

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ
РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН,
ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ
И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

Часть 2

**Расчет роторных компрессоров
холодильных машин**

Учебное пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.57
ББК 31.392
Н 84

Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 2. Расчет роторных компрессоров холодильных машин: Учеб. пособие / А.Н. Носков, В.И. Пекарев, А.А. Малышев и др. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 95 с.

Приводятся рекомендации для теплового и конструктивного расчетов компрессоров объемного принципа действия.

Предназначено для бакалавров и магистрантов направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения: профиль бакалавриата 16.03.03 Холодильная техника и технологии, профиль магистратуры 16.04.03 промышленные холодильные системы и тепловые насосы всех форм обучения.

Рецензенты: ЗАО «БАРРЕНС» (доктор техн. наук, проф. В.П. Захаренко); кандидат техн. наук, доц. В.Б. Данин (ООО «АиТ»)

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 7 от 29.10.2015 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Носков А.Н., Пекарев В.И., Малышев А.А. и др., 2016

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебное пособие предназначено для использования в процессе обучения студентов бакалавриата и магистратуры по дисциплинам «Объёмные компрессоры холодильных машин», «Расчет и конструирование объёмных компрессоров», «Низкотемпературные машины» и «Проектирование машин, аппаратов и установок холодильной, криогенной техники и систем жизнеобеспечения».

Основным нормативным документом учебного пособия является ФГОС ВПО 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», учебные планы для подготовки магистров по профилю 16.04.03 «Промышленные холодильные системы и тепловые насосы» и бакалавров по направлению 16.03.03 «Холодильная техника и технологии».

Представленный в учебном пособии материал напрямую связан с другими дисциплинами, предусмотренными учебными планами, такими как «Повышение энергетической эффективности пароконденсаторных холодильных машин», «Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов», «Математическое моделирование процессов холодильных систем».

Расчетные методики и примеры расчета предназначены как для аудиторных занятий, так и для самостоятельной работы студентов очной и заочной форм обучения.

1. ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1.1. Расчет холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	450
Температура, °С:	
кипения t_0	-15
конденсации t_k	30
Рабочее вещество	R22
Масло	ХС-0

Тепловой расчет

Согласно известным из теории холодильных винтовых компрессорных машин (ВКМ) рекомендациям, температура рабочего вещества (рабочей смеси хладон–масло) на всасывании в компрессор равна $t_1 = 0 \div 10$ °С. Принимаем температуру рабочего вещества на всасывании в компрессор (и на выходе из теплообменника) $t_1 = 0$ °С. Температура пара, выходящего из испарителя, $t_a = -15$ °С (рис. 1.1).

Пренебрегая тепловыми потерями в теплообменнике, из условия равенства разности энтальпий $h_1 - h_a = h_3 - h_4$ найдем энтальпию в точке 4:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_a) = 536,5 - (709,6 - 698,4) = 525,3 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего вещества в узловых точках теоретического цикла для заданных выше условий приведены в табл. 1.1.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = h_a - h_5 = 698,4 - 525,3 = 173,1$ кДж/кг. Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине, $G_a = Q_0/q_0 = 450/173,1 = 2,60$ кг/с.

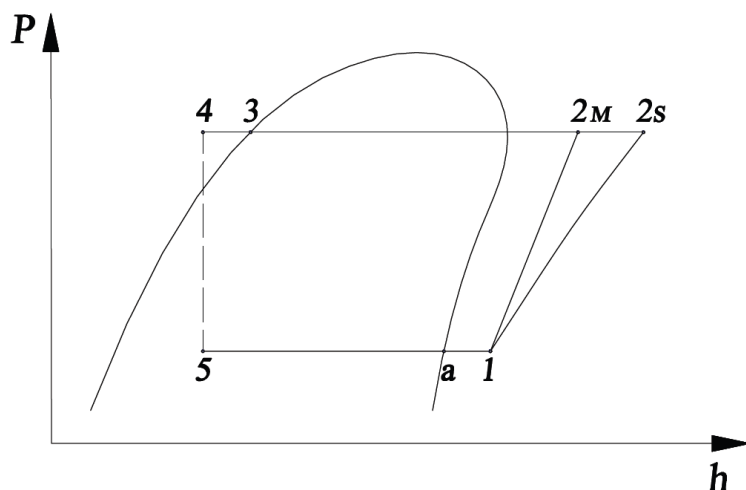


Рис. 1.1. Теоретический цикл одноступенчатой паровой холодильной машины с винтовым маслозаполненным компрессором

Таблица 1.1

Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки						
	<i>a</i>	<i>l</i>	<i>2s</i>	<i>2м</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>P</i> , МПа	0,297	0,297	1,191	1,191	1,191	1,191	0,297
<i>t</i> , °С	-15	0	69,1	60	30	22	-15
<i>h</i> , кДж/кг	698,4	709,6	747,3	739,6	536,5	525,3	525,3
<i>v</i> , м ³ /кг	—	0,083	—	—	—	—	—

Действительная объемная производительность компрессора $V_d = G_a v_1 = 2,6 \cdot 0,083 = 0,216 \text{ м}^3/\text{с}$.

Наружная степень повышения давления $\pi_n = p_k/p_0 = 1,191/0,297 = 4,0$.

В типоразмерном ряде отечественных холодильных ВКМ приняты три значения геометрической степени сжатия: для высокотемпературных и поджимающих компрессоров $\varepsilon_r = 2,6$ при $\pi_n \leq 4,0$; для среднетемпературных $\varepsilon_r = 4,0$ при $\pi_n \leq 8$; для низкотемпературных $\varepsilon_r = 5,0$ при $\pi_n > 8$. Выбираем геометрическую степень сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

Теоретическую объемную производительность компрессора $V_T = V_d/\lambda = 0,216/0,9 = 0,239 \text{ м}^3/\text{с}$, где коэффициент подачи ВКМ $\lambda = 0,9$,

находим по рис. 1.2 для принятой марки впрыскиваемого масла и геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

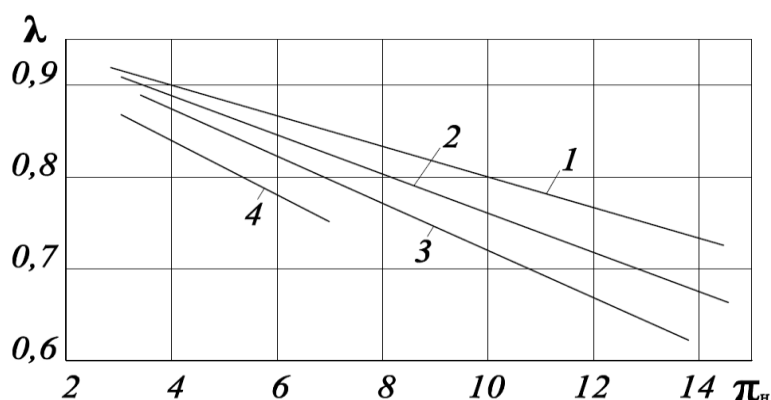


Рис. 1.2. Зависимость коэффициента подачи λ ВКМ от внешней степени повышения давления π_n

Профиль зубьев асимметричный:

1 – $D_1 = 200$ мм, $u_1 = 31$ м/с, $t_k = 30$ °С, R22, $\varepsilon_r = 2,6$, масло ХС-40; 2 – то же, $\varepsilon_r = 5$, масло ХА-30; 3 – то же, $\varepsilon_r = 4$, масло ХА-30; 4 – бессальниковый компрессор: $u_1 = 25$ м/с, $\varepsilon_r = 2,6$, масло ХС-40

Определим основные размеры рабочей части компрессора. Определяющим размером рабочей части винтового компрессора является внешний диаметр винта D_1 . Его предварительное значение находим по формуле (9.38) [1]:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_T}{K_{и} K_l K_f z_1 n_1}},$$

где $K_{и}$ – коэффициент использования объема парной полости, $K_{и} = W_{п}/W_0$, $W_0 = l_{в} (f_{1п} + f_{2п})$ – полный объем парной полости; $l_{в}$ – длина винта; $f_{1п}$ и $f_{2п}$ – площадь впадин между зубьями в торцевой плоскости ведущего и ведомого винтов; $W_{п}$ – объем парной полости в момент начала уменьшения ее объема у торца всасывания; $K_l = l_{в}/D_1$ – относительная длина винта; $K_f = (f_{1п} + f_{2п})/D_1^2$ – безразмерный коэффициент площади парных впадин; z_1 , n_1 – число зубьев и частота вращения ведущего винта.

Для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев $z_1 = 4$, величина коэффициента $K_f = 0,1191$. Коэффициент $K_n = f [\tau_{13} - \tau_{1пр}]$; угол закрутки ведущего винта $\tau_{13} = 2\pi K_l/K_n$; $K_n = h_1/D_1$ – относительный ход ведущего винта; h_1 – ход ведущего винта; $\tau_{1пр} = 223,7^\circ$ – предельный угол закрутки ведущего винта [см. формулу (1.1)].

Для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем величины $K_n = 1,2$ для винтов с $K_l = 0,9; 1,0$ и $K_n = 1,6$ для винтов с $K_l = 1,35$ и $1,5$.

Значение K_n определяется по следующей формуле:

$$K_n = 1 - C (\tau_{13}^0 - \tau_{1пр}^0) 10^{-4}.$$

Значение коэффициента C принимается в зависимости от величины K_l :

K_l	0,9	1,0	1,35	1,5
C	5,4	5,3	5,0	4,3

Для холодильных ВКМ, как правило, используют асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором с частотой вращения 49 с^{-1} (синхронная частота вращения $n = 3000 \text{ об/мин} = 50 \text{ с}^{-1}$) [1].

Если ориентироваться на электрический привод с меньшей частотой вращения, то между двигателем и компрессором придется ставить мультипликатор, что усложнит машину и повысит ее стоимость.

Для холодильного винтового компрессора сухого сжатия (ВКС), как правило, частота вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ является недостаточной и между двигателем и компрессором устанавливается мультипликатор. В этом случае внешний диаметр ВЩ винта определяется по формуле (9.40) [1] и рекомендованной окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЩ винта (рис. 1.3).

Принимаем величину $K_l = 1,35$, тогда $\tau_{13}^0 = 3600 \cdot 1,35 / 1,6 = 303,75^\circ$; $\tau_{1пр}^0 = 223,7^\circ$; $C = 1 - 5,3 (303,75 - 223,7) 10^{-4} = 0,96$ и предварительное значение внешних диаметров винтов

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,239}{0,96 \cdot 1,35 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 49}} = 0,199 \text{ м} = 199 \text{ мм}.$$

Возможно и иное конструктивное решение. Выберем величину $K_l = 0,9$. Тогда

$$\tau_{13}^\circ = 360^\circ \cdot 0,9/1,2 = 270^\circ; C = 1 - 5,4 (270 - 223,7) 10^{-4} = 0,97.$$

Предварительное значение внешних диаметров винтов

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,239}{0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 49}} = 0,227 \text{ м} = 227 \text{ мм}.$$

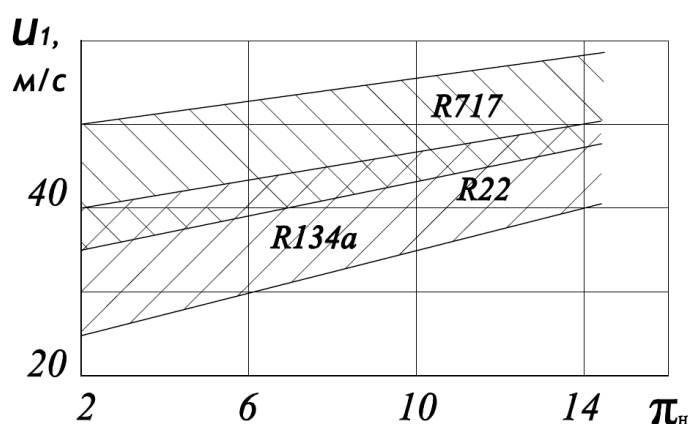


Рис. 1.3. Зависимость окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЦ винта ВКМ от π_n для различных холодильных агентов. Масло ХА-30

Выбираем ближайший больший размер винта из типоразмерного ряда (табл. 1.2): $D_1 = 200$ мм при $K_l = 1,35$ и $D_1 = 250$ мм при $K_l = 0,9$. Очевидно, что при выборе второго варианта теоретическая объемная производительность компрессора будет значительно больше величины V_T , определенной из теплового расчета холодильной машины. Выбираем первый вариант. Тогда, согласно табл. 1.2, полезный объем парной полости $W_{\pi} = 1236 \text{ см}^3$. Следовательно, $V_T = W_{\pi} z_1 n_1 = 1236 \cdot 4 \cdot 49 \cdot 10^{-6} = 0,243 \text{ м}^3$.

Окружная скорость на внешней окружности ведущего винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 49 = 30,08 \text{ м/с}$, что находится в пределах рекомендуемых значений (см. рис. 1.3).

Таблица 1.2

**Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев СКБК
(номинальные размеры)**

Параметр	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
$d_{1вн} = d_{2вн}$, 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
$f_{2п}$, см ²	3,18	4,97	7,76	12,12	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
$W_{п}$ при $l_{в}$:										
$0,9D_1$	54,2	106	207	434	848	1656	3313	6784	13250	26505
$1,0D_1$	58,6	114,4	223	468	915	1787	3575	7320	14297	28600
$1,35D_1$	79,1	154	301,8	632,8	1236	2414	4829	9688	19312	38612
$1,5D_1$	85,4	166,9	325,9	683,5	1335	2607,4	5215,8	10680	20859	41726

Примечание. Параметры: 1) $Z_1 = 4$, $Z_2 = 6$; 2) $\beta_n = 59,17^\circ$, $\tau_{13} = 270$ и 300° при $l_{в}$, соответственно, $0,9D_1$ и $1,0D_1$, $h_1 = 1,2D_1$; 3) $\beta_n = 51,79^\circ$, $\tau_{13} = 304^\circ$ и $\tau_{13} = 337,5^\circ$ при $l_{в}$, соответственно, $1,35D_1$ и $1,5D_1$, $h_1 = 1,6D_1$.

Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине с выбранным ВКМ, $G_a = \lambda V_T / v_1 = 0,9 \cdot 0,243 / 0,083 = 2,635$ кг/с. Холодопроизводительность холодильной машины $Q_0 = G_a q_0 = 2,635 \times 173,1 = 456,1$ кВт, что несколько больше заданного значения.

Удельная изоэнтروпная работа сжатия 1 кг рабочего вещества $l_s = h_{2s} - h_1 = 747,3 - 709,6 = 37,7$ кДж/кг. Изоэнтروпная мощность компрессора $N_s = G_a l_s = 2,635 \cdot 37,7 = 99,5$ кВт.

Индикаторная мощность компрессора $N_e = (N_s / \eta_i) = 99,5 / 0,82 = 121,3$ кВт.

Эффективная мощность компрессора составляет $N_e = (N_s / \eta_e) = 99,5 / 0,77 = 129,2$ кВт.

Индикаторный η_i и эффективный η_e КПД ВКМ находят по зависимостям, представленным на рис. 1.4, на основании геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

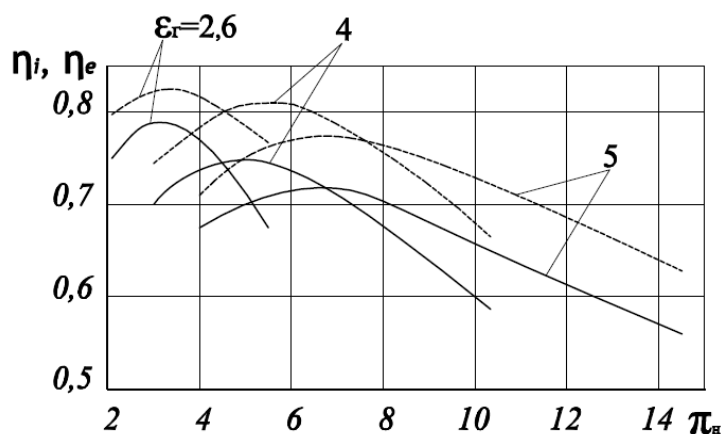


Рис. 1.4. Зависимость эффективного η_e и внутреннего η_i КПД для хладоновых ВКМ от внешней степени повышения давления при различных геометрических степенях сжатия ε_r

Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВКМ от внешней степени повышения давления π_n при различных ε_r показана на рис. 1.5. На рис. 1.6 показана зависимость механического КПД η_m от π_n для ВКМ и ВКС.

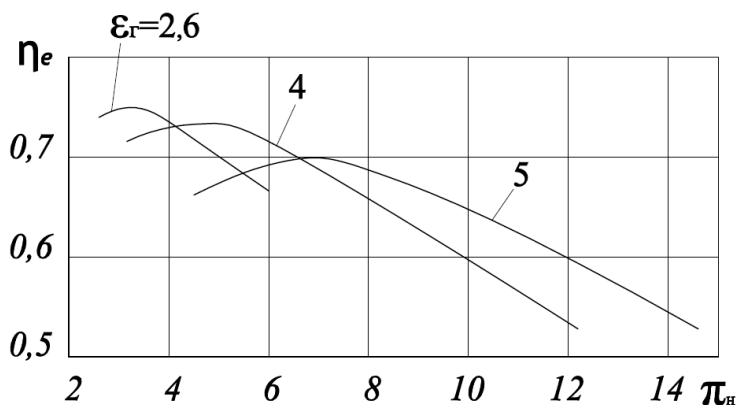


Рис. 1.5. Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВКМ от внешней степени повышения давления π_n при различных ϵ_g

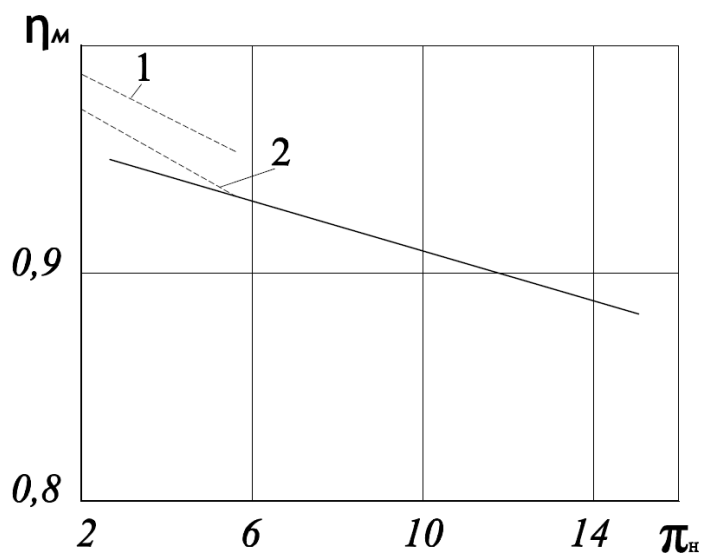


Рис. 1.6. Зависимость механического КПД η_m от π_n
 Окружные скорости для ВКМ и ВКС различные, близкие к оптимальным:
 ----- для ВКМ; - - - для ВКС;
 1 – для крупных машин; 2 – для малых машин

По эффективной мощности, потребляемой компрессором, с учетом запаса 5–10 % подбирают электродвигатель. Для этого необходимо определить режим, при котором компрессор имеет максимальную мощность, что, однако, мы здесь опустим.

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_T = q_0 / l_s = 173,1/37,7 = 4,6.$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = Q_0 / N_e = 456,1/126,7 = 3,6.$$

Расход масла, впрыскиваемого в ВКМ, зависит от схемы масляной системы компрессора.

В том случае, когда масло из подшипников и уплотнений поступает во всасывающие полости компрессора и влияет на его рабочие процессы, количество теплоты Q_M определяется следующим образом:

$$Q_M = [N_e - G_a (h_{2M} - h_1)] / (1 + \alpha),$$

где α – коэффициент, учитывающий отвод теплоты компрессора во внешнюю среду. По некоторым оценкам, $\alpha \approx 0,04 \div 0,08$.

Энтальпию рабочего вещества после сжатия в ВКМ h_{2M} можно найти по диаграмме $h-p$ по положению точки 2м (см. рис. 1.1), которое для ВКМ принимаем в пределах 333–363 К (60–90 °С). Приняв температуру в точке 2м цикла равной 333 К (60 °С), получим $h_{2M} = 739,8$ кДж/кг. Тогда

$$Q_M = [129,2 - 2,635 (739,8 - 709,6)] / (1 + 0,06) = 46,7 \text{ кВт}.$$

Найденное по этой формуле количество теплоты включает теплоту, отводимую от рабочего вещества для обеспечения процесса 1–2м (см. рис. 1.1), а также теплоту механических потерь.

Объемный расход масла, подаваемого в компрессор,

$$V_M = Q_M / (\Delta t_M C_M \rho_M),$$

где Δt_M – разность температур масла, выходящего из компрессора и поступающего в него; $C_M = 2,2$ кДж/(кг·К) – теплоемкость масла; $\rho_M = 0,83 \cdot 10^3$ кг/м³ – средняя плотность масла;

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.

Общий расход масла, циркулирующего в ВКМ, включает, кроме найденного, также масло, подаваемое на другие возможные нужды компрессора.

Объемный расход масла, подаваемого в компрессор (с учетом запаса),

$$V_M = 46,7 / (20 \cdot 2,2 \cdot 0,83 \cdot 103) \cdot 1,15 = 0,00147 \text{ м}^3/\text{с} = 1,47 \text{ л/с}.$$

Массовый расход масла

$$G_M = V_M \rho_M = 1,47 \cdot 0,83 = 1,23 \text{ кг/с}.$$

Относительный массовый расход масла

$$q_M = G_M / G_a = 1,23 / 2,635 = 0,47 \text{ кг/кг}.$$

Полученный результат близок к рекомендуемому значению относительного массового расхода (килограмм масла/ килограмм холодильного агента), который определяется по экспериментальным кривым на рис. 1.7.

