr \geq 0,7$) $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \epsilon_c \epsilon_l$, где ϵ_c — поправка, отражающая влияние направления теплового потока на теплопередачу (при малых температурных напорах, характерных для холодильных аппаратов, можно принять $\epsilon_c = 1$); ϵ_l — поправка, отражающая влияние l/d и числа Re . При $l/d > 50$ значение $\epsilon_l = 1$. Число Нуссельта $Nu = 0,021 \cdot 18358^{0,8} \cdot 3,66^{0,43} = 94,53$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_{\text{ж}} = Nu \lambda_{\text{ж}}/d_{\text{вн}} = 94,53 \cdot 0,0654/0,0132 = 468,36$ Вт/(м²·К).

Скорость пара в межтрубном пространстве $w_{\text{п}} = G_{\text{а}}/(\rho_{\text{п}} F_{\text{м тр}}) = 0,8285/(14,5 \cdot 0,00603) = 9,48$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = w_{\text{п}} d_{\text{вн}}/\nu_{\text{п}} = 9,48 \cdot 0,0203/(0,634 \times 10^{-6}) = 303539$. Число Прандтля $Pr = \nu_{\text{п}} \rho_{\text{п}} c_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}} = 0,634 \times 10^{-6} \cdot 14,5 \cdot 611,3/(0,9159 \cdot 10^{-2}) = 0,968$. Число Нуссельта для турбулентного течения пара ($Re > 2 \cdot 10^4$) $Nu = 0,23 Re^{0,65} \times Pr^{0,33} = 0,23 \cdot 303539^{0,65} \cdot 0,968^{0,33} = 841,72$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара $\alpha_n = \text{Nu} \lambda_n / d_{\text{вн}} = 841,72 \cdot 0,9159 \cdot 10^{-2} / 0,0203 = 379,77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади внутренней поверхности труб, $k = 1 / [(1/\alpha_n) + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_{\text{ж}}) \times (F_{\text{вн}}/F_n)] = 1 / [(1/379,77 + 0,3 \cdot 10^{-3} + 1/468,35 \cdot 4) \times 288,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{(T_4 - T_0) - (T_n - T_1)}{2,3 \lg \frac{T_4 - T_0}{T_n - T_1}} = \frac{(302 - 268) - (313 - 283)}{2,3 \lg \frac{302 - 268}{313 - 283}} = 32 \text{ К}.$$

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{\text{т. вн}} = Q_{\text{т}} / (k \theta_m) = 100\,000 / (288,45 \cdot 32) = 10,83 \text{ м}^2$.

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{\text{т. вн}} / (\pi d_{\text{вн}} n) = 10,83 / (18 \cdot 3,14 \cdot 0,0132) = 14,5 \text{ м}$.

Число элементов при принятой эффективной длине трубы (расстояние между трубными досками): $l = 3 \text{ м}$, $m = L/l = 14,5/3 = 4,83$. Принимаем пять элементов.

Гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству (тракт жидкого рабочего вещества). Относительная площадь сечения для прохода жидкости в трубах $\sigma_c = n (d_{\text{вн}}/D_{\text{вн}})^2 = 18 (0,0132/0,125)^2 = 0,182$. Параметры: $N = 1,5 - 2,5 \sigma_c (1 - \sigma_c) = 1,5 - 2,5 \cdot 0,182 (1 - 0,182) = 1,1278$;

$M = \sqrt{0,67 (\zeta_{\text{т}} l / d_{\text{вн}} + N)} = \sqrt{0,67 (0,025 \cdot 3 / 0,0132 + 1,1278)} = 2,14$, где $\zeta_{\text{т}} = 0,02 \div 0,03$; принимается $\zeta_{\text{т}} = 0,025$.

Минимальный диаметр патрубка на входе жидкости, при котором можно пренебречь неравномерностью распределения ее по трубам,

$$d_{\text{min}} = d_{\text{вн}} \sqrt{n/M} = 0,0132 \sqrt{18/2,14} = 0,038 \text{ м}.$$

Принятые диаметры патрубков на входе в аппарат и выходе из него жидкости $d_{\text{ж1}} = d_{\text{ж2}} = 0,05 \text{ м}$ (труба $57 \times 3,5 \text{ мм}$); диаметр калача $d_{\text{к}} = 0,05 \text{ м}$.

Площадь сечения для прохода жидкости: во входном и выходном патрубках $f_{\text{ж1}} = f_{\text{ж2}} = \pi d_{\text{ж}}^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,05^2 = 0,00196 \text{ м}^2$; перед входом в трубный пучок $f_{\text{тр}} = \pi D_{\text{вн}}^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,125^2 = 0,01227 \text{ м}^2$; в калаче $f_{\text{к}} = \pi d_{\text{к}}^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,05^2 = 0,00196 \text{ м}^2$.

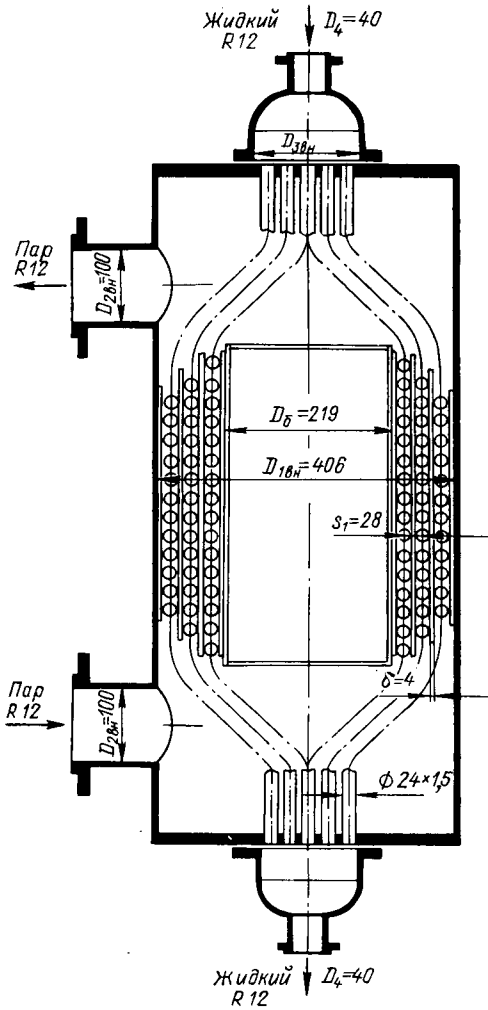
Скорость жидкости: во входном и выходном патрубках

$$w_{\text{ж. п}} = G_{\text{а}} / (\rho_{\text{ж}} f_{\text{ж1}}) = 0,8285 / (1255 \cdot 0,00196) = 0,337 \text{ м/с};$$

в калаче $w_{\text{к}} = G_{\text{а}} / (\rho_{\text{ж}} f_{\text{к}}) = 0,8285 / (1255 \cdot 0,00196) = 0,337 \text{ м/с}$;
в трубах $w_{\text{ж}} = 0,268 \text{ м/с}$.

Относительные площади сечений для прохода жидкости: во входном и выходном патрубках $\sigma_{\text{с1}} = \sigma_{\text{с2}} = f_{\text{ж}} / f_{\text{тр}} = 0,00196 / 0,01227 = 0,16$; из входной камеры в трубы $\sigma_{\text{с3}} = F_{\text{тр}} / f_{\text{тр}} = 0,00246 / 0,01227 = 0,2$.

Рис. 4.16. Вертикальный кожухотрубный регенеративный теплообменник



Коэффициент потери давления в трубах: на входе $k_{вх} = \varphi_1(\sigma_{сз}, Re) = 0,325$ [24]; на выходе $k_{вых} = \varphi_2(\sigma_{сз}, Re) = 0,65$.

Коэффициенты местного сопротивления: во входном патрубке $\zeta_1 = \varphi_1(\sigma_{с1}) = 0,46$ [26]; в выходном патрубке $\zeta_2 = \varphi_2(\sigma_{с2}) = 0,775$; на входе в трубный пучок $\zeta_3 = 1 + k_{вх} - \sigma_{сз}^2 = 1 + 0,325 - 0,2^2 = 1,285$; на выходе из трубного пучка $\zeta_4 = 1 - \sigma_{сз}^2 - k_{вых} = 1 - 0,2^2 - 0,65 = 0,31$; на поворотах $\zeta_5 = 2$.

Местные сопротивления: во входном патрубке $\Delta p_{м1} = \zeta_1 w_{ж. прж}^2 / 2 = 0,46 \cdot 0,337^2 \cdot 1255 / 2 = 32,78$ Па; в выходном патрубке $\Delta p_{м2} = \zeta_2 w_{ж. прж}^2 / 2 = 0,775 \times 0,337^2 \cdot 1255 / 2 = 55,23$ Па; на входе в трубный пучок $\Delta p_{м3} = \zeta_3 w_{ж. прж}^2 / 2 = 1,285 \cdot 0,268^2 \cdot 1255 / 2 = 57,9$ Па; на выходе из трубного пучка $\Delta p_{м4} =$

$\zeta_4 w_{ж. прж}^2 / 2 = 0,31 \cdot 0,337^2 \cdot 1255 / 2 = 22,1$ Па; на поворотах в калачах $\Delta p_{м5} = \zeta_5 n_k w_{ж. прж}^2 / 2 = 2 \cdot 4 \cdot 0,337^2 \cdot 1255 / 2 = 570,1$ Па, где $n_k = 4$ — число калачей.

Сумма местных сопротивлений $\Delta p_{м} = \Delta p_{м1} + \Delta p_{м2} + \Delta p_{м3} + \Delta p_{м4} + \Delta p_{м5} = 32,78 + 55,23 + 57,9 + 22,1 + 570,1 = 738,11$ Па.

Сопротивление трения $\Delta p_{т} = (\zeta_{т} w_{ж. прж}^2) (L/d_{вн}) = (0,025 \times 0,268^2 \cdot 1255 / 2) (14,5 / 0,0132) = 1237,7$ Па, где $\zeta_{т} = 0,025$ при турбулентном течении жидкости.

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству $\Delta p_{тр} = \Delta p_{м} + \Delta p_{т} = 738,11 + 1237,7 = 1975,81$ Па.

Гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству. Принятые диаметры патрубков на входе и выходе паров рабочего вещества и патрубков, соединяющих элементы аппарата по межтрубному пространству, $D_{2\text{ вн}} = 0,1$ м (труба 108 × 4 мм).

Площадь сечения патрубков $f_{\text{п}} = \pi D_{2\text{ вн}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,1^2 / 4 = 0,00785$ м².

Скорость пара в патрубках $w = G_{\text{п}} / (\rho_{\text{п}} f_{\text{п}}) = 0,8285 / (14,5 \times 0,00785) = 7,28$ м/с.

Сумма местных сопротивлений на входе пара в межтрубное пространство элементов и на выходе из них $\Delta p_{\text{м}} = \zeta w^2 \rho_{\text{п}} n^* / 2 = 1,5 \cdot 7,28^2 \cdot 14,5 \cdot 6 / 2 = 3458,1$ Па, где $n^* = 6$ — общее число патрубков входа и выхода пара.

Гидравлический диаметр межтрубного пространства

$$d_{\text{г}} = \frac{D_{\text{вн}}^2 - nd_{\text{н}}^2}{D_{\text{вн}} + nd_{\text{н}}} = \frac{0,125^2 - 18 \cdot 0,021^2}{0,125 + 18 \cdot 0,021} = 0,01528 \text{ м.}$$

Сопротивление трения $\Delta p_{\text{т}} = (\zeta_{\text{т}} w^2 \rho_{\text{п}} / 2) (L / d_{\text{г}}) = 0,025 \times 9,48^2 \cdot 14,5 / 2 (14,5 / 0,01528) = 15457,5$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству $\Delta p_{\text{м. тр}} = \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{т}} = 3458,1 + 15457,5 = 18915,6$ Па.

Пример 2. Расчет вертикального кожухотрубного регенеративного теплообменника (рис. 4.16) паровой холодильной машины по условиям примера 2 параграфа 1.2.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	100
Температура рабочего вещества, К:	
кипения T_0	268
конденсации $T_{\text{к}}$	313
Температура, К:	
всасываемого в компрессор пара T_1	283
жидкости перед дросселированием T_4	302
Рабочее вещество	R12
Расход рабочего вещества $G_{\text{п}}$, кг/с	0,8285
Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_{\text{т}}$, кВт	9,1135

Физические свойства жидкого и парообразного вещества такие же, как в предыдущем примере.

Основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные, гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}} = 0,021$ м; наружный диаметр трубы $d_{\text{н}} = 0,024$ м.

Теплообменные трубы навиваются на сердечник (вытеснитель, имеющий наружный диаметр $D_{\text{с}} = 219$ мм, из трубы 219 × 6 мм) в три ряда с расстоянием между смежными рядами по центрам труб $s_1 = 28$ мм. Толщина дистанционных пластинок $\delta = 4$ мм. Число параллельно включенных труб $n = 6$.

Т а б л и ц а 4.7. Основные размеры змеевика

Определяемая величина	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение для ряда змеевиков		
		1	2	3
Диаметр витка, мм	$D_{\text{в}}$	247	303	359
Число труб в ряду	z		2	
Шаг одного витка, мм	$t = z d_{\text{н}}$		48	
Длина одного витка, мм	$L_{\text{в}} = \sqrt{(\pi D_{\text{в}})^2 + t^2}$	777	953	1128
Число витков	$N_{\text{в}} = L/L_{\text{в}}$	5,39	4,4	3,7
Высота навивки, мм	$h = N_{\text{в}} t$	259	211	178

Площадь трубного пространства по поперечному сечению трубного пучка $F_{\text{тр}} = \pi d_{\text{вн}}^2/4 = 6 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2/4 = 0,00208 \text{ м}^2$.

Скорость жидкости в трубах

$$\omega_{\text{ж}} = G_{\text{ж}}/(\rho_{\text{ж}} F_{\text{тр}}) = 0,8285/(1255 \cdot 0,00208) = 0,317 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса $Re_{\text{ж}} = \omega_{\text{ж}} d_{\text{вн}}/\nu_{\text{ж}} = 0,317 \cdot 0,021/(0,1927 \times 10^{-6}) = 34 \text{ 546}$. Число Прандтля $Pr_{\text{ж}} = 3,66$. Число Нуссельта для турбулентного режима течения жидкости в змеевиках $Nu_{\text{ж}} = 0,04 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,4} (d_{\text{вн}}/R_{\text{ср}})^{0,21} = 0,04 \cdot 34 \text{ 546}^{0,8} \cdot 3,66^{0,4} \times (0,021/0,15625)^{0,21} = 188,36$, где $R_{\text{ср}} = D_{\text{ср}}/2 = 0,3125/2 = 0,15625$ — средний радиус межтрубного пространства; $D_{\text{ср}} = 0,5 (D_{1 \text{ вн}} + D_{\text{с}}) = 0,5 (0,406 + 0,219) = 0,3125 \text{ м}$ — средний диаметр межтрубного пространства; $D_{1 \text{ вн}} = D_{\text{с}} + 2ms_1 = 0,219 + 2 \cdot 3 \cdot 0,028 = 0,387 \text{ м}$ — расчетный диаметр кожуха аппарата; $m = 3$ — число трубных рядов. В качестве кожуха используют трубу $426 \times 10 \text{ мм}$. Тогда $D_{1 \text{ вн}} = 0,406 \text{ м}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_{\text{ж}} = Nu_{\text{ж}} \lambda_{\text{ж}}/d_{\text{вн}} = 188,36 \cdot 0,0654/0,021 = 586,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Скорость пара в межтрубном пространстве $\omega_{\text{п}} = G_{\text{п}}/[\pi \times D_{\text{ср}} \rho_{\text{п}} m (s_1 - d_{\text{п}})] = 0,8285/[3,14 \cdot 0,3125 \cdot 14,5 \cdot 3 (0,028 - 0,024)] = 4,85 \text{ м/с}$.

Число Рейнольдса $Re = \omega_{\text{п}} d_{\text{п}}/\nu_{\text{п}} = 4,85 \cdot 0,024/(0,634 \cdot 10^{-6}) = 183 \text{ 596}$. Число Прандтля $Pr = 0,968$. Число Нуссельта для турбулентного течения пара $Nu_{\text{п}} = 0,23 Re_{\text{п}}^{0,65} Pr_{\text{п}}^{0,33} = 0,23 \times 183 \text{ 596}^{0,65} \cdot 0,968^{0,33} = 600,39$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара $\alpha_{\text{п}} = Nu_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}/d_{\text{п}} = 600,39 \cdot 0,9159 \cdot 10^{-2}/0,024 = 229 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности труб, $k = 1/[(1/\alpha_{\text{ж}}) + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_{\text{п}}) (d_{\text{вн}}/d_{\text{н}})] = 1/[(1/586,6) + 0,3 \cdot 10^{-3} + (1/229) (0,021/0,024)] = 171,66 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{\text{т. вн}} = Q_{\text{т}}/(k \theta_{\text{м}}) = 9113,5/(171,66 \cdot 32) = 1,659 \text{ м}^2$.

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{т. вн}/(\pi d_{вн}) = 1,659/(6 \cdot 3,14 \cdot 0,021) = 4,19$ м. Конструктивная длина трубы $L_1 = 4,19 + 2 \cdot 0,12 = 4,43$ м.

Характеристика навивки змеевика приведена в табл. 4.7.

Гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству. Относительная площадь сечения для прохода жидкого рабочего вещества в трубах $\sigma_c = n (d_{вн}/D_{з вн})^2 = 6 (0,021/0,1)^2 = 0,2646$ м², где $D_{з вн} = 0,1$ м — внутренний диаметр крышки. Параметры:

$$N = 1,5 - 2,5\sigma_c (1 - \sigma_c) = 1,5 - 2,5 \cdot 0,2646 (1 - 0,2646) = 1,0135;$$

$$M = \sqrt{0,67 (\zeta_{т} L_1 / d_{вн} + N)} = \sqrt{0,67 (0,025 \cdot 4,43 / 0,021 + 1,0135)} = 2,052,$$

где $\zeta_{т} = 0,02 \div 0,03$; принимается $\zeta_{т} = 0,25$.

Минимальный диаметр патрубка на входе жидкости в аппарат, обеспечивающий равномерное его распределение по трубам,

$$d_{\min} = d_{вн} \sqrt{n/M} = 0,021 \sqrt{6/2,052} = 0,036.$$

Принимаются диаметры патрубков на входе и выходе жидкости в аппарат $D_4 = 40$ мм (трубы $45 \times 2,5$ мм).

Площади проходных сечений:

во входном и выходном патрубках $f_4 = \pi D_4^2 / 4 = 3,14 \times 0,04^2 / 4 = 0,001256$ м²;

перед входом в трубный пучок $f_{п} = \pi D_{з вн}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,1^2 / 4 = 0,00785$ м².

Скорости жидкости:

во входном и выходном патрубках $\omega_4 = G_a / (\rho_{ж} f_4) = 0,8285 / (1255 \cdot 0,001256) = 0,53$ м/с;

в трубах $\omega_{ж} = 0,317$ м/с.

Относительные площади сечений для прохода жидкости:

во входном и выходном патрубках $\sigma_{с1} = \sigma_{с2} = f_4 / f_{п} = 0,001256 / 0,00785 = 0,16$;

из входной крышки в трубы $\sigma_{с3} = F_{тр} / f_{п} = 0,00208 / 0,00785 = 0,265$.

Коэффициенты потери давления в трубах: на входе $k_{вх} = \varphi_1 (\sigma_{с3}, Re) = 0,3$ [24]; на выходе $k_{вых} = 0,565$.

Коэффициенты местного сопротивления: во входном патрубке $\zeta_1 = \varphi_1 (\sigma_{с1}) = 0,46$ [26]; в выходном патрубке $\zeta_2 = \varphi_2 (\sigma_{с2}) = 0,775$; на входе в трубный пучок $\zeta_3 = 1 + k_{вх} - \sigma_{с3}^2 = 1 + 0,3 - 0,265^2 = 1,23$; на выходе из трубного пучка $\zeta_4 = 1 - \sigma_{с3}^2 - k_{вых} = 1 - 0,265^2 - 0,565 = 0,365$; на поворотах в одном витке змеевика $\zeta_5 = 0,2$.

Местные сопротивления: во входном патрубке $\Delta p_{м1} = \zeta_1 \omega_4^2 \rho_{ж} / 2 = 0,46 \cdot 0,53^2 \cdot 1255 / 2 = 81,08$ Па; в выходном патрубке

$\Delta p_{м2} = \zeta_2 \omega_4^2 \rho_{ж} / 2 = 0,775 \cdot 0,53^2 \cdot 1255 / 2 = 136,6$ Па; на входе в трубный пучок $\Delta p_{м3} = \zeta_3 \omega_{ж}^2 \rho_{ж} / 2 = 1,23 \cdot 0,317^2 \cdot 1255 / 2 = 77,56$ Па; на выходе из трубного пучка $\Delta p_{м4} = \zeta_4 \omega_{ж}^2 \rho_{ж} / 2 = 0,365 \cdot 0,317^2 \cdot 1255 / 2 = 23$ Па; на поворотах в змеевике $\Delta p_{м5} = \zeta_5 \bar{N}_в \omega_{ж}^2 \rho_{ж} / 2 = 0,2 \cdot 2 \cdot 0,317^2 \cdot 1255 / 2 = 25,2$ Па, где $\bar{N}_в = 2$ — число витков в змеевике.

Сумма местных сопротивлений $\Delta p_{м} = \Delta p_{м1} + \Delta p_{м2} + \Delta p_{м3} + \Delta p_{м4} + \Delta p_{м5} = 81,08 + 136,6 + 77,56 + 23 + 25,2 = 343,44$ Па.

Сопротивление трения $\Delta p_{т} = \zeta_{т} (\omega_{ж}^2 \rho_{ж} / 2) (L_1 / d_{вн}) = 0,025 \times (0,317^2 \cdot 1255 / 2) (4,43 / 0,021) = 332,5$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление по трубному пространству $\Delta p_{тр} = \Delta p_{м} + \Delta p_{т} = 343,44 + 332,5 = 675,94$ Па.

Гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству. Принятый диаметр патрубков на входе пара в аппарат и на выходе из него $D_{2\text{ вн}} = 100$ мм (труба 108×4 мм).

Площадь сечения патрубка $f_{п} = \pi D_{2\text{ вн}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,1^2 / 4 = 0,00785$ м².

Скорость пара в патрубке $\omega = G_a / (\rho_{п} f_{п}) = 0,8285 / (14,5 \times 0,00785) = 7,28$ м/с.

Сумма местных сопротивлений на входе пара в аппарат и на выходе из него $\Delta p_{м} = \zeta (\omega^2 \rho_{п} / 2) n_1 = 1,5 (7,28^2 \cdot 14,5 / 2) 2 = 1152,7$ Па, где $\zeta = 1,5$ — коэффициент местного сопротивления; $n_1 = 2$ — число входов и выходов.

Потеря давления на трение $\Delta p_{т} = 0,53 \lambda \text{Re}^{-0,122} \rho_{п} \omega_{п}^2 = 0,53 \cdot 6 \cdot 183596^{-0,122} \cdot 14,5 \cdot 4,85^2 = 247$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление по межтрубному пространству $\Delta p_{мтр} = \Delta p_{м} + \Delta p_{т} = 1152,7 + 247 = 1399,7$ Па.

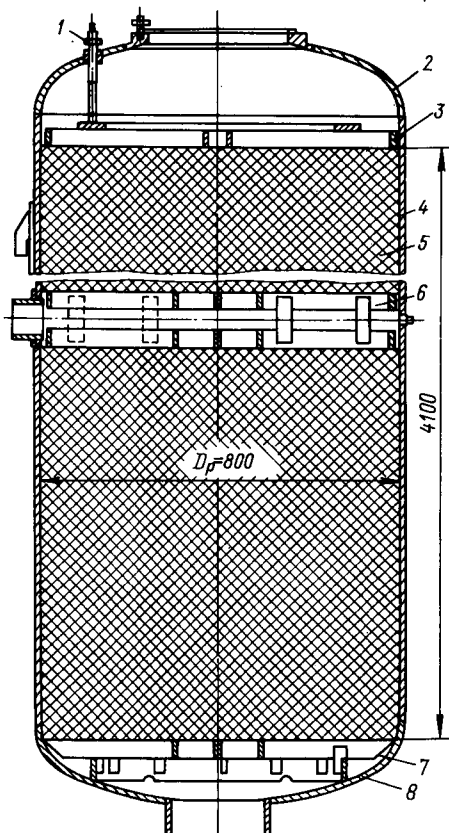
Пример 3. Расчет регенератора газовой воздушной холодильной машины, работающей по разомкнутому регенеративному циклу, по условиям примера 2 параграфа 1.5.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	50
Температура, К:	
окружающей среды $T_в$	293
воздуха при выходе из детандера T_6	166,86
» камеры T_5	193
Коэффициент восстановления полного давления:	
в регенераторе $\sigma_p = \rho_{вых} / \rho_{вх}$	0,98
» трубопроводе $\sigma_{тр}$	0,995
» камере σ_k	0,98
Недорекупация в регенераторах ΔT , К	3
Расход воздуха G_a , кг/с	2,15
Показатель изэнтропы воздуха k	1,4
Газовая постоянная воздуха R , Дж/(кг·К)	289
Теплоемкость воздуха c_p , Дж/(кг·К)	1005

Рис. 4.17. Вертикальный газовый регенератор с насадкой:

1 — шпилька нажимная; 2 — крышка; 3 — решетка верхняя; 4 — корпус; 5 — насадка; 6 — решетка средняя; 7 — решетка нижняя; 8 — днище



Конструктивно регенератор представляет собой закрытый с торцов цилиндр из листовой стали (рис. 4.17). В регенератор укладывается насадка из гофрированной алюминиевой ленты со следующими параметрами: толщина ленты $\delta = 0,004$ м; высота диска свернутой ленты $b = 0,05$ м; удельная площадь поверхности $S_{уд} = 1209$ м²/м³; доля свободного сечения насадки $\epsilon = 0,76$.