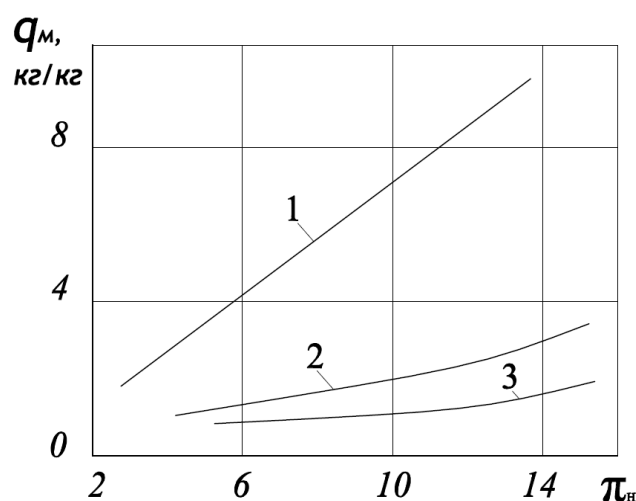


Рис. 1.7. Зависимость относительного массового расхода q_M масла ХА-30 от π_k :
1 – R717; 2 – R22; 3 – R134a

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 значение было найдено выше.

Длина винта, нарезанной части ротора, $l_b = K_l D_1 = 1,35 \cdot 0,2 = 0,27 \text{ м} = 270 \text{ мм}$.

Основные размерные параметры винтов типоразмерного ряда можно найти из табл. 1.2.

Номинальные размеры основных параметров могут быть определены по формулам, представленным в работе [1].

Число зубьев (впадин) ведущего и ведомого винтов: $z_1 = 4$, $z_2 = 6$. Передаточное число $i_{12} = z_2/z_1 = 6/4 = 1,5$. Так как $n_1 = 49 \text{ с}^{-1} = 2940 \text{ об/мин}$, то частота вращения ВМ винта $n_2 = 32,7 \text{ с}^{-1} = 1960 \text{ об/мин}$. Передаточное отношение $i_{21} = 1/i_{12} = 2/3$.

Межосевое расстояние, т. е. расстояние между осями ВЩ и ВМ винтов, согласно табл. 1.2, равно $A = 0,8 D_1 = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ мм}$.

Диаметры начальных окружностей ВЩ и ВМ винтов соответственно равны (рис. 1.8):

$$d_{1н} = \frac{2A}{1+i_{12}} = \frac{2A}{1+1,5} = 128 \text{ мм}; \quad d_{2н} = i_{12} d_{1н} = 1,5 \cdot 128 = 192 \text{ мм}.$$

Высота ножки (головки) зуба ведущего (ведомого) винта $r_0 = 0,02 D_1 = 0,02 \cdot 200 = 4 \text{ мм}$.

Центральные углы ведущего винта (рис. 1.8): $\theta_1 = 42,37^\circ$; $\theta_2 = 19,71^\circ$.

Центральные углы ведомого винта: $\theta_3 = 28,24^\circ$; $\theta_4 = 13,14^\circ$; $2\gamma_{23} = 18,61^\circ$.

Ход винтовой линии ВЩ винта – расстояние по образующей между двумя одноименными точками одной и той же винтовой линии на ведущем винте при указанных значениях β_n , согласно табл. 1.2 ($K_1 = 1,35$), $h_1 = 1,6 D_1 = 1,6 \cdot 200 = 320 \text{ мм}$. Ход винтовой линии ВМ винта $h_2 = i_{12} h_1 = 1,5 \cdot 320 = 480 \text{ мм}$. Ход винтовых линий на цилиндре любого диаметра одного и того же винта – величина постоянная.

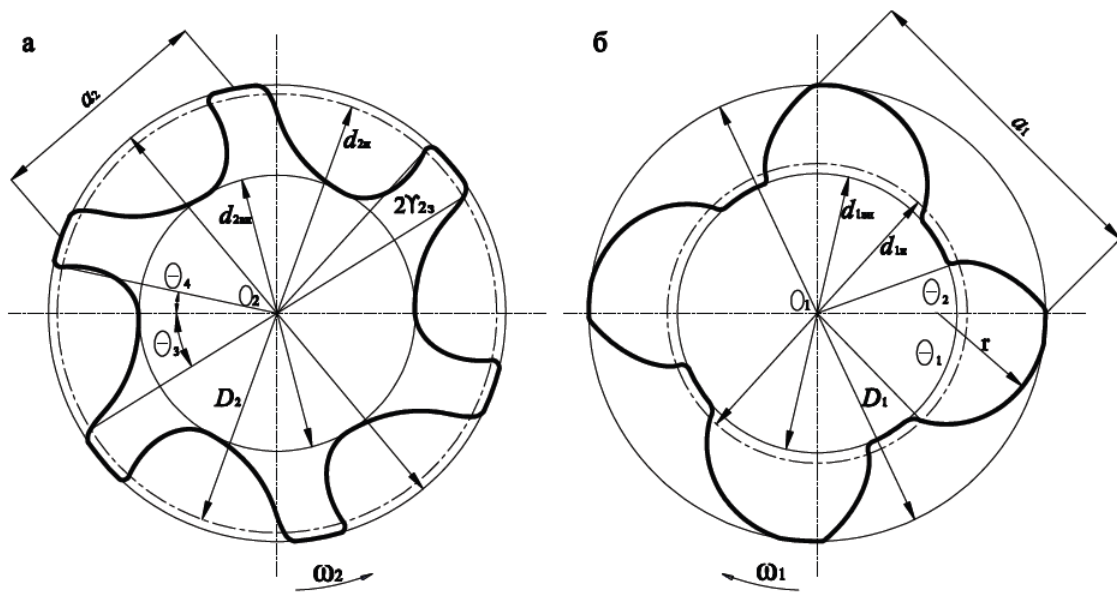


Рис. 1.8. Торцевые сечения ВЩ (а) и ВМ (б) винтов типоразмерного ряда с зубом асимметричного профиля:
 $\theta_1 = 42,37^\circ$; $\theta_2 = 19,71^\circ$; $\theta_3 = 28,24^\circ$; $\theta_4 = 13,14^\circ$; $2\gamma_{23} = 18,61^\circ$

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:

$$\beta_n = \arctg \frac{\pi d_{1н}}{h_1} = \arctg \frac{\pi d_{2н}}{h_2} = \arctg \frac{3,14 \cdot 128}{320} = 51,79^\circ.$$

Угол закрутки ВЩ винта $\tau_{13} = 2\pi l_b / h_1 = 360 \cdot 270 / 320 = 303,750$.
 Угол закрутки ВМ винта $\tau_{23} = i_{21} \tau_1 = (2/3) 303,75 = 202,50$. Предельный угол закрутки ВЩ винта

$$\tau_{1пр} = 2\pi \frac{z_1 - 1}{z_1} - (\beta_{01} + \alpha_{01}) = 360 \cdot 3/4 - (34,5 + 11,8) = 223,7^\circ. \quad (1.1)$$

Угол начала сжатия β_{01} – угол, заключенный между линией центров O_1O_2 и лучом, проведенным через вершину зуба ВЩ винта и центр ВЩ винта O_1 в положение начала сжатия пара в парной по-

лости (точнее, заполнения зубом ведомого винта впадины ведущего винта у торца всасывания) (рис. 1.9). Согласно теореме косинусов, из треугольника O_1O_2H' имеем

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2AR_1} = \frac{0,16^2 + 0,1^2 - 0,096}{2 \cdot 0,16 \cdot 0,1} = 34,5^\circ.$$

Угол полного освобождения впадины ВЩ винта от зуба ВМ винта у торца нагнетания α_{01} – угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения начальной окружности ВМ винта d_{2H} с внешней окружностью ВЩ винта D_1 (см. рис. 1.9, б):

$$\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_3),$$

где β_{02} – угол, заключенный между линией центров и лучом, проведенным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения начальной окружности ВМ винта и внешней окружностью ВЩ.

Согласно теореме косинусов, из треугольника O_1O_2H' имеем

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2H}^2 - R_1^2}{2Ar_{2H}} = \frac{0,16^2 + 0,096^2 - 0,1}{2 \cdot 0,16 \cdot 0,096} = 36,1^\circ;$$

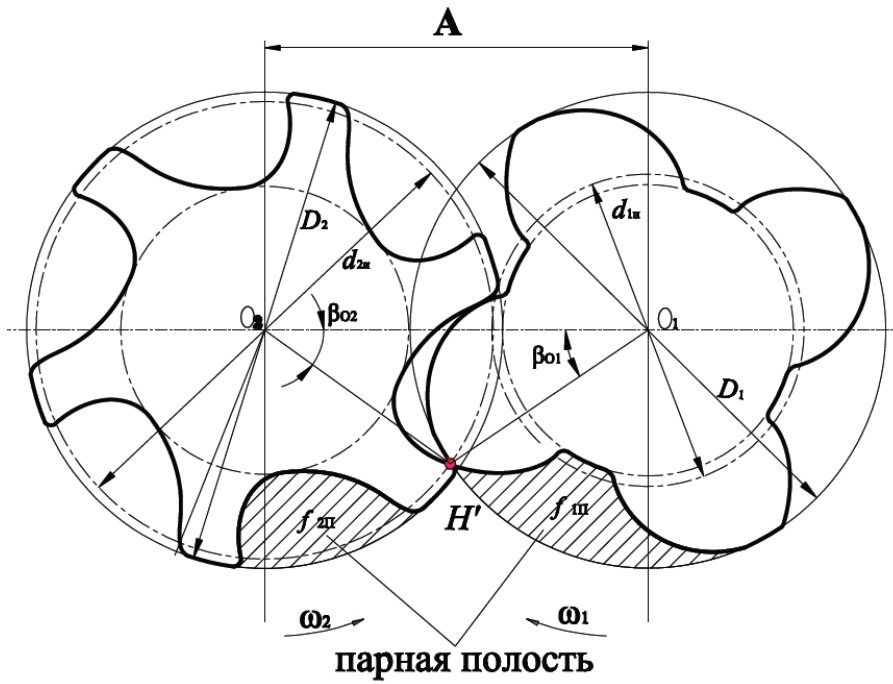
$$\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_3) = 1,5 \cdot 36,1 - 28,2 = 11,8^\circ.$$

Перейдем к определению центральных углов окон всасывания (рис. 1.10).

При $\tau_{13} > \tau_{1пр}$ угол окна всасывания ведущего винта

$$\alpha_{1в} = 0,5\tau_{13} + \pi(z_1 - 1) / z_1 - \beta_{01} - \alpha_{01} / 2 = 0,5 \cdot 303,75 + 180 \cdot 4 - 1 / 4 - 34,5 - 11,8 / 2 = 275,5^\circ.$$

а



б

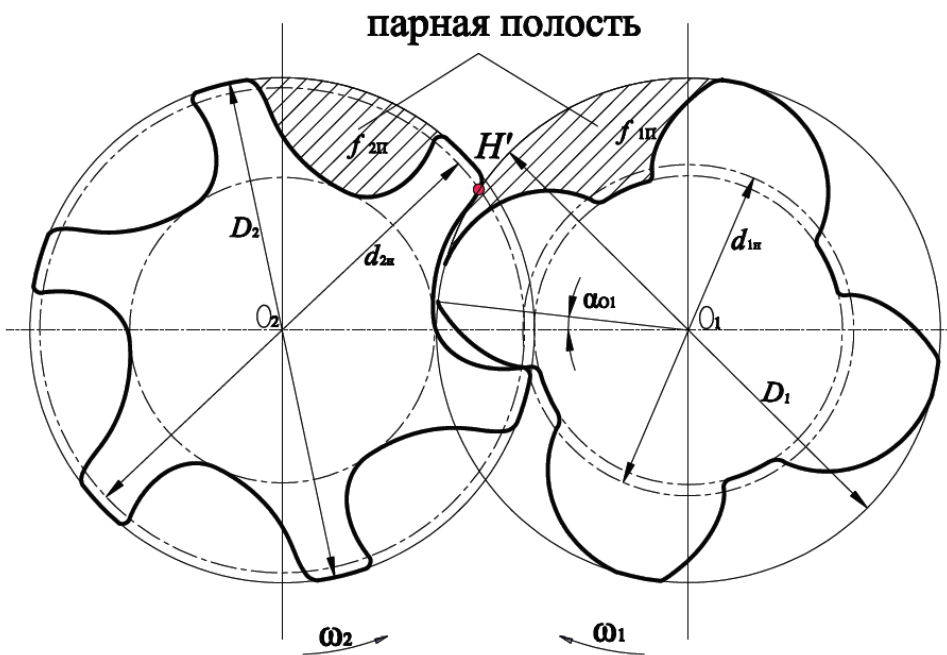


Рис. 1.9. Положение зубьев винтов в момент:
 а – начала заполнения зубом ВМ винта впадины ВЦ винта
 (вид на торец всасывания); б – полного освобождения впадины
 ВЦ винта от зуба ВМ винта (вид на торец нагнетания)

Центральный угол окна всасывания ВМ винта

$$\alpha_{2В} = \alpha'_{2В} + \Delta\alpha_{2В},$$

где $\alpha'_{2В} = i_{21} \alpha_{1В} + \theta_3 + 2\gamma_{23} = 2/3 \cdot 275,5 + 28,2 + 18,6 = 230,5^\circ$; $\Delta\alpha_{2В}$ – угол перекрытия, обусловленный газодинамическим наддувом:

$$\Delta\alpha_{2В} \approx \frac{2\pi l_{2Ц} n_2}{\alpha_1 - C_{a,ср}},$$

здесь частота вращения ВМ винта $n_2 = i_{21} n_1 = (2/3) 49 = 32,7 \text{ с}^{-1}$; средний диаметр впадины ВМ винта $d_{2ср} = 0,5 (D_2 + d_{2ВН}) = 0,16 \text{ м}$; угол наклона винтовой линии на цилиндре диаметром $d_{2ср}$ $\beta_{2ср} = \text{arctg} (\pi d_{2ср} / h_2) = \text{arctg} (3,14 \cdot 0,16 / 0,48) = 46,3^\circ$; длина канала ВМ винта на среднем диаметре $l_{2Ц} = l_{В} / \cos \beta_{2ср} = 0,27 / \cos 46,3^\circ = 0,39 \text{ м}$.

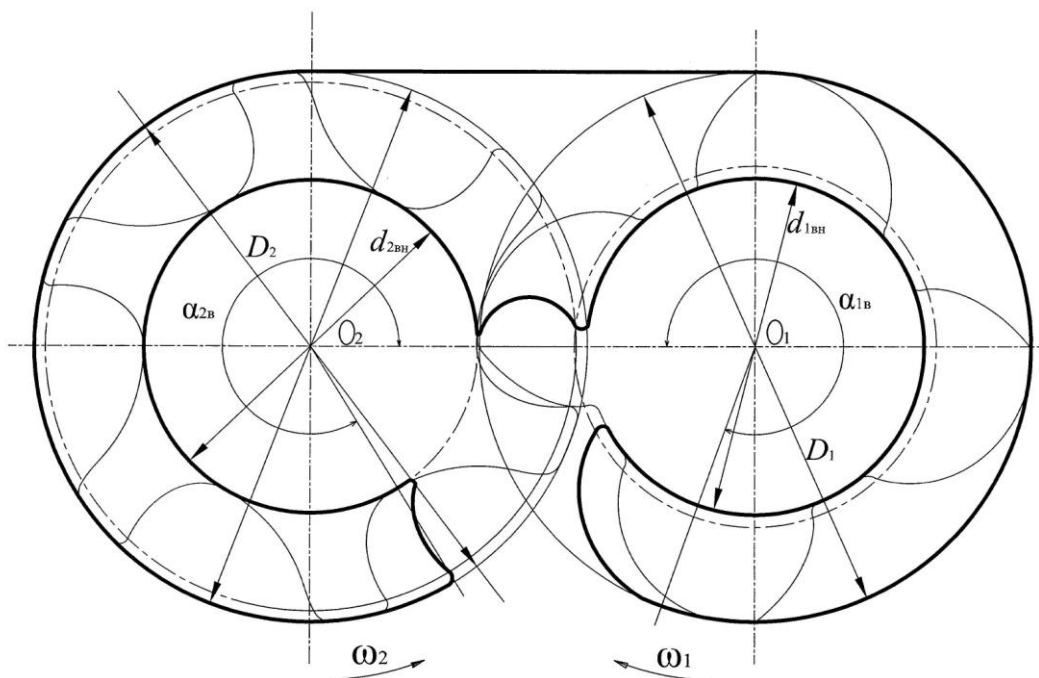


Рис. 1.10. Окно всасывания. Контуры окна всасывания выделены жирной линией

Пренебрегая влиянием масла, содержащегося в перегретом паре холодильного агента, местную скорость звука можно найти по формуле

$$\alpha_1 \approx \sqrt{1,16 \cdot 0,297 \cdot 10^6 \cdot 0,083} = 169,1 \text{ м/с},$$

где $k = 1,16$ – показатель изоэнтропы.

Средняя скорость движения пара в полости винта в период ее заполнения

$$C_{a.c.p.} \approx 2\pi l_B n_2 \lambda / \alpha'_{2B} = 360 \cdot 0,27 \cdot 32,7 \cdot 0,9 / 230,5 = 12,4 \text{ м/с}.$$

Угол перекрытия

$$\Delta\alpha_{2B} = \frac{360 \cdot 0,39 \cdot 32,7}{169,1 - 12,4} = 29,4^\circ.$$

Таким образом, угол окна всасывания ведомого винта

$$\alpha_{2B} = 230,5 + 29,4 = 259,50.$$

Для расчета окна нагнетания необходимо сначала определить угол сжатия φ_{1c} .

Величина заполненного объема парной полости

$$\begin{aligned} W_3 &= W_0 - W_{\Pi} / \varepsilon_{\Gamma} = l_B (f_{1\Pi} + f_{2\Pi}) - W_{\Pi} / \varepsilon_{\Gamma} = \\ &= 27 (27,77 + 19,88) - 1236 / 2,6 = 811,2 \text{ см}^3; \end{aligned}$$

$$(W_3 / D_1^3) 10^3 = (811,2 / 20^3) 10^3 = 101,4.$$

По графику $\varphi_{1c} = f \left[W_3 / D_1^3 \cdot 10^3 \right]$ (рис. 1.11) находим $\varphi_{1c} = 2520$.

Угол окна нагнетания ВЩ винта (рис. 1.12)

$$\alpha_{1H} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \beta_{01} = 303,8 - 252 + 34,5 = 86,30.$$

Для ВМ винта

$$\alpha_{2H} = i_{21} \alpha_{1H} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = (2/3) 86,3 + 13,1 + 18,6 = 89,20.$$

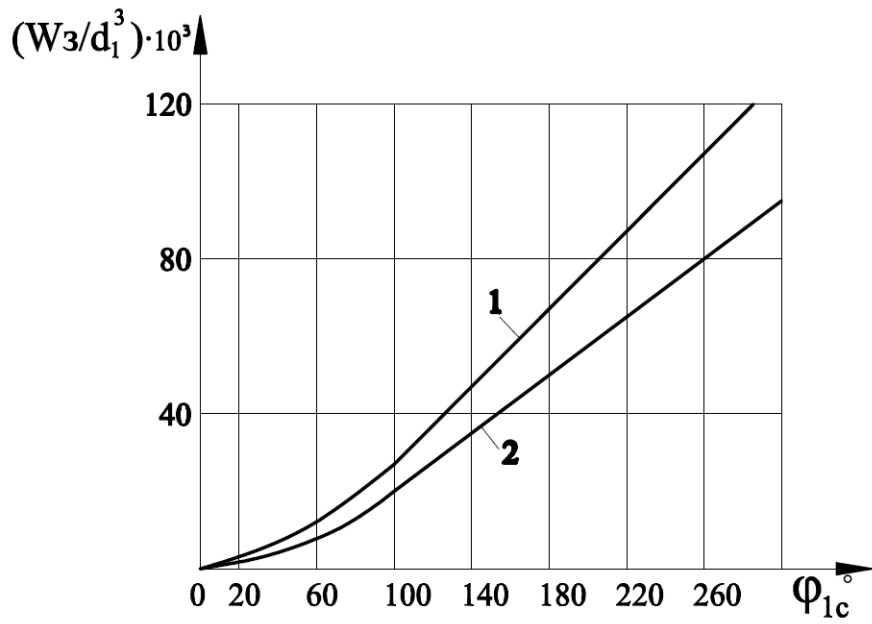


Рис. 1.11. Изменение заполненного объема парной полости в зависимости от угла поворота ВЩ винта $W_3 = f(\varphi_{1c})$ (от начала заполнения объема полости):

$$1 - h_1 = 1,6D_1; \beta_H = 51,79^\circ; l_B = 1,35D_1; 1,5D_1;$$

$$2 - h_1 = 1,2D_1; \beta_H = 59,17^\circ; l_B = 0,9D_1; 1,0D_1$$

Форма окна нагнетания показана на рис. 1.12.