Два регенератора, каждый из которых имеет внутренний диаметр $D_p = 0,8$ м, связаны между собой клапанными коробками, распределяющими газовые потоки (прямой и обратный) по регенераторам.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = Q_0/G_a = 50\,000/2,15 = 23\,256$ Дж/кг.

Энтальпия прямого потока воздуха на выходе из регенератора $i_4 = i_3 - q_0 = 193\,965 - 23\,256 = 170\,709$ Дж/кг, где $i_3 = T_3 c_p = 193 \cdot 1005 = 193\,965$ Дж/кг — энтальпия воздуха на входе в детандер.

Температура прямого потока на выходе из регенератора $T_4 = i_4/c_p = 170\,709/1005 = 169,86$ К.

Удельный тепловой поток в регенераторе $q_p = i_3 - i_4 = c_p \times (T_3 - T_4) = 1005 (293 - 169,86) = 123\,756$ Дж/кг.

Энтальпия обратного потока воздуха на выходе из регенератора $i_1 = i_3 + q_p = 167\,694 + 123\,756 = 291\,450$ Дж/кг, где $i_3 = T_3 c_p = 166,86 \cdot 1005 = 167\,694$ Дж/кг — энтальпия обратного потока на входе в регенератор.

Температура обратного потока на выходе из регенератора $T_1 = i_1/c_p = 291\,450/1005 = 290$ К.

Средние значения температуры и давления прямого потока в регенераторе: $T_{ср. пр} = (T_3 + T_4)/2 = (293 + 169,86)/2 = 231,43$ К; $p_{ср. пр} = (p_3 + p_4)/2 = (102,145 + 100,102)/2 = 101,124$ кПа.

Плотность прямого потока при средней температуре $\rho_{\text{пр}} = \rho_{\text{ср. пр}}/(T_{\text{ср. пр}}R) = 101,124/(231,43 \cdot 0,287) = 1,522 \text{ кг/м}^3$.

Скорость фильтрации прямого потока $w_{\text{ср. пр}} = 4G_{\text{а}}/(\rho_{\text{пр}} \times \pi D_{\text{пр}}^2 e) = 4 \cdot 2,15/(1,522 \cdot 3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,76) = 3,7 \text{ м/с}$.

Приведенный диаметр насадки $d_{\text{пр}} = (4/s_{\text{н}}) - 2\delta = (4/1209) - 2 \cdot 0,004 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Критерий Пекле для прямого потока $Pe_{\text{пр}} = w_{\text{ср. пр}} c_{\text{р}} \times \rho_{\text{пр}} d_{\text{пр}}/\lambda = 3,7 \cdot 1005 \cdot 1,522 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}/0,021039 = 672,5$, где $\lambda = 0,021039 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ — коэффициент теплопроводности прямого потока воздуха при средней температуре.

Критерий Нуссельта для прямого потока [21]

$$Nu_{\text{пр}} = 1,5 (Pe_{\text{пр}} d_{\text{пр}}/b)^{1/3} = 1,5 \left(672,5 \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}} \right)^{1/3} = 4,84.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны прямого потока $\alpha_{\text{пр}} = Nu_{\text{пр}} \lambda/d_{\text{пр}} = 4,84 \cdot 0,021039/(2,5 \cdot 10^{-3}) = 40,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны обратного потока принимается таким же, как и со стороны прямого потока: $\alpha_{\text{обр}} = \alpha_{\text{пр}} = 40,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{р}} = 1/(1/\alpha_{\text{пр}} + 1/\alpha_{\text{обр}}) = 1/(1/40,7 + 1/40,7) = 20,35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Приведенная продолжительность периода переключения клапанных коробок $\Pi = 2\alpha_{\text{пр}} \tau / (\delta \rho_{\text{ал}} c_{\text{ал}}) = 2 \cdot 40,7 \cdot 60/(0,0004 \times 2700 \cdot 880) = 5,139$, где $\tau = 60 \text{ с}$ — время переключения потоков; $\rho_{\text{ал}} = 2700 \text{ кг/м}^3$ — плотность алюминия; $c_{\text{ал}} = 880 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ — удельная теплоемкость алюминия.

Вследствие изменения температуры насадки на концах регенератора образуется так называемая петля гистерезиса. Разность средних температур насадки за периоды теплого и холодного дутья выражается высотой петли $h_{\text{м}}$.

Средняя высота температурной петли гистерезиса $h_{\text{ср}} = (C/6) (\Delta T_{\text{хол}} + \Delta T_{\text{тепл}}) = (0,562/6) (3 + 3) = 0,562 \text{ К}$, где $C = 1 - [2/(\Pi/2 + 2)] = 1 - [2/(5,139/2 + 2)] = 0,562$ — постоянная величина; $\Delta T_{\text{тепл}} = \Delta T_{\text{хол}} = 3 \text{ К}$ — недорекуперация на теплых концах регенераторов.

Площадь поверхности теплообмена регенератора $F_{\text{р}} = Q_{\text{р}}/[k_{\text{р}} (\Delta T_{\text{хол}} - h_{\text{ср}})] = 123\,756/[20,35 (3 - 0,562)] = 2494,4 \text{ м}^2$.

Требуемый объем насадки регенератора $V_{\text{н}} = F_{\text{р}}/s_{\text{н}} = 2494,4/1209 = 2,063 \text{ м}^3$.

Необходимая длина регенератора $L_{\text{р}} = 4V_{\text{н}}/(\pi D_{\text{р}}^2) = 4 \cdot 2,063/(3,14 \cdot 0,8^2) = 4,1 \text{ м}$.

Число дисков насадки $n = L_{\text{р}}/b = 4,1/0,05 = 82$.

Критерий Рейнольдса для прямого потока $Re = w_{\text{ср. пр}} \times d_{\text{пр}}/\nu = 3,7 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}/(9,9128 \cdot 10^{-6}) = 933$, где $\nu = 9,9128 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — коэффициент кинематической вязкости прямого потока воздуха при $T_{\text{ср. пр}} = 231,43 \text{ К}$.

Скорость прямого потока, отнесенная к сечению пустого регенератора, $\omega_{o. пр} = \omega_{ср. пр} = 3,7 \cdot 0,76 = 2,812$ м/с.

Сопrotивление регенератора (потеря давления прямого потока воздуха в регенераторе) $\Delta p_p = L_p f' f'' \rho_{пр} \omega_{o. пр}^2 / (2d_{пр}) = 4,1 \cdot 1 \times \times 0,7 \cdot 1,522 \cdot 2,812^2 / (2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}) = 6910$ Па, где $f' = \varphi (Re_{пр}) = = 1$ — коэффициент трения; $f'' = \varphi (d_{пр}/D_p) = 0,7$ — безразмерный коэффициент влияния стенки. Значения f' и f'' определены по рис. 11—46 работы [21].

Пример 4. Расчет горизонтального кожухотрубного маслоохладителя винтового компрессора паровой холодильной машины, работающей на R22, по условиям примера 1 параграфа 2.6.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	250
Температура хладагента, К:	
кипения T_0	233
конденсации T_K	303
Температура воды, К:	
на входе в маслоохладитель T_{w1}	298
» выходе из маслоохладителя T_{w2}	303
Температура масла, К:	
на входе в маслоохладитель T_{M1}	333
» выходе из маслоохладителя T_{M2}	308
Марка масла (ТУ 38-40151—73)	XC-40

Количество теплоты, отводимой маслом от хладагента: без учета теплоотвода в окружающую среду

$$Q'_m = N_e - G_a (i_{2m} - i_1) = 168 - 1,45 (1091 - 1044) = 99,85 \text{ кВт};$$

с учетом теплоотвода в окружающую среду $Q''_m = [N_e - G_a \times \times (i_{2m} - i_1) / (1 + \alpha)] = [168 - 1,45 (1091 - 1044) / (1 + 0,06)] = = 92,4$ кВт, где $\alpha = 0,04 \div 0,08$ (4 ÷ 8 % теплопотерь в окружающую среду по данным испытаний).

Объемный расход масла $V_m = Q''_m \beta / (\Delta T_m c_{p.m} \rho_m) = 94 \cdot 200 \times \times 1,25 / (25 \cdot 2,18 \cdot 0,83 \cdot 10^3) = 2,6$ л/с, где $c_{p.m} = 2,18$ кДж/(кг \times \times К) — удельная теплоемкость масла; $\rho_m = 0,83 \cdot 10^3$ кг/м³ — плотность масла; $\beta = 1,15 \div 1,2$ — увеличение расхода масла в запас расчета.

Массовый расход масла $G_m = V_m \rho_m = 2,6 \cdot 0,83 = 2,158$ кг/с.

Тепловая нагрузка на маслоохладитель $Q_m = G_m c_{p.m} (T_{M1} - - T_{M2}) = 2,158 \cdot 2,18 (333 - 308) = 117,61$ кВт.

Расход охлаждающей воды $G_w = Q_m / c_w (T_{w2} - T_{w1}) = = 117,61 / 4,1868 (303 - 298) = 5,618$ кг/с.

Среднелогарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{(T_{M1} - T_{w2}) - (T_{M2} - T_{w1})}{2,3 \lg \frac{T_{M1} - T_{w2}}{T_{M2} - T_{w1}}} = \frac{(333 - 303) - (308 - 298)}{2,3 \lg \frac{333 - 303}{308 - 298}} = 18,2 \text{ К}.$$

Физические параметры воды: средняя температура $T_w = = 300,5$ К; плотность $\rho_w = 996,3$ кг/м³; коэффициент теплопро-

водности $\lambda_{\omega} = 0,613$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_{\omega} = 4,177$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\omega} = 0,855 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля $Pr = 5,82$.

Физические параметры масла ХС-40: средняя температура $T_m = 318$ К; плотность $\rho_m = 830$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda_m = 0,1425$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_{p,m} = 2,18$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_m = 40 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля $Pr = \nu_m \rho_m c_{p,m} / \lambda_m = 40 \cdot 10^{-6} \times 830 \cdot 2,180 \cdot 10^3 / 0,1425 = 507,9$.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные с накатными ребрами; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,0132$ м; диаметр трубы по окружности впадин $d_0 = 0,0165$ м; диаметр трубы по окружности выступов $d_n = 0,021$ м; шаг ребер $u = 0,002$ м; наружная поверхность $F_n = 0,165464$ м²/м; внутренняя поверхность $F_{вн} = 0,041134$ м²/м; поверхность вертикальных участков ребер $F_v = 0,138161$ м²/м; поверхность горизонтальных участков трубы $F_r = 0,027303$ м²/м; приведенная высота ребра $h'_p = 0,006308$ м; коэффициент оребрения $\beta = F_n / F_{вн} = 4$.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах аппарата предварительно принимается $\omega = 1,5$ м/с, тогда число труб в одном ходе $n_1 = 4V_{\omega} / (\omega \pi d_{вн}^2) = 4 \cdot 0,005618 / (1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2) = 27,4$. Принимается $n_1 = 28$, тогда $\omega = 1,46$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = \omega d_{вн} / \nu_{\omega} = 1,46 \cdot 0,0132 / (0,855 \cdot 10^{-6}) = 22\,540$.

Число Нуссельта $Nu_{\omega} = 0,021 Re_{\omega}^{0,8} Pr_{\omega}^{0,43} e_{пер} = 0,021 \cdot 22\,540^{0,8} \times 5,82^{0,43} \cdot 1 = 136$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{\omega F_{вн}} = Nu_{\omega} \lambda_{\omega} / d_{вн} = 136 \cdot 0,613 / 0,0132 = 6316$ Вт/(м²·К).

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства аппарата $d_{эк} = (D_{вн}^2 - n d_0^2) / (n d_n) = (0,33^2 - 168 \cdot 0,0165^2) / (168 \cdot 0,0165) = 0,0228$ м, где $D_{вн} = 4d_0 (m + 1) = 4 \cdot 0,0165 (4 + 1) = 0,33$ м; $m = 4$ — число рядов шестиугольников; $n = n_1 z = 28 \cdot 6 = 168$ — число труб в аппарате; $z = 6$ — число ходов в аппарате.

Площадь межтрубного пространства между двумя смежными ходовыми перегородками $f = D_{вн} (1 - d_0/s) l = 0,33 (1 - 0,0165/0,033) 0,066 = 0,01089$ м², где $l = 0,2D_{вн} = 0,2 \cdot 0,33 = 0,066$ м — расстояние между перегородками; $s = 2d_0 = 2 \times 0,0165 = 0,033$ м.

Скорость масла $\omega_m = G_m / (\rho_m f) = 2,158 / (830 \cdot 0,01089) = 0,239$ м/с.

Число Рейнольдса $Re_m = 0,239 \cdot 0,0228 / (40 \cdot 10^{-6}) = 136,2$.

Число Нуссельта $Nu_m = 0,062 Re_m^{0,67} Pr_m^{0,333} = 0,062 \cdot 136,2^{0,67} \times 507,9^{0,333} = 13,28$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны масла $\alpha_m = Nu_m \lambda_m / d_{эк} = 13,28 \cdot 0,1425 / 0,0228 = 83$ Вт/(м²·К).

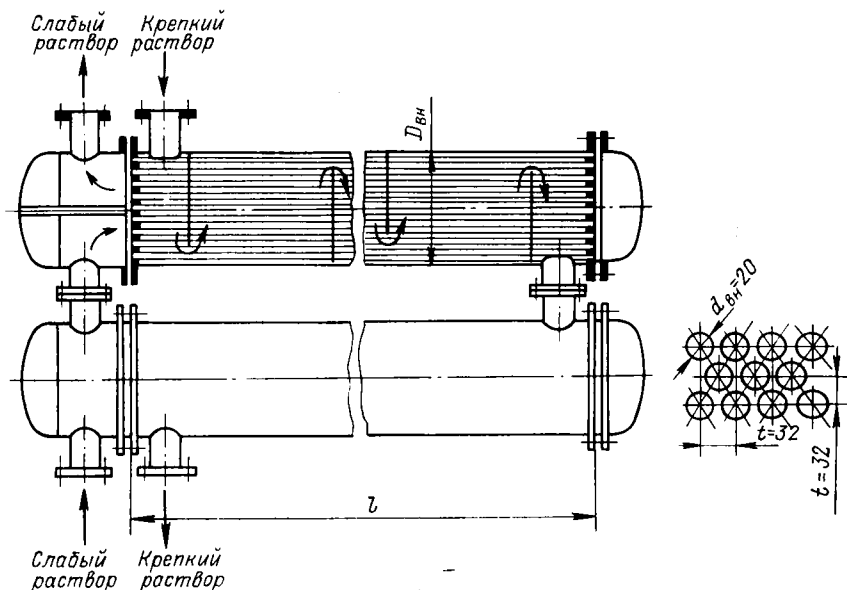


Рис. 4.18. Кожухотрубный элементный теплообменник растворов

Коэффициент теплопередачи $k = 1/[1/\alpha_m\beta + \sum (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_w] = 1/(1/83,4 + 0,5 \cdot 10^{-3} + 1/6316) = 264,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_m/(k\theta_x) = 117\,610/(264,7 \cdot 18,2) = 24,4 \text{ м}^2$.

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата $L = F_{вн}/(\pi d_o n) = 24,4/(3,14 \cdot 0,0165 \cdot 168) = 2,8 \text{ м}$.

Пример 5. Расчет кожухотрубного элементного теплообменника растворов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины холодопроизводительностью $Q_0 = 2500 \text{ кВт}$ по условиям примера 3 параграфа 1.6.

Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_T = Q_0 q_T/q_0 = 2500 \times 1226,22/1035,78 = 2959,65 \text{ кВт}$.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,02 \text{ м}$; наружный диаметр трубы $d_n = 0,025 \text{ м}$; внутренний диаметр обечайки кожухотрубного элемента $D_{вн} = 0,517 \text{ м}$; длина трубы вместе с трубными досками $l = 6 \text{ м}$ (рис. 4.18).

Площадь трубного пространства по поперечному сечению кожухотрубного элемента $F_{тр} = n\pi d_{вн}^2/(4N) = 185 \cdot 3,14 \times 0,02^2/(4 \cdot 4) = 0,0145 \text{ м}^2$, где n — число труб в элементе; N — число ходов по трубному пространству.

Площадь поперечного сечения элемента по межтрубному пространству (между двумя соседними перегородками) $F_{\text{мтр}} = D_{\text{вн}} (1 - d_{\text{н}}/t) A = 0,517 (1 - 0,025/0,032) 0,39 = 0,0441 \text{ м}^2$, где t — шаг между трубами в пучке; $A = [l - (2s + s'z)]/(z + 1) = [6 - (2 \cdot 0,03 + 0,006 \cdot 14)]/(14 + 1) = 0,39 \text{ м}$ — расстояние между перегородками; s — толщина трубной доски; s' — толщина перегородки; z — число перегородок.

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{эк}} = (D_{\text{вн}}^2 - nd_{\text{н}}^2)/(D_{\text{вн}} + nd_{\text{н}}) = (0,517^2 - 185 \cdot 0,25^2)/(0,517 + 185 \times 0,025) = 0,0295 \text{ м}$.

Расход слабого раствора $G_{\text{сл}} = G_{\text{а}} (f - 1) = 2,14 (3,267 - 1) = 5,46 \text{ кг/с}$, где $G_{\text{а}} = Q_0/q_0 = 2500/1035,78 = 2,41 \text{ кг/с}$ — расход рабочего вещества; $f = 3,267 \text{ кг/кг}$ — кратность циркуляци раствора.

Расход крепкого раствора $G_{\text{кр}} = G_{\text{а}} f = 2,41 \cdot 3,267 = 7,873 \text{ кг/с}$.

Физические свойства растворов:

слабый раствор: средняя температура $T_{\text{а, ср}} = 382,5 \text{ К}$; плотность $\rho_{\text{а}} = 909 \text{ кг/м}^3$; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{а}} = 0,258 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{а}} = 0,645 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; удельная теплоемкость

$$\begin{aligned} c_{\text{а}} &= (1 - \xi_{\text{а}}) c_{\text{в}} + \xi_{\text{а}} [1 + (0,118 + 0,0028 t_{\text{а}}) \xi_{\text{а}}] = \\ &= (1 - 0,0904) 1 + 0,0904 [1 + (0,118 + 0,0028 \cdot 109,5) 0,0904] = \\ &= 1,00347 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{°C)} = 4201,5 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \end{aligned}$$

где $c_{\text{в}} = 1 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{°C)}$ — удельная теплоемкость воды при средней температуре слабого раствора; $\xi_{\text{а}} = 0,0904 \text{ кг/кг}$ — концентрация слабого раствора; $t_{\text{а}} = T_{\text{а, ср}} - 273 = 109,5 \text{ °C}$ — средняя температура слабого раствора;

крепкий раствор: средняя температура $T_{\text{р, ср}} = 335,3 \text{ К}$; плотность $\rho_{\text{р}} = 840 \text{ кг/м}^3$; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{р}} = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{р}} = 0,582 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; удельная теплоемкость

$$\begin{aligned} c_{\text{р}} &= (1 - \xi_{\text{р}}) c_{\text{в}} + \xi_{\text{р}} [1 + (0,118 + 0,00208 t_{\text{р}}) \xi_{\text{р}}] = \\ &= (1 - 0,3676) 1 + 0,3676 [1 + (0,118 + 0,00208 \cdot 62,3) 0,3676] = \\ &= 1,0335 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{°C)} = 4327,3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \end{aligned}$$

где $c_{\text{в}} = 1 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{°C)}$ — удельная теплоемкость воды при средней температуре крепкого раствора; $\xi_{\text{р}} = 0,3676 \text{ кг/кг}$ — концентрация крепкого раствора; $t_{\text{р}} = T_{\text{р, ср}} - 273 = 62,3 \text{ °C}$ — средняя температура крепкого раствора.

Скорость слабого раствора $w_{\text{а}} = G_{\text{сл}}/(\rho_{\text{а}} F_{\text{тр}}) = 5,46/(909 \times 0,0145) = 0,414 \text{ м/с}$.

Число Рейнольдса $Re = w_{\text{а}} d_{\text{вн}}/\nu_{\text{а}} = 0,414 \cdot 0,02/(0,258 \times 10^{-6}) = 32 \text{ 093}$.

Число Прандтля $Pr = \nu_a \rho_a c_a / \lambda_a = 0,258 \cdot 10^{-6} \cdot 909 \cdot 4201,5 / 0,645 = 1,53$.

Число Нуссельта для турбулентного режима ($Re > 1 \times 10^4$) $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 32093^{0,8} \cdot 1,53^{0,43} = 101,56$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны слабого раствора $\alpha_a = Nu \lambda_a / d_{вн} = 101,56 \cdot 0,645 / 0,02 = 3275 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Скорость крепкого раствора $w_r = G_{кр} / (\rho_r F_{мтр}) = 7,873 / (840 \times 0,0441) = 0,213 \text{ м}/\text{с}$.

Число Рейнольдса $Re = w_r d_{вн} / \nu_r = 0,213 \cdot 0,0295 / (0,391 \times 10^{-6}) = 16070$.

Число Прандтля $Pr = \nu_r \rho_r c_r / \lambda_r = 0,391 \cdot 10^{-6} \cdot 840 \cdot 4327,3 / 0,582 = 2,44$.

Число Нуссельта для смешанного обтекания пучка труб ($Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$) $Nu = C Re^m Pr^{0,36} = 0,414 \cdot 16070^{0,6} \cdot 2,44^{0,36} = 190,58$, где $C = 0,36 (a/b)^{0,2} = 0,36 \cdot 2^{0,2} = 0,414$; $a = s_1/d$ — относительный поперечный шаг пучка; $b = s_2/d$ — относительный продольный шаг пучка.

Коэффициент теплоотдачи со стороны крепкого раствора

$$\alpha_r = Nu \lambda_r / d_{вн} = 190,58 \cdot 0,582 / 0,0295 = 3760 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи $k = 1 / (1/\alpha_r + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_a) (d_{вн}/d_{вн})) = 1 / (1/3760 + 0,7 \cdot 10^{-3} + 1/3275 \cdot 0,025/0,02) = 748 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_T = \frac{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}{2,3 \lg \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}} = \frac{(433 - 371,6) - (308,3 - 303,3)}{2,3 \lg \frac{433 - 371,6}{308,3 - 303,3}} = 22,56 \text{ К}$$

Поверхность теплообмена (внутренняя) $F_{т. вн} = Q_T / (k \theta_T) = 2959650 / (748 \cdot 22,56) = 175,4 \text{ м}^2$.

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{т. вн} / (\pi d_{вн}) = 175,4 / (185 \cdot 3,14 \cdot 0,02) = 15,1 \text{ м}$.

Число элементов при принятой эффективной длине трубы (расстояние между трубными досками) $l = 6,94 \text{ м}$: $m = L/l = 15,1/6,94 = 2,16$. Принимается кожухотрубных элементов $m = 2$.

4.5. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Абсорберы. Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного барботажного абсорбера водоаммиачной абсорбционной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500 \text{ кВт}$.

Тепловая нагрузка на абсорбер $Q_a = Q_0 q_a / q_0 = 2500 \times 1708,03 / 1035,78 = 4122,57$ кВт.

Температура воды на выходе из аппарата при принятой степени нагрева воды в абсорбере $\Delta T_w = 8$ К: $T_{w2} = T_{w1} + \Delta T = 298 + 8 = 306$ К.

Температура начала процесса абсорбции $T_{3^{\circ}C}$ находится на пересечении изотермы T_3 в области влажного пара, проведенной через точку 3 при давлении p_0 , с изобарой p_0 для жидкой фазы раствора; отсюда высшая температура абсорбции $T_{3^{\circ}C} = 355$ К.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_a = \frac{(T_{3^{\circ}C} - T_{w2}) - (T_4 - T_{w1})}{2,3 \lg [(T_{3^{\circ}C} - T_{w2}) / (T_4 - T_{w1})]} =$$

$$= \frac{(355 - 306) - (303,3 - 298)}{2,3 \lg [(355 - 306) / (303,3 - 298)]} = 19,67 \text{ К.}$$

Физические параметры воды: средняя температура $T_w = 302$ К; плотность $\rho_w = 993,95$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda_w = 0,6157$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_w = 4,178$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_w = 0,8251 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент температуропроводности $a_w = 0,1476 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля 5,58.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,02$ м; наружный диаметр трубы $d_n = 0,025$ м.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах аппарата предварительно принимается $w = 1,5$ м/с, тогда число труб в одном ходе

$$n_1 = 4V_w / (w\pi d_{вн}^2) = 4Q_a / (w\pi d_{вн}^2 c_w \rho_w \Delta T) =$$

$$= 4 \cdot 4122,57 / (1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 4,178 \cdot 993,95 \cdot 8) = 263,68; \text{ принимается } n_1 = 264, \text{ тогда } w = 4 \cdot 4122,57 / (300 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 4,178 \cdot 993,95 \times 8) = 1,498 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса $Re = wd_{вн} / \nu_w = 1,498 \cdot 0,02 / (0,8251 \times 10^{-6}) = 36310,7$.

Число Нуссельта $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \epsilon_l = 0,021 \cdot 36310,7^{0,8} \times 5,58^{0,43} \cdot 1 = 195,57$, где $\epsilon_l = 1$ — поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок трубы. При $l/d > 50$ $\epsilon_l = 1$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{wF_{вн}} = Nu \lambda_w / d_{вн} = 195,57 \times 0,6157 / 0,02 = 6020,6$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $\alpha_p = 23,13 q^{0,425} = 23,13 \cdot 1,74 \times (T_p - T_{ст})^{0,74} d_n / d_{вн} = 236,4 (T_p - T_{ст})^{0,74} \cdot 0,025 / 0,02 = 295,5 (T_p - T_{ст})^{0,74}$ Вт/(м²·К).

Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности труб: $q_{pF_{вн}} = 295,5 (T_p - T_{ст})^{1,74}$ Вт/м², где $T_p = T_w + \theta_a = 302 + 19,67 = 321,67$ К — средняя температура раствора; $q_{wF_{вн}} = (T_{ст} - T_w) / [1/\alpha_w + \sum (\delta_i/\lambda_i)] = (T_{ст} - T_w) / (1/6020,6 + 0,8 \cdot 10^{-3}) = 1035,2 (T_{ст} - T_w)$ Вт/м², где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м² · К/Вт.

Согласно графику на рис. 4.19 $q_{F_{вн}} = 11\,820$ Вт/м², $T_{ст} = 313,5$ К.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F_{вн}}/\theta_a = 11\,820/19,67 = 600,9$ Вт/(м² · К).

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_a/q_{F_{вн}} = 4\,122\,570/11\,820 = 348,8$ м².

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 348,8/(3,14 \cdot 0,02) = 5554,14$ м. Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 5,5$ м.

Количество труб в аппарате $n_{1z} = L_{общ}/l = 5554,14/5,26 = 1056$.

Число ходов в аппарате (по охлаждающей воде) $z = l/n_1 = 1056/264 = 4$.

Внутренний диаметр обечайки

$$D_{вн} = t \sqrt{1,1 n z / \eta_{тр}} = 0,03325 \sqrt{1,1 \cdot 1056 / 0,7} = 1,4 \text{ м,}$$

где $t = 1,33 d_n = 1,33 \cdot 0,025 = 0,03325$ — минимальный шаг с разбивкой труб по сторонам правильного шестиугольника; $\eta_{тр} = 0,7$ — коэффициент заполнения трубной доски.

Пример 2. Расчет горизонтального кожухотрубного оросительного абсорбера водоаммиачной абсорбционной холодильной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Тепловая нагрузка на абсорбер $Q_a = 4122,57$ кВт.

Температура воды после абсорбера при принятой степени нагрева воды в абсорбере $\Delta T_w = 6$ К: $T_{w1} + \Delta T_w = 298 + 6 = 304$ К.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\begin{aligned} \theta_a &= \frac{(T_{3^{\circ}C} - T_{w2}) - (T_4 - T_{w1})}{2,3 \lg [(T_{3^{\circ}C} - T_{w2}) / (T_4 - T_{w1})]} = \\ &= \frac{(355 - 304) - (303,3 - 298)}{2,3 \lg [(355 - 304) / (303,3 - 298)]} = 20,22 \text{ К.} \end{aligned}$$

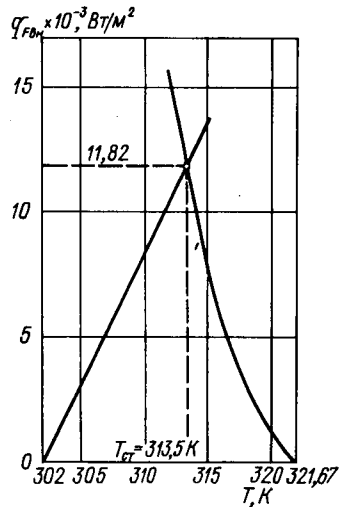


Рис. 4.19. К расчету горизонтального кожухотрубного барботажного абсорбера

Физические параметры воды: средняя температура $T_w = 301$ К; плотность $\rho_w = 996,2$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda_w = 0,6139$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_w = 4,176$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_w = 0,8452 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля $Pr = 5,74$.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,05$ м; наружный диаметр трубы $d_n = 0,057$ м.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах предварительно принимается $w = 1,5$ м/с, тогда число труб в одном ходе $n_1 = 4Q_a / (w \pi d_{вн}^2 c_w \rho_w \Delta T) = 4 \cdot 4122,57 / (1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 4,179 \times 999,2 \cdot 6) = 55,9$. Принимается $n_1 = 56$, тогда $w = 4 \times 4122,57 / (56 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 4,179 \cdot 990,2 \cdot 6) = 1,497$ м/с.

Число Рейнольдса

$$Re = w d_{вн} / \nu_w = 1,497 \cdot 0,05 / (0,8452 \cdot 10^{-6}) = 88\,560.$$

Число Нуссельта

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 88\,560^{0,8} \times 5,74^{0,43} \cdot 1 = 403,96.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{wF_{вн}} = Nu \lambda_w / d_{вн} = 403,96 \cdot 0,6139 / 0,05 = 4959,82$ Вт/(м²·К).

Физические параметры воды, аммиака и раствора на линии насыщения при средней температуре абсорбции $T_{ср} = (T_3 \text{ °C} + T_4) / 2 = (355 + 303,3) / 2 = 329,15$ К; удельная теплоемкость воды $c_w = 4,177$ кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_w = 0,6548$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_w = 501,5 \cdot 10^{-6}$ Па·с; плотность $\rho_w = 985,16$ кг/м³; средняя концентрация раствора $\xi_{ср} = (\xi_r + \xi_a) / 2 = (0,3676 + 0,0904) / 2 = 0,229$ кг/кг; удельная теплоемкость раствора $c_p = (1 - \xi_{ср}) c_w + \xi_{ср} [4,19 + (0,494 + 0,00871 t_{ср}) \xi_{ср}] = (1 - 0,229) \cdot 4,177 + 0,229 [4,19 + (0,494 + 0,00871 \cdot 56,15) \cdot 0,229] = 4,232$ кДж/(кг × К); коэффициент теплопроводности $\lambda_p = 0,551$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости аммиака $\mu_a = 122,59 \times 10^{-6}$ Па·с; коэффициент динамической вязкости раствора $\mu_p = \mu_a x + \mu_w (1 - x) = 122,59 \cdot 10^{-6} \cdot 0,239 + 501,5 \cdot 10^{-6} (1 - 0,239) = 410,94 \cdot 10^{-6}$ Па·с, где x — молярная концентрация раствора:

$$x = \frac{\xi_{ср} / M_a}{\xi_{ср} / M_a + (1 - \xi_{ср}) / M_w} = \frac{0,229 / 17}{0,229 / 17 + (1 - 0,229) / 18} = 0,239 \text{ моль/моль};$$

$M_a = 17$ — относительная молярная масса аммиака; $M_w = 18$ — относительная молярная масса воды; плотность раствора $\rho_p = (1 - 0,35 \xi_{ср}) / 0,001 = (1 - 0,35 \cdot 0,229) / 0,001 = 919,85$ кг/м³.

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы [3],

$$\begin{aligned} \alpha_p &= [(c_p/c_w)^{0.4} (\lambda_p/\lambda_w) (\rho_p/\rho_w)^{0.67} (\mu_w/\mu_p)^{0.33}] \alpha_w (d_n/d_{вн}) = \\ &= \{(4,232/4,177)^{0.4} (0,551/0,6548) (919,85/985,16)^{0.67} \times \\ &\times [501,5 \cdot 10^{-6}/(410,94 \cdot 10^{-6})]^{0.33}\} 15\,856 \cdot 0,057/0,05 = \\ &= 15\,564 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \end{aligned}$$

где $\alpha_w = 5395 (1 + 0,004 t_p) \Gamma_l^{-0.23} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — коэффициент теплоотдачи для чистой воды; $t_p = T_p - 273 = 329,15 - 273 = 56,15 \text{ }^\circ\text{C}$ — средняя температура раствора; $\Gamma_l = 0,0222 \text{ кг}/(\text{м} \times \text{с})$ — принятый расход раствора, приходящийся на 1 м длины одной прямой трубы с учетом ее двустороннего омывания (плотность орошения); $\alpha_w = 5395 (1 + 0,004 \cdot 56,15) 0,0222^{-0.23} = 15\,856 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений $k = 1/[1/\alpha_w + \sum (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_p] = 1/(1/4959,82 + 0,8 \cdot 10^{-3} + 1/15\,564) = 938,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = 4\,122\,570/(938,3 \cdot 20,22) = 217,3 \text{ м}^2$.

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 217,3/(3,14 \cdot 0,05) = 1384 \text{ м}$.

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 6 \text{ м}$.

Количество труб в аппарате $n_1 z = L_{общ}/l = 1384/6 \approx 231$.

Число ходов в аппарате (по охлаждающей воде) $z = n_1 z/n_1 = 231/56 = 4,1$. Принимаем $z = 4$.

Внутренний диаметр обечайки

$$D_{вн} = t \sqrt{1,1 n_1 z / \eta_{гр}} = 0,07581 \sqrt{1,1 \cdot 263/0,65} = 1,6 \text{ м}.$$

Действительная плотность орошения $\Gamma_l = G_p/(2ln_0) = 5,46/(2 \times 6 \cdot 20) = 0,0227 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$, где $G_p = G_a (f - 1) = 2,41 (3,267 - 1) = 5,46 \text{ кг}/\text{с}$ — масса слабого раствора, поступающего в абсорбер; $G_a = Q_0/q_0 = 2500/1035,78 = 2,41 \text{ кг}/\text{с}$ — расход рабочего вещества, циркулирующего в системе; $f = 3,267 \text{ кг}/\text{кг}$ — кратность циркуляции; $n_0 = 20$ — число параллельно орошаемых труб по верхнему ряду.

Генераторы. П р и м е р 1. Расчет горизонтального кожухотрубного затопленного генератора водоаммиачной абсорбционной холодильной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500 \text{ кВт}$.

Тепловая нагрузка на генератор $Q_r = Q_0 q_r/q_0 = (2500 \times 2170,42)/1035,78 = 5238,6 \text{ кВт}$.

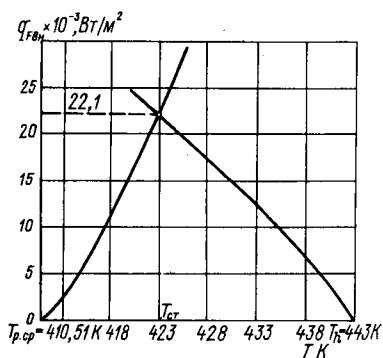


Рис. 4.20. К расчету горизонтального кожухотрубного генератора

Физические параметры воды на линии насыщения при $T_h = 443$ К: теплота парообразования $r = 2050$ кДж/кг; плотность пленки конденсата $\rho = 897,3$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,679$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu = 162,8 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара, отнесенный к внутренней поверхности,

$$\alpha_{п} = 0,555 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{вн} \theta}} = 0,555 \sqrt[4]{\frac{2050 \cdot 897,3^2 \cdot 0,679^3 \cdot 9,81}{162,8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,02}} = 3486 (T_h - T_{ст})^{-1/4} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя температура раствора в процессе кипения в генераторе $T_{р.ср} = T_h - \theta_r = 443 - 32,49 = 410,51$ К.

Коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы:

$$\alpha_p = 110,5 q^{2,61}, \text{ или } \alpha_{p_{F,вн}} = 110,5^{1,353} (T_{ст} - T_{р.ср})^{0,353} d_n/d_{вн} = 110,5^{1,353} (T_{ст} - T_{р.ср})^{0,353} 25/20 = 727,13 (T_{ст} - T_{р.ср})^{0,353} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности:

$$q_p = 727,13 (T_{ст} - T_{р.ср})^{1,353};$$

$$q_{п} = (T_h - T_{ст}) / [(T_h - T_{ст})^{0,25} / 3486 + \sum (\delta_i / \lambda_i)],$$

где $\sum (\delta_i / \lambda_i) = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Согласно графику на рис. 4.20 $q_{F,вн} = 22 \text{ 100 Вт}/\text{м}^2$, $T_{ст} = 423$ К.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F,вн} / \theta_p = 22 \text{ 100} / 32,49 = 680,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_r = \frac{T_2 - T_1}{2,3 \lg [(T_h - T_1)/(T_h - T_2)]} = \frac{433 - 371,6}{2,3 \lg [(443 - 371,6)/(443 - 433)]} = 32,49 \text{ К}.$$

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,02$ м; наружный диаметр трубы $d_n = 0,025$ м.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{\text{вн}} = Q_{\text{г}}/q_{\text{г}} = 5\,238\,600/22\,100 = 237 \text{ м}^2$.
 Общая длина труб $L_{\text{общ}} = F_{\text{вн}}/(\pi d_{\text{вн}}) = 237/(3,14 \cdot 0,02) = 3774 \text{ м}$.

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 6 \text{ м}$.

Количество труб в аппарате $n = L_{\text{общ}}/l = 3774/6 = 629$.
 Внутренний диаметр обечайки

$$D_{\text{вн}} = t \sqrt{1,1n/\eta_{\text{гп}}} = 0,03325 \sqrt{(1,1 \cdot 629)/0,75} = 1,0 \text{ м}.$$

Пример 2. По условиям примера 3 параграфа 1.6 расчет вертикального пленочного кожухотрубного генератора водомаммиачной абсорбционной холодильной машины. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500 \text{ кВт}$.

Тепловая нагрузка на генератор

$$Q_{\text{г}} = Q_0 q_{\text{г}}/q_0 = 2\,500 \cdot 2170,42/1035,78 = 5238,6 \text{ кВт}.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_{\text{г}} = \frac{T_2 - T_1}{2,3 \lg \frac{T_h - T_1}{T_h - T_2}} = \frac{433 - 371,6}{2,3 \lg \frac{443 - 371,6}{443 - 433}} = 32,49 \text{ К}.$$

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 0,033 \text{ м}$; наружный диаметр $d_{\text{н}} = 0,038 \text{ м}$; активная высота труб $H = 4 \text{ м}$.

Физические параметры водяного пара и воды на линии насыщения при $T = 443 \text{ К}$: теплота парообразования $r = 2050 \times 10^3 \text{ Дж/кг}$; плотность пленки конденсата $\rho = 897,3 \text{ кг/м}^3$; коэффициент теплопроводности воды $\lambda = 0,679 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; коэффициент динамической вязкости воды $\mu = 162,8 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 0,181 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент температуропроводности воды $a = 0,17277 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Средний коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара, отнесенный к наружной поверхности вертикальной трубы, при наличии участка с турбулентным режимом, т. е. при $H \Delta T \gg (H \Delta T)_{\text{кр}}$ [26]:

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_{\text{п}} &= 400 \frac{r\mu}{H\Delta T} \left\{ 1 + 0,625 \text{Pr}^{0,5} \left[\frac{H\Delta T}{(H\Delta T)_{\text{кр}}} - 1 \right] \right\}^{4/3} = \\ &= 400 \frac{2,05 \cdot 10^6 \cdot 162,8 \cdot 10^{-6}}{4\Delta T} \left[1 + 0,625 \cdot 1,0476^{0,5} \left(\frac{4\Delta T}{17,37} - 1 \right) \right]^{4/3} = \\ &= \frac{333,74 \cdot 10^3}{\Delta T} [1 + 0,6397 (0,23\Delta T - 1)]^{4/3} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \end{aligned}$$

где $\text{Pr} = \nu/a = 0,181 \cdot 10^{-6}/(0,17277 \cdot 10^{-6}) = 1,0476$; $\Delta T = T_{\text{н}} - T_{\text{от}}$ — разность температур конденсации пара и стенки, К.

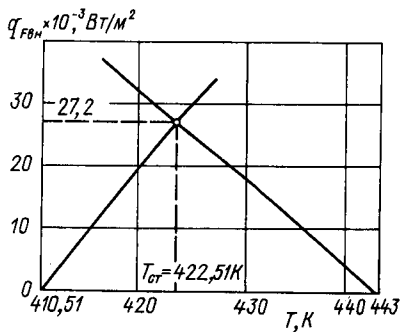


Рис. 4.21. К расчету вертикального пленочного генератора

Для воды при $T = 443 \text{ К}$ значение $(H \Delta T)_{кр}$, при котором возникает турбулентный режим течения пленки, равно $17,37 \text{ м} \cdot \text{К}$.

Физические параметры раствора на линии насыщения при средней температуре пленки $T_p = T_h - \theta_r = 443 - 32,49 = 410,51 \text{ К}$: коэффициент теплопроводности $\lambda_p = 0,554 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; концентрация $\xi_p = 0,176 \text{ кг/кг}$; плотность $\rho_p = 845,5 \text{ кг/м}^3$; коэффициент температуропроводности

$a_p = 0,1519 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент кинематической вязкости $\nu_p = 0,255 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент динамической вязкости $\mu_p = \mu_a x + \mu_w (1 - x) = 26,09 \cdot 10^{-6} \cdot 0,184 + 205,27 \times 10^{-6} \cdot 0,816 = 172,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$, где $\mu_a = 2,66 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{с/м}^2 = 26,09 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ — коэффициент динамической вязкости аммиака при $T = 410,51 \text{ К}$; молярная концентрация раствора $x = (0,176/17)/[(0,176/17) + (1 - 0,176)/18] = 0,184 \text{ моль/моль}$, где 17 — относительная молярная масса аммиака; 18 — относительная молярная масса воды; коэффициент динамической вязкости воды $\mu_w = 205,27 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Число Рейнольдса $Re = \Gamma/\mu_p = 0,149/(172,3 \cdot 10^{-6}) = 864,8$, где $\Gamma = G_{af}/(\pi d_{вн} n) = 2,41 \times 3,267/(3,14 \cdot 0,033 \cdot 510) = 0,149 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$ — плотность орошения труб раствором; $G_a = Q_0/q_0 = 2500/1035,78 = 2,41 \text{ кг/с}$ — масса циркулирующего рабочего тела в системе машины; $f = 3,267 \text{ кг/кг}$ — кратность циркуляции раствора; $n = 510$ — число теплообменных труб в аппарате (принимается ориентировочно).

Число Прандтля $Pr = \nu/a = 0,255 \cdot 10^{-6}/(0,1519 \cdot 10^{-6}) = 1,68$.

Число Нуссельта $Nu = 0,00554 Re^{0,856} Pr^{0,344} = 0,00554 \times 864,8^{0,856} \cdot 1,68^{0,344} = 2,163$ [12].

Коэффициент теплоотдачи от стекающего пленкой испаряющегося раствора, отнесенный к внутренней поверхности вертикальной трубы, $\alpha = Nu \lambda_p / (4\delta) = 2,163 \cdot 0,554 / (4 \cdot 0,0001473) = 2034 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, где $\delta = 0,8832 [3\nu^2/(4g)]^{1/3} Re^{0,337}$ — средняя толщина пленки, стекающей по вертикальной орошаемой поверхности, м: $\delta = 0,8832 [3(0,255 \cdot 10^{-6})^2/(4 \cdot 9,81)]^{1/3} / 864,8^{0,337} = 0,0001473 \text{ м}$ [11]. Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности:

со стороны греющего пара

$$q_{п} = \frac{(T_h - T_{ст})(d_n/d_{вн})}{1 \left| \frac{333,74 \cdot 10^3}{T_h - T_{ст}} (1 + 0,6397 [0,23 (T_h - T_{ст}) - 1])^{4/3} + \sum (\delta_i/\lambda_i) \right|},$$

где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$;

со стороны раствора $q_p = 2034 (T_{ст} - T_p)$.
Согласно графику на рис. 4.21 $q_{F_{вн}} = 27\,200 \text{ Вт/м}^2$, $T_{ст} = 422,51 \text{ К}$.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F_{вн}}/\theta_r = 27\,200/32,49 = 837 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_r/q_{F_{вн}} = 5\,238\,600/27\,200 = 192,6 \text{ м}^2$.

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 192,6/(3,14 \cdot 0,033) = 1859 \text{ м}$.

Количество труб в аппарате при принятой эффективной длине труб $l = 4 \text{ м}$: $n = L_{общ}/l = 1859/4 = 464,75$. Принимается $n = 465$ труб.

Внутренний диаметр обечайки аппарата

$$D_{вн} = t \sqrt{1,1n/\eta_{тр}} = 0,05054 \sqrt{1,1 \cdot 465/0,85} = 1,24 \text{ м},$$

где $t = 1,33 d_n = 1,33 \cdot 0,038 = 0,05054$ — минимальный шаг с разбивкой труб по треугольнику; $\eta_{тр} = 0,85$ — коэффициент заполнения трубной доски.

4.6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Целью технико-экономического расчета теплообменного аппарата является выбор оптимального режима его работы, характеризуемого обычно среднелогарифмической разностью температур θ_m и скоростью хладоносителя в испарителе или скоростью охлаждающей среды в конденсаторе. При расчете вариантов с различными значениями θ_m и ω определяют ту часть приведенных годовых затрат, которая зависит от режима работы аппарата. Оптимальному режиму будет соответствовать вариант с минимумом переменной части приведенных годовых затрат. Существование минимума обусловлено характером влияния на экономичность работы аппарата параметров θ_m и ω . С увеличением θ_m сокращается площадь поверхности теплопередачи аппарата F и его стоимость, но возрастает температура конденсации t_k в конденсаторе или уменьшается температура кипения t_0 в испарителе.

Такое изменение температур t_k и t_0 приводит к возрастанию необратимых термодинамических потерь из-за конечной разности температур между конденсирующимся холодильным агентом и охлаждающей средой в конденсаторе и кипящим холодильным агентом и теплоносителем в испарителе. Следствием этого будет увеличение удельной мощности компрессора N_e/Q_0 в паровой холодильной машине или удельной затраты тепловой энергии в теплоиспользующих холодильных машинах.

Существование оптимального значения ω связано с тем, что при возрастании этого параметра интенсифицируется теплообмен и уменьшается θ_m , но в то же время повышается мощность насосов

или вентиляторов, обеспечивающих циркуляцию внешней среды через аппарат. Последовательность технико-экономического расчета зависит от набора исходных данных в каждом конкретном случае. В приводимых расчетах использованы рекомендации, содержащиеся в работах [13, 33, 34].

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного конденсатора с определением среднелогарифмической разности температур и скорости охлаждающей воды технико-экономическим методом.

Исходные данные

Температура, °С:	
кипения t_0	—15
всасываемого пара $t_{вс}$	—5
Температура воды, °С:	
на входе в конденсатор t_{w1}	18
» выходе из конденсатора t_{w2}	24
Тип компрессора	П 110
Теоретический объем, описываемый поршнями компрессора, V_T , м ³ /с	0,082
Холодильный агент	R717
Продолжительность работы, ч/год	5000

Для ряда вариантов с различными значениями θ_m и ω определяем удельные приведенные годовые затраты $\Pi_{уд}$, руб./((год·кВт):

$$\Pi_{уд} = [K(E_n + C_a + C_p) + \tau C_e(N_e + N_n)]/Q_0,$$

где K — стоимость конденсатора, руб.; $E_n = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; $C_a = 0,128$ и $C_p = 0,055$ — доля от K , ежегодно отчисляемая на амортизацию конденсатора (C_a) и его ремонт (C_p); C_e — стоимость электроэнергии, руб./((кВт·ч); N_e , N_n — мощность, затрачиваемая на привод соответственно компрессора и водяного насоса; Q_0 — холодопроизводительность машины.

Стоимость водяного насоса не вошла в переменную часть годовых затрат, так как расход воды на конденсатор во всех вариантах приблизительно одинаков. Варианту с минимальным значением $\Pi_{уд}$ будут соответствовать оптимальные значения θ_m и ω . Принимаем четыре группы вариантов A, B, C и D соответственно значениям θ_m 2, 3, 5 и 8 °С. Поскольку значения t_{w1} и t_{w2} постоянны, каждой группе будет соответствовать своя температура конденсации t_n , определяемая по формуле

$$t_n = (e^{\Delta t_w / \theta_m} t_{w2} - t_{w1}) / (e^{\Delta t_w / \theta_m} - 1),$$

где Δt_w — разность температур t_{w2} и t_{w1} . Каждая группа включает четыре варианта: в первом $\omega_1 = 0,2$ м/с; во втором $\omega_2 = 0,5$ м/с; в третьем $\omega_3 = 2$ м/с и в четвертом $\omega_4 = 2,5$ м/с. Таким образом, получены шестнадцать вариантов, каждый из которых обозначают буквой и цифрой, указывающими значения θ_m и ω . Например, в варианте $C-3$ $\theta_m = 5$ °С и $\omega = 2$ м/с.

Т а б л и ц а 4.8. Расчетные параметры для групп вариантов

Группа	θ_m	t_k	π	λ	η_e	$i_{вх}$	$i_{вых}$	Q_0	Q_k	N_e
	°С					кДж/кг				
A	2	24,3	4,14	0,79	0,77	1606	240	138,4	164,4	33,9
B	3	24,9	4,24	0,79		1610	243	137,2	163,6	34,4
C	5	26,6	4,46	0,78		1618	251	134,7	161,7	35,2
D	8	29,4	4,85	0,76		1638	268	128,3	156,6	37

Для каждой группы вариантов определяем следующие параметры: $\pi = p_k/p_0$; λ и η_e — коэффициент подачи компрессора и эффективный КПД [42]; $i_{вх}$ и $i_{вых}$ — энтальпии аммиака на входе и выходе из конденсатора; Q_k — тепловой поток конденсатора $Q_k = V_T \lambda (i_{вх} - i_{вых})/v_1$, где $v_1 = 0,54 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем пара аммиака при условиях всасывания в компрессор. Холодопроизводительность $Q_0 = V_T \lambda (i_1 - i_{вых})/v_1$, где $i_1 = 1390 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия пара аммиака на выходе из испарителя и на входе в компрессор. При расчете также принято, что энтальпию $i_{вх}$ находят исходя из условия изэнтропного сжатия в компрессоре и что температура жидкого аммиака перед регулирующим вентилем равна температуре конденсации. Результаты расчета представлены в табл. 4.8.

Для расчета площади поверхности теплопередачи конденсатора определяем уравнения $q_a = f(\theta_a)$ и $q_w = \varphi(\theta_a)$, где θ_a — разность температур конденсации и стенки трубы.

Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, со стороны аммиака

$$q_a = \alpha_a \theta_a = 0,72 \sqrt{(i_{вх} - i_{вых})} 10^3 \rho^2 \lambda^3 g / (\mu d_n \theta_a) \times \\ \times n_b^{-0,167} (d_n/d_{вн}) \theta_a,$$

где ρ , λ , μ — соответственно плотность, теплопроводность и динамическая вязкость жидкого аммиака при температуре конденсации [8]; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; $n_b = 6$ — принятая величина, равная половине числа рядов труб по вертикали; $d_n = 25 \text{ мм}$ и $d_{вн} = 20 \text{ мм}$ — принятые значения наружного и внутреннего диаметров гладкой стальной трубы.

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = (\theta_m - \theta_a) / [1/\alpha_w + \sum (\delta_i/\lambda_i)]$, где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений (масла, ржавчины и водяного камня). Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = Nu_w \lambda_w / d_{вн}$, где число Нуссельта $Nu_w = 0,021 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \epsilon_{пер}$. Число Рейнольдса $Re_w = w d_{вн} / \nu$, где ν — кинематическая вязкость воды при средней температуре $t_{mw} = (t_{w1} + t_{w2})/2 = (18 + 24)/2 = 21 \text{ }^\circ\text{С}$. При этой же температуре

Т а б л и ц а 4.9. Уравнения для определения q_a и q_w и результаты расчета $q_{вн}$

Вариант	θ_m	t_k	$w, \text{ м/с}$	$q_a = f(\theta_a)$	$q_w = \varphi(\theta_a)$	$q_{вн}, \text{ Вт/м}^2$
	°C					
A-1	2	24,3	0,2	$13\ 684\theta_a^{0,75}$	$536(2 - \theta_a)$	1054
A-2			0,5		$964(2 - \theta_a)$	1860
A-3			2		$1344(2 - \theta_a)$	2545
A-4			2,5		$1388(2 - \theta_a)$	2623
B-1	3	24,9	0,2	$13\ 676\theta_a^{0,75}$	$536(3 - \theta_a)$	1578
B-2			0,5		$964(3 - \theta_a)$	2776
B-3			2		$1344(3 - \theta_a)$	3789
B-4			2,5		$1388(3 - \theta_a)$	3903
C-1	5	26,6	0,2	$13\ 659\theta_a^{0,75}$	$536(5 - \theta_a)$	2621
C-2			0,5		$964(5 - \theta_a)$	4594
C-3			2		$1344(5 - \theta_a)$	6246
C-4			2,5		$1388(5 - \theta_a)$	6431
D-1	8	29,4	0,2	$13\ 630\theta_a^{0,75}$	$536(8 - \theta_a)$	4 177
D-2			0,5		$964(8 - \theta_a)$	7 293
D-3			2		$1344(8 - \theta_a)$	9 877
D-4			2,5		$1388(8 - \theta_a)$	10 165

$Pr = 7,03$, $\lambda_w = 0,597 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и $\rho_w = 998,2 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент $\epsilon_{пер} = 0,72$ для скорости $w = 0,2 \text{ м/с}$ и $\epsilon_{пер} = 1$ для остальных значений w .

Теплофизические свойства аммиака для расчетных температур конденсации представлены ниже.

$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	24,3	24,9	26,6	29,4
$\rho, \text{ кг/м}^3$	604	602	600	595
$\lambda_a, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	0,514	0,513	0,511	0,506
$\mu \cdot 10^6, \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$	1,48	1,47	1,45	1,4

Уравнения для определения q_a и q_w , а также результаты расчета $q_{вн}$ (методом последовательного приближения) представлены в табл. 4.9.

По найденному значению $q_{вн}$ находят площадь поверхности теплопередачи и стоимость конденсатора. Площадь внутренней поверхности $F_{вн} = Q_H/q_{вн}$. Стоимость конденсатора $K_K = a + bF_{вн}$, где $a = 500$ и $b = 20,7$. Для расчета расхода энергии на привод водяного насоса находим объемный расход воды для каждой группы вариантов, конструктивные параметры и гидравличе-

Т а б л и ц а 4.10. Результаты расчета технико-экономических показателей

Вариант	$F_{\text{вн}}, \text{ м}^2$	$V_w \times 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	n_{1x}	z	n	$l, \text{ м}$	k	$\Delta p, \text{ Па}$	N_H	N	$K, \text{ руб.}$	$P_{\text{уд.}}, \text{ руб./}(\text{год} \cdot \text{кВт})$
									кВт			
A-1	156	6,56	104	6	624	3,98	4,2	1 257	0,014	33,91	3729	33,47
A-2	88,4		42	8	336	4,18	6,1	9 041	0,099	34	2330	30,17
A-3	64,6		10	20	200	5,1	9,3	321 583	3,5	37,4	1837	31,44
A-4	62,7		8	20	160	6,2	12,6	561 363	6,14	40,04	1798	33,25
B-1	104	6,52	104	4	416	3,98	5,3	838	0,009	34,41	2653	31,52
B-2	59		42	6	252	3,73	6	6 192	0,067	34,47	1721	29,3
B-3	43		10	16	160	4,28	8,7	224 888	2,44	36,84	1390	30,22
B-4	42		8	20	160	4,18	8,5	414 031	4,5	38,9	1369	31,68
C-1	61,7	6,45	103	2	206	4,77	8,7	488	0,005	35,2	1777	30,52
C-2	35,2		41	4	164	3,4	7	3 840	0,04	35,24	1229	29,2
C-3	26		10	10	100	4,1	11,5	136 113	1,46	36,66	1038	29,78
C-4	25		8	16	128	3,1	7,4	268 208	2,88	38,08	1017	30,78
D-1	37,5	6,24	99	2	198	3	6,1	333	0,003	37	1276	32,15
D-2	21,5		40	4	160	2,1	4,4	2 705	0,028	37,03	945	31,31
D-3	15,8		10	8	80	3,14	8,7	89 937	0,93	37,93	827	31,71
D-4	15,4		8	12	96	2,5	7,1	174 899	1,82	38,82	819	32,38

ское сопротивление конденсатора для каждого варианта. Объемный расход воды

$$V_w = Q_H / [(t_{w2} - t_{w1}) c_w \rho_w].$$

Число труб в одном ходе $n_{1x} = 4V_w / (\pi d_{\text{вн}}^2 w)$. Общее число труб, размещаемых в трубной решетке, $n = n_{1x} z$, где z — число ходов воды в аппарате. Параметр z выбирают с учетом следующих требований: 1) число z должно быть четным; 2) число n должно быть равным или близким числу труб при размещении их в трубной решетке по сторонам правильных шестиугольников; 3) отношение длины одной трубы l к диаметру трубной решетки D должно находиться в пределах $k = l/D = 4 \div 12$.

Длина одной трубы в аппарате $l = F_{\text{вн}} / (\pi d_{\text{вн}} n)$, а диаметр трубной решетки $D = mS$, где m — число труб, размещаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника; S — шаг труб. Гидравлическое сопротивление для воды Δp , Па, определяют из выражения

$$\Delta p = \left(\frac{0,042 \varepsilon_{\text{ш}}}{(w d_{\text{вн}})^{0,25} (t_{m\text{w}} + 40)^{0,35}} \frac{l}{d_{\text{вн}}} + 1,75 \right) z \frac{w^2 \rho_w}{2},$$

где $\epsilon_{ш}$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости; для новых стальных труб $\epsilon_{ш} = 1,11$.

Мощность, затрачиваемая на привод водяного насоса, $N_n = V_w \Delta p / \eta_n$, где η_n — КПД насоса; принято $\eta_n = 0,6$. Суммарная мощность определяется так: $N = N_e + N_n$. Результаты расчета по приведенным выше зависимостям представлены в табл. 4.10.

По данным табл. 4.10 строим график зависимости $P_{уд}$ от ω для всех групп вариантов, т. е. для принятых значений θ_m (рис. 4.22). Минимумы функций $P_{уд} = f(\omega, \theta_m)$ обозначим точками a, b, c, d , соединим эти точки штриховой линией $d-a-b-c$ и выпишем для них значения $P_{уд}$ и θ_m :

$P_{уд}, \text{руб.}/(\text{год} \cdot \text{кВт})$	29,8	29	28,9	31,1
$\theta_m, ^\circ\text{C}$	2	3	5	8

По полученным данным строим зависимость $P_{уд}$ от θ_m (рис. 4.23), из которой следует, что оптимальные значения θ_m находятся в пределах $4-4,5^\circ\text{C}$; при этом $P_{уд} \approx 28,8 \text{ руб.}/(\text{год} \times \text{кВт})$. На рис. 4.22 находим n — точку пересечения линии $P_{уд} = 28,8 \text{ руб.}/(\text{год} \cdot \text{кВт})$ и продолженной линии $d-a-b-c$. Точке n соответствует оптимальная скорость воды $\omega_{opt} = 0,85 \text{ м/с}$. По приведенной выше методике рассчитываем окончательный вариант конденсатора и получаем для него следующие параметры: $\theta_m = 4,5^\circ\text{C}$; $F_{вн} = 32,5 \text{ м}^2$; $z = 8$ ходов; $l = 3,1 \text{ м}$; $D = 4,9 \text{ м}$.

Пример 2. Определение оптимальной скорости охлаждающей воды для заданной конструкции горизонтального кожухотрубного конденсатора, работающего в составе холодильной машины с поршневым компрессором. Все исходные данные предыдущего расчета справедливы также и для данного примера. Дополнительно заданы следующие параметры.

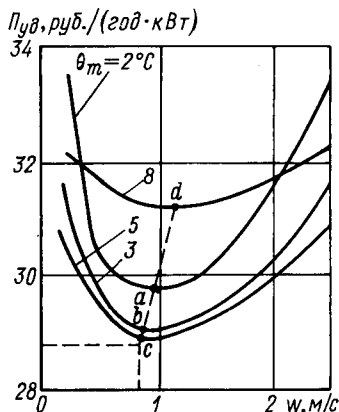


Рис. 4.22. Определение оптимального значения скорости воды в конденсаторе

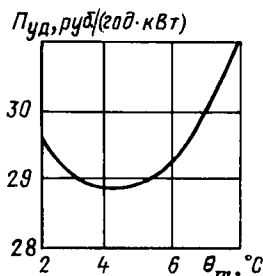


Рис. 4.23. Определение оптимального значения средней логарифмической разности температур в конденсаторе

Площадь поверхности теплопередачи конденса- тора $F_{вн}$, м ²	33,8
Число ходов воды z	8
» труб в одном ходе n_{1x}	21
Общее число труб в конденсаторе n	168
Длина одной трубы в конденсаторе l , м	3,2
Внутренний и наружный диаметры трубы $d_{вн}$ и $d_{н}$, мм	20 и 25
Система водоснабжения	С обратным охлаждением воды в гра- дирне
Стоимость воды S_w , руб./м ³	0,02

В данном случае необходимо определить оптимальный режим работы конденсатора, т. е. произвести расчет и выбрать оптимальные значения ω , θ_m и t_n . С ростом ω увеличится расход воды G_w , уменьшатся t_{w2} и θ_m . При этом сокращаются необратимые потери в процессе теплообмена холодильного агента и воды в конденсаторе, что обуславливает снижение удельной мощности компрессора N_e/Q_0 . В то же время возрастают производительность и стоимость водяного насоса и расход энергии на его привод. По этим причинам зависимость годовых приведенных затрат от скорости воды будет иметь минимум, который и необходимо определить, произведя расчет нескольких вариантов режима работы конденсатора. Удельные годовые приведенные затраты $П_{уд}$ руб./ (год · кВт), находим по формуле $П_{уд} = [K_n (E_n + C_a + C_p) + V_w S_w \beta \tau + \tau C_o (N_e + N_n)]/Q_0$, где K_n — стоимость насоса, руб.; E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; $C_a = 0,128$ и $C_p = 0,055$ — доли от K_n , ежегодно отчисляемые на амортизацию и ремонт; $\beta = 0,03$ — отношение расхода свежей воды к циркулирующей.

Принимаем следующий порядок расчета. Вначале для температуры конденсации в интервале 23—27 °С способом, указанным в предыдущем примере, определяем Q_0 , Q_k , N_e , $q_{вн}$, уравнение $q_a = f(\theta_a)$ и θ_a . Затем находим скорость воды ω , V_w , Δp , N_n , K_n и

Т а б л и ц а 4.11. Параметры холодильной машины и разность θ_a при расчетных температурах конденсации

Номер вари- антов	t_n , °С	Q_0	Q_k	N_e	$q_{вн}$, Вт/м ³	$q_a = f(\theta_a)$	θ_a , °С
		кВт					
1	23	141	166	33,4	4911	13 7016 _a ^{0,75}	0,255
2	24	139	165	33,8	4882	13 6876 _a ^{0,75}	0,253
3	25	137	163	34,4	4822	13 6766 _a ^{0,75}	0,249
4	26	135	162	34,8	4793	13 6656 _a ^{0,75}	0,247
5	27	134	161	35,4	4763	13 6556 _a ^{0,75}	0,245

Таблица 4.12. Результаты расчета удельных годовых приведенных затрат на конденсатор

Номер варианта	ω , м/с	θ_m , °С	$V_w \cdot 10^3$, м³/с	Δp , Па	$N_{кВт}$	$K_{руб.}$	$N = N_e + N_{г'}$, кВт	$П_{уд'}$, руб./ (год · кВт)
1	2,67	3,76	17,6	154 584	4,53	95	37,93	28,47
2	1,7	3,98	11,2	67 742	1,26	63	35,06	26,24
3	1,236	4,16	8,15	37 894	0,51	28	34,91	26,19
4	0,983	4,35	6,48	24 983	0,27	16	35,07	26,53
5	0,816	4,5	5,38	17 814	0,16	10	35,56	26,99

$П_{уд}$. Результаты расчета параметров холодильной машины и θ_a представлены в табл. 4.11.

Поясним определение θ_a по табл. 4.11 для варианта 1: $13701\theta_a^{0,75} = 4911$; $\theta_a = (4911/13701)^{1/0,75} = 0,255$ °С. Для остальных вариантов θ_a находится аналогично.

Для нахождения ω воспользуемся уравнением плотности теплового потока со стороны воды: $q_w = (\theta_m - \theta_a) / [1/\alpha_w + \sum (\delta_i/\lambda_i)]$. Так как θ_m и α_w зависят от скорости воды, то задача состоит в определении такой скорости воды, при которой выполняется условие $q_w = q_{вн}$, где $q_{вн}$ выбирается для каждого варианта из табл. 4.11. Для выражения q_w через ω , Q_k , t_k и θ_a использованы следующие уравнения:

$$\theta_m = \Delta t_w / \ln [(t_k - t_{w1}) / (t_k - t_{w1} - \Delta t_w)];$$

$$V_w = \omega n_{1x} \pi d_{вн}^2 / 4; \quad \Delta t_w = Q_k / (\Delta t_w c_w \rho_w); \quad \alpha_w = Nu_w \lambda_w / d_{вн};$$

$$Nu_w = 0,021 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43}; \quad Re_w = \omega d_{вн} / \nu.$$

Для упрощения теплофизические свойства воды определяем при температуре 21 °С для всех вариантов: $\rho_w = 998,2$ кг/м³; $\lambda_w = 0,597$ Вт/(м·К); $Pr_w = 7,03$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с. После соответствующих подстановок и вычислений получаем уравнение для q_w в виде

$$q_w = \frac{3,63 \cdot 10^{-2} \omega^{-1} Q_k / \ln [(t_k - 18) / (t_k - 18 - 3,63 \cdot 10^{-2} \omega^{-1} Q_k)] - \theta_a}{2,5113 \cdot 10^{-4} \omega^{-0,8} + 0,6 \cdot 10^{-3}}.$$

По полученному уравнению методом последовательных приближений определяем ω и θ_m для каждого варианта. Гидравлическое сопротивление протоку воды находим по формуле, приведенной в примере 1. Мощность насоса $N_k = \Delta p V_w / \eta_n$, где $\eta_n = 0,6$ — принятый КПД насоса. Стоимость насоса $K_n = b N_n$, где b — стоимость насоса с приводом, отнесенная к 1 кВт его мощности.

Результаты расчета промежуточных параметров и $P_{уд}$ приведены в табл. 4.12.

Построив график зависимости $P_{уд}$ от ω (рис. 4.24), определяем $\omega_{opt} \approx 1,4$ м/с. Результаты расчета параметров режима работы конденсатора при этой скорости следующие: $q_w = q_{вн} = 4843$ Вт/м²; $t_n = 24,65$ °С; $\Delta t_w = 4,24$ °С; $\theta_m = 4,18$ °С.

Пример 3. Определить оптимальные значения среднелогарифмической разности температур и скорости рассола для горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа.

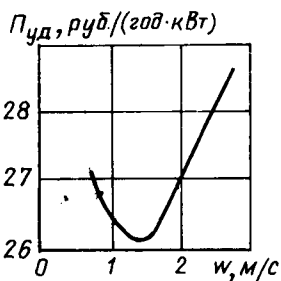


Рис. 4.24. Определение оптимальной скорости воды в конденсаторе

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	130
Температура рассола на входе t_{s1} и выходе t_{s2} из испарителя, °С	-6; -10
Холодильный агент	R22
Продолжительность работы холодильной машины τ , ч/год	5000

Оптимальные значения θ_m и ω_s определяем по минимуму приведенных годовых затрат P : $P = (K_n + K_{x.a}) (E_n + C_a + C_p) + \tau C_s (N_s + N_n)$, где K_n — стоимость испарителя вместе с монтажом, упаковкой и средними транспортными расходами, руб.; $K_{x.a}$ — стоимость холодильного агента, заряжаемого в испаритель.

В выражение для P должна входить также стоимость компрессора, так как его размеры зависят от температуры кипения t_0 и стоимости изоляции испарителя. Однако в приближенных расчетах этими величинами можно пренебречь из-за их сравнительно небольшого влияния на конечные результаты.

Значение K_n находим по уравнению $K_n = 650 + 23,7F_{вн}$. Стоимость холодильного агента подсчитывается так: $K_{x.a} = V \xi \rho S_{x.a}$, где V — объем межтрубного пространства аппарата, м³; $\xi = 0,8$ — коэффициент заполнения испарителя жидким холодильным агентом; $\rho = 1350$ кг/м³ — плотность жидкого R22 при $t = -20$ °С; $S_{x.a} = 3,1$ руб./кг — стоимость R22. Объем межтрубного пространства находят по формуле $V = \pi l (D^2 - \pi d_n^2)/4$ (обозначения величин см. в примерах 1 и 2 этого параграфа).

Из приведенных формул для K_n и $K_{x.a}$ видно, что для каждого сравнительного варианта необходимо определить площадь поверхности теплопередачи испарителя $F_{вн}$ и его конструктивные параметры l, D, n, z . Параметры l и z требуются также для подсчета гидравлического сопротивления рассольного тракта Δp , Па: $\Delta p \approx (1,48l/d_{вн} + 89) z \omega_s^2 \rho_s \cdot 10^{-2}$, где $\rho_s = 1232$ кг/м³ — плотность рассола при средней температуре его в аппарате $t_s = -8$ °С

Т а б л и ц а 4.13. Параметры групп вариантов

Группа	t_0	θ_m	ϵ_s	N_s , кВт	B_s , Вт/(м ² ·К°)
	°С				
A	-13	4,72	3,85	33,77	99,26
B	-16	7,83	3,5	37,14	80,1
C	-18	9,86	3,2	40,62	69,66
D	-20	11,89	3	43,33	60,79

и массовой концентрации 23,8 % (температура замерзания равна -25,7 °С).

Мощность рассольного насоса при его КПД $\eta_n = 0,6$ равна $N_n = \Delta p V_s / \eta_n$, где V_s — объемный расход рассола, м³/с — величина постоянная для всех вариантов, так как $V_s = Q_0 / (\Delta t_s c_s \rho_s) = 130 / (4 \cdot 2,91 \cdot 1232) = 9,06 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Мощность компрессора N_s определяется отношением $N_s = Q_0 / \epsilon_s$. Холодильный коэффициент ϵ_s находим в зависимости от t_0 по характеристикам для средних поршневых компрессоров [42, рис. 1—22].

В расчете приняты четыре группы вариантов, обозначенные буквами A, B, C и D. Температуры кипения для каждой группы соответственно равны -13; -16; -18 и -20 °С. Очевидно, что разными для каждой группы будут и значения θ_m . В каждой группе рассчитывают четыре варианта соответственно скоростям рассола 0,8; 1,2; 1,5 и 2 м/с. Каждый из 16 вариантов обозначают буквой и цифрой, которые определяют соответственно t_0 и w_s , например в варианте D-4 $t_0 = -20$ °С и $w_s = 2$ м/с. Для каждого варианта находят $q_{вн}$ методом последовательного приближения, затем $F_{вн}$ и конструктивные параметры аппарата. Последовательность определения всех расчетных величин указана в нижеприводимых таблицах. Уравнение для плотности теплового потока со стороны кипящего R22 находилось в следующем виде: $q_a = B_a \theta_a^4$ (определение B_a см. в примере 1 параграфа 4.1). В табл. 4.13 приведены расчетные параметры для групп вариантов.

Уравнение для плотности теплового потока со стороны рассола находим в виде $q_s = (\theta_m - \theta_a) / [1/\alpha_s + \sum (\delta_i/\lambda_i)]$, или $q_s = B_s (\theta_m - \theta_a)$. Термическое сопротивление стенки и загрязнений принято равным $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт. Значение α_s находим для каждой скорости рассола так, как указано в примере 1 параграфа 4.1. Ниже приведены значения B_s в зависимости от скорости.

w_s , м ³ /с	0,8	1,2	1,5	2
B_s , Вт/(м ² ·К)	603,8	766	827	957

Результаты расчета конструктивных параметров и мощности рассольного насоса представлены в табл. 4.14, а результаты расчета годовых приведенных затрат по вариантам — в табл. 4.15.

Т а б л и ц а 4.14. Конструктивные параметры и мощность рассольного насоса

Вариант	$Q_{вн.}$ Вт/м ³	$F_{вн.}$ м ²	$n_1 \times$	z	n	$D, м$	$l, м$	$V_{х. а.}$ м ³	$\Delta p, Па$	$N_{в.}$ кВт
A-1	1634	79,56	36	8	288	0,69	4,4	0,97	26 152	0,39
A-2	1994	65,19	24	10	240	0,62	4,32	0,79	72 503	1,09
A-3	2125	61,18	19	10	190	0,55	5,12	0,74	129 696	1,96
A-4	2396	54,26	14	14	196	0,55	4,4	0,62	286 041	4,32
B-1	3209	40,51	36	4	144	0,49	4,48	0,53	13 263	0,2
B-2	3966	32,78	24	8	192	0,55	2,72	0,39	41 198	0,62
B-3	4244	30,63	19	8	152	0,49	3,21	0,37	72 413	1,09
B-4	4827	26,93	14	10	140	0,49	3,06	0,37	155 449	2,35
C-1	4265	30,48	36	4	144	0,49	3,37	0,4	10 672	0,16
C-2	5290	24,57	24	6	144	0,49	2,71	0,32	30 820	0,46
C-3	5670	22,93	19	6	114	0,42	3,2	0,26	54 187	0,82
C-4	6466	20,1	14	8	112	0,42	2,86	0,24	118 524	1,79
D-1	5331	24,38	36	4	144	0,49	2,69	0,32	9 085	0,14
D-2	6633	19,6	24	6	144	0,49	2,17	0,26	26 566	0,4
D-3	7113	18,3	19	6	114	0,42	2,55	0,21	46 187	0,7
D-4	8124	16	14	8	112	0,42	2,27	0,19	101 312	1,53

Т а б л и ц а 4.15. Годовые приведенные затраты

Вариант	$K_{п.}$	$K_{х. а.}$	$(K_{п.} + K_{х. а.}) \times$ $\times (E_{п.} + C_{а.} +$ $+ C_{р.})$	$\kappa C_{э.} (N_{э.} + N_{п.})$	Π
	руб.		руб./год		руб./год
A-1	2501	3247	1914	3416	5330
A-2	2167	2645	1602	3486	5088
A-3	2074	2477	1516	3573	5089
A-4	1913	2076	1328	3809	5137
B-1	1593	1774	1121	3734	4855
B-2	1413	1305	905	3776	4681
B-3	1363	1239	866	3823	4689
B-4	1277	1239	838	3949	4787
C-1	1359	1339	898	4078	4976
C-2	1222	1071	764	4108	4872
C-3	1184	870	684	4144	4828
C-4	1118	803	640	4241	4881
D-1	1217	1071	762	4347	5109
D-2	1106	870	658	4373	5031
D-3	1076	703	592	4403	4995
D-4	1022	636	552	4486	5038

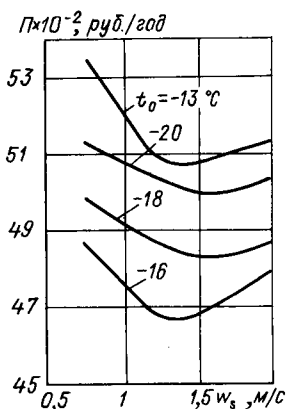


Рис. 4.25. Определение оптимальной скорости рассола в испарителе

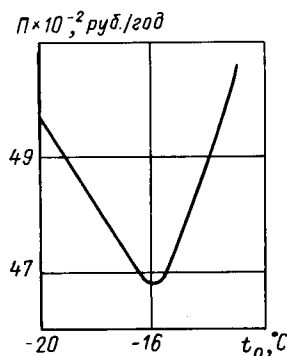


Рис. 4.26. Определение оптимальной температуры кипения в испарителе

По данным табл. 4.15 строим график зависимости годовых приведенных затрат от скорости рассола для каждой группы вариантов (рис. 4.25). Из графика видно, что для каждой температуры кипения получен минимум P и что минимум миниморум ориентировочно соответствует группе вариантов B , т. е. $t_0 = -16^\circ\text{C}$; $\theta_m = 7,83^\circ\text{C}$; при этом оптимальная скорость рассола $w_s \approx 1,3$ м/с. Значение t_0 уточняют путем построения графика $P = f(t_0)$ на рис. 4.26, из которого видно, что окончательно следует принять $t_0 = -15,5^\circ\text{C}$. Дополнительным расчетом получены следующие результаты: $\theta_m = 7,3^\circ\text{C}$; $q_{\text{вн}} = 3737$ Вт/м²; $F_{\text{вн}} = 34,8$ м².