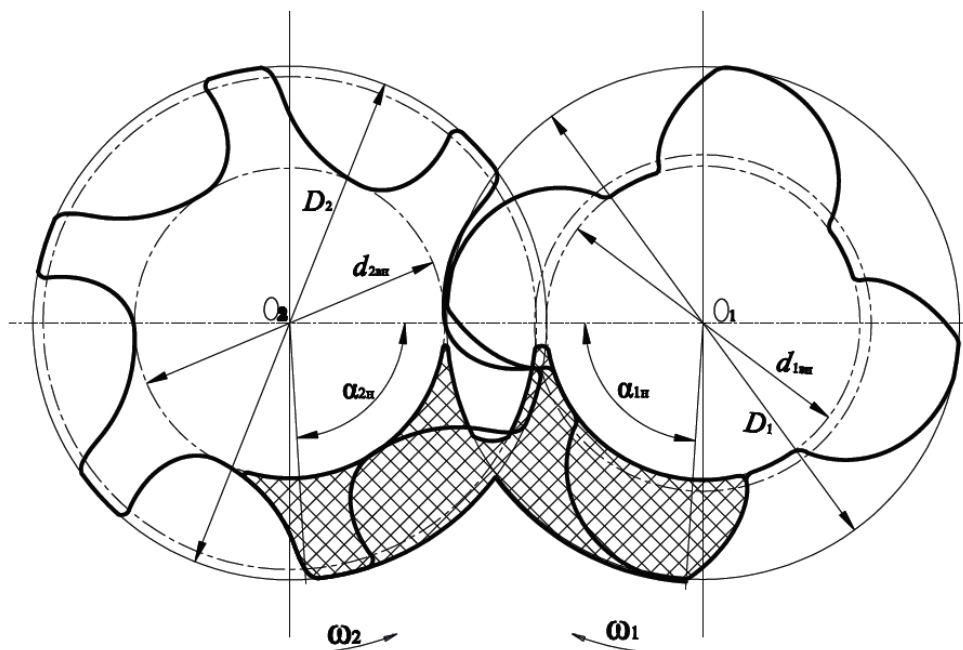


Рис. 1.12. Окно нагнетания. Проекция на торцевую плоскость

**Пример 1.2. Тепловой и конструктивный расчеты
холодильного винтового маслозаполненного компрессора
с прямооточным подсосом рабочего вещества
(с системой «сталомайзер»)**

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, °С	
кипения t_0	-40
конденсации t_k	30
всасывания в компрессор t_1	0
Рабочее вещество	R22
Масло	XC-40
Профиль зубьев винтов	Асимметричные типоразмерного ряда

Тепловой расчет

Параметры узловых точек цикла (рис. 1.13) даны в табл. 1.3.

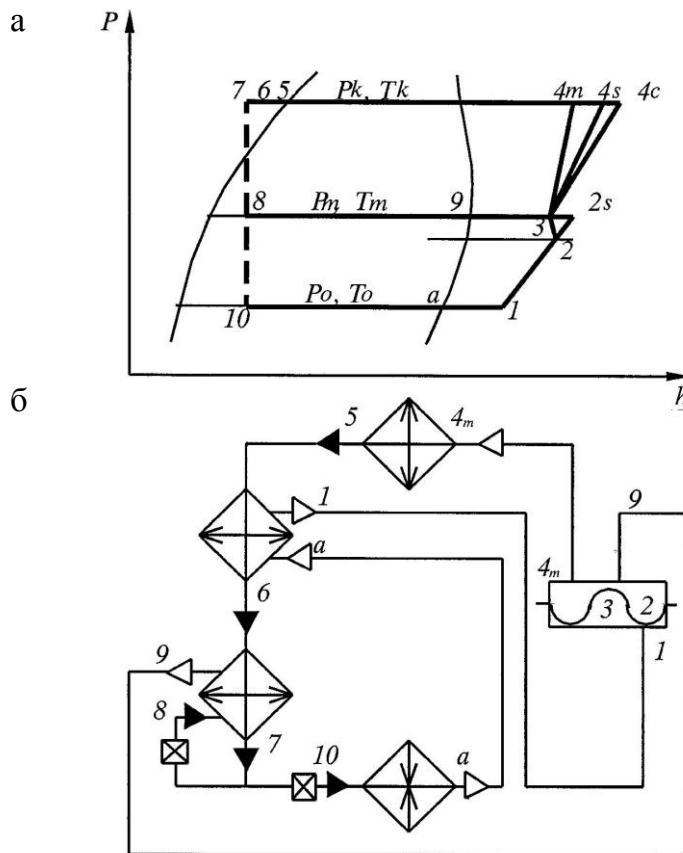


Рис. 1.13. Теоретический цикл (а) и схема (б) холодильной машины с винтовым компрессором и системой «сталомайзер»

Таблица 1.3

Параметры узловых точек

Параметры	Точки						
	<i>a</i>	<i>1</i>	<i>2_s</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4_s</i>	<i>4_m</i>
<i>p</i> , МПа	0,105	0,105	0,354	0,342	0,354	1,191	1,191
<i>t</i> , °С	–40	0	58	54	49	112	80
<i>h</i> , кДж/кг	1022,0	1047,0	1081,5	1080,0	1075,6	1115,0	1089,0
<i>v</i> , м ³ /кг	–	0,242	–	–	0,085	–	0,0248

Окончание табл. 1.3

Параметры	Точки						
	<i>4_c</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
<i>p</i> , МПа	1,191	1,191	1,191	1,191	0,354	0,354	0,105
<i>t</i> , °С	140	30	11	–5	–10	–10	–40
<i>h</i> , кДж/кг	1136,3	871,3	848,7	829,0	829,0	1034,0	829,0
<i>v</i> , м ³ /кг	–	–	–	–	–	0,062	–

Результаты теплового расчета приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Промежуточное давление, МПа	$p_m = \sqrt{p_0 p_k}$	0,354	–
Давление в конце первого этапа, МПа	$p_2 = p_m - \Delta p$	0,342	Δp принимается в зависимости от условий работы $\Delta p = 0,012$ МПа
Температура рабочего вещества в точке 7, °С	$t_7 = t_m + 5$	–5	–
Энтальпия рабочего вещества в точке 7, кДж/кг	$i_7 = f(t_7, p_k)$	829,0	Определяется по диаграмме
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_a - i_{10}$	193,0	–

Продолжение табл. 1.4

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Массовый расход рабочего вещества через испаритель, кг/с	$G_a^I = \frac{Q_0}{q_0}$	0,518	–
Массовый расход рабочего вещества через конденсатор, кг/с	$G_a^{II} =$ $= G_a^I \frac{(h_9 - h_7) - (h_1 - h_a)}{h_9 - h_5}$	0,573	Из теплового баланса теплообменников
Массовый расход рабочего вещества промежуточного подсоса, кг/с	$\Delta G_a = G_a^{II} - G_a^I$	0,0555	–
Энтальпия рабочего вещества в точке б, кДж/кг	$h_6 = h_5 - \frac{G_a^I}{G_a^{II}} (h_1 - h_a)$	848,7	Из теплового баланса теплообменника
Энтальпия рабочего вещества в точке з, кДж/кг	$h_3 = h_9 + \frac{G_a^I}{G_a^{II}} (h_2 - h_9)$	1075,6	Из уравнения смешения
Энтальпия рабочего вещества в точке 4с, кДж/кг	$h_{4c} = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_i}$	1136,3	Индикаторный КПД $\eta_I = 0,75$ (см. рис. 1.4)
Степень повышения давления первого и второго этапов сжатия	$\pi^I = \pi^{II} = \frac{p_m}{p_0} = \frac{p_k}{p_m}$	3,37	–
Параметры точки 4m: температура, °С энтальпия, кДж/кг	$t_{4m} = (70 \div 90)$ $h_{4m} = f(t_{4m}, p_k)$	80 1089,0	Принимается в зависимости от режима работы по диаграмме
Теплота, отводимая от рабочего вещества маслом, кВт	$Q_M = G_a^{II} (h_{4c} - h_{4m})$	27,1	–
Нагрев масла в компрессоре, °С	$\Delta t_M = (20 \div 30) \text{ } ^\circ\text{C}$	20	Принимается

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Массовый расход масла, кг/с	$G_M = \frac{Q_M}{c_M \Delta t_M}$	0,62	Теплоемкость масла $c_M = 2,18$ кДж/кг
Объемный расход масла, л/с	$V_M = \frac{G_M}{\rho_M}$	0,75	Плотность масла ХС-40 $\rho_M = 0,83$ кг/м ³
Относительный расход масла, кг/кг	$q_M = \frac{G_M}{G_a^{\text{II}}}$	1,3	–
Изоэнтروпная мощность первого этапа сжатия, кВт	$N_s^{\text{I}} = G_a^{\text{I}} (h_{2s} - h_1)$	17,87	–
Изоэнтропная мощность второго этапа сжатия, кВт	$N_s^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} (h_{4s} - h_3)$	22,57	–
Эффективная мощность компрессора, кВт	$N_e = \frac{N_s^{\text{I}} + N_s^{\text{II}}}{\eta_e}$	72,21	Эффективный КПД $\eta_e = 0,56$ (см. рис. 1.5)
Теоретический холодильный коэффициент	$\varepsilon_T = \frac{h_a - h_{10}}{(h_{2s} - h_1) + \frac{G_a^{\text{II}}}{G_a^{\text{I}}} (h_{4s} - h_3)}$	2,53	–
Действительный холодильный коэффициент	$\varepsilon_D = \frac{Q_o}{N_e}$	1,38	–

Конструктивный расчет

Результаты расчета приведены в табл. 1.5.

Результаты конструктивного расчета компрессора

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Действительный объемный расход по условиям всасывания, м ³ /с	$V_d = G_a^I v_1$	0,125	–
Теоретический объемный расход по условиям всасывания, м ³ /с	$V_T = \frac{V_d}{\lambda}$	0,178	Коэффициент подачи $\lambda = 0,7$ см. рис. 1.2
Общая степень повышения давления	$\pi_H = \frac{p_k}{p_0}$	11,3	–
Диаметр ведущего ротора компрессора, м	$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_T}{k_u k_l z_1 u_1}}$	0,151	Принимается: $k_u = 0,95; k_l = 1,35;$ $k_f = 0,1194; z_1 = 4;$ $u_1 = 40$ м/с (см. рис. 1.3)
Геометрические характеристики винтов в соответствии с типоразмерным рядом: диаметр ведущего винта, м диаметр ведомого винта, м длина винтов, м полезный объем парной области, м ³	D_1 D_2 $l = k_l D_1$ W_{Π}	0,160 0,160 0,216 $0,6328 \cdot 10^{-3}$	См. табл. 1.2
Частота вращения ведущего ротора, с ⁻¹ , об/мин	$n_1 = \frac{V_T}{W_{\Pi} z_1}$	73,8 4430	–
Передаточное число мультипликатора	$i_M = \frac{n_1}{n_{эд}}$	1,5	$n_{эд} = 3000$ об/мин

Возможен второй вариант расчета (без мультипликатора). После выбора диаметра винта по типоразмерному ряду определяется теоретический расход рабочего вещества:

$$V_T = W_{\Pi} z_1 n_{\text{эд}} = 0,6328 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 50 = 0,127 \text{ м}^3/\text{с} ,$$

что меньше значения $V_T = 0,178 \text{ м}^3/\text{с}$, определенного по тепловому расчету. Выбираются и другие значения диаметра и относительной длины винтов: $D_1 = 0,2 \text{ м}$; $k_l = 1,0$, у которых $W_{\Pi} = 0,915 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, тогда

$$V_T = 0,915 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 50 = 0,813 \text{ м}^3/\text{с} ,$$

которое отличается от необходимого значения на 2,7 % , что допустимо. Остановимся на первом этапе и продолжим расчет.

Продолжение табл. 1.5

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Отношение объемов парных полостей на первой стадии сжатия	$\varepsilon_{\text{ГХ}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k}$	2,15	Показатель изоэнтропы $k = 1,16$
Полный объем парной полости, см ³	$W_0 = l_{\text{в}} (f_1 + f_2)$	645,6	По типоразмерному ряду: (см. табл. 1.2): $f_1 = 17,7 \text{ см}^2$; $f_2 = 17,2 \text{ см}^2$
Заполненный объем, см ³	$W_{\text{зх}} = W_0 - \frac{W_{\Pi}}{\varepsilon_{\text{ГХ}}}$	351,3	Объем парной полости $W_{\Pi} = 632,8 \text{ см}^3$ (см. табл. 1.2)
Параметр ППХ	$\text{ППХ} = \left(\frac{W_{\text{зх}}}{D_1^3} \right) 10^3$	86,7	–
Угол сжатия на первом этапе сжатия, град	$\varphi_{1\text{X}} = f(\text{ППХ})$	223	(См. рис. 1.11)
Ход порезки ведущего винта, мм	$h_1 = 1,6 D_1$	256	–
Расстояние от торца всасывания до отверстия для промежуточного подсоса, мм	$l_{\text{X}} = \varphi_{1\text{X}} \frac{h_1}{2\pi}$	160	–

Продолжение табл. 1.5

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Суммарная площадь отверстий для подвода рабочего вещества промежуточного подсоса, см ²	$F_X = \Delta G_a \frac{v_9}{c_{\text{п}}}$	3,4	Принимается скорость пара в отверстиях $c_{\text{п}} = 10$ м/с
Соотношение отверстий для подвода рабочего вещества на ведущий и ведомый винты	$\frac{d_{1\text{п}}}{d_{2\text{п}}} = \frac{f_{1\text{п}}}{f_{2\text{п}}}$	1,47	–
Заполненный объем для $\varepsilon_r = 4$, см ³	$W_3 = W_0 - \frac{W_{\text{п}}}{\varepsilon_r}$	499,5	–
Параметр ПП для $\varepsilon_r = 4$	$\text{ПП} = \left(\frac{W_3}{D_1^3} \right) 10^3$	122	–
Угол сжатия на втором этапе сжатия, град	$\varphi_{1c} = f(\text{ПП})$	288	(См. рис. 1.11)
Угол закрутки ведущего винта, град	$\tau_{13} = \frac{2\pi l_{\text{в}}}{h_1}$	304	–
Угол начала сжатия, град	$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2\text{н}}^2}{2AR_1}$	34,5	По типоразмерному ряду, (см. табл. 1.2): $A = 12,8$ см; $R_1 = 80$ см; $r_{2\text{н}} = 7,68$ см
Угловые размеры окна нагнетания: для ведущего винта, град	$\alpha_{1\text{н}} = \tau_{13} - \varphi_{1c} - \beta_{01}$	50,5	$i_{21} = 4/6$; $\theta_4 = 13,14^\circ$;
для ведомого винта, град	$\alpha_{2\text{н}} = i_{21} \alpha_{1\text{н}} + \theta_4 + 2\gamma_{23}$	65,5	$2\gamma_{23} = 18,68^\circ$ (см. рис. 1.10 и 2.8)
Площадь нагнетания по торцу, см ²	$F_T = 0,0014D_1^2 \alpha_{1\text{н}} + \alpha_{2\text{н}} - 27$	31,9	–

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Проекция окна нагнетания на горизонтальную плоскость (боковая поверхность окна), см ²	$F_{\text{ц}} = \left(\frac{h_1 D_1}{4\pi} \right) \times$ $\times \left(0,014\alpha_{1\text{H}} + 0,021\alpha_{2\text{H}} - \right.$ $\left. - \sin \alpha_{1\text{H}} - 1,55\sin \alpha_{2\text{H}} - 0,213 \right)$	3,7	–
Полная площадь окна нагнетания, см ²	$F_{\text{H}} = F_{\text{T}} + F_{\text{ц}}$	35,6	–
Средняя скорость рабочего вещества в окне нагнетания, м/с	$c_{\text{H}} = \frac{G_{\text{a}}^{\text{II}} v_{4\text{m}}}{F_{\text{H}}},$ <p>где $v_{4\text{m}} = 0,0255 \text{ м}^3/\text{кг}$</p>	4,1	–

Пример 1.3. Тепловой расчет винтового компрессора сухого сжатия

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	500
Температура, °С	
кипения t_0	–15
конденсации $t_{\text{к}}$	30
всасывания t_1	–10
Рабочее вещество	R22

Параметры узловых точек цикла (рис. 1.14) приведены в табл. 1.6; результаты расчета – в табл. 1.7.

Таблица 1.6

Параметры узловых точек

Параметр	Точки			
	1	2s	3	4
p , МПа	0,2963	1,1908	1,1908	0,2966
t , °С	–10	60	30	15
h , кДж/кг	1036	1072	871,3	873,3
v , м ³ /кг	0,078	–	–	–

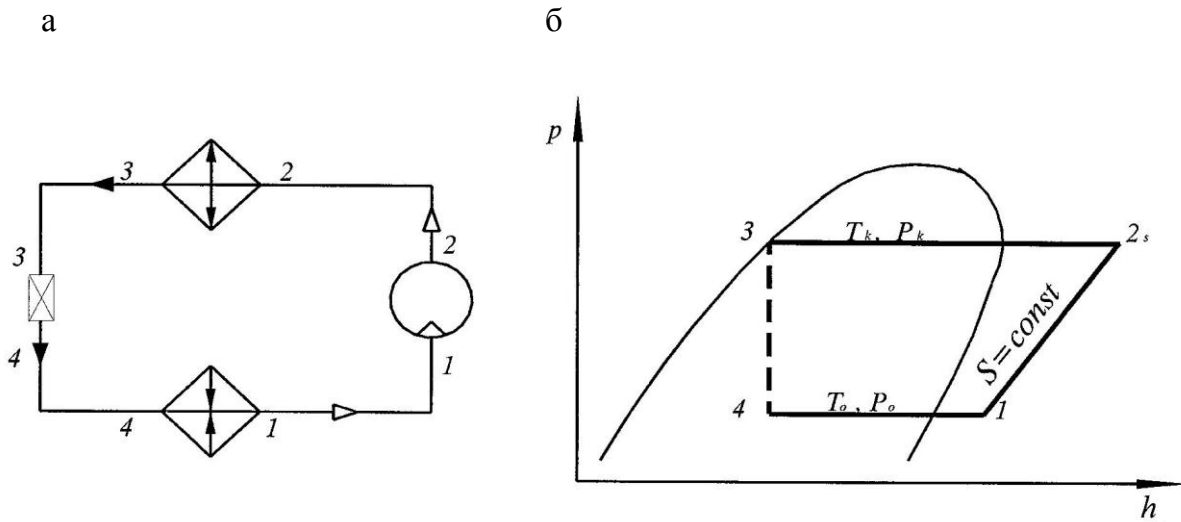


Рис. 1.14. Схема (а) и теоретический цикл (б) холодильной машины с винтовым компрессором сухого сжатия

Таблица 1.7

Результаты расчета компрессора

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = h_1 - h_4$	164,7	—
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G_a = Q_0 / q_0$	3,04	—
Действительный объемный расход рабочего вещества, м ³ /с	$V_d = G_a v_1$	0,237	—
Плотность рабочего вещества при всасывании в компрессор, кг/м ³	$\rho_1 = 1/v_1$	12,8	—
Степень повышения давления	$\pi_n = p_2 / p_1$	4,01	—
Коэффициент подачи	$\lambda = f \rho_1, \pi_n$	0,84	См. рис. 1.2
Теоретический объемный расход рабочего вещества, м ³ /с	$V_T = V_d / \lambda$	0,282	—

Окончание табл. 1.7

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_{2s} - i_1$	36	–
Изоэнтропная мощность компрессора, кВт	$N_s = G_a l_s$	109,44	–
Коэффициент режима	$\eta_p = f \pi_H$	0,995	Рис. 9.22 [7]
Максимальный внутренний КПД	$\eta_s^{\max} = f \rho_1$	0,675	Рис. 9.19 [7]
Изоэнтропный КПД	$\eta_s = \eta_s^{\max} \eta_p$	0,67	–
Механический КПД	η_M	0,95	Принимается 0,92–0,96
Эффективная мощность компрессора	$N_e = \frac{N_s}{\eta_s \eta_M}$	171,94	–

Расчеты сил и моментов, действующих на винты, и реакций на опорах компрессора будут приведены в разд. 2.

Зависимость оптимальной окружной скорости от наружной степени повышения давления показана на рис. 1.3.

2. РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

По мере вращения винтов компрессора, от момента образования парной полости (ПП) на стороне всасывания до момента полного сокращения её объема на стороне нагнетания, парная полость проходит ряд последовательных состояний (всасывание, сжатие и выталкивание), причем каждая последующая парная полость проходит тот же ряд состояний, что и предыдущая. Переменные давления пара действуют как на профильные поверхности ведущего и ведомого винтов, так и на их торцы, вследствие чего на винты действует сложная система переменных во времени сил.

Расчет сил, действующих на винты, принято проводить для момента соединения очередной парной полости с окном нагнетания. Таким образом, расчет ведется при действии на винты максимальных сил, т. е. в запас.

Винтовой компрессор в составе паровой холодильной машины может работать с различными рабочими веществами на разных режимах. В связи с этим серийно выпускаемые машины рассчитывают на максимальный перепад давлений $\Delta p = 1,7 \div 2,1$ МПа при номинальной частоте вращения винтов. Однако для определения работоспособности подшипниковых узлов необходимо проводить расчет сил и на действительном режиме работы компрессора.

2.1. Определение давления в парных полостях в процессе сжатия пара в винтовом компрессоре

Давление рабочего вещества в парной полости, находящейся в процессе всасывания, можно приближенно считать равным давлению всасывания p_v .

Изменение давления рабочего вещества в парной полости, находящейся в процессе сжатия, можно определить, используя средний условный показатель политропы сжатия

$$p_x = p_v (W_{\Pi} / W_x)^n = p_v \varepsilon_{ГХ}^n, \quad (2.1)$$

где p_x – текущее значение давления в парной полости; W_{Π} – максимальный полезный объем парной полости; W_x – текущее значение объема парной полости; $\varepsilon_{ГХ}^n$ – текущее значение геометрической степени сжатия.

Такой метод дает достаточную для расчета сил точность. Определенные экспериментальным путем значения n для холодильных маслонаполненных компрессоров приведены в [2]. Приближенно для маслонаполненных винтовых компрессоров можно принять $n = k$.

Для винтовых компрессоров «сухого» сжатия величину среднего условного показателя политропы сжатия с достаточной точностью можно определить по начальным и конечным параметрам рабочего вещества по формуле

$$n = \lg \pi_{\text{H}} / \lg \pi_{\text{H}} - \lg (T_{2\text{c}}/T_{\text{B}}) ,$$

где $\pi_{\text{H}} = \frac{p_{\text{H}}}{p_{\text{B}}}$ – внешняя степень повышения давления; $T_{2\text{c}}$ – температура пара на нагнетании; T_{B} – температура пара на всасывании.