4.7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В теплообменных аппаратах холодильных машин расчету на прочность подлежат все элементы конструкции. Однако ограничимся расчетом основных из них, а именно: обечаек, днищ, фланцевых соединений и фланцев, трубных решеток, болтовых соединений и болтов (или шпилек).

Сосуды и аппараты встречаются двух принципиально различных типов: тонко- и толстостенные. Соответственно применяются различные методы расчета и аналитические зависимости.

Напряженное состояние тонкостенных оболочек является двумерным — меридиональным σ_m и тангенциальным σ_r . Те и другие напряжения по толщине оболочки принимаются постоянными ($\sigma_m = \text{const}$; $\sigma_r = \text{const}$). Радиальными напряжениями σ_r пренебрегают. К тонкостенным относятся оболочки, у которых отношение толщины δ к внутреннему диаметру $D_{\text{вн}}$ для сталей, алюминиевых и медных сплавов не превышает 0,1, т. е. $\delta/D_{\text{вн}} < 0,1$.

Т а б л и ц а 4.16. Расчетные и пробные давления для теплообменных аппаратов

Холодильный агент	Сторона давления	Охлаждение конденсатора	Давление, МПа	
			расчетное	пробное
R12, R12B1, R142	Высокого	Воздухом	1,6	2,1
		Водой	1,6	2,1
R22, R502, R717	Низкого	—	1	1,3
		Высокого	2	2,7
	Высокого	Воздухом	1,8	2,4
		Водой	1,6	2,1
R13, R170 (этан), R1150 (этилен)	Низкого	—	1,6	2,1
		—	2	2,7

В противном случае оболочка считается толстостенной, материал которой подвержен трехосному напряженному состоянию. Сосуды и аппараты холодильных машин, как правило, относятся к тонкостенным.

Расчетные и пробные давления теплообменных аппаратов и емкостей пароконденсаторных холодильных машин назначаются в соответствии с ОСТ 26-03-639—82, выдержки из которого приведены в табл. 4.16.

Если рабочее давление не превышает 0,2 МПа, то $p_p = 0,2$ МПа.

Пробные давления $p_{пр}$ при испытаниях на прочность устанавливают в зависимости от способа изготовления изделий:

для литых и сборочных единиц $p_{пр} = 1,5p_p$;

для кованных, штампованных, сварочных деталей и сборочных единиц $p_{пр} = 1,3p_p$ и назначаются из нижеследующего ряда.

p_p , МПа	1	1,2	1,6	1,8	2	2,3
$p_{пр} = 1,3p_p$	1,3	1,6	2,1	2,4	2,7	3
$p_{пр} = 1,5p_p$	1,6	1,8	2,4	2,7	3	3,5

Испытательные давления $p_{н}$ при проверке герметичности назначаются равными расчетным давлениям ($p_{н} = p_p$). Аппараты, работающие под вакуумом, испытывают [31] внутренним избыточным давлением, равным 0,2 МПа.

Для сосудов и их элементов, работающих при отрицательных температурах, пробные давления принимают такими же, как при температуре 20 °С.

Расчетная температура t_p для стали при отрицательных рабочих температурах принимается равной 20 °С.

Допускаемое напряжение регламентирует ГОСТ 14249—80. Нагрузка, число циклов изменения которой за весь период службы изделия не превышает 10^8 , условно считается однократной. При определении числа циклов нагружения ее изменение в пределах 15 % расчетной не учитывается. Допускаемые напряжения при статических однократных нагружениях устанавливают: для рабо-

чего состояния $[\sigma]_t = \eta_a \eta \sigma^*$, где σ^* — нормативно допускаемое напряжение для материала детали, работающей при расчетной температуре (табл. 4.17); η_a — коэффициент, учитывающий вид заготовки (см. ниже): $\eta_a = 1$ для заготовок из проката, $\eta_a = 0,8$ для отливок, подвергающихся индивидуальному неразрушающему контролю, $\eta_a = 0,7$ для прочих отливок; η — коэффициент, учитывающий работу аппарата со взрыво- и пожароопасными продуктами или ядовитыми веществами: $\eta = 0,9$ для аммиака, $\eta = 1$ для R12, R22, R502.

Допускаемые напряжения при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{н.г} = \sigma_{Т20}/1,1$, при воздушных $[\sigma]_{н.в} = \sigma_{Т20}/1,2$, где $\sigma_{Т20}$ — минимальное значение предела текучести материала при 20 °С.

Для марок сталей, не указанных в табл. 4.17, нормативное допускаемое напряжение при статической нагрузке определяется по формуле $[\sigma] = \sigma_{т\ min}/n_t$, а также $[\sigma] = \sigma_{в\ min}/n_v$, где σ_t и σ_v — пределы текучести и прочности при расчетной температуре соответственно; $n_t = 1,5$ и $n_v = 2,4$ — коэффициенты запаса прочности.

Допускаемые напряжения для сварных швов определяют по характеристике менее прочного основного (свариваемого) металла, умноженной на коэффициент прочности сварных соединений: $\phi = 1$ — для автоматической дуговой электросварки; $\phi = 0,8 \div 0,95$ — для ручной дуговой электросварки в зависимости от конструкции сварного соединения.

Расчетом определяют толщину (δ , h) деталей — обечайки, днища, фланца, так как другие их размеры (диаметры, длину) находят в результате теплового и конструктивного расчетов. Окончательную толщину элементов рассчитывают по формуле $\delta = \delta_p + c_1 + c_2 + c_3 = \delta_p + \sum c$, где c_1 — прибавка толщины для компенсации коррозии и эрозии (последняя при наличии абразивных частиц); c_2 — прибавка для компенсации минусового допуска; c_3 — технологическая прибавка, учитывающая утонение стенки детали при вытяжке, гибке, штамповке. Кроме того, предусмотрена прибавка до стандартного размера.

П р и м е р 1. Расчет на прочность горизонтального кожухотрубного конденсатора парокompрессорной хладоновой холодильной машины, охлаждаемого водой.

Исходные данные

Внутренний диаметр обечайки кожуха $D_{вн}$, м	0,355
Длина обечайки (труб) l , м	2,66
Число труб n	128
Труба медная оребренная $d_n \times \delta_T$, мм	20 × 3
Площадь теплообменной поверхности $F_{вн}$, м ²	14,2
Холодильный агент	R12
Давление в межтрубном пространстве, МПа:	
рабочее (при температуре конденсации хладона-12 $T_k = 298$ К) p_k	0,66
расчетное p_p	1,6
Рабочее давление в трубном пространстве $p_{тр}$, МПа	0,4

Т а б л и ц а 4.17. Нормативно допустимое напряжение σ^* и минимальное значение предела текучести σ_T , МПа, для сталей, титана и меди

Расчетная температура, °С	Сталь										Медь			Титан					
	ГОСТ 380—71		ГОСТ 1050—74				ГОСТ 5620—79		ГОСТ 5632—72		ГОСТ 617—72			BT1-0			AT3		
	σ^*	σ_T	10	20, 20К	35, BСт5	09Г2С, 16ГС	σ^*	σ_T	σ^*	σ_T	σ^*	σ_T	σ^*	σ_T	σ^*	σ_T	σ^*	σ_T	
20	140	210	130	195	147	220	175	315	280	240	160	240	53,8	80,7	141	310	230	510	
100	134	201	125	188	142	214		160	240	152	228	49	79,9	129	260	202	475		
	Корпуса, днища, трубные решетки, фланцы при $t \geq -50^\circ\text{C}$		Трубные пучки, трубы при $t \geq -50^\circ\text{C}$				Крепеж при $t \geq -50^\circ\text{C}$		Крепеж, фланцы, днища, обечайки при $t \geq -70^\circ\text{C}$		Корпуса, днища, фланцы, болты при $t < -50^\circ\text{C}$		Трубы с накатными ребрами						

Материал обечайки кожуха, эллиптических днищ, трубных решеток и фланцев — ВСтЗсп, теплообменных труб — МЗ с накатными ребрами, болтов (шпилек) — сталь 35, гаек — сталь 30, прокладок — паронит.

✓1. Расчет обечайки. Обечайка изготавливается из листовой стали, сварная, продольный стыковой шов двусторонний, выполненный ручной электродуговой сваркой. Коэффициент прочности сварного соединения $\varphi = 0,9$. Допускаемые напряжения: нормативное для стали ВСтЗсп при $T = 298 \text{ К}$ $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.17); для рабочего состояния $[\sigma] = \eta_3 \eta \sigma^* = 1,1 \times 140 = 140 \text{ МПа}$; при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{\text{и}} = \sigma_{\tau 20} / 1,1 = 210 / 1,1 = 191 \text{ МПа}$. Расчетное давление $p_p = 1,6 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.16), испытательное давление $p_{\text{и}} = p_p$.

Исполнительная толщина δ стенки обечайки [31] $\delta = \delta_p + \sum c = p_p D_{\text{вн}} / (2\varphi [\sigma] - p_p) + c_1 + c_2 + c_3 = 1,6 \cdot 0,355 / (2 \times 0,9 \cdot 140 - 1,6) + 0,0037 = 0,006 \text{ м} = 6 \text{ мм}$, где сумма всех прибавок толщины обечайки $\sum c = 0,0037 \text{ мм}$.

Условие применимости формулы для расчета: $(\delta - \sum c) / D_{\text{вн}} = (6 - 3,7) / 355 = 0,0065 \ll 0,1$. Также $\delta / D_{\text{вн}} = 6 / 355 = 0,017 < 0,1$, т. е. формула для тонкостенных сосудов применима.

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p]_{\text{д}} = 2\varphi [\sigma] \times (\delta - \sum c) / (D_{\text{вн}} + \delta - \sum c) = 2 \cdot 0,9 \cdot 140 (0,006 - 0,0037) / (0,355 + 0,006 - 0,0037) = 1,622 \text{ МПа} > p_p = 1,6 \text{ МПа}$.

Допускаемое давление при гидравлическом испытании $[p]_{\text{и.г}} = 2\varphi [\sigma]_{\text{и}} (\delta - \sum c) / (D_{\text{вн}} + \delta - \sum c) = 2 \cdot 0,9 \cdot 191 \times 0,0023 / (0,355 + 0,0023 - 0,0037) = 2,2 \text{ МПа} > p_{\text{ип}} = 2,1 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.16).

2. Расчет эллиптического днища. Расчетное давление $p_{\text{тр}} = 0,4 \text{ МПа}$, температура $T = 303 \text{ К}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$).

В днище (рис. 4.27) имеются два отверстия диаметром $d = 50 \text{ мм}$ для входа и выхода охлаждающей воды, расположенные симметрично относительно центра днища.

Коэффициент ослабления днища отверстиями $\varphi_0 = (D_{\text{вн}} - 2d) / D_{\text{вн}} = (355 - 2 \cdot 50) / 355 = 0,72$, где $D_{\text{вн}} = 0,355 \text{ м}$ — внутренний диаметр днища. Исполнительную толщину эллиптического днища (крышки) определяют по формуле $\delta_{\text{дн}} = p_{\text{тр}} D_{\text{вн}} / (2\varphi_0 [\sigma] - 0,5 p_{\text{тр}}) + \sum c$.

В нашем случае первый член справа дает малую величину. По технологическим причинам выберем толщину днища $\delta_{\text{дн}} = 6 \text{ мм}$, т. е. равной толщине обечайки. Сохраним и $\sum c = 3,7 \text{ мм}$. Второе глухое (с отверстиями малого диаметра) эллиптическое днище изготавливают также из материала ВСтЗ и $\delta_{\text{дн}} = 6 \text{ мм}$.

Допускаемое давление в камере в рабочем состоянии

$$\begin{aligned} [p]_{\text{д}} &= 2\varphi_0 [\sigma] (\delta_{\text{дн}} - \sum c) / [D_{\text{вн}} + 0,5 (\delta_{\text{дн}} - \sum c)] = \\ &= 2 \cdot 0,72 \cdot 140 \cdot 0,0023 / (0,355 + 0,5 \cdot 0,0023) = \\ &= 1,3 \text{ МПа} > 0,6 \text{ МПа} = p_{\text{р. дн}} \end{aligned}$$

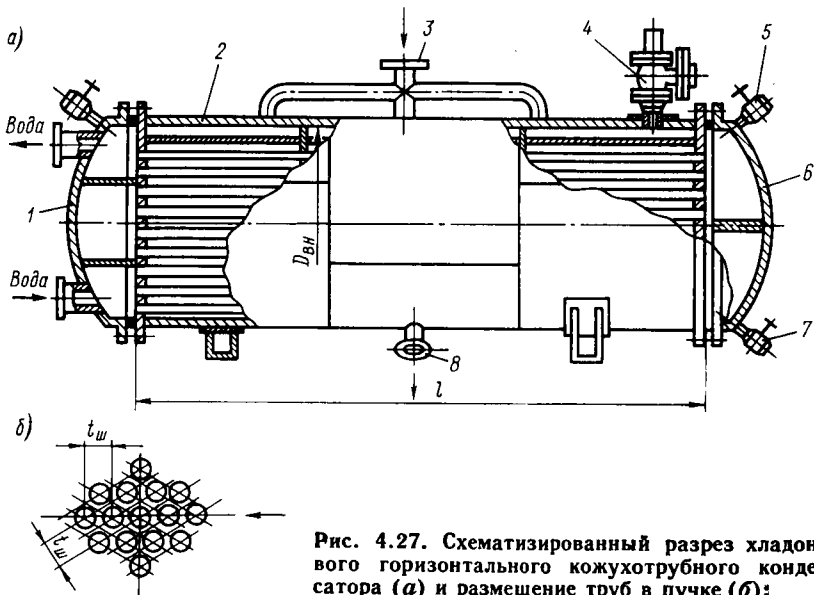


Рис. 4.27. Схематизированный разрез хладонного горизонтального кожухотрубного конденсатора (а) и размещение труб в пучке (б);

1 — крышка с патрубками; 2 — обечайка кожуха; 3 — патрубок подвода пара кладона; 4 — предохранительный клапан; 5 — вентиль для выпуска воздуха из водяной полости; 6 — крышка глухая; 7 — вентиль для слива воды; 8 — патрубок для отвода жидкого кладона

Допускаемое давление при гидравлических испытаниях

$$[p]_{\text{г.г}} = 2\varphi_0 [\sigma]_{\text{н}} (\delta_{\text{дн}} - \sum c) / [D_{\text{вн}} + 0,5 (\delta_{\text{дн}} - \sum c)] = 2 \cdot 0,72 \cdot 191 \cdot 0,0023 / (0,355 + 0,0011) = 1,77 \text{ МПа.}$$

3. Определение типа конструкции кожуха теплообменного аппарата. Согласно ОСТ 26-1185—81 предусматриваются конструкции теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками, компенсаторами, подвижной головкой, в которой закреплена одна из решеток (со стороны глухого днища). Этот вопрос особенно актуален при больших относительных длинах аппаратов ($l/D > 6$) или различных тепловых деформациях трубного пучка и обечайки.

Естественно, наиболее простой является жесткая конструкция кожуха аппарата с неподвижными трубными решетками. Возможность такой конструкции необходимо подтвердить расчетом [31].

Площадь поперечного сечения обечайки кожуха при толщине стенки $\delta = 0,006$ м: $F_{\text{н}} = \pi (D_{\text{вн}} + \delta) \delta = \pi (0,355 + 0,006) \times 0,006 = 6,805 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Площадь поперечного сечения труб при толщине стенки $\delta_{\text{т}} = 0,003$ м и числе труб $n = 128$: $F_{\text{т}} = \pi (d_{\text{н}} - \delta_{\text{т}}) \delta_{\text{т}} n = \pi (0,02 - 0,003) 0,003 \cdot 128 = 20,51 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. При жестком соединении кожуха с трубами (посредством трубной решетки) сила их взаимодействия вследствие температурных деформаций составит $P_{\text{г}} = [\alpha_{\text{н}} (T_{\text{н}} - 293) - \alpha_{\text{т}} (T_{\text{т}} -$

— 293)]/[1/($E_K F_K$) + 1/($E_T F_T$)] = [11,95 · 10⁻⁶ (298 — 293) — 16,42 · 10⁻⁶ (293 — 293)]/[1/(1,99 · 10⁵ · 6,87 · 10⁻³) + 1/(1,235 · 10⁵ × × 20,508 · 10⁻³)] = 0,05272 МН, где $\alpha_K = 11,95 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ — коэффициент линейного расширения стали ВСтЗ при средней температуре стенки кожуха $T_K = 298 \text{ К}$; $\alpha_T = 16,42 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ — коэффициент линейного расширения меди МЗ при $T_T = 293 \text{ К}$; $E_K = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $E_T = 1,235 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ — модули продольной упругости при указанных температурах углеродистой стали и меди марки МЗ соответственно.

Сила, растягивающая в осевом направлении обечайку кожуха и трубы от действия давления в межтрубном пространстве p_p и в камерах (трубном пространстве) p_{TP} : $P = 0,785 [D_{вн}^2 (p_p - p_{TP}) - n (d_{нp}^2 p_p - d_{нTP}^2 p_{TP})] = 0,785 [0,355^2 (1,6 - 0,4) - 128 \times \times (0,02^2 \cdot 1,6 - 0,014^2 \cdot 0,4)] = 0,06228 \text{ МН}$.

Суммарное напряжение растяжения кожуха при равномерной толщине стенок обечайки и труб определяется по формуле $\sigma_K = P_t/F_K + PE_K/(E_K F_K + E_T F_T) = 0,05272/0,006805 + 0,06228 \times \times 1,99 \cdot 10^5/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 6,81 \cdot 10^{-3} + 1,235 \cdot 10^5 \cdot 20,51 \cdot 10^{-3}) = 10,94 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$, что указывает на возможность принятия жесткой конструкции кожуха (это первое условие) [25].

Теперь необходимо проделать расчеты, аналогичные выполненным выше и по тем же формулам, с единственным исключением — для стенок минимальной толщины $\delta - \sum c$ и $\delta_T - c = 0,003 - 0,0015 = 0,0015 \text{ м}$.

Итак, площадь поперечного сечения обечайки при толщине стенки $\delta - \sum c = 0,006 - 0,0037 = 0,0023 \text{ м}$ составит $F'_K = \pi (0,355 + 0,0023) 0,0023 = 2,582 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Площадь поперечного сечения труб при толщине стенки трубы 0,0015 м: $F'_T = \pi (0,02 - 0,0015) 0,0015 \cdot 128 = 12,9685 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Сила взаимодействия между обечайкой и трубами вследствие температурных деформаций $P'_i = [11,95 \cdot 10^{-6} (298 - 293) - 16,42 \cdot 10^{-6} (293 - 293)]/[1/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 2,582 \cdot 10^{-3}) + 1/(1,235 \times \times 10^5 \cdot 12,9685 \cdot 10^{-3})] = 0,02324 \text{ МН}$.

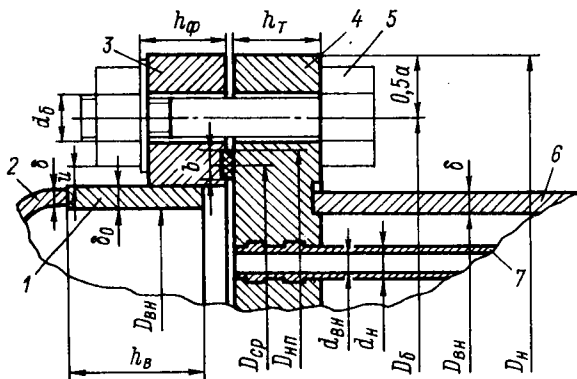
Сила, растягивающая обечайку и трубы от действия давления в межтрубном пространстве и в камерах, $P' = 0,785 [0,355^2 \times \times (1,6 - 0,4) - 128 (0,02^2 \cdot 1,6 - 0,0185^2 \cdot 0,4)] = 0,07218 \text{ МН}$.

Суммарное напряжение растяжения кожуха при минимальной толщине обечайки и труб $\sigma'_K = 0,02324/0,002582 + 0,07218 \times \times 1,99 \cdot 10^5/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 2,582 \cdot 10^{-3} + 1,235 \cdot 10^5 \cdot 12,97 \cdot 10^{-3}) = 15,79 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Суммарное напряжение сжатия в медных трубах при равномерных толщинах элементов $\sigma_T = P_t/F_T - PE_T/(E_K F_K + E_T F_T) = 52,72 \cdot 10^{-3}/(20,5 \cdot 10^{-3}) - 0,06228 \cdot 1,235 \cdot 10^5/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 6,805 \times \times 10^{-3} + 1,235 \cdot 10^5 \cdot 20,51 \cdot 10^{-3}) = -1,315 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 53,8 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.17). Это второе условие [25] возможности применения жесткого кожуха.

Рис. 4.28. Фланцевое соединение:

1 — втулка фланца; 2 — днище крышки; 3 — плоский приварной фланец крышки; 4 — трубная решетка; 5 — болт; 6 — обечайка; 7 — теплообменная труба



При минимальных толщинах стенок суммарное напряжение сжатия в трубах $\sigma'_t = P'_i/F'_t - P'E'_t/(E'_kF'_k + E'_tF'_t) = 23,244 \times 10^{-3}/(12,97 \cdot 10^{-3}) - 0,07218 \cdot 1,235 \cdot 10^5/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 2,582 \cdot 10^{-3} + 1,235 \cdot 10^5 \cdot 12,9 \cdot 10^{-3}) = -2,42 \text{ МПа} < [\sigma]_t = 53,8 \text{ МПа}$. В этом случае второе условие также выполняется.

Должно выполняться также третье условие, а именно: при отсутствии давления в межтрубном и трубном пространствах, но при рабочих температурах стенок обечайки и труб $\sigma'_t = P_i/F_t = 52,72 \cdot 10^{-3}/(20,51 \cdot 10^{-3}) = 2,57 \text{ МПа} < [\sigma]_t/1,1 = 80,7/1,1 = 73,4 \text{ МПа}$, $\sigma'_{t1} = P'_i/F'_t = 23,244 \cdot 10^{-3}/(12,97 \cdot 10^{-3}) = 1,79 \text{ МПа}$.

И последняя проверка для случая, когда давление в межтрубном пространстве расчетное, а в трубном (камерах) давление атмосферное при минимальных толщинах стенок обечайки и труб. При этом суммарная растягивающая сила $P^r = 0,785 (D_{вн}^2 - nd_n^2) p_p = 0,785 (0,355^2 - 128 \cdot 0,02^2) 1,6 = 0,094 \text{ МН}$. Суммарные напряжения $\sigma''_k = P'_i/F'_k + P^r E_k/(E_k F'_k + E_t F'_t) = 23,244 \times 10^{-3}/(2,582 \cdot 10^{-3}) + 0,094 \cdot 1,99 \cdot 10^5/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 2,582 \cdot 10^{-3} + 1,235 \cdot 10^5 \cdot 12,97 \cdot 10^{-3}) = 17,84 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Таким образом, результаты расчетов показали, что жесткая конструкция кожуха конденсатора с неподвижными трубными решетками оправдана.

✓ 4. Расчет фланцевого соединения крышки (днища) с трубной решеткой. Фланец плоский приварной, прокладка из паронита толщиной 3 мм.

1. Установим конструктивные размеры фланца (рис. 4.28). Толщину δ_0 втулки фланца выберем из условия $\delta < \delta_0 < 1,3\delta$, но $\delta_0 < \delta + 5 \text{ мм}$. При $\delta = 6 \text{ мм}$ $\delta_0 = 7,5 \text{ мм}$. Высота втулки фланца [31]

$$h_b > 0,5 \sqrt{D_{вн} \delta_0} = 0,5 \sqrt{355 \cdot 7,5} = 27 \text{ мм.}$$

Выберем $h_b = 50 \text{ мм}$. Втулка служит для усиления кромки обечайки в зоне ее соединения с фланцем, так как здесь действует изгибающий момент (см. ниже). Если втулка не применяется, то тогда $\delta_0 = \delta$. Диаметр окружности размещения болтов $D_б =$

Т а б л и ц а 4.18. Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) d_6 , мм, и другие величины

Внутреннее давление p_p , МПа	Диаметр аппарата, мм										Шаг болтов $t_{ш}$ по окружности диаметром D_6	
	≤400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000		
0—0,3												$(4,2 \div 5) d_6$ $(3,8 \div 4,8) d_6$
0,3—0,6	14—16	16	16	18	20	20	20	20	22	24		
0,6—1	16	16	18	20	20	20	20	22—24	24—30	30		$(3,6 \div 4,2) d_6$
1—1,6	16	18	20	20	20	22—24	24—27	24—30	30	30		$(3 \div 3,8) d_6$
1,6—2,5	18	20	20	20	24	24—27	27—30	30	30	30		$(2,7 \div 3,5) d_6$
2,5—4	20	20	22—24	30	36	36	36	36	42	42		$(2,3 \div 3) d_6$
Ширина прокладки b , мм	12	12—15	15	15	15	20	20	25	25	25		—

Т а б л и ц а 4.19. Вспомогательные величины для определения размеров фланца

Вспомогательные величины, мм	Диаметр болта d_6 , мм									
	16	18	20	22	24	27	30	36	42	
e	26	28	30	32	34	37	41	48	55	
a	36	38	40	42	47	52	58	60	80	

$= D_{вн} + 2(d_6 + 2\delta_0 + u) = 355 + 2(16 + 2 \cdot 7,5 + 4) = 425$ мм = 0,425 м, где $d_6 = 16$ мм — номинальный (наружный) диаметр болта (табл. 4.18); $u = 4$ мм — зазор между гайкой и втулкой. Рекомендуется [31] $u = 4 \div 6$ мм для всех размеров болтов.