Температура пара на нагнетании $T_{2\text{c}}$ определяется по величине давления нагнетания p_{H} и энтальпии пара в конце сжатия, определяемой по уравнению

$$h_{2\text{c}} = h_1 + (h_{2\text{s}} - h_1) / \eta_s ,$$

где h_1 – энтальпия пара рабочего вещества на всасывании в компрессор; $h_{2\text{s}}$ – энтальпия конца изоэнтропного сжатия; η_s – изоэнтропный внутренний КПД винтового компрессора, который можно приближенно считать равным индикаторному КПД ($\eta_s = \eta_i$).

Величина η_i определяется по графикам в зависимости от конструктивных особенностей компрессора и вида рабочего вещества.

Рассмотрим график изменения объема парной полости в функции угла поворота ВЦ винта (рис. 2.1). Процесс сокращения объема парной полости со стороны торца всасывания начинается с момента внедрения зуба ВМ винта в полость ВЦ на стороне торца всасывания (точка A). Первый этап уменьшения объема полости продолжается от начала заполнения (точка A) до полного замыкания линии контакта (точка B). Будем отсчитывать угол поворота ВЦ винта от точки A ($\varphi_A = 0$). На первом этапе уменьшения объема полости ВЦ винт повернется на угол $\varphi_1 = \varphi_{1\text{п}}$ и площади впадин ВЦ и ВМ винтов полностью заполнятся, так как линия контакта, приходящаяся на рассматриваемую парную полость, замкнется в плоскости торцов всасыва-

ния. Угол полного замыкания линии контакта $\varphi_{1п} = \beta_{01} + 2\pi / z_1$. Процесс изменения объема парной полости на этом этапе имеет нелинейный характер.

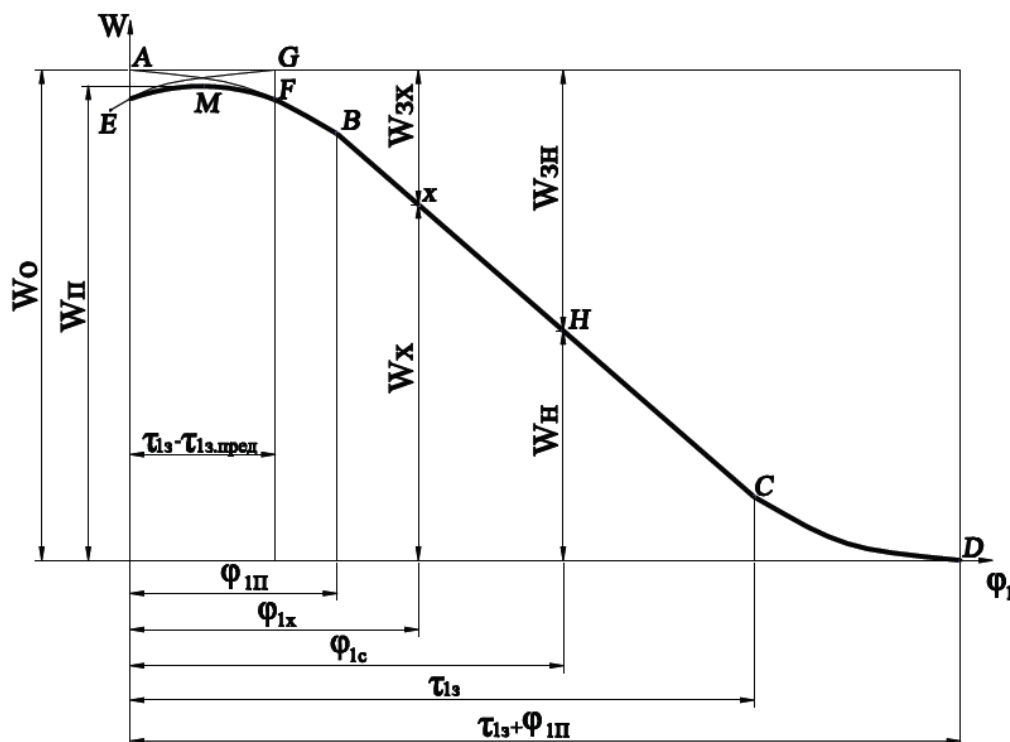


Рис. 2.1. Изменение объема парной полости в функции угла поворота ВЩ винта

Второй этап продолжается от момента полного замыкания линии контакта винтов (точка B) до момента начала внедрения переднего для рассматриваемой парной полости зуба BM винта во впадину ВЩ на торце нагнетания (точка C). Длина линии контакта винтов в пределах рассматриваемой парной полости на данном участке неизменна. Процесс изменения объема парной полости на этом участке имеет линейный характер. ВЩ винт поворачивается от угла $\varphi_1 = \varphi_{1п}$ до угла $\varphi_1 = \tau_{13}$, где $\varphi_{1п}$ – угол полного замыкания линии контакта, а τ_{13} – угол закрутки ВЩ винта.

Третий этап продолжается от момента внедрения переднего зуба BM винта во впадину ВЩ на торце нагнетания до полного уменьшения объема парной полости (точка D). Процесс изменения

объема полости на этом участке имеет нелинейный характер. ВЩ винт поворачивается от угла $\varphi_1 = \tau_{13}$ до угла $\varphi_1 = \tau_{13} + \varphi_{1п}$.

Максимальный объем парной полости $W_0 = l_v(f_{1п} + f_{2п})$, где l_v – длина винта; $f_{1п}$, $f_{2п}$ – площади впадин, соответственно, ВЩ и ВМ винтов.

В нашей стране разработан типоразмерный ряд винтов винтового компрессора с зубьями асимметричного профиля. Данные по нему приведены в табл. 1.2.

Торцевые сечения винтов с асимметричным профилем показаны на рис. 1.8.

В современных винтовых компрессорах применяются винты с углами закрутки больше предельных углов $\tau_{13} > \tau_{13. пред}$ (для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем $\tau_{13. пред} = 223,7^\circ$). В этом случае при вращении винтов из положения начала сжатия уменьшение объема парной полости также происходит со стороны торца всасывания, но одновременно со стороны торца нагнетания объем этой же полости продолжает увеличиваться благодаря освобождению ее от зуба ВМ винта (процесс $E-G$). До некоторого момента увеличение объема парной полости, обусловленное выходом зуба из полости со стороны торца нагнетания, будет опережать процесс ее сокращения за счет заполнения зубом со стороны торца всасывания, что приведет к возрастанию объема парной полости до максимального значения $W_{п}$ (точка M), после чего начнется уменьшение объема парной полости. После точки F ($\varphi_1 = \tau_{13} - \tau_{13. пред}$) объем полости определяется только характером ее заполнения со стороны торца всасывания. Таким образом, объем парной полости в случае, когда $\tau_{13} > \tau_{13. пред}$, достигает максимума $W_{п}$ при угле поворота ВЩ винта $\varphi_M = (\tau_{13} - \tau_{13. пред})/2$; $W_{п}$ – максимальный полезный объем парной полости и $W_{п} < W_0$ при $\tau_{13} > \tau_{13. пред}$.

Рассмотрим произвольный угол поворота ВЩ винта φ_{1x} . При этом угле поворота часть максимального объема парной полости W_0 будет заполнена зубьями ВЩ и ВМ винтов W_{3x} , а остальная часть W_x будет равна текущему значению объема парной полости. Отношение максимального полезного объема парной полости $W_{п}$ к текущему значению объема парной полости W_x называется текущей геометрической степенью сжатия:

$$\varepsilon_{гх} = W_{п}/W_x = W_{п}/(W_0 - W_{3x}), \quad (2.2)$$

где W_{3x} – часть максимального объема парной полости, заполненная зубьями ВЩ и ВМ винтов.

В практике расчета сил используют зависимость относительной величины заполненного объема $(W_3/D_1^3) 10^3$ от угла поворота ВЩ винта φ_1 , отсчитанного от начала заполнения парной полости ($\varphi_1 = 0$). График изображен на рис. 1.11. Он пригоден для типоразмерных рядов винтов с асимметричным профилем. Линия 1 соответствует углу наклона винтовой линии на начальном цилиндре $\beta_n = 51,49^\circ$ (относительная длина винта $K_l = 1,35; 1,5$), а линия 2 – $\beta_n = 59,17^\circ$ (относительная длина винта $K_l = 0,9; 1,0$).

Отношение максимального полезного объема парной полости к ее объему в момент соединения с окном нагнетания называется геометрической степенью сжатия:

$$\varepsilon_r = W_n / W_h = W_n / (W_0 - W_{3h}),$$

а угол поворота ВЩ винта, на котором произошло это соединение, – углом сжатия φ_{1c} .

В типоразмерном ряду отечественных холодильных винтовых маслозаполненных компрессоров приняты три значения геометрической степени сжатия: для высокотемпературных и поджигающих компрессоров $\varepsilon_r = 2,6$ при $\pi_n \leq 4,0$; для среднетемпературных – $\varepsilon_r = 4,0$ при $\pi_n \leq 8$; для низкотемпературных – $\varepsilon_r = 5,0$ при $\pi_n > 8$.

Зная геометрическую степень сжатия, можно определить угол сжатия следующим образом. При определенных из теплового расчета размерах винтов находят заполненный объем парной полости в момент ее соединения с окном нагнетания:

$$W_{3h} = W_0 - W_n / \varepsilon_r = l_v (f_{1n} + f_{2n}) - W_n / \varepsilon_r,$$

затем по графику на рис. 1.11 определяют угол сжатия φ_{1c} .

Наглядное представление о распределении давления в парных полостях дает диаграмма распределения давлений (рис. 2.2). Диаграмма строится в координатах $\varphi_1 - p$. До момента достижения парной полостью максимального объема ($\varphi_1 = \varphi_m$) давление в ней равно давлению на всасывании p_v . В точке M происходит отсечение парной по-

лости от окна всасывания, в результате сокращения ее объема давление возрастает. При повороте ВЩ винта на угол $\varphi_1 = \varphi_{1c}$ давление в парной полости достигнет величины p_a . При дальнейшем вращении винта парная полость выйдет в зону окна нагнетания.

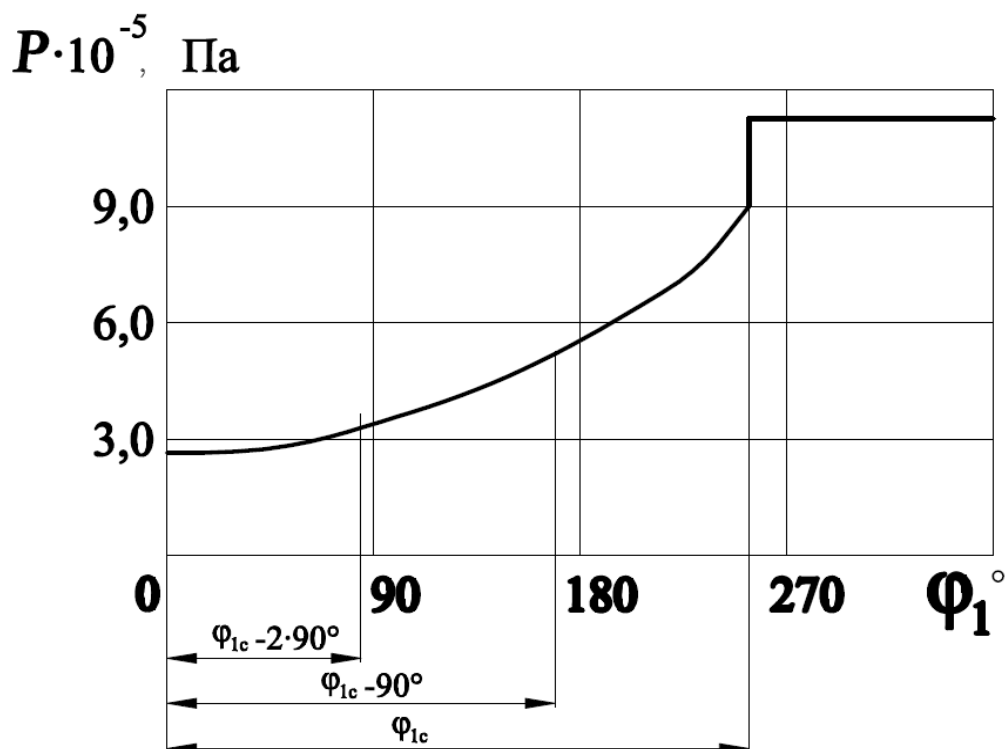


Рис. 2.2. Диаграмма распределения давления в j -й парной полости

Выбор величины давления в парной полости в момент ее соединения с окном нагнетания и в парной полости, находящейся в зоне окна нагнетания, зависит от соотношения давления внутреннего сжатия p_a и давления нагнетания p_n .

При выборе давления p_a необходимо учесть, что расчет ведется при действии на винты максимальных сил, т. е. в запас.

Если $p_a = p_n$, то давление в парной полости в момент ее соединения с окном нагнетания и давление в полости, находящейся в зоне окна нагнетания, равны p_n .

Если $p_a < p_n$, то при достижении парной полостью окна нагнетания происходит быстрое внешнее сжатие пара от давления p_a до давления p_n , при любом угле поворота $\varphi_1 > \varphi_{1c}$ давление в парной полости будет также равно p_n .

Как показал анализ индикаторных диаграмм, в случае $p_a > p_n$ при соединении парной полости с окном нагнетания происходит значительное возрастание давления в процессе выталкивания, что приводит к большим потерям работы компрессора. При правильно выбранной геометрической степени сжатия такой режим встречаться не должен.

Таким образом, давление в парной полости в момент соединения с окном нагнетания и в парной полости, находящейся в зоне окна нагнетания, при любом соотношении p_a и p_n следует принимать равным p_n .

Присвоим индекс $j = 1$ парной полости, находящейся в зоне окна нагнетания, и полости, только что соединившейся с окном нагнетания; индекс $j = 2$ – парной полости, следующей за этой парной полостью, т. е. отстоящей от нее по углу поворота ведущего винта в направлении торца всасывания на величину $\Delta\varphi_1 = 2\pi/z_1$, где z_1 – число зубьев ведущего винта; индекс $j = 3$ – следующей парной полости и т. д.

При $j = 1$ давление p_1 в полостях равно p_a или p_n в зависимости от их соотношения. Давление p_2 рассчитывается по формулам (2.1) и (2.2), а $W_{3н}$ определяется для угла поворота ВЩ винта $\varphi_{12} = \varphi_{1с} - 2\pi/z_1$. Давление p_3 определяется для угла поворота ВЩ винта $\varphi_{13} = \varphi_{1с} - 2 \cdot 2\pi/z_1$ и т. д. Величины давления в полостях показаны на диаграмме распределения давлений (см. рис. 2.2). Если для j -й парной полости угол $\varphi_{1j} = \varphi_{1с} - (j - 1) 2\pi/z_1$ окажется меньше угла $\varphi_{1м}$, то это означает, что давление в ней равно давлению всасывания ($p_j = p_b$). Максимальный номер j , при котором полость находится в процессе сжатия, т. е. давление в ней больше давления всасывания, обозначим j_{\max} .

2.2. Силы и моменты, действующие на винты

Силы от давления пара рабочего вещества действуют на торцевую и профильную поверхности винтов. Силы, действующие на торцевую поверхность, создают осевую силу, воспринимаемую упорным подшипником, и моменты сил, действующих в плоскости, проходящей через ось соответствующего винта, и воспринимаемых опорными подшипниками.

Классификация сил, действующих на роторы винтового компрессора, представлена на рис. 2.3.

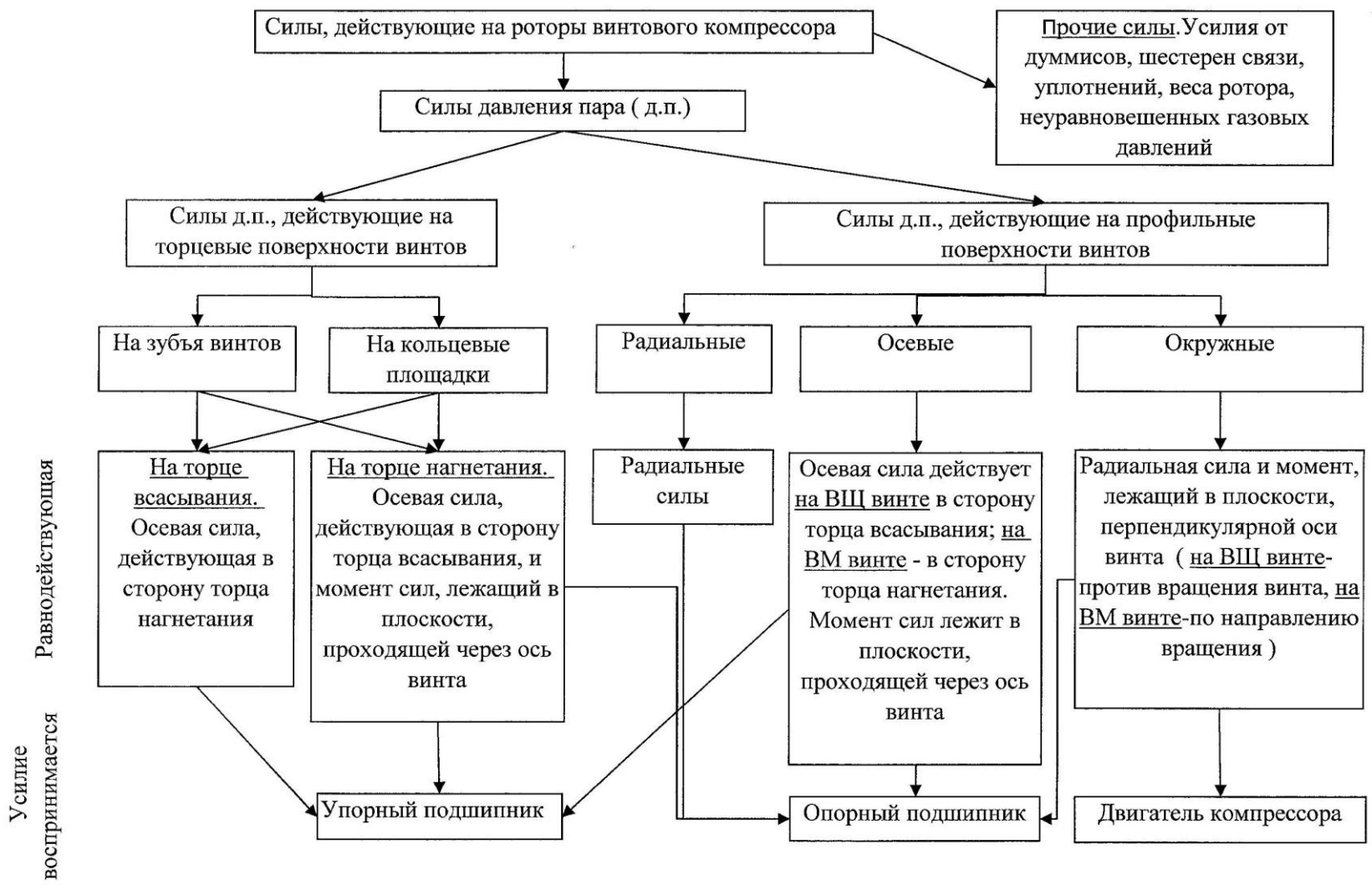


Рис. 2.3. Классификация сил, действующих на роторы винтового компрессора

Сила давления пара рабочего вещества на профильную поверхность каждой впадины направлена по нормали к поверхности давления. Она раскладывается на три составляющие: радиальную $P_{ij}^{(R)}$; осевую $P_{ij}^{(a)}$ и окружную $P_{ij}^{(\tau)}$; $i = 1, 2$ – соответственно для ВЩ и ВМ винтов, j – номер впадины, подверженной давлению p_j . Каждая радиальная сила $P_{ij}^{(R)}$ действует по направлению радиальной прямой, проходящей через точку приложения силы, и воспринимается опорными подшипниками. Осевые силы $P_{ij}^{(a)}$ действуют параллельно оси соответствующего винта и воспринимаются упорным подшипником. Так как силы $P_{ij}^{(a)}$ действуют не по оси винта, они создают моменты сил, равные произведению величины соответствующей силы на расстояние от точки ее приложения до оси винта. Эти моменты воспринимаются опорными подшипниками.

Окружные силы $P_{ij}^{(\tau)}$ действуют в плоскости, перпендикулярной оси винта по касательной к окружности, проведенной из центра винта через точку приложения силы. Эти силы воспринимаются опорными подшипниками. Так как линии действия сил $P_{ij}^{(\tau)}$ не проходят через оси винтов, они создают крутящие моменты.

Координатами точек приложения нормальных сил, действующих на каждую профильную поверхность впадины винта, а следовательно, и сил $P_{ij}^{(R)}$, $P_{ij}^{(a)}$ и $P_{ij}^{(\tau)}$, являются точки пересечения радиальных прямых, на которых находятся соответствующие радиальные силы, с поверхностью цилиндра диаметром $d_{\text{иср}} = 0,5(d_i + d_{\text{ивн}})$, где d_i – диаметр наружной окружности соответствующего винта, $d_{\text{ивн}}$ – диаметр окружности винта.

Крутящие моменты возникают в результате действия окружных сил. Теоретические и экспериментальные исследования зацеплений винтов с асимметричным профилем зубьев показали, что ведомый винт для своего вращения не требует подвода механической энергии от внешнего источника.

Ведомый винт получает энергию от сжимаемого пара при воздействии на его профильную поверхность газовых сил. Момент от этих газовых сил M_2 газ направлен на ведомом винте в сторону его вращения и передается обратно ведущему винту (за вычетом энергии,

затраченной на вращение ведомого винта) механическим путем через шестерни связи или при непосредственном контакте профильных поверхностей, если шестерни отсутствуют. Так как величина передаваемого обратно ведущему винту момента составляет лишь часть от величины момента $M_{2\text{газ}}$, его влиянием обычно пренебрегают.

Средний суммарный момент окружных газовых сил на ВМ винте составляет часть крутящего момента, передаваемого двигателем ведущему винту ($\sim 10\%$) [1],

$$M_{2\text{газ}} = k_m M_{\text{кр}},$$

где $k_m = 0,1$ для асимметричного профиля винтов.

Поскольку энергию от двигателя получает ведущий винт и момент его газовых сил расходуется на сжатие пара и передачу момента ведомому винту, средний суммарный момент окружных газовых сил на ведущем винте

$$M_{1\text{газ}} = M_{\text{кр}} + M_{2\text{газ}} = M_{\text{кр}} + k_m M_{\text{кр}} = (1 + k_m) M_{\text{кр}}.$$

Он больше крутящего момента $M_{\text{кр}}$ от двигателя и направлен в сторону, противоположную его вращению.

Таким образом, на ВЩ винте окружные силы $P_{1j}^{(\tau)}$ направлены против его вращения, а осевые силы $P_{1j}^{(a)}$ действуют на профильную поверхность в сторону торца всасывания, что обеспечивает появление момента $M_{1\text{газ}}$, направленного также против вращения винта.

На ВМ винте окружные силы $P_{2j}^{(\tau)}$ направлены по направлению его вращения, а осевые силы $P_{2j}^{(a)}$ действуют на профильную поверхность в направлении торца нагнетания, что, в свою очередь, обеспечивает появление момента $M_{2\text{газ}}$, направленного также по направлению вращения винта.

Осевые силы $P_{ij}^{(a)}$, действующие на профильные поверхности нескольких впадин каждого из винтов, можно заменить одной суммарной осевой силой

$$\sum_j P_{ij}^{(a)} = (2\pi / h_i) / M_{i\text{газ}}, \quad (2.3)$$

где h_i – ход ВЩ или ВМ винтов.

Окружные силы направлены по нормали к радиальным, их находят по формуле

$$P_{ij}^{(\tau)} = P_{ij}^{(a)} \operatorname{ctg} \beta_{icp}. \quad (2.4)$$

Угол наклона винтовой линии на цилиндре диаметром d_{icp}

$$\beta_{icp} = \operatorname{arctg} \left[(d_{icp}/d_{ин}) \operatorname{tg} \beta_n \right],$$

где β_n – угол наклона винтовой линии на начальном цилиндре.

2.3. Силы давления пара, действующие на профильные поверхности винтов

Радиальные силы, действующие на профильные поверхности винтов

Рассмотрим впадину ведущего или ведомого винта, принадлежащую j -й парной полости, находящейся в процессе сжатия или выталкивания. Каждую такую впадину можно рассматривать как замкнутую полость, причем снаружи она замыкается корпусом компрессора. Рассечем полость двумя торцовыми плоскостями, расстояние между которыми dl , и получим замкнутый элементарный объем, внутренние поверхности которого находятся под избыточным давлением $\Delta p_j = p_j - p_v$. Так как давление пара во всех точках замкнутого объема одинаково, сила давления пара на поверхность впадины равна силе давления на соответствующую элементарную поверхность внешнего цилиндра, взятой с обратным знаком, которая, в свою очередь, равна

$$dP_i^{(r)} = a_i dl \Delta p_j, \quad (2.5)$$

где a_i – длина хорды, стягивающей дугу окружного шага винта по внешнему цилиндру (см. рис. 1.8).

Отношение длины хорды к соответствующей длине окружности называется хордальным коэффициентом:

$$k_{ixp} = \sin(\pi/z_1)/(\pi/z_1).$$

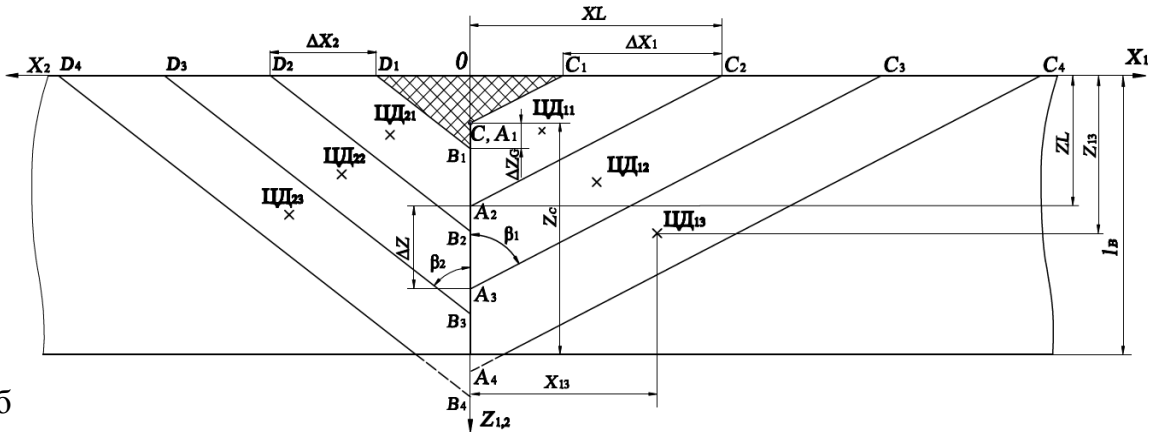
Если проинтегрировать выражение (2.5) по всей длине впадины, получим

$$P_{ij}^{(r)} = F_{ij} k_{ixp} \Delta p_j, \quad (2.6)$$

где F_{ij} – площадь развертки рассматриваемой впадины винта на внешнюю цилиндрическую поверхность.

Таким образом, для определения радиальных сил необходимо построить развертку внешней цилиндрической поверхности винтов (рис. 2.4).

а



б

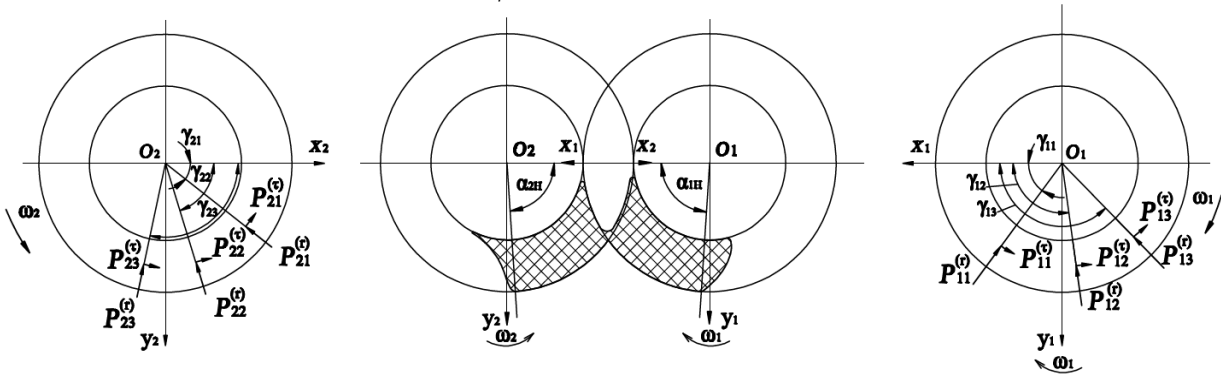


Рис. 2.4. К расчету радиальных сил, действующих на винты

Винты устанавливаются в таком положении, при котором винтовая линия гребня ВЦ винта соприкасается с выпускной кромкой окна нагнетания (цилиндрическая часть окна нагнетания заштрихована). Расстояние от точки C (A_1) до торца всасывания $Z_c = \phi_{1c} h_1 / 2\pi$.

Точка B_1 отстоит от точки C (A_1) на расстоянии, равном толщине гребня ВМ винта в направлении оси z :

$$\Delta Z_G = 2\gamma_{23} h_1 i_{12} / 2\pi.$$

На этом же расстоянии ΔZ_G точка B_2 отстоит от точки A_2 , точка B_3 – от точки A_3 и т. д.

Угол наклона винтовой линии гребня ВЩ и ВМ винтов

$$\beta_1 = \arctg (d_1/d_{1н}) \operatorname{tg} \beta_n ; \quad \beta_2 = \arctg (d_2/d_{2н}) \operatorname{tg} \beta_n .$$

Из точек A_1, A_2, \dots и B_1, B_2, \dots , соответственно, под углами β_1 и β_2 к оси z наносятся линии гребней зубьев ВЩ и ВМ винтов.

Все сходственные точки по оси z (например, A_i) отстоят друг от друга на величину осевого шага $\Delta z = h_1/z_1$. Сходственные точки по оси x_1 (например, C_i) отстоят друг от друга на величину $\Delta X_1 = \Delta z \operatorname{tg} \beta_1$, а точки по оси x_2 (например, E_i) – на величину $\Delta x_2 = \Delta z \operatorname{tg} \beta_2$.

Площадь развертки парной полости, подошедшей к окну нагнетания $F_{A_1 C_1 C_2 A_2 B_2 E_2 E_1 B_1 A_1}$, подвержена избыточному давлению Δp_1 ; площадь развертки следующей парной полости $F_{A_2 C_2 C_3 A_3 B_3 E_3 E_2 B_2 A_2}$ подвержена избыточному давлению Δp_2 и т. д.

Каждая площадь, подверженная избыточному давлению Δp_j , состоит из впадин ВЩ и ВМ винтов. Площадь, подверженная избыточному давлению Δp_1 , т. е. развертка окна нагнетания и парной полости, подошедшей к нему, состоит из двух треугольных площадок $OA_2 C_2 = F_{11}$ и $OB_2 E_2 = F_{21}$.

Площадка, подверженная избыточному давлению Δp_2 , т. е. развертка следующей парной полости, состоит из двух трапеций $A_2 C_2 C_3 A_3 = F_{12}$ и $B_2 B_3 E_3 E_2 = F_{22}$ и т. д. На развертку наносятся все парные полости, подверженные существенному избыточному давлению. Чтобы определить радиальную силу, действующую на впадину ВЩ винта $P_{1j}^{(r)}$ или ВМ винта $P_{2j}^{(r)}$, необходимо определить площадь соответствующей фигуры на развертке внешней поверхности винта. То обстоятельство, что на развертке внешней поверхности винтов по осям x_1 и x_2 откладываются длины дуг, а не соответствующие им

хорды, учитывается в уравнении (2.6) введением хордального коэффициента k_{ixp} .

Кроме определения величин радиальных сил $P_{ij}^{(r)}$, для расчета реакций на опорах необходимо определить координаты их точек приложения, т. е. аппликаты z_{ij} и углы между направлением действия силы $P_{ij}^{(r)}$ и линией центров $O_1O_2 - \gamma_{ij}$ (см. рис. 2.4). Так как давление пара во всех точках впадин винтов одинаково, координаты точек приложения радиальных сил $P_{ij}^{(r)}$ на плоскости развертки внешних поверхностей винтов совпадают с координатами центров тяжести соответствующей площадки.

Со стороны ВЩ винта избыточное давление Δp_1 действует на треугольную площадку OC_2A_2 . Длина стороны OA_2 $l_{OA_2} = l_b - Z_c + \Delta Z$, где l_b – длина винта, а стороны $OC_2 - l_{OC_2} = l_{OA_2} \operatorname{tg} \beta_1$. Площадь этого прямоугольного треугольника $F_{11} = l_{OA_2} l_{OC_2} / 2$. Координаты его центра тяжести ЦД₁₁ равны: $z_{11} = l_{OA_2} / 3$; $x_{11} = l_{OC_2} / 3$.

Со стороны ВМ винта это же давление Δp_1 действует на площадку OB_2E_2 . Площадь и координаты центра тяжести ЦД₂₁ данной площадки $F_{21} = l_{OB_2} l_{OE_2} / 2$; $z_{21} = l_{OB_2} / 3$; $x_{21} = l_{OE_2} / 3$.

Рассмотрим парную полость, подверженную избыточному давлению Δp_2 . Со стороны ВЩ винта Δp_2 действует на трапецию $A_2C_2C_3A_3A_2$. Площадь этой трапеции можно разбить на две площадки – параллелограмм $A_2C_2D_2A_3$ и треугольник $C_2C_3D_2$. Тогда площадь трапеции равна $F_{12} = F_{12\text{парал}} + F_{12\text{треуг}}$. Координаты центра тяжести ЦД₁₂ трапеции:

$$z_{12} = \frac{z_{12\text{парал}}F_{12\text{парал}} + z_{12\text{треуг}}F_{12\text{треуг}}}{F_{12\text{парал}} + F_{12\text{треуг}}};$$

$$x_{12} = \frac{x_{12\text{парал}}F_{12\text{парал}} + x_{12\text{треуг}}F_{12\text{треуг}}}{F_{12\text{парал}} + F_{12\text{треуг}}}.$$

Указанные соотношения справедливы для полостей ВЩ и ВМ винтов, подверженных избыточному давлению Δp_j и следующих за данной парной полостью. Расстояние от начала координат до точки A_j равно $ZL = l_v - Z_c + (J - 1)\Delta Z$, а до точки C_i $XL = ZL \operatorname{tg}\beta_1$. Площадь параллелограмма $F_{1j\text{парал}} = XL \Delta Z$, а треугольника $F_{1j\text{треуг}} = \Delta Z \Delta X/2$. Координаты центра тяжести параллелограмма $z_{1j\text{парал}} = ZL + \Delta Z/2 - ZL/2 = (ZL + \Delta Z)/2$; $x_{1j\text{парал}} = XL/2$. Координаты центра тяжести треугольника $z_{1j\text{треуг}} = \Delta Z/3$; $x_{1j\text{треуг}} = XL + \Delta x_1/3$.

Для ВМ винта расстояние от начала координат до точки B_j равно $ZL = l_v - Z_c + \Delta Z_G + (J - 1)\Delta Z$. Остальные соотношения такие же, как и для ВЩ винта (в качестве примера на рис. 2.4, а для полости $i = 2, i = 3$ показаны ZL, XL, x_{23}, z_{23}).

Угол между линией центров O_1O_2 и направлением радиальной силы P_{ij}^r равен $\gamma_{ij} = 360^\circ x_{ij}/(\pi D_i)$. Таким образом, в пространственных координатах положение точек приложения радиальных сил P_{ij}^r определяется аппликатой z_{ij} и углом γ_{ij} , причем отсчет z_{ij} производится от торца нагнетания, а угла γ_{ij} – от линии центров O_1O_2 в направлении, противоположном вращению соответствующего винта. Величина силы P_{ij}^r определяется по формуле (2.6).

Осевые и окружные силы, действующие на профильные поверхности винтов

Координаты точек приложения осевых $P_{ij}^{(a)}$ и окружных $P_{ij}^{(\tau)}$ сил такие же, как и у радиальных $P_{ij}^{(r)}$, т. е. $z_{ij}, \gamma_{ij}, d_{\text{иср}}$. Направления действия этих сил для ВЩ и ВМ винтов определены выше. Суммарную осевую силу $\sum P_{ij}^{(a)}$ для ВЩ и ВМ винтов определяют по формуле (2.3). Считаем, что величина осевой силы, действующей на j -ю впадину ВЩ ($i = 1$) или ВМ ($i = 2$) винта, пропорциональна радиальной силе, действующей на ту же впадину, т. е.

$$P_{ij}^{(a)} = P_{ij}^{(r)} \frac{\sum_j P_{ij}^{(a)}}{\sum_j P_{ij}^{(r)}}, \quad (2.7)$$

где $\sum P_{ij}^{(r)}$ определяется суммированием радиальных сил по ВЩ ($\sum P_{1j}^{(r)}$) и ВМ ($\sum P_{2j}^{(r)}$) винтам.

Величины окружных сил $P_{ij}^{(\tau)}$, действующих на впадину ВЩ и ВМ винтов, определяют по величинам осевых сил $P_{ij}^{(a)}$, действующих на ту же впадину, по формуле (2.4).

2.4. Осевые силы и моменты, действующие на винты

Полная осевая сила, действующая на ротор,

$$P_i = P_{ti} + P_{ai} + P_{ши} + P_{p.yi} + P_{vi},$$

где индекс $i = 1$ для ВЩ винта, $i = 2$ для ВМ винта; P_{ti} – суммарная осевая сила, действующая на торцы винта; P_{ai} – суммарная осевая сила, действующая на профильную поверхность винта; $P_{ши}$ – осевая составляющая нормальной силы, действующей в зубчатом зацеплении (например, в мультипликаторе или шестернях связи «сухого» компрессора); $P_{p.yi}$ – осевая сила разгрузочного устройства (думмиса); P_{vi} – суммарная осевая сила, действующая на вал от других элементов, сидящих на валу ротора (уплотнений), а также от неуравновешенного газового давления.

Остановимся на первых двух слагаемых, так как определение остальных сил не вызывает затруднения.

Суммарная осевая сила, действующая на торцы винта, равна разности сил, действующих на торцы всасывания и нагнетания. Практически вся площадь торца как ВЩ, так и ВМ винта на стороне всасывания подвержена давлению всасывания p_v . Со стороны нагнетания часть поверхности торцов винтов находится под давлением нагнетания p_n , часть под давлением p_v , а некоторая часть под промежуточным давлением.

Рассмотрим торец нагнетания в момент соединения парной полости с окном нагнетания (рис. 2.5); вид от торца нагнетания в сторону торца всасывания; углы раскрытия окна нагнетания со стороны ВЩ и ВМ винтов $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$ (см. разд. 1).

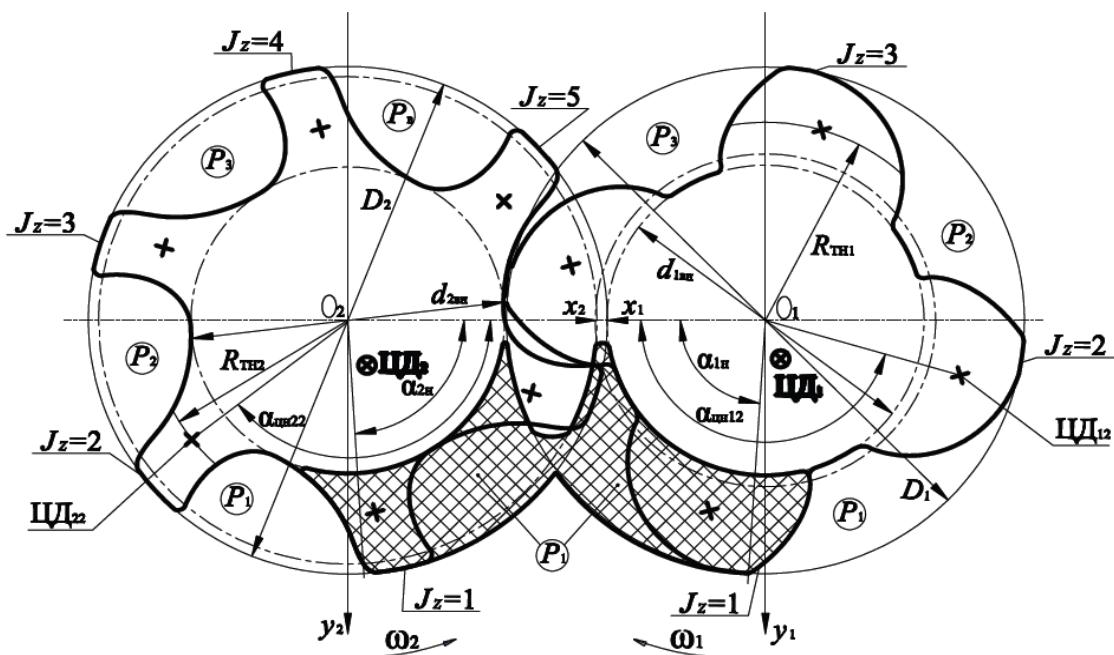


Рис. 2.5. К расчету сил, действующих на торцы винтов

Давление в парной полости, находящейся в зоне окна нагнетания, и в парной полости, только что соединившейся с окном нагнетания, равны p_1 , в следующей полости – p_2 и т. д.

Пронумеруем зубья ВЩ и ВМ винтов. Присвоим индекс $JZ = 1$ передним зубьям парной полости, только что соединившейся с окном нагнетания. Возрастание индекса как у ВЩ, так и у ВМ винта происходит против направления вращения винтов.

Площадь торца ВЩ и ВМ винтов состоит из площади зубьев и площади кольца, образованного окружностями впадин винтов и валов. Давление, действующее на зуб с индексом $JZ = 1$ и принадлежащую ему часть площади кольца, равно p_1 . Считаем, что на следующие зубья ВЩ и ВМ винтов действует давление, равное среднему арифметическому давлений до зуба и после него:

$$p_{ijz} = (p_j + p_{j-1})/2, \quad (2.8)$$

где $i = 1, 2$ соответственно для ВЩ и ВМ винтов; j – номер парной полости, находящейся в процессе сжатия $j = 1, 2, \dots$; jz – номер зуба.

Если индекс j или $j + 1$ для давлений окажутся больше j_{\max} , это означает, что соответствующее давление равно давлению всасывания.

Исключение составляет шестой зуб ВМ винта. Для всех величин геометрических степеней сжатия, применяемых в холодильных винтовых компрессорах, он находится в зоне перехода из области нагнетания в область всасывания, давление на его торец

$$p_{26} = (p_1 + p_v)/2.$$

Торцевая сила, действующая на зуб с принадлежащей ему частью площади кольца,

$$P_{тjz} = p_{ijz} (F_{zi} + F_{кольi} / z_i). \quad (2.9)$$

Площадь зуба ВЩ и ВМ винтов определяется по формуле

$$F_{zi} = 0,25\pi (d_i^2 - d_{ивн}^2) / z_i - f_{ип},$$

где $i = 1, 2$ – соответственно для ВЩ и ВМ винтов; $d_i, d_{ивн}$ – соответственно диаметры внешней окружности и окружности впадин; z_i – число зубьев; $f_{ип}$ – площадь впадины.