Наружный диаметр фланца $D_n \geq D_6 + a = 425 + 36 = 461$ мм, где $a = 36$ мм (табл. 4.19). Принимаем $D_n = 0,462$ м. Наружный диаметр прокладки $D_{н.п} = D_6 - e = 425 - 26 = 399$ мм = 0,399 м, где $e = 26$ мм.

Средний диаметр прокладки $D_{ср} = D_{н.п} - b = 399 - 12 = 387$ мм = 0,387 м, где $b = 12$ мм — ширина уплотняющей прокладки. Согласно рекомендациям табл. 4.18 шаг размещаемых по окружности D_6 болтов $t_{ш} = (3,8 \div 4,8) d_6$. Примем $t_{ш} = 4,2 \cdot 16 = 67,2$. Количество болтов, необходимое для обеспечения гер-

метичности соединения, $n_6 > \pi D_6/t_m = \pi 425/67,2 = 19,87$. Принимаем $n_6 = 20$ шт. Тогда окончательно шаг болтов $t_m = \pi 425/20 = 66,76$ мм. Толщина фланца [31]

$$h_\phi > \lambda_\phi \sqrt{D_{\text{вн}} \delta_0} = 0,44 \sqrt{355 \cdot 7,5} = 22,7 \text{ мм},$$

где $\lambda_\phi = 0,44$.

Для плоских приварных фланцев рекомендуется $\lambda_\phi = 0,44 \div \div 0,54$ при $p_p = 0,6 \div 1,6$ МПа. Принимаем, учитывая (занижение) толщины фланца, $h_\phi = 26$ мм. Длина болтов между опорными поверхностями гайки и головки болта с учетом толщины шайбы (2 мм) и прокладки $l_0 = 2(h_\phi + 2) = 2(26 + 2) = 56$ мм. Расчетная длина болта $l_6 = l_0 + 0,28d_0 = 56 + 0,28 \cdot 18 = 60,8 \approx \approx 0,061$ м, где d_0 — диаметр отверстия под болт.

2. Равнодействующая внутреннего давления, отрывающая крышку, $P_z = 0,785 D_{\text{ср}}^2 p_{p, \tau} = 0,785 \cdot 0,387^2 \cdot 0,6 = 0,07054$ МН.

Сила сжатия прокладки, обеспечивающая герметичность фланцевого соединения (реакция прокладки), $R_n = \pi D_{\text{ср}} b m p_{p, \tau} = = \pi 0,387 \cdot 0,012 \cdot 2,5 \cdot 0,6 = 0,02188$ МН, где $m = 2,5$ — коэффициент, зависящий от материала прокладки (см. табл. П.1 приложения); $p_{p, \tau} = 0,6$ — расчетное давление в трубном пространстве.

Усилиями, возникающими от температурных деформаций, пренебрегаем, так как температура соединения близка к температуре его изготовления (примерно 20 °С). Последующий расчет соединения сводится к определению нагрузок (и напряжений) при двух состояниях: рабочих условиях и монтаже (сборке).

Для определения этих нагрузок необходимо найти коэффициент жесткости фланцевого соединения [31, с. 99] для плоских фланцев

$$k_{\text{ж}} = \frac{y_6 + 0,5y_\phi (D_6 - D_{\text{вн}} - \delta_0) (D_6 - D_{\text{ср}})}{y_n + y_6 + 0,5y_\phi (D_6 - D_{\text{ср}})^2},$$

где y_6 , y_n , y_ϕ — податливость болтов, прокладки и фланцев соответственно; $y_6 = l_6/(E_6 f_1 n_6) = 0,061/(1,99 \cdot 10^5 \cdot 1,75 \cdot 10^{-4} \times \times 20) = 1,275 \cdot 10^{-4}$ м/МН; $E_6 = 1,99 \cdot 10^5$ МПа — модуль продольной упругости материала болтов (сталь 35); $f_1 = 1,75 \cdot 10^{-4}$ м² — площадь сечения для болтов диаметром $d_6 = 16$ мм (М16).

Податливость неметаллической прокладки (из паронита) толщиной $h_n = 3$ мм $y_n = h_n/(E_n \pi D_{\text{ср}} b) = 3 \cdot 10^{-3}/(2000 \pi \cdot 0,387 \times \times 0,012) = 1,028 \cdot 10^{-4}$ м/МН, где $E_n = 2000$ МПа — для паронита (см. табл. П.1 приложения) (для металлической прокладки $y_n = = 0$). Податливость стального фланца $y_\phi = [1 - \nu (1 + + 0,9\lambda_\phi^2)] \psi^2/(h_\phi^3 E) = [1 - 0,445 (1 + 0,9 \cdot 0,504)] 7,7/(0,026^3 \times \times 1,99 \cdot 10^5) = 0,777$ м/МН, где $\lambda_\phi = h_\phi/\sqrt{D_{\text{вн}} \delta_0} = 26/\sqrt{355 \cdot 7,5} = = 0,504$; $\psi_2 = (D_n + D_{\text{вн}})/(D_n - D_{\text{вн}}) = (461 + 355)/(461 - - 355) = 7,7$; $\nu = 1/[1 + 0,9\lambda_\phi^2 (1 + \psi_1 h_\phi^2/\delta_0^2)] = 1/[1 + 0,9 \times \times 0,504 (1 + 0,1452 \cdot 26^2/7,5^2)] = 0,445$, причем $\psi_1 = 1,28 \lg (D_n/D_{\text{вн}}) = = 1,28 \lg (461/355) = 1,28 \cdot 0,11346 = 0,1452$.

Коэффициент жесткости $k_{ж} = [1,275 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,777 (0,425 - 0,355 - 0,0075) (0,425 - 0,387)] / [1,028 \cdot 10^{-4} + 1,275 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,777 (0,425 - 0,387)^2] = 1,33$.

Нагрузка на болтовое соединение при сборке, до подачи внутреннего давления (большая из двух): а) $P_{б1} = k_{ж} P_z + R_{п} = 1,33 \cdot 0,07054 + 0,02188 = 0,1157$ МН или б) $P_{б1} = \pi D_{ср} b q_{пр} = \pi \cdot 0,387 \cdot 0,012 \cdot 20 = 0,292$ МН, где $q_{пр} = 20$ МПа. Таким образом, далее ведем расчет по большей нагрузке $P_{б1} = 0,292$ МН.

Нагрузка на болтовое соединение в рабочих условиях $P_{б2} = P_{б1} + (1 - k_{ж}) P_z = 0,292 + (1 - 1,33) 0,07054 = 0,268$ МН.

Примем, что на крышки конденсатора не действуют внешние нагрузки, например силы и моменты от присоединенных трубопроводов. Однако и в этом случае во фланце возникает изгибающий момент от действия пары сил с плечом $0,5 (D_6 - D_{ср})$.

Значение приведенного изгибающего момента [31] определяют по формулам: а) $M_0 = 0,5 (D_6 - D_{ср}) P_{б1} = 0,5 (0,425 - 0,387) 0,292 = 0,0055$ МН·м и б) $M_0 = 0,5 [(D_6 - D_{ср}) P_{б2} + (D_{ср} - D_{вн} - \delta_0) P_z] [\sigma]_{20} / [\sigma]_t = 0,5 [(0,425 - 0,387) \times 0,268 + (0,387 - 0,355 - 0,0075) 0,0705] 1 = 0,0068$ МН·м, где $[\sigma]_{20} / [\sigma]_t = 1$ ввиду близких значений температур монтажа и рабочей. Следовательно, изгибающий момент $M_0 = 0,0068$ МН·м.

Проверка прочности и герметичности соединения. Условие прочности болтов: 1) при сборке фланцевого соединения: $P_{б1} / (n_b f_1) < [\sigma]_{б20}$; $0,292 / (20 \cdot 1,41 \cdot 10^{-4}) = 103,5 < [\sigma]_{б20} = 130$ МПа, где минимальное сечение болта М16 = $1,41 \cdot 10^{-4}$ м²; 2) в рабочем состоянии $P_{б2} / (n_b f_1) < [\sigma]_t$; $0,268 / (20 \cdot 1,41 \cdot 10^{-4}) = 95 < 130$ МПа. Условие прочности прокладки при $P_{б \max}$: $P_{б1} / (\pi D_{ср} b) < [q]_{пр}$; $0,292 / (\pi \cdot 0,387 \cdot 0,012) \approx 20 < [q]_{пр}$.

Окружное напряжение в кольце фланца $\sigma_{\kappa} = M_0 [1 - \nu (1 + 0,9 \lambda_{\phi}^2)] \psi_2 / (D_{вн} h_{\phi}^2) = 0,68 \cdot 10^{-2} [1 - 0,445 (1 + 0,9 \cdot 0,504)] \times 7,7 / (0,355 \cdot 0,026^2) = 113,3$ МПа $< [\sigma]_{20} = 140$ МПа.

Условие герметичности фланцевого соединения. Угол поворота фланца $\theta_{\phi} = (\sigma_{\kappa} / E) (D_{вн} / h_{\phi}) < [\theta]_{\phi}$; $\theta_{\phi} = [113,3 / (1,99 \times 10^6)] (355 / 26) = 0,0078$ рад $< [\theta]_{\phi} = 0,013$ рад для плоских фланцев.

✓ 5. Расчет трубной решетки. Трубную решетку изготавливают из толстолистовой стали марки ВСтЗ. В отверстиях трубной решетки закреплены развальцовкой 128 медных труб.

Толщину трубной решетки выбираем конструктивно с последующими проверками (см. ниже). Исходя из условия размещения в отверстиях под трубы минимум двух кольцевых канавок шириной $\delta_r + 1$ мм и при расстояниях канавок от поверхности решетки и таком же промежутке между канавками, равных по $1,5\delta_r$, получим минимальную конструктивно необходимую толщину трубной решетки $h \geq 3 \cdot 1,5\delta_r + (\delta_r + 1) 2 = 3 \cdot 1,5 \cdot 3 + (3 + 1) 2 = 21,5$. Кроме того, внешний обод трубной решетки образует ответный фланец с фланцем крышки, и, следовательно,

на него действуют такие же (по абсолютной величине) обобщенные силы, как и на фланец крышки. Помимо этого сказывается влияние сил взаимодействия трубной решетки и труб. Толщины фланцев необходимо иметь одинаковыми или близкими. Выбираем толщину трубной решетки $h_T = 25$ мм.

Трубную решетку можно рассматривать как круглую пластинку, на которую действует сила $P = 0,06228$ МН (см. п. 2). Условная равномерно распределенная нагрузка, действующая на всю поверхность пластинки, составит $q = P/(0,785D_{\text{вн}}^2) = 0,06228/(0,785 \cdot 0,355^2) = 0,6295$ МПа.

При значительной жесткости узла сварки обечайки и трубной решетки можно рассматривать ее как пластинку, защемленную по контуру.

В этом случае максимальное напряжение [4], возникающее на контуре пластинки, $(\sigma_r)_{\text{max}} = 3qr^2/(4\varphi_0 h_T^2) = 3,0 \cdot 0,6295 \times 0,1775^2/(0,6 \cdot 4 \cdot 0,025^2) = 39,2$ МПа $< [\sigma] = 140$ МПа. Напряжение в центре пластинки $\sigma_r \approx 3(1 + \mu)qr^2/(8\varphi_0 h_T^2) = 3(1 + 0,3)0,6295 \cdot 0,1775^2/(8 \cdot 0,6 \cdot 0,025^2) = 25,8$ МПа, где $\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона; $\varphi_0 = (0,355 - 7 \cdot 0,02)/0,355 = 0,6$ — коэффициент ослабления пластинки при числе отверстий на радиусе, равном 7, диаметром 20 мм. При этом максимальный прогиб будет в центре пластинки: $\Delta_{\text{max}} \approx qr^4/(64D_0\varphi_0^2) = 0,6295 \times 0,1775^4/(64 \cdot 0,2847 \cdot 0,6^2) = 0,95 \cdot 10^{-4}$ м = 0,095 мм, где $r = 0,5D_{\text{вн}} = 0,1775$ м. Цилиндрическая жесткость пластинки $D_0 = Eh^3/[12(1 - \mu^2)] = 1,99 \cdot 10^5 \cdot 2,5^3 \cdot 10^{-6}/[12(1 - 0,3^2)] = 0,2847$ МН·м.

Если предположить, что пластинка свободно оперта по контуру (что не соответствует истинному положению), то максимальные напряжения будут в центре пластинки: $(\sigma_r)_{\text{max}} \approx 3(3 + \mu)qr^2/(8\varphi_0 h_T^2) = 3 \cdot 3,3 \cdot 0,6295 \cdot 0,1775^2/(8 \cdot 0,6 \cdot 0,025^2) = 65,4$ МПа. Большим будет и максимальный прогиб в центре пластинки. Сопоставление полученных значений напряжений указывает на полезность конструирования жесткого узла соединения трубной решетки и кожуха, в частности, переходных колец (дет. 1 на рис. 4.28).

В приведенных расчетах не учитывается влияние труб. Оно достаточно сложное даже для условий рассматриваемого примера, поскольку отклонение срединной плоскости трубной решетки от ее первоначальной (плоской) формы не совпадает с тепловой деформацией для части труб пучка. Учет их взаимодействия выходит за рамки темы настоящего пособия.

Следует произвести проверку труб на продольный изгиб. Определим гибкость теплообменной трубы: $\lambda = l_1/r_{\text{ж}} = 1,33/0,0061 = 218$, где $l_1 = 1,33$ м — расстояние до перегородки; $r_{\text{ж}}$ — радиус инерции трубы:

$$r_{\text{ж}} = 0,25 \sqrt{d_{\text{вн}}^2 + d_{\text{вн}}^2} = 0,25 \sqrt{0,02^2 + 0,014^2} = 0,0061 \text{ м.}$$

Условие устойчивости трубы при осевом сжатии [25] $p_{р\gamma} (D_{вн}^2 - nd_{нн}^2) / [n (d_{нн}^2 - d_{вн}^2)] = 0,6 (0,355^2 - 128 \cdot 0,014^2) / [128 (0,02^2 - 0,014^2)] = 2,32 \text{ МПа} \ll \sigma_{кр} / n_{\gamma} = 17,1 \text{ МПа}$, где по формуле Эйлера $\sigma_{кр} = \pi^2 E_M / \lambda^2 = \pi^2 \cdot 1,235 \cdot 10^6 / 218^2 = 25,65 \text{ МПа}$; коэффициент устойчивости $n_{\gamma} = 1,5$. Расчет подкреплений патрубков и горловин рассматривается в рекомендованной литературе [4, 25, 31, 39].

Пример 2. Расчет на прочность горизонтального кожухотрубного испарителя водоохлаждающей холодильной машины с кипением рабочего вещества внутри труб (рис. 4.29).

Исходные данные

Внутренний диаметр кожуха обечайки $D_{вн}$, м	0,213
Длина обечайки l , м	1,92
Число кодов z	2
в труб $п$	58
Диаметр трубы медной с внутренним оребрением $d_{нн}$, м	0,02
Рабочее вещество	R22
Давление в трубном пространстве, МПа:	
рабочее (при температуре кипения $T_0 = 278 \text{ К}$) p_0	0,58
расчетное p_p	2,16
Давление в межтрубном пространстве, МПа:	
рабочее $p_{в}$	0,4
расчетное $p_{м}$	0,98

Материал обечайки, трубных решеток, фланцев, днищ — СтЗсп, теплообменных труб — МЗ с алюминиевым сердечником. Стороной высокого давления в испарителе являются трубное пространство и пространство под крышками аппарата. Из условия лучшего распределения парожидкостной смеси R22 по рядам труб днища выполнены плоскими. Отверстия штуцеров и входных патрубков в крышках аппаратов малых и средних диаметров целесообразно укреплять за счет конструктивных размеров: толщины днища, размещения отверстий, размеров штуцеров. Прочность обечайки, днища и трубной решетки испарителя рассчитывают по методике, изложенной в примере 1, а также в ОСТ 26-1185—81.

Расчет обечайки. Обечайку изготавливают из трубы диаметром $D_{вн} = 0,213 \text{ м}$, $\delta_n = 0,003 \text{ м}$. Расчетная температура обечайки $t_p = 12 \text{ }^\circ\text{С}$. Нормативное допускаемое напряжение для материала обечайки $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.17).

Допускаемое напряжение для рабочего состояния материала обечайки $[\sigma] = \eta_3 \eta \sigma^* = 1 \cdot 1 \cdot 140 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение при гидравлических испытаниях $[\sigma] = \sigma_{T20} / 1,1 = 210 / 1,1 = 191 \text{ МПа}$. Испытательное давление $p_m = 0,98 \text{ МПа}$.

Исполнительная толщина обечайки $\delta' = \delta_p + c = p_m D_{вн} / (2\varphi [\sigma] - p_m) + c = 0,98 \cdot 213 / (2 \cdot 1 \cdot 140 - 0,98) + 1 = 1,75 \text{ мм}$, где $c = 1 \text{ мм}$ — прибавка к расчетной толщине стенки на коррозию.

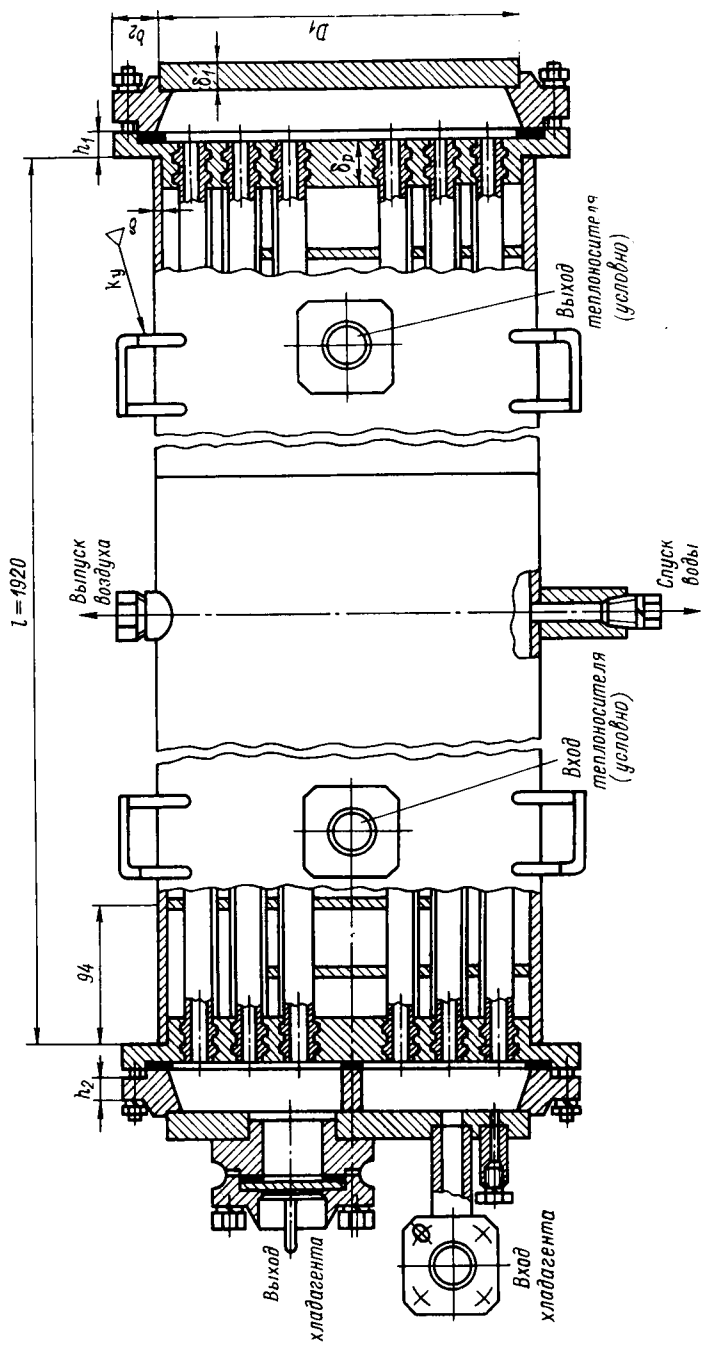


Рис. 4.29. Кожухотрубный испаритель с кипением внутри труб

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p]_д = 2\varphi [\sigma] \times (\delta - c)/(D_{вн} + \delta - c) = 2 \cdot 1 \cdot 140 (3 - 1)/(213 + 3 - 1) = 2,61 > p_m = 0,98$ МПа.

Допускаемое давление при гидравлическом испытании $[p]_и = 2\varphi [\sigma]_и (\delta - c)/(D_{вн} + \delta - c) = 2 \cdot 1 \cdot 191 (3 - 1)/(213 + 3 - 1) = 3,6$ МПа $> p_{пр} = 1,3$ МПа (см. табл. 4.16). Условие применимости формул: $(\delta - c)/D_{вн} = (3 - 1)/213 = 0,009 < 0,1$.

Расчет днища. В днище имеются отверстия для патрубков входа и выхода хладагента (см. рис. 4.29). Из условий укрепления отверстий под патрубки принимаем толщину стенки днища $\delta_1 = 10$ мм. Диаметр днища $D_1 = 213$ мм. Второе глухое плоское днище изготавливают по технологическим причинам также толщиной 10 мм.

Расчетная температура днища $t_{p1} = 4$ °С. Допускаемое напряжение для материала днища $[\sigma_1] = [\sigma] = 140$ МПа. Коэффициент прочности сварного шва $\varphi_1 = \varphi = 1$. Прибавка к расчетной толщине стенки днища на коррозию $c_1 = c = 1$ мм.

Расчетная толщина стенки днища $\delta'_1 = p_p D_1 / (2\varphi_1 [\sigma_1] - 0,5 p_p) + c_1 = 2,16 \cdot 213 / (2 \cdot 1 \cdot 140 - 0,5 \cdot 2,16) + 1 = 2,27$ мм.

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p_1]_д = 2\varphi_1 [\sigma_1] \times (\delta_1 - c_1) / [D_1 + 0,5 (\delta_1 - c_1)] = 2 \cdot 1 \cdot 140 (10 - 1) / [213 + 0,5 (10 - 1)] = 11,6$ МПа $> p_p = 2,16$ МПа.

Условие применимости формул: $(\delta_1 - c_1)/D_1 = (10 - 1)/213 = 0,04 < 0,1$.

Определим наибольший допускаемый диаметр отверстий в днище, не требующий проверки укрепления:

$$[d_{отв}] = 2 \{ [(\delta_1 - c_1)/\delta_1 - 0,875] \sqrt{D_1 (\delta_1 - c_1)} - c_1 \} = \\ = 2 \{ [(10 - 1)/2,27 - 0,875] \sqrt{213(10 - 1)} - 1 \} = 269 \text{ мм.}$$

С учетом $[d_{отв}]$ дальнейший расчет укрепления отверстий не требуется.

Расчет трубной решетки. Расчет проводим по упрощенной методике, регламентируемой ОСТ 26-1185—81 для элементов теплообменных аппаратов, предназначенных для работы под давлением не более 6,4 МПа при разности температур труб и кожуха не более 40 °С и эффективном коэффициенте концентрации напряжений в местах крепления решетки к фланцу или кожуху $k_\sigma < 1,7$.

Толщина трубной решетки выбирается конструктивно и должна обеспечивать возможность крепления труб в решетке. Если решетка выполнена заодно с фланцем, ее толщина должна быть не менее толщины ответного фланца.

Упрощенный расчет применим при отсутствии дополнительных требований к жесткости решетки, при $(a - a_1)/\delta_p < (0,1065 - 0,086)/0,025 = 0,82 < 3$, где $a = D_{вн}/2 = 0,213/2 = 0,1065$ м — внутренний радиус кожуха обечайки; $a_1 = 0,086$ — расстояние

от оси кожуха обечайки до оси наиболее удаленной трубы; $\delta_p = 0,025$ м — принятая толщина трубной решетки.

Определим основные и вспомогательные параметры трубной решетки и связанных с ней элементов теплообменного аппарата. Относительная характеристика беструбного края $m_n = a/a_1 = 106,5/86 = 1,24$.

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

$$\eta_n = 1 - nd_n^2/(4a_1^2) = 1 - 58 \cdot 0,02^2/(4 \cdot 0,086^2) = 0,22;$$

$$\eta_r = 1 - n(d_n - 2\delta_r)^2/(4a_1^2) =$$

$$= 1 - 58(0,02 - 2 \cdot 0,001)^2/(4 \cdot 0,086^2) = 0,37,$$

где $\delta_r = 0,001$ м — толщина стенки трубы.

Коэффициент ослабления трубной решетки $\varphi_p = 1 - d_0/t_p = 1 - 0,0205/0,0225 = 0,089$, где $d_0 = 0,0205$ м — диаметр отверстий в решетке; $t_p = 0,0225$ м — шаг расположения отверстий в решетке.

Значения коэффициента жесткости перфорированной плиты ψ_0 в зависимости от η_r представлены ниже.

η_r	...	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
ψ_0	...	0,09	0,12	0,15	0,20	0,25	0,30	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

Модуль упругости основания, характеризующий жесткость системы труб, $k_r = E_n(\eta_r - \eta_n)/l = 1,235 \cdot 10^5(0,37 - 0,22)/0,96 = 19\,375$ МН/м³, где $l = 0,96$ м — половина длины трубы.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха обечайки $\rho = k_r a_1 l / (E_n \delta_n) = 19\,375 \cdot 0,086 \cdot 0,96 / (1,99 \cdot 10^6 \cdot 0,003) = 2,68$.