Площадь кольца определяется по формуле

$$F_{кольi} = 0,25\pi (d_{ивн}^2 - d_{ш.вi}^2),$$

где $d_{ш.вi}$ – диаметр шейки вала непосредственно у винтовой части ротора.

Определим координаты точек приложения торцевых сил, действующих на зубья ВЩ и ВМ винтов с принадлежащими им частями кольцевых площадей.

Зубья ВЩ и ВМ винтов с соответствующими частями кольцевых площадей показаны на рис. 2.6. Ось зуба ВЩ винта проходит через его вершину, а для ВМ винта делит угол $2\gamma_{23}$ пополам. Считаем, что координаты точек приложения торцевых сил совпадают с координатами центра тяжести фигуры, образованной зубом винта с принадлежащей ему площадью кольца.

Для ВЩ винта с асимметричным профилем положение центра тяжести зуба определяется координатами $x_{ц.з1} = 0,06D_1, y_{ц.з1} = 0,37D_1$.

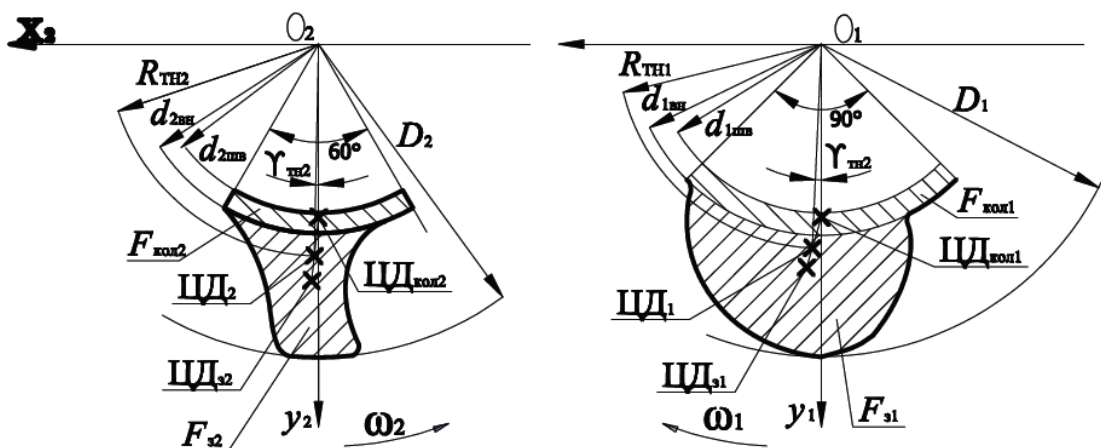


Рис. 2.6. К расчету торцевых сил, действующих на зубья ВЩ и ВМ винтов

Для ВМ винта с асимметричным профилем положение центра тяжести зуба определяется координатами $x_{ц.з.2} = 0,03D_1$, $y_{ц.з.2} = 0,385D_1$.

Рассмотрим кольцевую площадь. Считаем, что ВЩ винту принадлежит симметрично расположенная относительно оси зуба площадь, равная $F_{кол1}/z_1$, а ВМ винту – симметрично расположенная относительно оси зуба площадь $F_{кол2}/z_2$. Тогда координаты этих площадок

$$x_{ц.кол.i} = 0;$$

$$y_{ц.кол.i} = \frac{2z_i (r_{iВН}^2 - r_{Vi}^2)}{3\pi (r_{iВН}^2 - r_{Vi}^2)} \sin \left(\frac{\pi}{z_i} \right),$$

где $r_{iВН} = d_{iВН}/2$; $r_{Vi} = d_{Vi}/2$.

Координаты центра тяжести фигуры, образованной зубом винта и принадлежащей ему площадью кольца, равны:

$$\begin{aligned} x_{Ti} &= (x_{ц.зи} F_{zi} + x_{ц.кол.i} F_{кол.i}/z_i) / (F_{zi} + F_{кол.i}/z_i); \\ y_{Ti} &= (y_{ц.зи} F_{zi} + y_{ц.кол.i} F_{кол.i}/z_i) / (F_{zi} + F_{кол.i}/z_i). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Расстояние от центра тяжести до оси винта

$$R_{Т.нi} = \sqrt{x_{Ti}^2 + y_{Ti}^2}, \quad (2.11)$$

а угол между осью зуба и центром тяжести

$$\gamma_{Т.нi} = \arccos (y_{Ti}/R_{Т.нi}). \quad (2.12)$$

Причем для ВЩ винта угол откладывается от оси винта по направлению вращения, а для ВМ винта – против направления вращения.

Определим координаты точек приложения торцевых сил с учетом формул (2.11) и (2.12).

Для ВЩ винта эти координаты будут определяться (см. рис. 2.5) выражениями

$$\begin{aligned} R_{ц1j} &= R_{Т.нi}; \\ \alpha_{Т.нij} &= \alpha_{1н} - \gamma_{Т.н1} + (JZ - 1)360^\circ/z_1. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Для ВМ винта

$$\begin{aligned} R_{ц2j} &= R_{Т.н2}; \\ \alpha_{Т.нij} &= \alpha_{2н} - \frac{2\gamma_{23}}{2} + \gamma_{Т.н2} + (JZ - 1) 360^\circ/z_2. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Равнодействующие сил, действующих на торцы нагнетания ВЩ и ВМ винтов, $P_{Т.нi} = \sum P_{Tijz}$, где P_{Tijz} определяется по формуле (2.9). Координаты точек приложения этих равнодействующих определяются выражениями

$$\begin{aligned} x_{Т.нi} &= \sum_{jz} (R_{цij} \cos \alpha_{Т.нij} P_{Tijz}) / P_{Т.нi}; \\ y_{Т.нi} &= \sum_{jz} (R_{цij} \sin \alpha_{Т.нij} P_{Tijz}) / P_{Т.нi} \end{aligned} \quad (2.15)$$

или

$$R_{цдi} = \sqrt{x_{т.н.i}^2 + y_{т.н.i}^2};$$

$$\gamma_{цдi} = \arccos(x_{т.н.i}/R_{цдi}).$$

Равнодействующие сил, действующих на торцы всасывания ВЦ и ВМ винтов, $P_{т.в.i} = (z_i F_{зi} + F_{колi})$; они действуют по осям винтов.

Таким образом, суммарная осевая сила, действующая на торцы винтов,

$$P_{ти} = P_{т.н.i} - P_{т.в.i}.$$

Она воспринимается упорным подшипником.

Кроме этой силы (от действия внецентральных сил на торцы нагнетания винтов) на последние действуют моменты сил

$$M_{т.н.i} = P_{т.н.i} R_{цдi}.$$

Данные моменты действуют в плоскостях, положение которых определяется углами $\gamma_{цдi}$, и воспринимаются опорными подшипниками.

Суммарная осевая сила, действующая на профильную поверхность винта, $P_{ai} = \sum P_{ij}^{(a)}$. Она также воспринимается упорным подшипником. Моменты от действия сил воспринимаются опорными подшипниками.

2.5. Расчет реакций на опорах винтов

На винты действует сложная система сил и моментов, находящихся в различных плоскостях.

Для расчета опорных подшипников и прогибов валов необходимо определить реакции на опорах.

На рис. 2.4, 2.7–2.12 показаны силы, действующие на ВЦ и ВМ винты, их направления и точки приложения.

Реакции на опорах ведущего винта

Рассмотрим ВЩ ротор. Направления и точки приложения радиальных $P_{1j}^{(r)}$, осевых $P_{1j}^{(a)}$ и окружных $P_{ij}^{(\tau)}$ сил, действующих на профильную поверхность ВЩ винта, показаны на рис. 2.4, 2.7–2.9. На рис. 2.7 эти силы условно показаны действующими в одной горизонтальной плоскости.

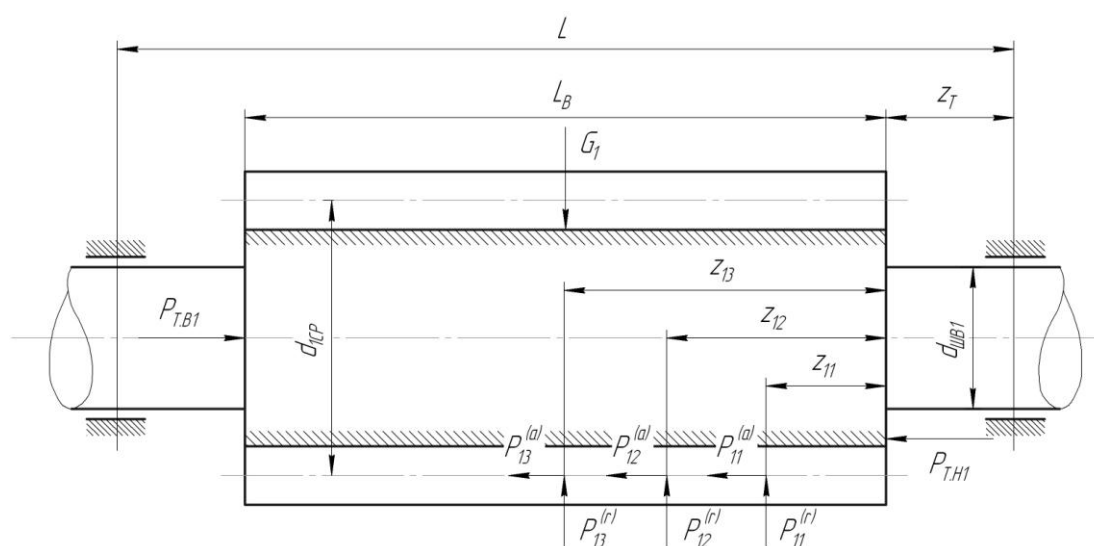


Рис. 2.7. Направления и точки приложения радиальных $P_{1j}^{(r)}$, осевых $P_{1j}^{(a)}$ и окружных $P_{1j}^{(\tau)}$ сил, действующих на ВЩ винт

Как отмечалось выше, нагрузки на опоры создают: радиальные силы $P_{ij}^{(\tau)}$, моменты от внецентренно приложенных профильных осевых сил $P_{ij}^{(a)}$ и моменты от внецентренно приложенной равнодействующей сил, действующих на торец нагнетания винта $P_{Т.Н.1}$.

Момент от силы $P_{11}^{(a)}$ действует в радиальной плоскости, в которой лежит эта сила, $M_{11}^{(a)} = P_{11}^{(a)} \cdot 0,5d_{1cp}$ и т. д.

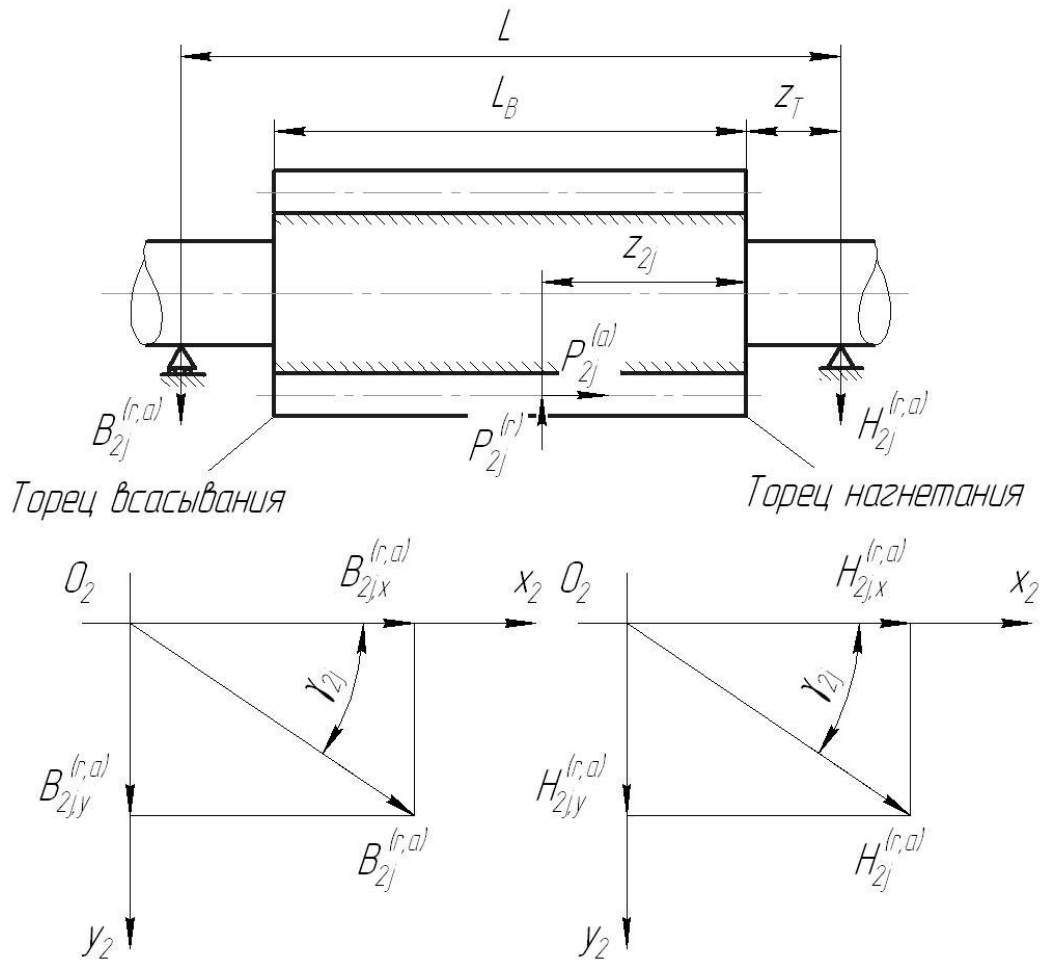


Рис. 2.8. К определению реакций на опорах ВЩ винта от действия радиальных $P_{1j}^{(r)}$ и осевых $P_{1j}^{(a)}$ сил

Момент от силы $P_{т.н1}$ лежит в радиальной плоскости, наклоненной к оси x_1 под углом $\gamma_{щд1}$:

$$M_{т.н1} = P_{т.н1} R_{щд1},$$

где $R_{щд1}$ – расстояние от линий действия силы $P_{т.н1}$ до оси ВЩ винта.

Радиальные плоскости, в которых действуют радиальные силы, и моменты от осевых профильных сил обозначим $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$, а радиальную плоскость, в которой действует момент $M_{т.н1}$, – $O_1 - P_{т.н1}$.

Рассмотрим плоскость $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$ (см. рис. 2.6).

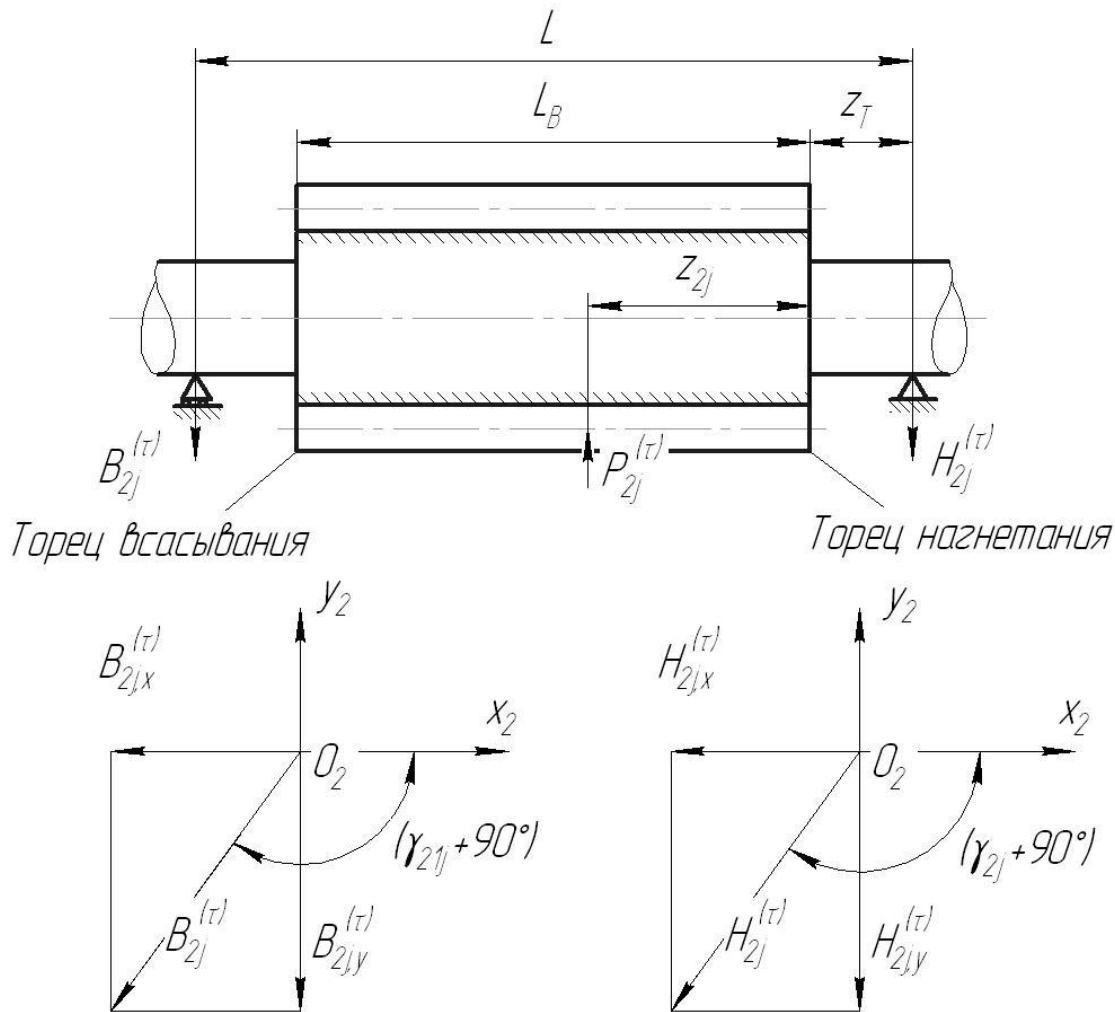


Рис. 2.9. К определению реакций на опорах ВЩ винта от действия окружных сил $P_{1j}^{(\tau)}$

Определим реакции на опорах со стороны торца нагнетания $H_{1j}^{(r,a)}$ и торца всасывания $B_{1j}^{(r,a)}$ от сил и моментов, лежащих в этой плоскости.

Сумма моментов относительно опоры B_1 равна нулю:

$$\sum M_{B_1} = P_{ij}^{(r)}(l - z_T - z_{1j}) - H_{1j}^{(r,a)}l - P_{ij}^{(a)}(d_{1cp}/2) = 0,$$

где l – расстояние между опорными подшипниками; z_T – расстояние от опорного подшипника на стороне нагнетания до торца нагнетания; z_{1j} – расстояние от точки приложения сил $P_{1j}^{(r,a,\tau)}$ до торца нагнетания.