Приведенное давление $p_0 = [\alpha_n(t_n - t_0) - \alpha_r(t_r - t_0)]k_r l + [\eta_r - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,5\rho k_q)]\rho_p - [\eta_n - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,3\rho k_p)]\rho_n = [11 \cdot 10^{-6}(9 - 20) - 16,7 \cdot 10^{-6}(7 - 20)]19\,375 \cdot 0,96 + [0,37 - 1 + 0,42 + 1,24(1,24 + 0,5 \cdot 2,68 \times 1)]2,16 - [0,22 - 1 + 0,42 + 1,24(1,24 + 0,3 \cdot 2,68 \cdot 1)] \times 0,98 = 6,12$ МПа, где $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/°С и $\alpha_r = 16,7 \cdot 10^{-6}$ 1/°С — коэффициенты линейного расширения материалов кожуха обечайки и труб соответственно; $t_n = 9$ °С, $t_r = 7$ °С и $t_0 = 20$ °С — средние температуры стенки кожуха, стенок труб и температура сборки аппарата; k_q, k_p — коэффициенты жесткости системы трубы — кожух (для рассматриваемого в примере испарителя с неподвижными трубными решетками $k_q = 1$ и $k_p = 1$); вспомогательная величина $m_{cp} = 0,15n(d_n - \delta_r)^2/a_1^2 = 0,15 \cdot 58(0,02 - 0,001)^2/0,086^2 = 0,42$.

Толщина трубной решетки при выполнении конструктивных и технологических требований, изложенных выше, должна быть

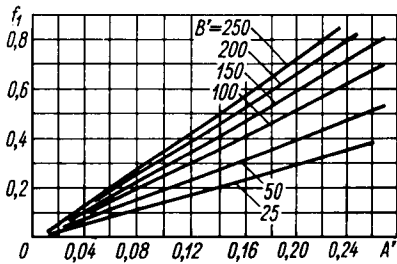


Рис. 4.30. График $f_1 = f(A', B')$

ность условно можно считать однократной. При этом $[\sigma_a] = [\sigma] = 140$ МПа, $A' = 6,12 / (2 \cdot 140 \cdot 1 \cdot 0,089) = 0,25$; коэффициент $f_1 = 0,38$. Минимальная толщина трубной решетки $\delta_{p \min} \geq 0,38 \cdot 3 / (0,37 - 0,22) + 1 = 8,6$ мм.

Осевое усилие в кожухе $F = \pi a^2 [p_p - p_0 / (1 + \rho k_q)] = 3,14 \cdot 0,106^2 [2,16 - 6,12 / (1 + 2,68 \cdot 1)] = 0,017$ МН/м. При отрицательных значениях F необходим расчет на устойчивость по ГОСТ 14249—80. Осевая сила в трубе $N_T = \pi a_1^2 [(\eta_m \rho_m - \eta_T \rho_p) + f_2 p_0] / n = 3,14 \cdot 0,086^2 [(0,22 \cdot 0,98 - 0,37 \cdot 2,16) + 0,48 \cdot 6,12] / 58 = 0,94 \cdot 10^{-3}$ МН, где коэффициент

$$f_2 = \sqrt[4]{z} / (\sqrt[4]{z} + k_q) = \sqrt[4]{68} / (\sqrt[4]{68} + 1) = 0,48;$$

$$z = 43,7 [\delta_m / \delta_p (\eta_T + \eta_m)]^3 / B' = 43,7 [3/25 (0,37 - 0,22)]^3 / 32,64 = 0,68.$$

Проверку прочности труб и прочности крепления труб в решетке проводим по выполнению условий прочности. Условие прочности труб $|N_T| / [\pi (d_n - \delta_T) \delta_T] = 0,94 \cdot 10^{-3} / [3,14 (0,02 - 0,001) 0,001] = 15,76$ МПа $< [\sigma_T] = 53,8$ МПа. Трубы проверяют на устойчивость при отрицательных значениях N_T .

Условие прочности крепления труб в решетке $[N_{Tr}] = d_n l_B [q] = 0,02 \cdot 0,025 \cdot 29,4 = 0,015$ МН $> N_{Tr} = 0,94 \cdot 10^{-3}$ МН, где $[N_{Tr}]$ — допускаемые нагрузки на соединение трубы с решеткой для случая развальцовки; $l_B = \delta_p$ — глубина завальцовки труб в решетке, м; $[q] = 29,4$ МПа — допускаемая нагрузка на единицу условной поверхности соединения трубы с решеткой для труб, завальцованных в пазы.

не менее $\delta_{p \min} = f_1 \delta_m / (\eta_T - \eta_m) + c$, где коэффициент $f_1 = f(A', B')$ определяем по графику, приведенному на рис. 4.30. Вспомогательные величины A' и B' находим по формулам $B' = \psi_0 l / \delta_m = 0,102 \cdot 0,96 / 0,003 = 32,64$; $A' = p_0 / (2 [\sigma_a] k_q \Phi_p)$, где $[\sigma_a]$ — допускаемое напряжение при циклических нагрузках.

В рассматриваемом примере нагрузку при расчете на проч-

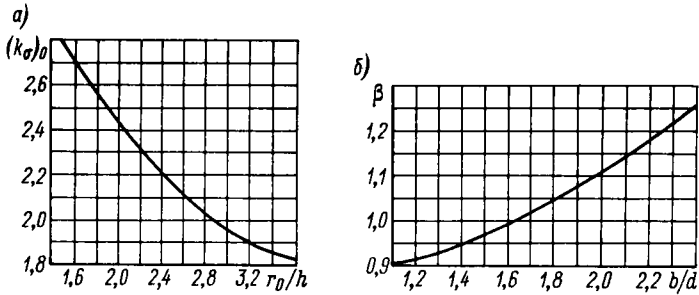


Рис. П.1. Концентрация напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при изгибе в плоскости колена: *a* — коэффициент $(k_\sigma)_0$ при $b/d = 1,6$; *б* — поправочный коэффициент β при $b/d = 1,6$

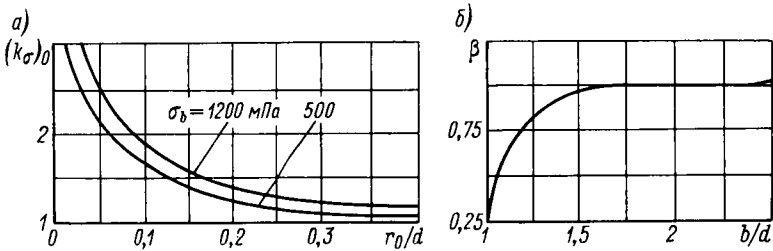


Рис. П.2. Концентрация напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при изгибе в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена $k_\sigma = [(k_\sigma)_0 - 1] \beta + 1$: *a* — коэффициент $(k_\sigma)_0 = k_\sigma$ при $b/d = 2$; *б* — поправочный коэффициент β при $b/d < 2,5$

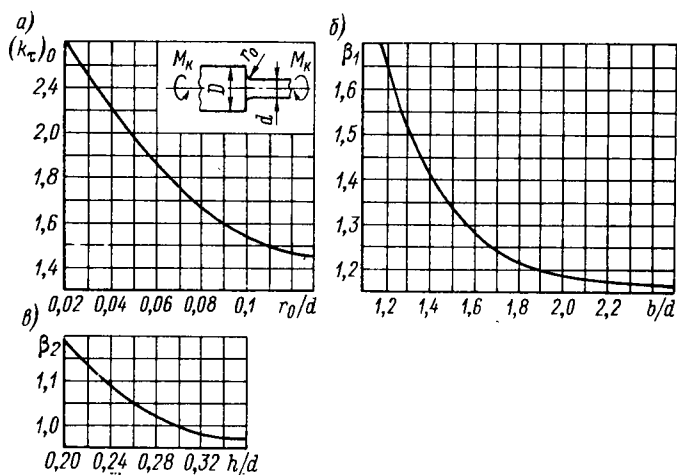


Рис. П.3. Концентрация касательных напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при кручении $k_\tau = (k_\tau)_0 \beta_1 \beta_2$: $(k_\tau)_0 = k_\tau$ при $D/d = 2$; σ — поправочный коэффициент β_1 , учитывающий b/d ; ϵ — поправочный коэффициент β_2 , учитывающий h/d

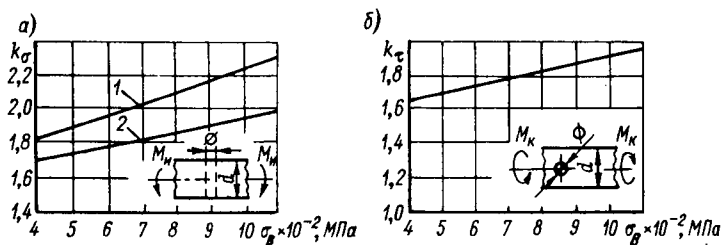


Рис. П.4. Концентрация напряжений вокруг отверстия; а — при изгибе; б — при кручении
Стали: 1 — углеродистые; 2 — легированные

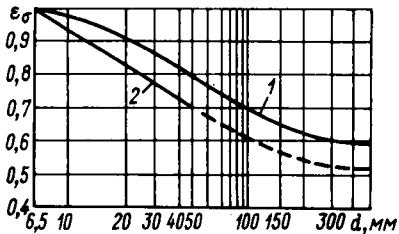


Рис. П.5. Коэффициент влияния абсолютных размеров ε_{σ}
 Стали: 1 — углеродистые; 2 — легированные

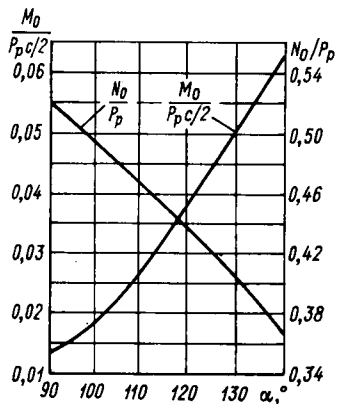


Рис. П.6. Зависимость силовых факторов от угла заделки α для среднего сечения крышки кривошипной головки шатуна

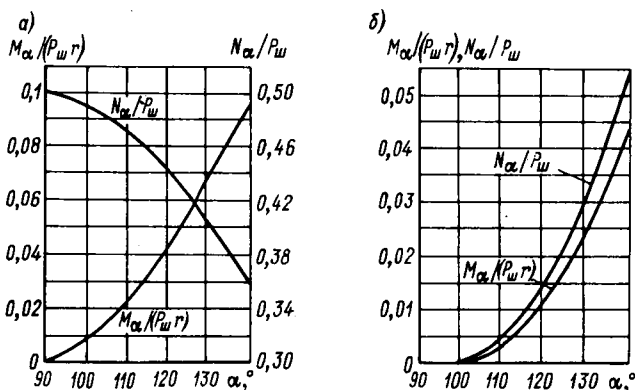


Рис. П.7. Зависимость силовых факторов от угла заделки α для сечения заделки при нагружении поршневой головки шатуна растягивающей (а) и сжимающей (б) силой

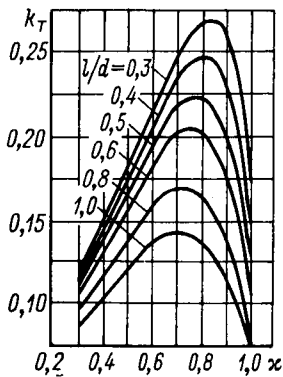


Рис. П.8. Коэффициент расхода $k_T = f(l/d, x)$

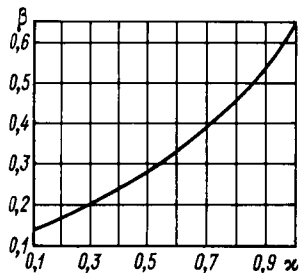


Рис. П.9. Коэффициент $\beta = f(x)$

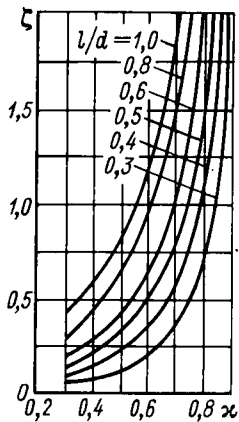


Рис. П.10. Коэффициент нагруженности ζ

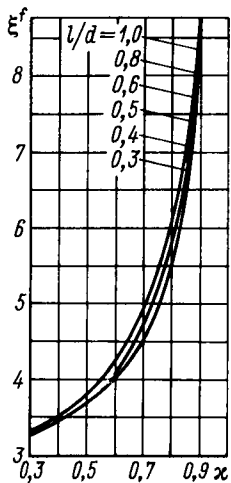


Рис. П.11. Коэффициент ξ^f

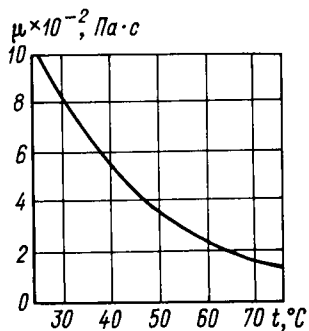


Рис. П.12. Динамическая вязкость масла ХС-40 в зависимости от температуры

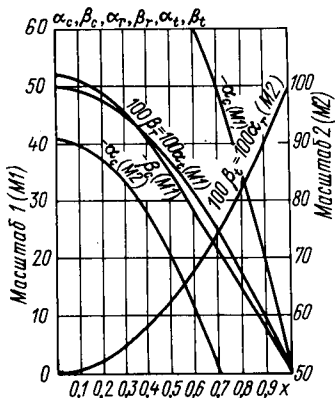


Рис. П.13. Коэффициенты α и β для дисков постоянной толщины (в скобках приведены номера масштаба M1, M2)

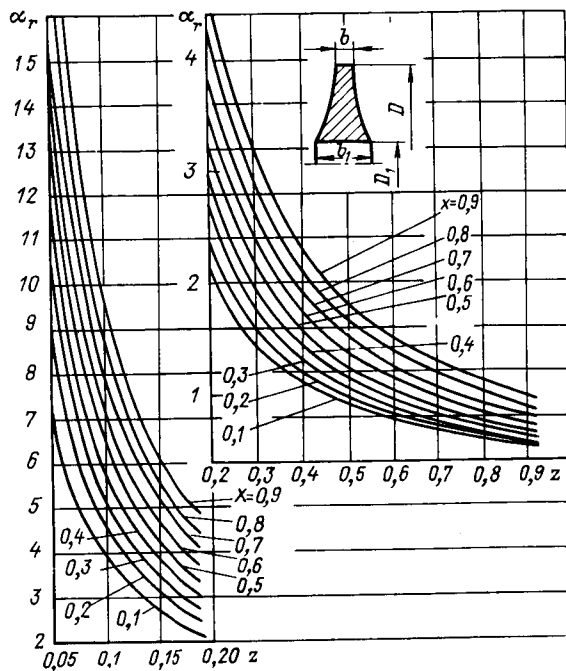


Рис. П.14. Коэффициент α_r для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

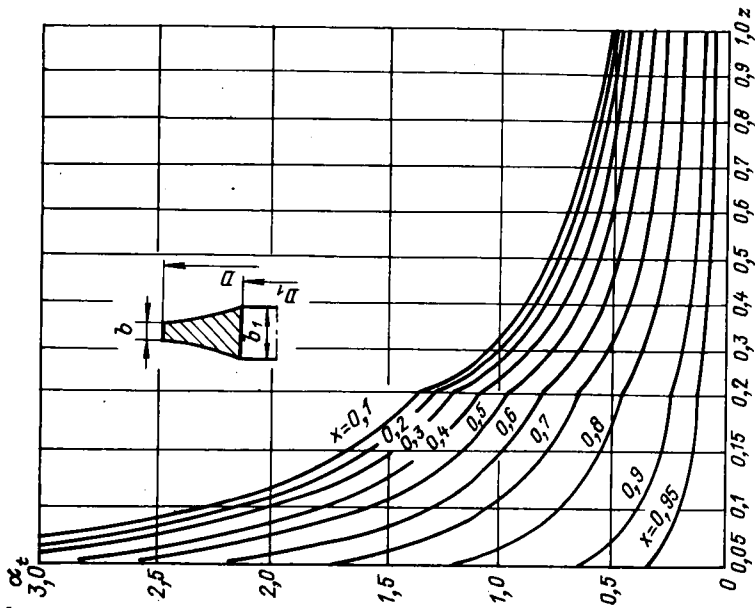


Рис. П.15. Коэффициент α_4 для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

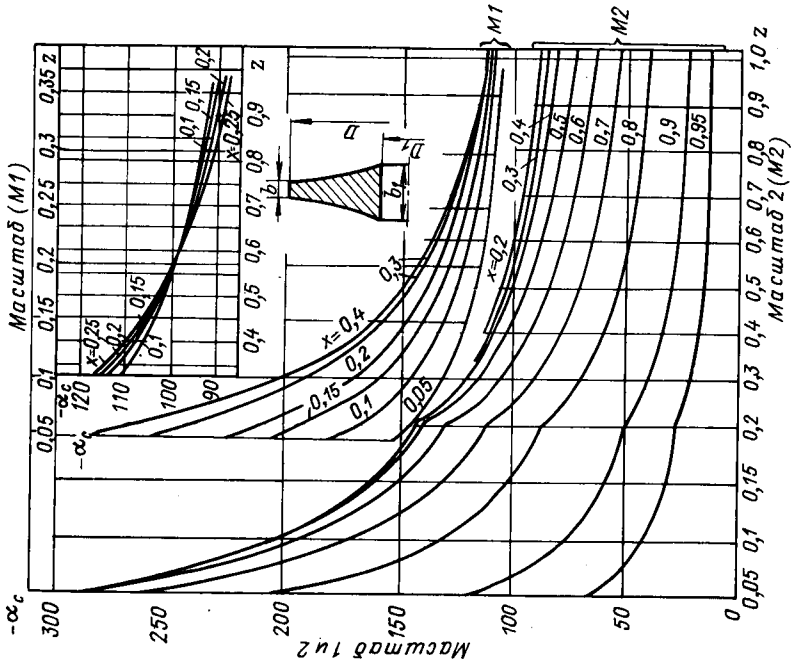


Рис. П.16. Коэффициент α_c для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

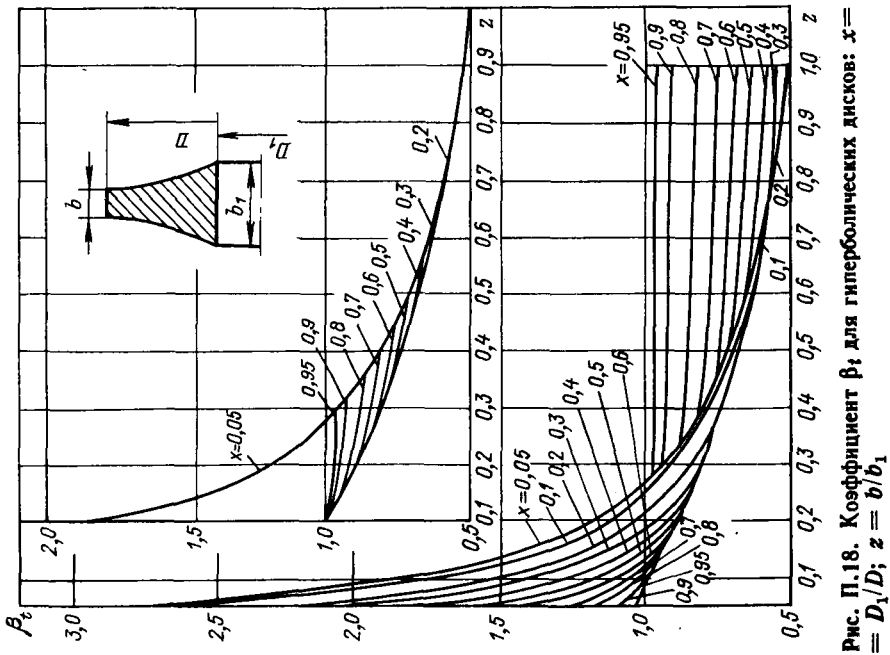


Рис. П.18. Коэффициент β_t для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

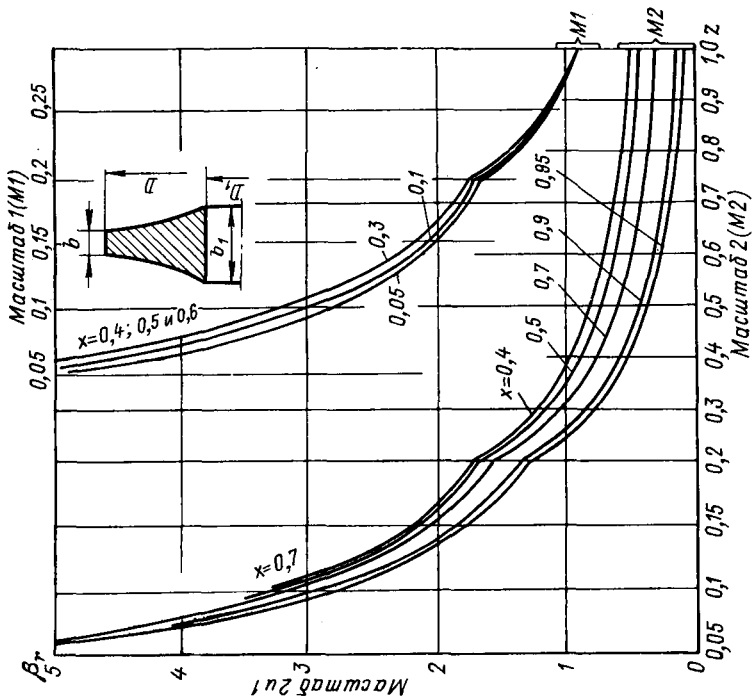


Рис. П.17. Коэффициент β_r для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

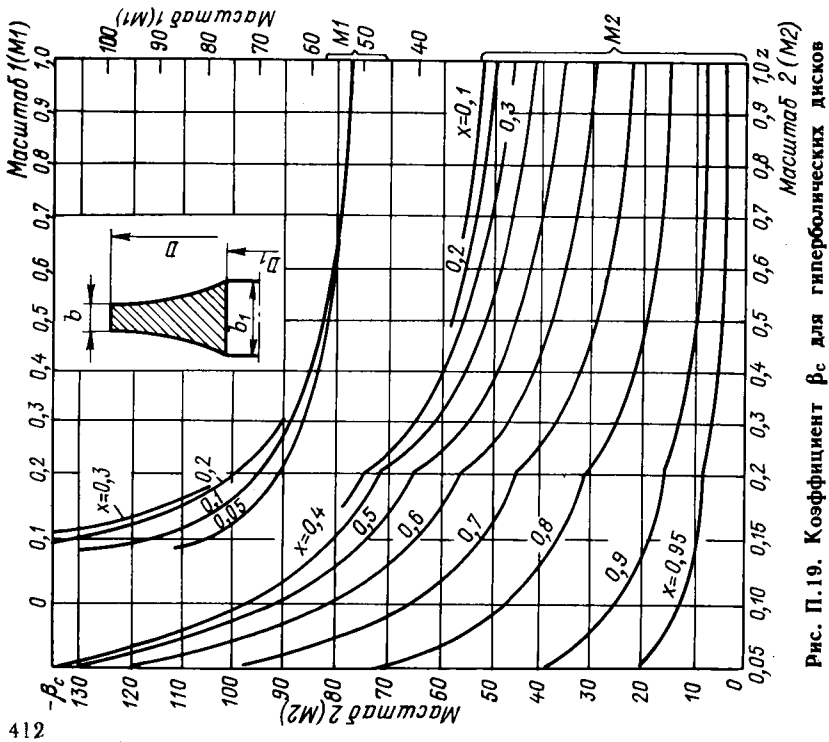


Рис. П.19. Коэффициент β_c для гиперболических дисков

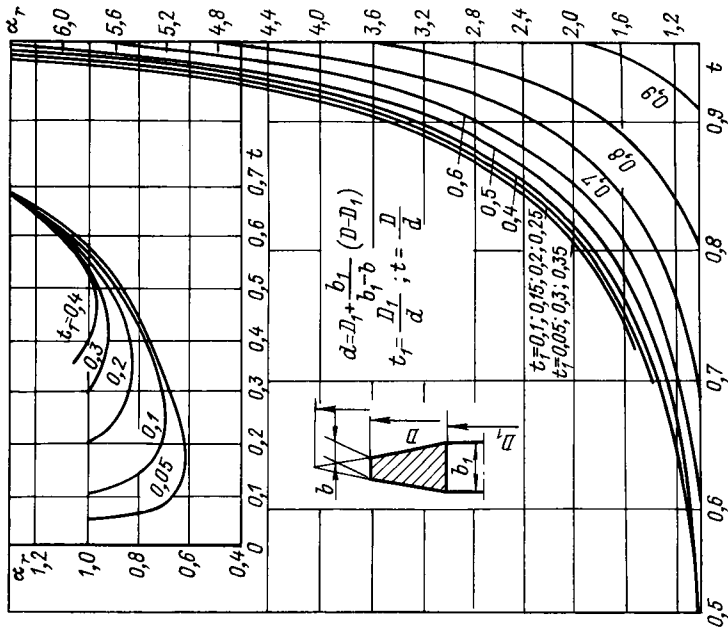


Рис. П.20. Коэффициент α_t для конических дисков

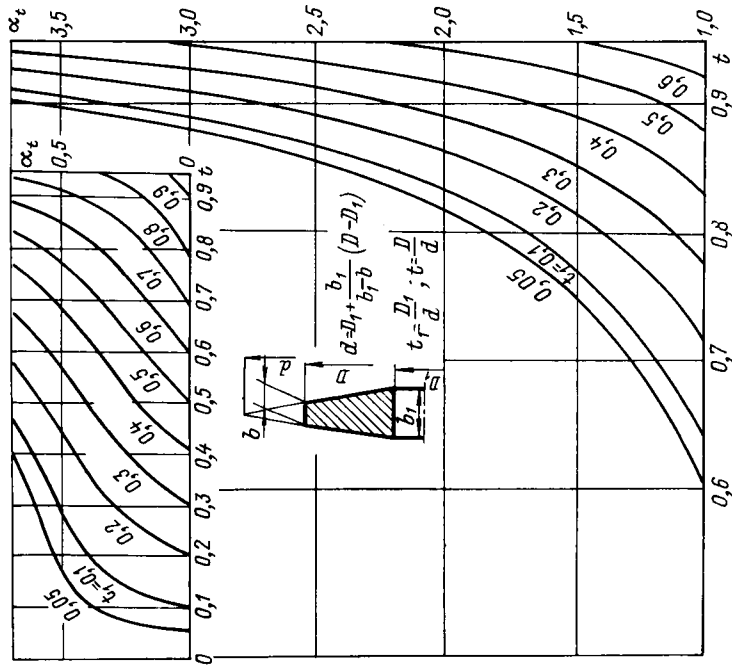


Рис. П. 21. Коэффициент α_t для конических дисков

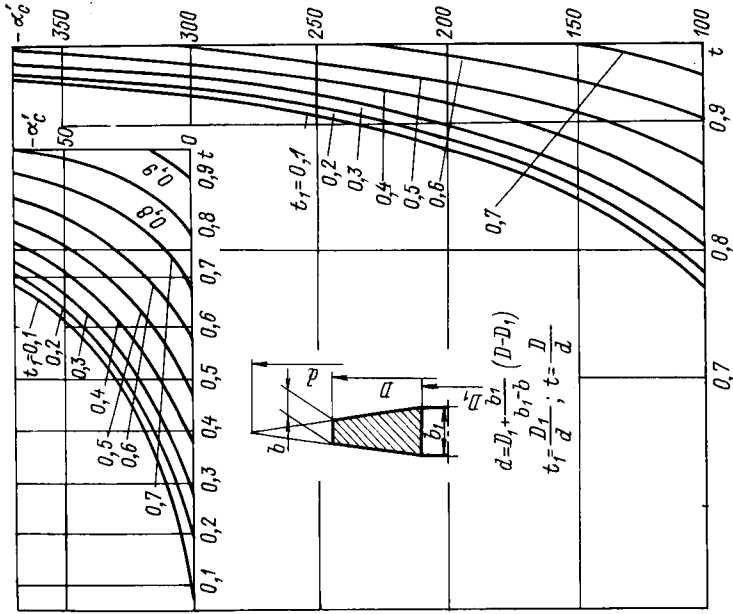


Рис. П. 22. Коэффициент α_c для конических дисков

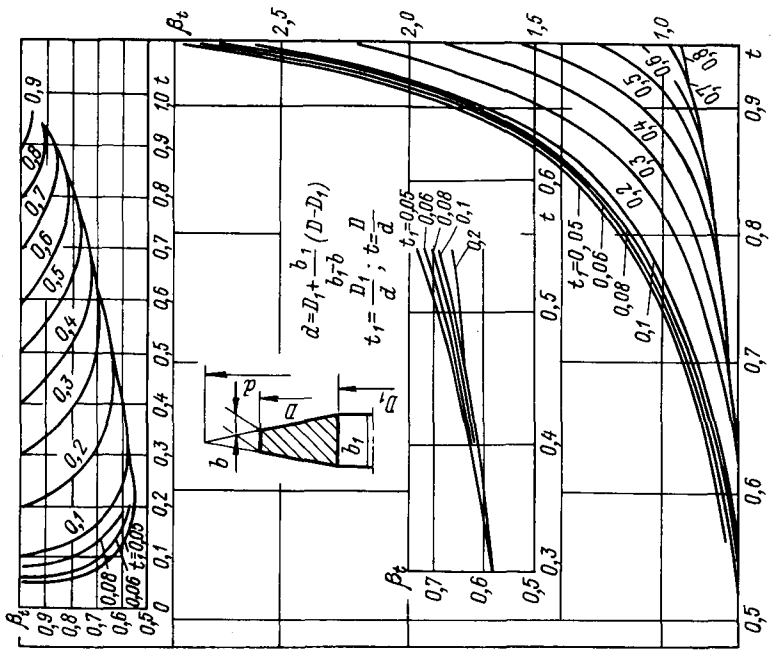


Рис. П.24. Коэффициент β_t для конических дисков

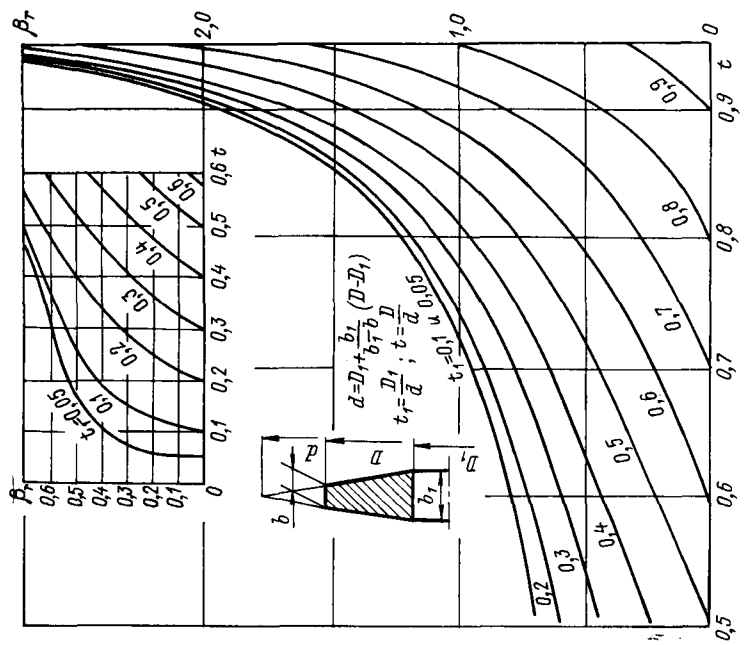


Рис. П.23. Коэффициент β_r для конических дисков

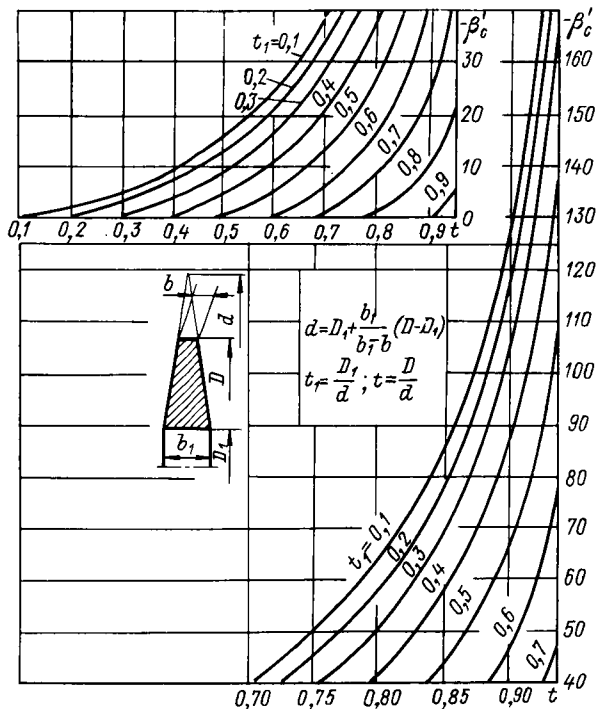


Рис. П.25. Коэффициент β'_c для конических дисков

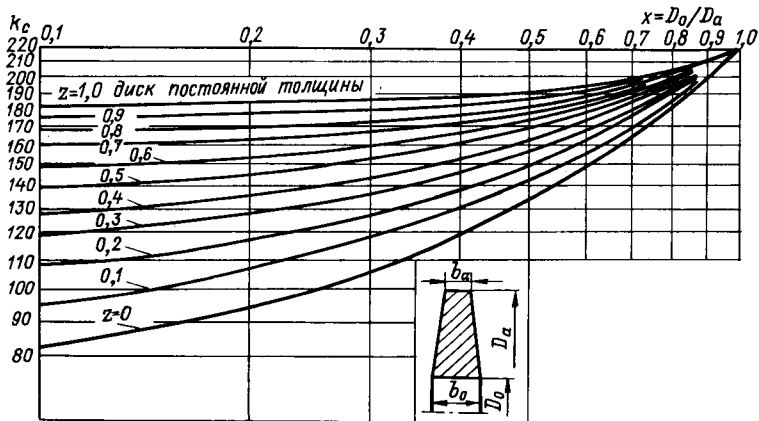


Рис. П.26. Коэффициент k_c для конических дисков. Максимальные тангенциальные напряжения σ_{t0} (на диаметре D_0) при $\sigma_{r0} = \sigma_{ra} = 0$; $\sigma_{t0} = k_c (D_a n / 10^6)^2$, где D_a — наружный диаметр, мм; n — частота вращения, об/мин; k_c находится из графика по $x = D_0/D_a$ и $z = b_0/b_a$

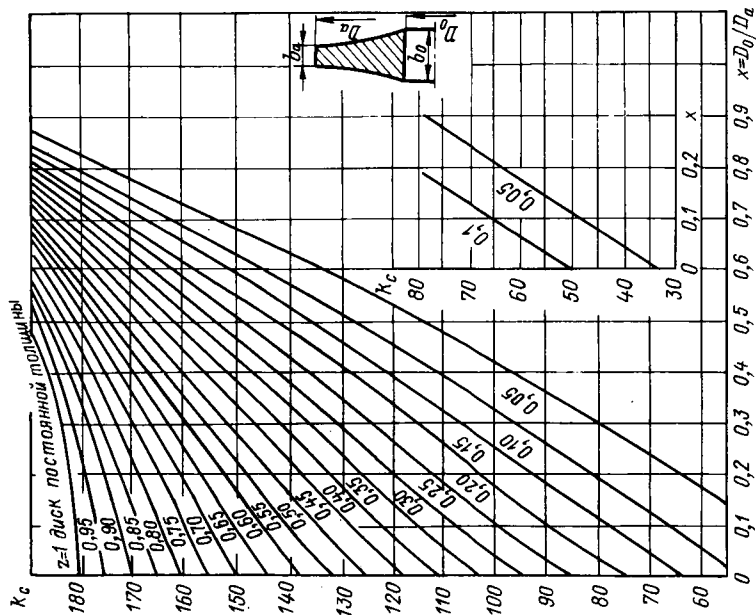


Рис. П.27. Коэффициент K_c для гиперболических дисков

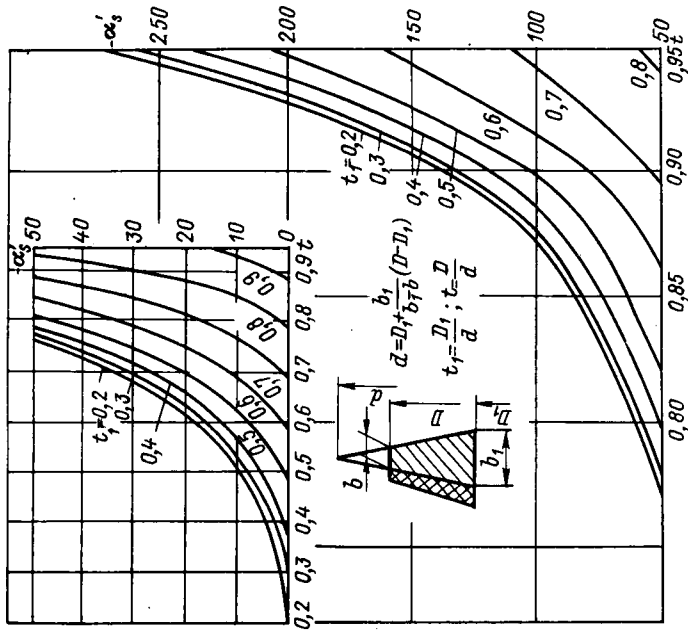


Рис. П.28. Коэффициент α'_s для конических дисков с боковой нагрузкой

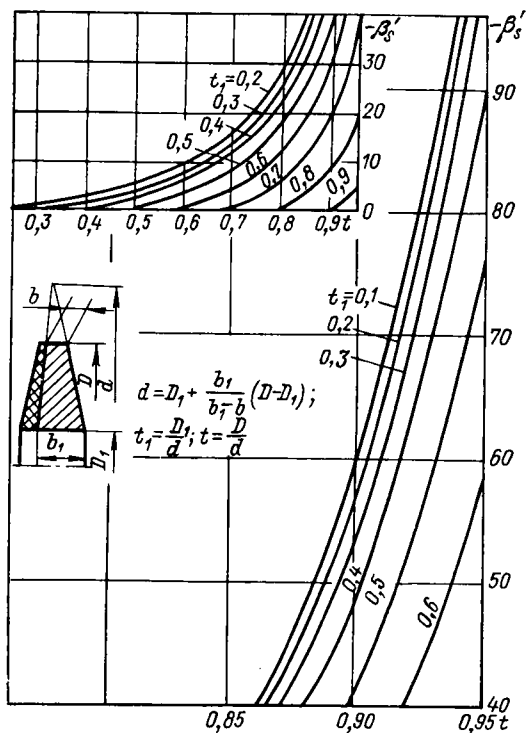


Рис. П.29. Коэффициент β'_s для конических дисков с боковой нагрузкой

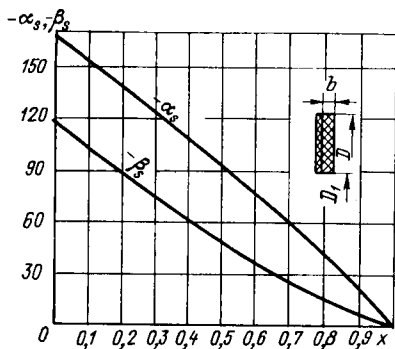


Рис. П.30. Коэффициент α_s и β_s для дисков постоянной толщины с боковой нагрузкой

Т а б л и ц а П.1. Характеристики плоских прокладок

Материал прокладки	Прокладочный коэффициент m	Давления обжатия на прокладку, МПа			Модуль упругости E_{II} , МПа
		$q_{обж}$	$q_0 \text{ min}$	$[q]$	
Мягкая резина, резиновый лист	0,5	3,5	2	18	$3 [1 + b/(2h_{II})]$
Твердая резина с тканевой прослойкой	1,2	7	4,5	20	$4 [1 + b/(h_{II})]$
Картон асбестовый толщиной $h_{II} = 3$ мм	2,5	30	20	110	$2 \cdot 10^3$
Паронит толщиной $h_{II} \geq 1$ мм	2,5	32	20	130	$2 \cdot 10^3$
Фторопласт-4 толщиной 1—3 мм	1,4	10	4	40	$2 \cdot 10^3$
Фибра	1,4	50	40	88	$7 \cdot 10^3$
Асбест армированный в металлической оболочке	3	30	10	120	$3 \cdot 10^3$
Мягкий алюминий	2—4	80	50	140	$7 \cdot 10^3$
Медь мягкая	2,4—4,7	120	70	70	$(1,1 \div 1,235) 10^5$
Сталь мягкая (05 кп, Ст2)	2,7—5,5	200	80	300	$1,99 \cdot 10^5$
Сталь 08X13	5,5	250	125	350	$1,99 \cdot 10^5$

Примечания. 1. При уплотнении воздуха или пара значения m и $q_0 \text{ min}$ увеличиваются в 1,8 раза, при уплотнении сред с высокой проникающей способностью (гелий, сжиженные газы, легкие нефтяные продукты) — в 2,5 раза. 2. В формулах b — ширина прокладки.

1. Алтунин В. В. Теплофизические свойства двуокиси углерода. М.: Изд-во стандартов, 1975. 546 с.
2. Бабицкий И. Ф., Вихман Г. Л., Вольфсон С. И. Расчет и конструирование аппаратуры нефтеперерабатывающих заводов. М.: Недра, 1965. 324 с.
3. Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. М.: Пищепромиздат, 1966. 356 с.
4. Биргер А. И., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1976. 702 с.
5. Биязи Е. Н., Глинка А. Л., Минкус Б. А. Расчет действительных процессов абсорбционных холодильных машин // Холодильная техника и технология. Киев: Техника, 1968. Вып. 6. С. 39—41.
6. Блиер Б. М., Вургафт А. В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. М.: Пищевая промышленность, 1971. 204 с.
7. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника: Свойства веществ: Справочник. Л.: Машиностроение, 1976. 165 с.
8. Быков А. В., Калинин И. М., Канышев Г. А. Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одноступенчатым винтовым компрессором // Холодильная техника. 1976. № 6. С. 10—14.
9. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. М.: Машиностроение, 1965. 355 с.
10. Винтовые компрессорные машины: Справочник / П. Б. Амосов, Н. И. Бобринцов, А. И. Шарцев, А. Л. Верный. Л.: Машиностроение, 1977. 253 с.
11. Воронцов Е. Г., Тананайко Ю. М. Теплообмен в жидкостных пленках. Киев: Техника, 1972. 154 с.
12. Вургафт А. В., Галимова Л. В. Теплоотдача при кипении водоаммиачного раствора в стекающих пленках на вертикальной трубе // Холодильная техника. 1974. № 12. С. 38—40.
13. Гоголин А. А. Рекомендации по расчету и подбору испарительных конденсаторов. М.: ВНИХИ, 1978. 55 с.
14. Гофлин А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М.; Л.: Машгиз, 1959. 303 с.
15. Епифанова В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. М.: Машиностроение, 1974. 448 с.
16. Захаров Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Л.: Судостроение, 1979. 583 с.
17. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова, В. М. Азарсков и др. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

18. **Калнинь И. М., Шварц А. И., Зискин Г. Ф.** Холодильная система с винтовым компрессором и двухступенчатым дросселированием хладагента //Холодильная техника. 1983. № 4. С. 7—9.
19. **Канышев Г. А., Чистяков Ф. М.** Влияние свойств масел на энергетические характеристики фреоновых маслозаполненных винтовых компрессоров //Холодильная техника, 1980. № 7. С. 6—10.
20. **Канышев Г. А., Чистяков Ф. М.** Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора //Холодильная техника. 1979. № 12. С. 7—12.
21. **Кислород:** Справочник: В 2 ч. Ч. 1/Под ред. Д. Л. Г л и з м а н е н к о. М.: Металлургия, 1967. 422 с.
22. **Клецкий А. В.** Теплофизические свойства фреона-22/ М.: Изд-во стандартов, 1970. 74 с.
23. **Коровчинский М. В.** Прикладная теория подшипников жидкостного трения. М.: Машгиз, 1954. 185 с.
24. **Кэйс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 223 с.
25. **Лащинский А. А., Толчинский А. Р.** Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Л.: Машиностроение, 1970. 750 с.
26. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 319 с.
27. **Носков А. Н., Сакун И. А., Пекарев В. И.** Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия //Холодильная техника. 1985. № 6. С. 20—24.
28. **Орлин А. С., Круглов М. Г.** Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.
29. **Поршневые компрессоры** /С. Е. З а х а р е н к о, С. А. А н и с и м о в, В. А. Д м и т р и е в с к и й и др. М.: Машгиз, 1961. 424 с.
30. **Псахис Б. И.** Алгоритм оптимизации абсорбционной холодильной машины //Проблемы эффективности использования вторичных энергоресурсов. Новосибирск: Изд-во ин-та теплофизики, 1976. С. 158—164.
31. **Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств** /Под ред. М. Ф. М и х а л е в а. Л.: Машиностроение, 1984. 302 с.
32. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 78 с.
33. **Рис В. Ф.** Расчет дисков турбомашин. М.; Л.: Машгиз, 1959. 55 с.
34. **Рис В. Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 350 с.
35. **Сакун И. А.** Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкция. М.; Л.: Машиностроение, 1970. 400 с.
36. **Сакун И. А., Пекарев В. И., Яценко Н. А.** Экспериментальное исследование холодильного винтового компрессора сухого сжатия //Повышение эффективности холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1983. С. 52—59. (Межвузовский сб. науч. тр.).
37. **Сильман М. А., Шумелицкий М. Г.** Пароводяные эжекторные холодильные машины. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 272 с.
38. **Степанов Г. Ю.** Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М.: Машгиз, 1958. 350 с.
39. **Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин** /Под ред. Н. Н. К о ш к и н а. Л.: Машиностроение, 1976. 464 с.

40. **Теплообменные** аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справочник /Под ред. А. В. Б ы к о в а. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 247 с.

41. **Теплообменные** аппараты холодильных установок/Г. Н. Д а н и л о в а, С. Н. Б о г д а н о в, О. П. И в а н о в и др. Л.: Машиностроение, 1973. 328 с.

42. **Теплофизические** основы получения искусственного холода: Справочник /Под ред. А. В. Б ы к о в а. М.: Пищевая промышленность, 1980. 231 с.

43. **Термодинамические** свойства водных растворов бромистого лития /О. И. В е р б а, В. А. Г р у з д е в, А. Г. З а х а р е н к о и др. //Теплофизические свойства растворов. Новосибирск: Изд-во ин-та теплофизики, 1983. С. 19—34.

44. **Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. А.** Пластины и оболочки. М.: Наука, 1966. 635 с.

45. **Френкель М. И.** Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 743 с.

46. **Холодильные** компрессоры: Справочник /Под ред. А. В. Б ы к о в а. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

47. **Холодильные** машины /Под ред. И. А. С а к у н а. Л.: Машиностроение, 1985. 506 с.

48. **Холодильные** машины: Справочник /Под ред. А. В. Б ы к о в а. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

49. **Холщевников К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.

Предисловие (И. А. Сакун)	3
Глава 1. Расчет циклов холодильных машин и тепловых насосов	4
1.1. Термодинамическая эффективность циклов холодильных машин (В. И. Пекарев)	—
1.2. Паровые одноступенчатые холодильные машины (В. И. Пекарев)	8
1.3. Паровые многоступенчатые холодильные машины (В. И. Пекарев, А. К. Стукаленко)	12
1.4. Паровые каскадные холодильные машины (В. И. Пекарев)	26
1.5. Газовые холодильные машины (Н. Н. Кошкин, В. А. Евстафьев, В. П. Суетинов)	28
1.6. Абсорбционные холодильные машины (А. Я. Ильин, Л. С. Тимофеевский, А. К. Стукаленко)	41
1.7. Пароэжекторные холодильные машины (Е. М. Бамбушек)	85
1.8. Расчет компрессорного теплового насоса для системы тепло- и хладоснабжения (А. К. Стукаленко)	93
Глава 2. Тепловые, конструктивные, газодинамические и прочностные расчеты компрессоров объемного действия паровых и газовых холодильных машин	105
2.1. Тепловые расчеты поршневых компрессоров (Н. Н. Кошкин, В. Л. Сысоев)	—
2.2. Расчеты газового тракта в поршневом компрессоре (В. Л. Сысоев)	109
2.3. Динамический расчет поршневого компрессора (Н. Н. Бухарин, В. Л. Сысоев)	113
2.4. Расчеты на прочность деталей поршневого компрессора (В. Л. Сысоев)	139
2.5. Расчет смазки подшипников скольжения поршневого компрессора (В. Л. Сысоев)	167
2.6. Тепловые расчеты ротационных холодильных компрессоров (А. К. Стукаленко)	171
2.7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных винтовых компрессоров (И. А. Сакун)	174
2.8. Термогазодинамические расчеты винтовых компрессоров (И. А. Сакун, А. Н. Носков)	202
2.9. Расчет сил и моментов, действующих на роторы винтового компрессора (И. А. Сакун)	219
2.10. Расчет на прочность и жесткость основных деталей холодильного винтового компрессора (И. А. Сакун)	235
Глава 3. Тепловые, конструктивные и прочностные расчеты компрессоров динамического действия паровых и газовых холодильных машин. Расчет детандеров	244

3.1. Газодинамические и конструктивные расчеты центробежных холодильных компрессоров (Н. Н. Бухарин, В. А. Евстафьев)	244
3.2. Газодинамический расчет осевого холодильного компрессора (В. П. Суетинов)	274
3.3. Термогазодинамические расчеты турбодетандеров газовых холодильных машин (Н. Н. Бухарин, В. П. Суетинов)	279
3.4. Конструктивные и прочностные расчеты элементов турбокомпрессоров (В. А. Евстафьев)	294
Глава 4. Тепловые, конструктивные и прочностные расчеты аппаратов холодильных машин	316
4.1. Конденсаторы (Е. Д. Герасимов)	—
4.2. Испарители (А. К. Стукаленко)	330
4.3. Воздухоохладители (А. К. Стукаленко)	343
4.4. Теплообменники (А. Я. Ильин)	354
4.5. Теплообменные аппараты теплоиспользующих холодильных машин (А. Я. Ильин)	369
4.6. Техничко-экономический расчет теплообменных аппаратов (Е. Д. Герасимов)	377
4.7. Расчет на прочность аппаратов холодильных машин (И. А. Сакун, В. Л. Сысоев)	388
Приложение (И. А. Сакун, В. А. Евстафьев, В. Л. Сысоев)	405
Список литературы (Е. М. Бамбушек)	419

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Елена Михайловна БАМБУШЕК, Николай Николаевич БУХАРИН,
Евгений Дмитриевич ГЕРАСИМОВ, Виктор Александрович ЕВСТАФЬЕВ,
Алексей Яковлевич ИЛЬИН, Николай Николаевич КОШКИН,
Анатолий Николаевич НОСКОВ, Валентин Иванович ПЕКАРЕВ,
Иван Акимович САКУН, Анатолий Константинович СТУКАЛЕНКО,
Владимир Павлович СУЕТИНОВ, Вадим Лазаревич СЫСОЕВ,
Леонид Сергеевич ТИМОФЕЕВСКИЙ

ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Редактор *В. И. Важенко*

Художественный редактор *Н. В. Зимаков*

Технические редакторы *Т. П. Малашкина, А. И. Казаков, П. В. Шканова*

Корректоры: *Т. Н. Гринчук, И. Г. Иванова и А. И. Лавриненко*

ИБ № 3940

Сдано в набор 06.02.87. Подписано в печать 05.08.87. М-18424.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 26,5. Усл. кр.-отт. 26,5. Уч.-изд. л. 26,95.
Тираж 13440 экз. Заказ 37. Цена 1 р. 20 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение», 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.