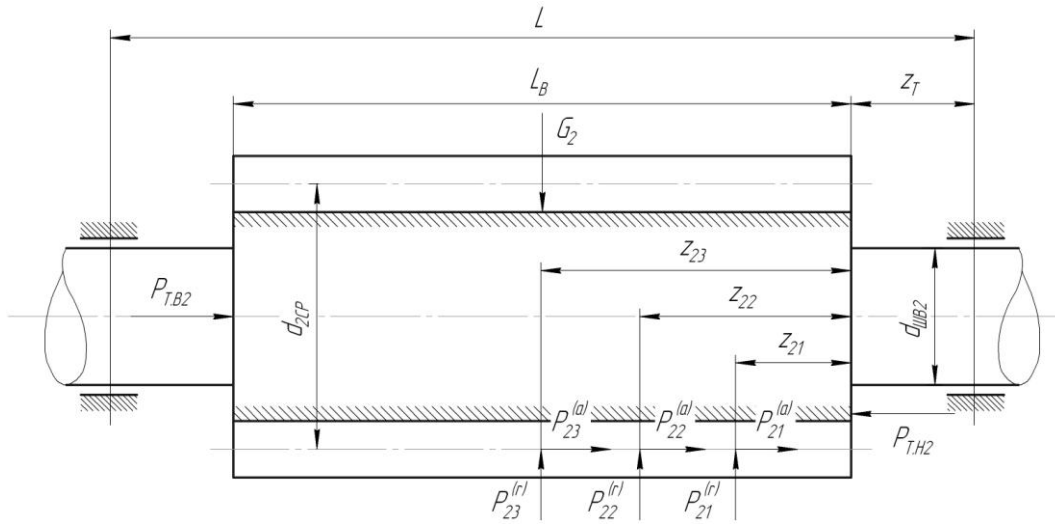


Рис. 2.10. Направления и точки приложения радиальных $P_{2j}^{(r)}$, осевых $P_{2j}^{(a)}$ и окружных $P_{2j}^{(\tau)}$ сил, действующих на ВМ винт

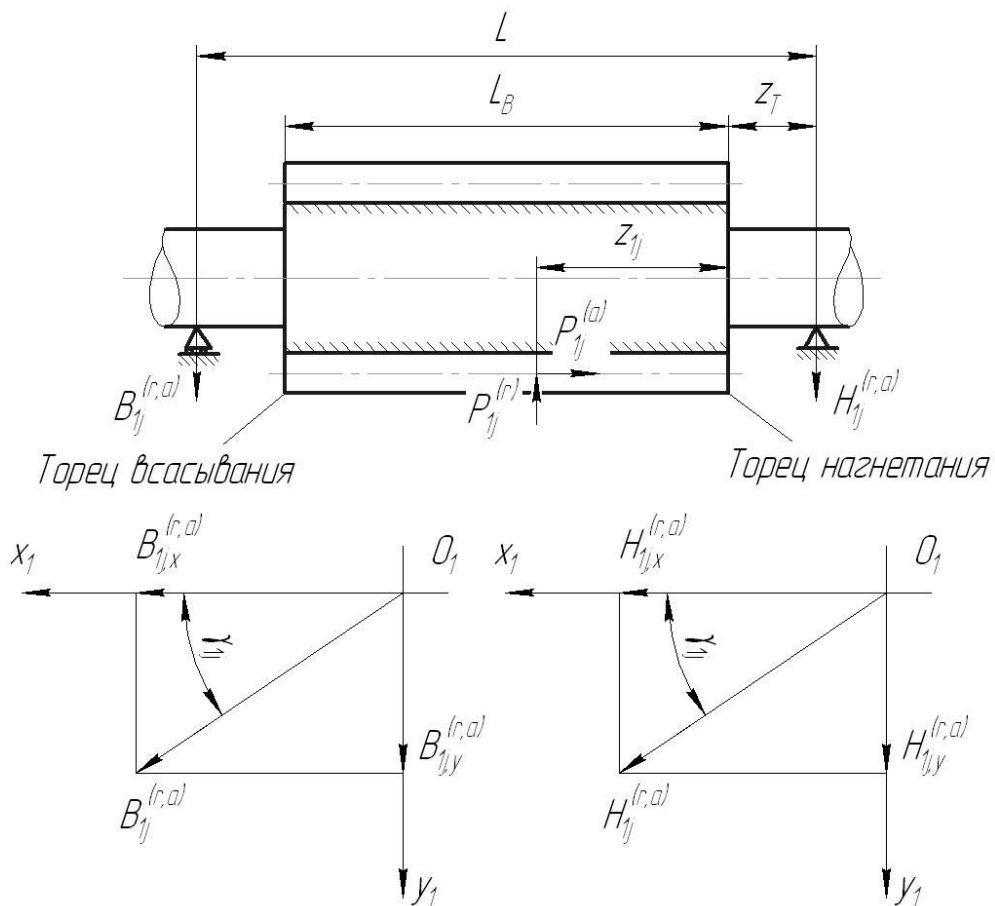


Рис. 2.11. К определению реакций на опорах ВМ винта от действия радиальных $P_{2j}^{(r)}$ и осевых $P_{2j}^{(a)}$ сил

Тогда

$$H_{1j}^{(r,a)} = \frac{P_{1j}^{(r)}(l - z_{\tau} - z_{1j}) - P_{1j}^{(a)}(d_{1cp}/2)}{l}. \quad (2.17)$$

Сумма моментов относительно опоры H_1 равна нулю:

$$\sum M_{H_1} = B_{1j}^{(r,a)}l - P_{1j}^{(a)}(d_{1cp}/2) - P_{1j}^{(r)}(z_{\tau} + z_{1j}) = 0.$$

Отсюда

$$B_{1j}^{(r,a)} = \frac{P_{1j}^{(r)}(z_{\tau} + z_{1j}) + P_{1j}^{(a)}(d_{1cp}/2)}{l}. \quad (2.18)$$

Проекция реакций со стороны торца нагнетания на соответствующие оси:

$$H_{1jx}^{(r,a)} = H_{1j}^{(r,a)} \cos \gamma_{1j}; \quad (2.19)$$

$$H_{1jy}^{(r,a)} = H_{1j}^{(r,a)} \sin \gamma_{1j}.$$

Аналогично определяются проекции со стороны торца всасывания.

Рассмотрим плоскость $O_1 - P_{1j}^{(\tau)}$ (см. рис. 2.9). В этой плоскости действует момент от окружной силы $P_{1j}^{(\tau)}$, и она перпендикулярна плоскости $O_1 - P_{1j}^{(\tau,a)}$.

Реакции на опорах со стороны торца нагнетания $H_{1j}^{(\tau)}$ и всасывания B_{1j}^{τ} :

$$H_{1j}^{(\tau)} = \frac{P_{1j}^{(\tau)}(l - z_{\tau} - z_{1j})}{l}; \quad B_{1j}^{\tau} = \frac{P_{1j}^{(\tau)}(z_{\tau} + z_{1j})}{l}. \quad (2.20)$$

Угол между направлением реакций и осью x_1 равен $(\gamma_{1j} + 270^\circ)$.

Проекция реакций со стороны торца нагнетания на соответствующие оси:

$$H_{1jx}^{(\tau)} = H_{1j}^{(\tau)} \cos(\gamma_{1j} + 270^\circ); \quad H_{1jy}^{(\tau)} = H_{1j}^{(\tau)} \sin(\gamma_{1j} + 270^\circ). \quad (2.21)$$

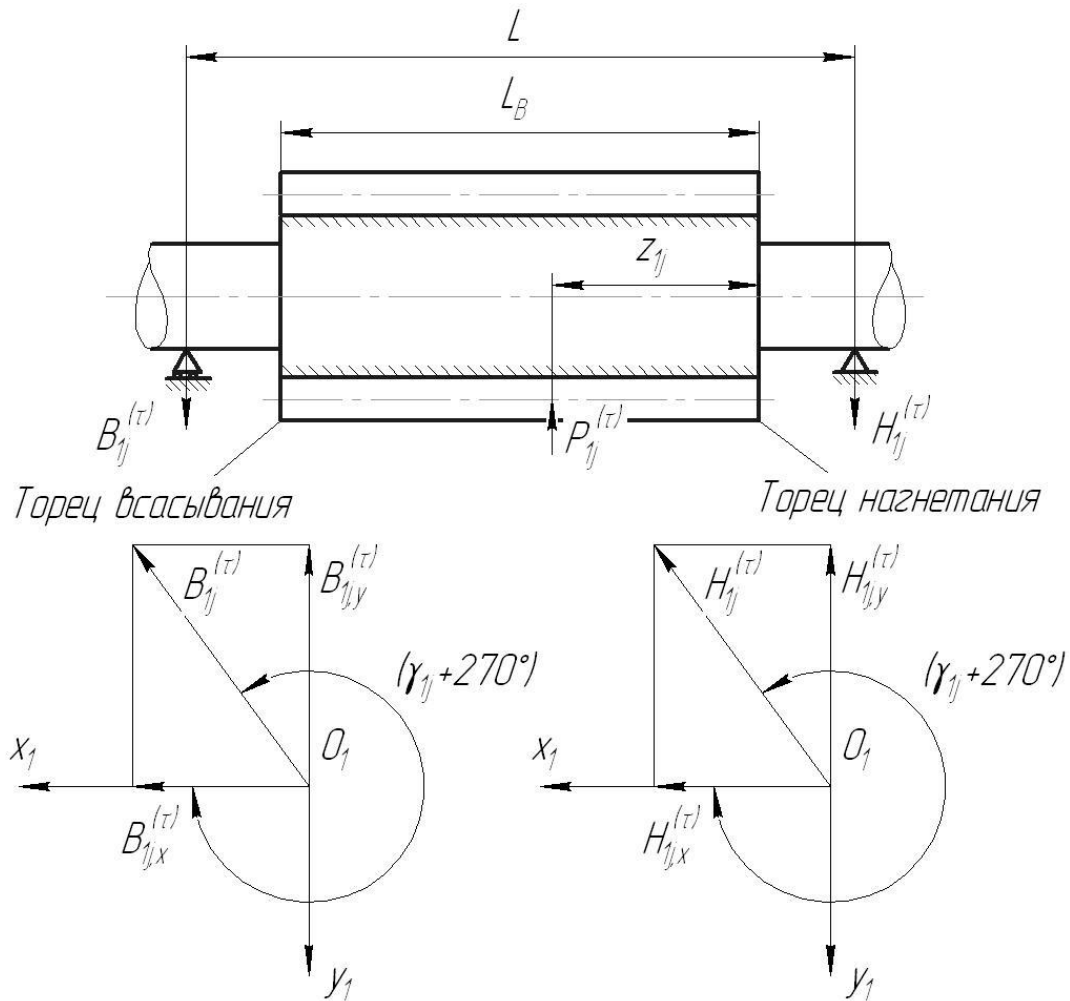


Рис. 2.12. К определению реакций на опорах ВМ винта от действия окружных сил $P_{2j}^{(\tau)}$

Аналогично определяются проекции реакций со стороны торца всасывания.

Реакции на опорах от действия силы $P_{т.н.1}$ со стороны торцов нагнетания и всасывания соответственно равны:

$$H_1^{(\tau)} = -\frac{M_{т.н.1}}{l}; \quad B_1^{(\tau)} = -H_1^{(\tau)}. \quad (2.22)$$

Проекции этих реакций на оси x_1 и y_1 равны:

$$\begin{aligned} B_{1x}^{(\tau)} &= B_1^{(\tau)} \cos \gamma_{цд1}; & H_{1x}^{(\tau)} &= H_1^{(\tau)} \cos \gamma_{цд1}; \\ B_{1y}^{(\tau)} &= B_1^{(\tau)} \sin \gamma_{цд1}; & H_{1y}^{(\tau)} &= H_1^{(\tau)} \sin \gamma_{цд1}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Проекция реакций от действия сил тяжести винта на ось x_1 равны нулю, а на ось y_1

$$B_{1y}^{(G)} = G_1 (l_B/2 + z_T)/l; \quad H_{1y}^{(G)} = G_1 - B_{1y}^{(G)},$$

где G_1 – вес ведущего винта,

$$G_1 = \left[(0,25\pi d_1^2 - z_1 f_{1п}) l_B + V_{1ш.в} \right] \gamma_{ст},$$

здесь $V_{1ш.в}$ – объем шеек вала ВЩ винта; $\gamma_{ст}$ – плотность материала винта.

Сумма проекций на ось x_1 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{1x} = \sum_j H_{1jx}^{(r,a)} + \sum_j H_{1jx}^{(\tau)} + H_{1x}^{(\tau)}. \quad (2.24)$$

Сумма проекций на ось y_1 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{1y} = \sum_j H_{1jy}^{(r,a)} + \sum_j H_{1jy}^{(\tau)} + H_{1y}^{(\tau)} - H_{1y}^{(G)}. \quad (2.25)$$

Реакция на опоре ВЩ винта со стороны торца нагнетания

$$H_1 = \sqrt{H_{1x}^2 + H_{1y}^2}.$$

Угол между направлением действия реакции и осью x_1 (линией центров O_1O_2)

$$\gamma_{H1} = \arccos (H_{1x}/H_1).$$

Аналогично определяются реакции на опоре ВЩ винта со стороны торца всасывания и угол между направлением действия реакции и осью x_1 .

Реакции на опорах ведомого винта

Направления и точки приложения радиальных, осевых и окружных сил показаны на рис. 2.4, 2.10 – 2.12. На рис. 2.10 эти силы условно показаны действующими в одной горизонтальной плоскости.

Расчет реакций на опорах со стороны всасывания и нагнетания от действия радиальных и осевых сил производится по следующим зависимостям:

$$H_{2j}^{(r,a)} = \frac{P_{2j}^{(r)}(l - z_T - z_{2j}) + P_{2j}^{(a)}(d_{2cp}/2)}{l};$$

$$B_{2j}^{(r,a)} = \frac{P_{2j}^{(r)}(z_T + z_{2j}) - P_{2j}^{(a)}(d_{2cp}/2)}{l};$$
(2.26)

$$H_{2jx}^{(r,a)} = H_{2j}^{(r,a)} \cos \gamma_{2j}; \quad B_{2jx}^{(r,a)} = B_{2j}^{(r,a)} \cos \gamma_{2j};$$

$$H_{2jy}^{(r,a)} = H_{2j}^{(r,a)} \sin \gamma_{2j}; \quad B_{2jy}^{(r,a)} = B_{2j}^{(r,a)} \sin \gamma_{2j}.$$

Расчет реакций на опорах со стороны всасывания и нагнетания от действия окружных сил производится по следующим зависимостям:

$$H_{2j}^{(\tau)} = \frac{P_{2j}^{(\tau)}(l - z_T - z_{2j})}{l}; \quad B_{2j}^{(\tau)} = \frac{P_{2j}^{(\tau)}(z_T + z_{2j})}{l};$$
(2.27)

$$H_{2jx}^{(\tau)} = H_{2j}^{(\tau)} \cos(\gamma_{2j} + 90^\circ); \quad B_{2jx}^{(\tau)} = B_{2j}^{(\tau)} \cos(\gamma_{2j} + 90^\circ);$$
(2.28)

$$H_{2jy}^{(\tau)} = H_{2j}^{(\tau)} \sin(\gamma_{2j} + 90^\circ); \quad B_{2jy}^{(\tau)} = B_{2j}^{(\tau)} \sin(\gamma_{2j} + 90^\circ).$$

Реакции на опорах от действия силы $P_{т.н2}$ со стороны торцов нагнетания и всасывания:

$$H_2^{(\tau)} = M_{тн2}/2; \quad B_2^{(\tau)} = -H_1^{(\tau)}.$$

Проекция этих реакций на оси x_2 и y_2 :

$$\begin{aligned} H_{2x}^{(\tau)} &= H_2^{(\tau)} \cos \gamma_{\text{цд}2}; & B_{2x}^{(\tau)} &= B_2^{(\tau)} \cos \gamma_{\text{цд}2}; \\ H_{2y}^{(\tau)} &= H_2^{(\tau)} \sin \gamma_{\text{цд}2}; & B_{2y}^{(\tau)} &= B_2^{(\tau)} \sin \gamma_{\text{цд}2}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Проекция реакций от действия сил тяжести на ось x_2 равны нулю, а на ось y_2

$$B_{2y}^{(G)} = G_2 (l_{\text{в}}/2 + z_{\text{т}})/l; \quad H_{2y}^{(G)} = G_2 - B_{2y}^{(G)},$$

где G_2 – вес ведомого винта,

$$G_2 = \left[(0,25\pi d_2^2 - z_2 f_{2\text{п}}) l_{\text{в}} + V_{2\text{ш.в}} \right] \gamma_{\text{сч}}.$$

Сумма проекций на ось x_2 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{2x} = \sum_j H_{2jx}^{(r,a)} + \sum_j H_{2jx}^{(\tau)} + H_{2x}^{(\tau)}. \quad (2.30)$$

Сумма проекций на ось y_2 со стороны торца нагнетания

$$H_{2y} = \sum_j H_{2jy}^{(r,a)} \sum_j H_{2jy}^{(\tau)} + H_{2y}^{(\tau)} - H_{2y}^{(G)}. \quad (2.31)$$

Реакция на опоре ВМ винта со стороны торца нагнетания

$$H_2 = \sqrt{H_{2x}^2 + H_{2y}^2}.$$

Угол между направлением действия реакций и осью x_2 (линией центров O_1O_2)

$$\gamma_{\text{н}2} = \arccos (H_{2x}/H_2).$$

Аналогично определяются реакции на опоре ВМ винта со стороны торца всасывания и угол между направлением действия реакции и осью x_2 .

По найденным реакциям на опорах винтов производится расчет и подбор опорных подшипников винтового компрессора.

По полным осевым силам P_i , действующим на роторы компрессора, производятся расчет и подбор упорных подшипников.

2.6. Пример расчета сил и моментов, действующих на винты, и реакций на опорах винтового компрессора

Выполним расчет сил и моментов, действующих на винты, и реакций на опорах винтового компрессора, тепловой расчет которого произведен в примере 1.1 (см. разд. 1).

Исходные данные

Рабочее вещество	R22
Температура, °С:	
конденсации t_k	30
кипения t_0	-15
Давление, Па:	
на всасывании компрессора p_v	$2,97 \cdot 10^5$
на нагнетании компрессора p_n	$11,91 \cdot 10^5$
Теоретическая объемная производительность компрессора V_T , м ³ /с	0,243
Индикаторная мощность компрессора N_i , кВт	121,3
Угол сжатия $\phi_{1с}$, град.....	252
Геометрическая степень сжатия компрессора ϵ_r	2,6

Основные геометрические характеристики винтов

Профиль винтов	Асимметричный
Диаметры, мм:	
внешней окружности ВЩ винта D_1	200
начальной окружности ВЩ винта $d_{1н}$	128

внутренней окружности ВЩ винта $d_{1\text{ВН}}$	120
внешней окружности ВМ винта D_2	200
начальной окружности ВМ винта $d_{2\text{Н}}$	192
внутренней окружности ВМ винта $d_{2\text{ВН}}$	120
Межцентровое расстояние A , мм	160
Относительная длина винтов $K_l = l_{\text{В}}/D_1$	1,35
Длина винтов $l_{\text{В}} = 1,35 D_1$, мм	270
Ход винтовой линии ВЩ винта $h_1 = 1,6D_1$, мм ...	320
Угол наклона винтовой линии на начальном цилиндре $\beta_{\text{Н}}$, град	51,49
Угол закрутки ВЩ винта τ_{13} , град	304
Число заходов (зубьев) ВЩ винта z_1	4
Число заходов (зубьев) ВМ винта z_2	6
Передаточное число $i_{12} = z_2/z_1$	1,5
Площадь впадины ВЩ винта $f_{1\text{П}}$, см ²	27,77
Площадь впадины ВМ винта $f_{2\text{П}}$, см ²	19,88
Полезный объем парной полости $W_{\text{П}}$, см ³	1236
Частота вращения ведущего винта n_1 , с ⁻¹	49
Расстояние между центрами опорных подшип- ников l , мм	450
Расстояние от центра опорного подшипника на стороне нагнетания до торца нагнетания $z_{\text{Т}}$, мм	120
Диаметры шеек валов непосредственно у профильных частей винтов $d_{\text{В1}} = d_{\text{В2}}$, мм	95

Принимаем показатель политропы сжатия пара в компрессоре равным среднему показателю изоэнтропы для $R 22$ $n = k = 1,16$.

Давление в парной полости в момент ее соединения с окном нагнетания (давление внутреннего сжатия)

$$P_a = P_{\text{В}} \varepsilon_{\text{Г}}^n = 2,97 \cdot 10^5 \cdot 2,6^{1,16} = 9,0 \cdot 10^5 \text{ Па} .$$

Так как $p_a < p_{\text{Н}}$, принимаем давление в полости, находящейся в зоне окна нагнетания, и парной полости, подошедшей к кромке нагнетательного окна, $p_1 = p_{\text{Н}} = 11,91 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Угол поворота ВЩ винта, определяющий положение идущей сзади парной полости,

$$\varphi_1 = \varphi_{1c} - 360^\circ/z_1 = 252^\circ - 90^\circ = 162^\circ.$$

При этом угле поворота величина параметра $10^3 W_3/D_1^3 = 53,8$, тогда величина заполненного объема (см. рис. 1.11)

$$W_3 = 54,3 d_1^3 / 10^3 = 54,3 \cdot 20^3 / 10^3 = 430,2 \text{ см}^3;$$

текущее значение объема парной полости при этом угле поворота ВЩ винта

$$W_{\varphi_1=162^\circ} = W_0 - W_3 = 1286,6 - 430,2 = 856,4 \text{ см}^3,$$

а величина давления в ней (см. формулу (2.1))

$$p_2 = p_B \left(\frac{W_{\Pi}}{W_{\varphi_1=162^\circ}} \right) = 2,97 \cdot 10^5 \left(\frac{1236}{856,4} \right)^{1,16} = 4,21 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Угол поворота ВЩ винта, определяющий положение следующей за этой парной полости,

$$\varphi_1 = 162^\circ - 90^\circ = 72^\circ.$$

При данном угле $\varphi_1 = 72^\circ$ аналогично определяем следующие параметры: $10^3 W_3/D_1^3 = 14,5$; $W_3 = 116 \text{ см}^3$; $W_{\varphi_1=72^\circ} = 1170,6 \text{ см}^3$.

Тогда величина давления в этой парной полости

$$p_3 = 2,97 \cdot 10^5 \left(\frac{1236}{1170,6} \right)^{1,16} = 3,16 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Избыточные давления в парных полостях компрессора:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_B = (11,91 - 2,97) 10^5 = 8,94 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_B = (4,21 - 2,97) 10^5 = 1,24 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$\Delta p_3 = p_3 - p_B = (3,16 - 2,97) 10^5 = 0,19 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Средний крутящий момент на муфте ВЩ ротора

$$M_{\text{кр}} = 9560 N_i / (n_1 \cdot 60) = 9560 \cdot 121,3 / (49 \cdot 60) = 394,4 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Средний суммарный момент окружных сил на ВЩ винте

$$M_{1\text{ср}} = (1 + k_M) M_{\text{кр}} = (1 + 0,1) 394,4 = 433,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Средний суммарный момент окружных сил на ВМ винте

$$M_{2\text{ср}} = k_M M_{\text{кр}} i_{12} = 0,1 \cdot 394,4 \cdot 1,5 = 59,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Осевой ход ВМ винта

$$h_2 = h_1 i_{12} = 320 \cdot 1,5 = 480 \text{ мм}.$$

Суммарные осевые силы, действующие на профильную поверхность ВЩ и ВМ винтов:

$$\sum_j P_{1j}^{(a)} = (2\pi/h_1) M_{1\text{ср}} = (2 \cdot 3,14 / 320 \cdot 10^{-2}) 433,8 = 8517,6 \text{ Н};$$

$$\sum_j P_{2j}^{(a)} = (2\pi/h_2) M_{2\text{ср}} = (2 \cdot 3,14 / 480 \cdot 10^{-2}) 59,2 = 774,9 \text{ Н}.$$

Строим развертку поверхностей эквивалентных цилиндров (см. рис. 2.6).

Величины хордальных коэффициентов для ВЩ и ВМ винтов:

$$k_{1\text{хр}} = \sin(\pi/z_1) / (\pi/z_1) = \sin 45^\circ / 0,7854 = 0,9;$$

$$k_{2\text{хр}} = \sin(\pi/z_2) / (\pi/z_2) = \sin 30^\circ / 0,524 = 0,955.$$

Расстояние от торца всасывания до точки С

$$Z_C = \varphi_{1c} h_1 / 360^\circ = 252 \cdot 320 / 360 = 224.$$

Углы наклона винтовых линий гребней ВЩ и ВМ винтов:

$$\beta_1 = \arctg (d_1/d_{1H}) \operatorname{tg} \beta_H = \arctg (200/128) \operatorname{tg} 51,49^\circ = 61,01^\circ;$$

$$\beta_2 = \arctg (d_2/d_{2H}) \operatorname{tg} \beta_H = \arctg (200/198) \operatorname{tg} 51,49^\circ = 52,62^\circ.$$

Толщина гребня ВМ винта в направлении оси z

$$\Delta Z_G = 2\gamma_{23} h_1 i_{12} / 360 = 18,61 \cdot 320 \cdot 1,5 / 360 = 24,8.$$

Осевой шаг

$$\Delta Z = h_1 / z_1 = 320 / 4 = 80 \text{ мм.}$$

Расстояния, на которые отстоят сходственные точки по оси x_1 и x_2 :

$$\Delta x_1 = \Delta Z \operatorname{tg} \beta_1 = 80 \operatorname{tg} 63,01^\circ = 157,1 \text{ мм};$$

$$\Delta x_2 = \Delta Z \operatorname{tg} \beta_2 = 80 \operatorname{tg} 52,62^\circ = 104,7 \text{ мм.}$$

Определим площадь и координаты центров давлений полос-тей, подверженных избыточному давлению Δp_1 . Со стороны ВЩ винта это треугольник A_2OC_2 , а со стороны ВМ винта – B_2OE_2 .

Определим длины сторон этих треугольников:

$$l_{OA_2} = l_B - Z_C + \Delta Z = 270 - 224 + 80 = 126 \text{ мм};$$

$$l_{OC_2} = l_{OA_2} \operatorname{tg} \beta_1 = 126 \operatorname{tg} 63,01^\circ = 247,4 \text{ мм};$$

$$l_{OB_2} = l_{OA_2} + \Delta Z_G = 126 + 24,8 \text{ мм};$$

$$l_{OE_2} = l_{OB_2} \operatorname{tg} \beta_2 = 150,8 \operatorname{tg} 52,62^\circ = 197,4 \text{ мм.}$$

Площади треугольников:

$$F_{11} = F_{A_2OC_2} = i_{OA_2} l_{OC_2} / 2 = (126 \cdot 247,4/2) 10^{-2} = 155,9 \text{ см}^2;$$

$$F_{12} = F_{B_2OE_2} = i_{OB_2} l_{OE_2} / 2 = (150,8 \cdot 197,4) 10^{-2} = 148,8 \text{ см}^2.$$

Координаты центра давления ЦД₁₁ треугольника A_2OC_2 :

$$z_{11} = z_{11\text{треуг}} = l_{OA_2} / 3 = 126 / 3 = 42 \text{ мм};$$

$$x_{11} = x_{11\text{треуг}} = l_{OC_2} / 3 = 247,4 / 3 = 82,5 \text{ мм}.$$

Угол между линией центров и радиальной прямой, проходящей через ЦД₁₁,

$$\gamma_{11} = 360^\circ x_{11} / (\pi d_1) = 360^\circ \cdot 82,5 / (3,14 \cdot 200) = 47,3^\circ.$$

Координаты центра давления ЦД₂₁ треугольника B_2OE_2 :

$$z_{21} = z_{21\text{треуг}} = l_{OB_2} / 3 = 150,8 / 3 = 50,3 \text{ мм};$$

$$x_{21} = x_{21\text{треуг}} = l_{OE_2} / 3 = 197,4 / 3 = 65,8 \text{ мм};$$

$$\gamma_{21} = 360^\circ x_{21} / (\pi d_2) = 360^\circ \cdot 65,8 / (3,14 \cdot 200) = 37,7^\circ.$$

Рассмотрим парную полость, подверженную избыточному давлению Δp_2 . Со стороны ВЦ винта Δp_2 действует на трапецию $A_2C_2C_3A_3$, состоящую из параллелограмма $A_2C_2D_3A_3$ и треугольника $C_2C_3D_2$.

Расстояние от начала координат до точки A_2

$$ZL = l_B - Z_C + \Delta Z(J - 1) = 270 - 224 + 80(2 - 1) = 126 \text{ мм},$$

а до точки C_2

$$XL = ZL \operatorname{tg} \beta_1 = 247,4 \text{ мм}.$$

Площадь параллелограмма

$$F_{12\text{парал}} = XL \cdot \Delta Z = 247,4 \cdot 80 \cdot 10^{-2} = 197,9 \text{ см}^2,$$

а треугольника

$$F_{12\text{треуг}} = \Delta Z \cdot \Delta x_1 = (80 \cdot 157,1 \cdot 10^{-2}) / 2 = 62,9 \text{ см}^2.$$

Координаты центра тяжести параллелограмма:

$$z_{21\text{парал}} = (ZL + \Delta Z)/2 = (126 + 80)/2 = 103 \text{ мм};$$

$$x_{12\text{парал}} = XL/2 = 247,4/2 = 123,7 \text{ мм}.$$

Координаты центра тяжести треугольника:

$$z_{12\text{треуг}} = \Delta Z/3 = 80/3 = 26,7 \text{ мм};$$

$$x_{12\text{треуг}} = XL + \Delta x_1/3 = 247,4 + 157,1/3 = 299,8 \text{ мм}.$$

Координаты центра тяжести трапеции (ЦД₁₂):

$$z_{12} = \frac{z_{12\text{парал}} F_{\text{парал}} + z_{12\text{треуг}} F_{\text{треуг}}}{F_{\text{парал}} + F_{\text{треуг}}} =$$

$$= \frac{103 \cdot 197,9 + 26,7 \cdot 62,9}{197,9 + 62,9} = 84,6 \text{ мм};$$

$$x_{12} = \frac{x_{12\text{парал}} F_{\text{парал}} + x_{12\text{треуг}} F_{\text{треуг}}}{F_{\text{парал}} + F_{\text{треуг}}} =$$

$$= \frac{123,7 \cdot 197,9 + 299,8 \cdot 62,9}{197,9 + 62,9} = 166,2 \text{ мм};$$

$$\gamma_{12} = 360^\circ x_{12} / (\pi d_1) = 360 \cdot 166,2 / (3,14 \cdot 200) = 95,2^\circ.$$

Со стороны ВМ винта Δp_2 действует на трапецию $B_2E_2E_3B_3$, состоящую из параллелограмма $B_2E_2F_2B_3$ и треугольника $E_2E_3F_2$.

Расстояние от начала координат до точки B_2

$$\begin{aligned} ZL &= l_B - Z_C + \Delta Z_G + \Delta Z(J - 1) = \\ &= 270 - 224 + 24,8 + 80(2 - 1) = 150,8 \text{ мм}, \end{aligned}$$

а до точки E_2

$$XL = ZL \operatorname{tg} \beta_2 = 150,8 \operatorname{tg} 52,62^\circ = 197,4 \text{ мм.}$$

Площадь параллелограмма

$$F_{22\text{парал}} = XL \cdot ZL = 197,4 \cdot 80 \cdot 10^{-2} = 157,9 \text{ см}^2;$$

площадь треугольника

$$F_{22\text{треуг}} = \Delta Z \cdot \Delta X_2 / 2 = 80 \cdot 104,7 \cdot 10^{-2} / 2 = 41,9 \text{ см}^2.$$

Координаты центра тяжести параллелограмма, треугольника и трапеции (ЦД_{22}):

$$z_{22\text{парал}} = (ZL + \Delta Z) / 2 = (150,8 + 80) / 2 = 115,4 \text{ мм};$$

$$x_{22\text{парал}} = XL / 2 = 197,4 / 2 = 98,7 \text{ мм};$$

$$z_{22\text{треуг}} = \Delta Z / 3 = 26,7 \text{ мм};$$

$$x_{22\text{треуг}} = (XL + \Delta X_2) / 3 = 197,4 + 104,7 / 3 = 232,3 \text{ мм};$$

$$z_{22} = \frac{z_{22\text{парал}} F_{\text{парал}} + z_{22\text{треуг}} F_{\text{треуг}}}{F_{\text{парал}} + F_{\text{треуг}}} =$$

$$= \frac{115,4 \cdot 157,9 + 26,7 \cdot 41,9}{157,9 + 41,9} = 96,8 \text{ мм};$$

$$x_{22} = \frac{98,7 \cdot 157,9 + 232,3 \cdot 41,9}{157,9 + 41,9} = 126,7 \text{ мм};$$

$$\gamma_{22} = 360^\circ x_{22} / (\pi d_2) = 360 \cdot 126,7 / (3,14 \cdot 200) = 72,6^\circ.$$

Аналогично определяются координаты центра давлений ЦД₁₃ и ЦД₂₃.

Координаты центров давлений полостей ВЩ винта приведены в табл. 2.1, ВМ винта – в табл. 2.2.

Таблица 2.1

Величины сил, действующих на профильную поверхность ведущего винта, и координаты их точек приложения

Параметр	Единица измерения	Номер полости		
		11	12	13
$\Delta p \cdot 10^{-5}$	Па	8,94	1,24	0,19
$F_{1j\text{треуг}}$	см ²	155,9	62,9	62,9
$F_{1j\text{парал}}$	см ²	–	197,9	323,6
F_{1j}	см ²	155,9	260,8	386,5
$X_{1j\text{треуг}}$	мм	82,5	299,8	456,9
$X_{1j\text{парал}}$	мм	–	123,7	202,3
X_{1j}	мм	82,5	166,2	243,6
$Z_{1j\text{треуг}}$	мм	42,0	26,7	26,7
$Z_{1j\text{парал}}$	мм	–	103,0	143,0
Z_{1j}	мм	42,0	84,6	124,1
γ_{1j}	град	47,3	95,2	139,6
$P_{1j}^{(r)}$	Н	12545,0	2910,5	660,9
$P_{1j}^{(a)}$	Н	6631,1	1538,7	349,3
$P_{1j}^{(\tau)}$	Н	4221,5	980,0	222,5

Определим радиальные, осевые и окружные силы, действующие на полости винтов.

Для расчета радиальных сил используем формулу (2.6). Например, для полости 11

$$P_{11}^{(r)} = F_{11} k_{1xp} \Delta p_1 = 155,9 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9 \cdot 8,94 \cdot 10^5 = 12543,7 \text{ Н};$$

для полости 21

$$P_{21}^{(r)} = F_{21} k_{2xp} \Delta p_1 = 148,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,955 \cdot 8,94 \cdot 10^5 = 12704,1 \text{ Н.}$$

Таблица 2.2

**Величины сил, действующих на профильную поверхность
ведомого винта, и координаты их точек приложения**

Параметр	Единица измерения	Номер полости		
		21	22	23
$\Delta p \cdot 10^{-5}$	Па	8,94	1,24	0,19
$F_{2j\text{треуг}}$	см ²	148,8	41,9	41,9
$F_{2j\text{парал}}$	см ²	–	157,9	241,7
F_{2j}	см ²	148,8	199,8	283,6
$X_{2j\text{треуг}}$	мм	65,8	232,3	337,0
$X_{2j\text{парал}}$	мм	–	98,7	151,1
X_{2j}	мм	65,8	126,7	178,6
$Z_{2j\text{треуг}}$	мм	50,3	26,7	26,7
$Z_{2j\text{парал}}$	мм	–	115,4	155,4
Z_2	мм	50,3	96,8	136,4
γ_{2j}	град	37,7	72,6	102,3
$P_2^{(r)}$	Н	12708,1	2366,1	514,6
$P_2^{(a)}$	Н	631,4	117,6	25,6
$P_2^{(\tau)}$	Н	603,0	112,3	24,4

Аналогично определяются остальные радиальные силы.

$\sum P_{1j}^{(r)} = 16116,1 \text{ Н}$ определяется суммированием значений в строке $P_{1j}^{(r)}$ табл. 2.1, а $\sum P_{2j}^{(r)} = 15584,7 \text{ Н}$ – в табл. 2.2.

По формуле (2.7) определяем величины осевых сил, действующих на каждую полость. Например, для полости 11

$$P_{11}^{(a)} = P_{11}^{(r)} \frac{\sum_j P_{1j}^{(a)}}{\sum_j P_{1j}^{(r)}} = 12543,7 \frac{8517,6}{16115,1} = 6629,9 \text{ Н};$$

для полости 21

$$P_{21}^{(a)} = P_{21}^{(r)} \frac{\sum_j P_{2j}^{(a)}}{\sum_j P_{2j}^{(r)}} = 12704,1 \frac{774,9}{15584,7} = 631,7 \text{ Н}.$$

Аналогично определяются остальные осевые силы.

Диаметр среднего цилиндра

$$d_{1cp} = d_{2cp} = 0,5(d_1 + d_{1вн}) = 0,5(200 + 120) = 160 \text{ мм}.$$

Угол наклона винтовой линии на среднем цилиндре ВЩ винта

$$\beta_{1cp} = \arctg \left[(d_{1cp}/d_{1н}) \operatorname{tg} \beta_n \right] = \arctg (160/128) \operatorname{tg} 51,49^\circ = 57,5^\circ.$$

Угол наклона винтовой линии на среднем диаметре ВМ винта

$$\beta_{2cp} = \arctg \left[(d_{2cp}/d_{2н}) \operatorname{tg} \beta_n \right] = \arctg (160/192) \operatorname{tg} 51,49^\circ = 46,3^\circ.$$

По формуле (2.4) определяем величины окружных сил, действующих на каждую полость:

для полости 11

$$P_{11}^{(\tau)} = P_{11}^{(a)} \operatorname{ctg} \beta_{1cp} = 6629,9 \operatorname{ctg} 57,5^\circ = 4223,7 \text{ Н};$$

для полости 21

$$P_{21}^{(\tau)} = P_{21}^{(a)} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{cp}} = 631,7 \operatorname{ctg} 46,3^\circ = 603,7 \text{ Н.}$$

Аналогично определяются остальные окружные силы. Величины осевых и окружных сил также приведены в табл. 2.1–2.2.

Определим силы и моменты, действующие на торцы винтов.

Площадь зуба ВЩ винта

$$\begin{aligned} F_{31} &= 0,25\pi (d_1^2 - d_{1\text{BH}}^2) / z_1 - f_{1\text{п}} = \\ &= 0,25 \cdot 3,14 (200^2 - 120^2) 10^{-2} / 4 - 27,77 = 22,5 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

Площадь зуба ВМ винта

$$\begin{aligned} F_{32} &= 0,25\pi (d_2^2 - d_{2\text{BH}}^2) / z_2 - f_{2\text{п}} = \\ &= 0,25 \cdot 3,14 (200^2 - 120^2) 10^{-2} / 6 - 19,88 = 13,63 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

Кольцевая площадь ВЩ и ВМ винтов

$$\begin{aligned} F_{\text{кол1}} = F_{\text{кол2}} &= 0,25\pi (d_{1\text{BH}}^2 - d_{\text{B1}}^2) = \\ &= 0,25 \cdot 3,14 (120^2 - 95^2) 10^{-2} = 42,22 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

Координаты центров давления зуба ВЩ и ВМ винтов (см. рис. 2.7):

$$x_{\text{ц.31}} = 0,06 d_1 = 0,06 \cdot 200 = 12 \text{ мм};$$

$$y_{\text{ц.31}} = 0,37 d_1 = 74 \text{ мм};$$

$$x_{\text{ц.32}} = 0,03 d_1 = 6 \text{ мм};$$

$$y_{\text{ц.32}} = 0,385 d_1 = 77 \text{ мм}.$$

Координаты центров давления кольцевой части площадок, принадлежащих зубу ВЦ и ВМ винтов (см. рис. 2.7):

$$x_{\text{ц.кол1}} = 0; y_{\text{ц.кол1}} = \frac{2z_1(r_{1\text{ВН}}^3 - r_{1\text{В}}^3)}{3\pi(r_{1\text{ВН}}^2 - r_{1\text{В}}^2)} \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 4 \left[(120/2)^3 - (95/2)^3 \right]}{3 \cdot 3,14 \left[(120/2)^2 - (95/2)^2 \right]} \sin\left(\frac{180^\circ}{4}\right) = 48,6 \text{ мм};$$

$$x_{\text{ц.кол2}} = 0; y_{\text{ц.кол2}} = \frac{2z_2(r_{2\text{ВН}}^3 - r_{2\text{В}}^3)}{3\pi(r_{2\text{ВН}}^2 - r_{2\text{В}}^2)} \sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 6 \left[(120/2)^3 - (95/2)^3 \right]}{3 \cdot 3,14 \left[(120/2)^2 - (95/2)^2 \right]} \sin\left(\frac{180^\circ}{6}\right) = 51,6 \text{ мм}.$$

Координаты центра тяжести фигуры, образованной зубом ВЦ винта и принадлежащей ему площадью кольца (см. формулу (2.10)):

$$x_{\text{Т1}} = \frac{x_{\text{ц.з1}}F_{\text{з1}} + x_{\text{ц.кол1}}F_{\text{кол1}}/z_1}{F_{\text{з1}} + F_{\text{кол1}}/z_1} = \frac{12 \cdot 22,5 + 0}{22,5 + 42,22/4} = 8,2 \text{ мм};$$

$$y_{\text{Т1}} = \frac{74 \cdot 22,5 + 48,6 \cdot 42,22/4}{22,5 + 42,22/4} = 65,9 \text{ мм};$$

$$R_{\text{Т.Н1}} = \sqrt{8,2^2 + 65,9^2} = 66,4 \text{ мм};$$

$$\gamma_{\text{Т.Н1}} = \arccos(65,9/66,4) = 7,0^\circ.$$

То же для ВМ винта:

$$x_{Т2} = \frac{x_{Ц,32} F_{32} + x_{Ц,КОЛ2} F_{КОЛ2} / z_2}{F_{32} + F_{КОЛ2} / z_2} = \frac{6 \cdot 13,63 + 0}{13,63 + 42,22/6} = 4,0 \text{ мм};$$

$$y_{Т2} = \frac{77 \cdot 13,63 + 51,6 \cdot 42,22/6}{13,63 + 42,22/6} = 68,4 \text{ мм};$$

$$R_{Т.Н2} = \sqrt{4^2 + 68,4^2} = 68,5 \text{ мм};$$

$$\gamma_{Т.Н2} = \arccos (68,4/68,5) = 3,3^\circ.$$

Угол раскрытия окна нагнетания со стороны ВЩ винта:

$$\alpha_{1Н} = \alpha_{01} + (\tau_{13} - \phi_{1с}) = 34,5 + (304 - 252) = 86,5^\circ;$$

$$\alpha_{01} = \arccos \frac{A^2 - r_1^2 - r_{2Н}^2}{2Ar_1} = \arccos \frac{160^2 - 100^2 - 96^2}{2 \cdot 160 \cdot 100} = 34,5^\circ,$$

где α_{01} – угол начала сжатия для винтов с асимметричным профилем.

Угол раскрытия окна нагнетания со стороны ВМ винта:

$$\alpha_{2Н} = \alpha_{1Н} / i_{12} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = 86,5/1,5 + 13,14 + 18,61 = 89,4^\circ.$$

Определим координаты точек приложения торцевых сил, действующих на зубья винтов с прилегающими к ним кольцевыми площадками (см. рис. 2.6, формулы (2.13), (2.14)).

Ведущий винт

$$R_{Ц1j} = R_{Т.Н1} = 66,5^\circ \text{ для всех зубьев.}$$

Угол между линией центров и лучом, проходящим из центра ВЩ винта в ЦД₁₁,

$$\alpha_{Т.Н11} = \alpha_{1Н} - \gamma_{Т.Н1} = 86,5 - 7 = 79,5^\circ.$$

Для остальных зубьев:

$$\alpha_{\text{Т.Н12}} = \alpha_{1\text{Н}} - \gamma_{\text{Т.Н1}} + \frac{(J_3 - 1) 360^\circ}{z_1} =$$

$$= 86,5 - 7 + \frac{(2-1) 360}{4} = 169,5^\circ;$$

$$\alpha_{\text{Т.Н13}} = 259,5^\circ; \quad \alpha_{\text{Т.Н14}} = 349,5^\circ.$$

Ведомый винт

$$R_{\text{ц2j}} = R_{\text{Т.Н2}} = 68,5 \text{ мм для всех зубьев};$$

$$\alpha_{\text{Т.Н21}} = \alpha_{2\text{Н}} - 2\gamma_{23}/2 + \gamma_{\text{Т.Н2}} = 89,4 - 18,61/2 + 3,1 = 83,4^\circ;$$

$$\alpha_{\text{Т.Н22}} = 89,4 - 18,61/2 + 3,1 + (2-1) 360/6 = 143,4^\circ;$$

$$\alpha_{\text{Т.Н23}} = 203,4^\circ; \quad \alpha_{\text{Т.Н24}} = 263,4^\circ;$$

$$\alpha_{\text{Т.Н25}} = 323,4^\circ; \quad \alpha_{\text{Т.Н26}} = 383,4^\circ.$$

Определим величины среднего давления, действующего на зубья винтов со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.8)).

Ведущий винт

$$p_{11} = p_1 = 11,91 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{12} = \frac{p_2 + p_1}{2} = \frac{(4,21 + 11,91) 10^5}{2} = 8,06 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{13} = \frac{p_3 + p_2}{2} = \frac{(3,16 + 4,21) 10^5}{2} = 3,69 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{14} = \frac{p_{\text{В}} + p_3}{2} = \frac{(2,97 + 3,16) 10^5}{2} = 3,1 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Ведомый винт

$$p_{21} = p_1 = 11,91 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{22} = \frac{p_2 + p_1}{2} = 8,06 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{23} = \frac{p_3 + p_2}{2} = 3,69 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{24} = \frac{p_B + p_3}{2} = 3,1 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{25} = p_B = 2,97 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_{26} = \frac{p_1 + p_B}{2} = \frac{(11,91 + 2,97)}{2} 10^5 = 7,44 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Определим величины торцевых сил, действующих на зубья с принадлежащими им частями кольцевой площади со стороны торца нагнетания.

Ведущий винт

$$\begin{aligned} P_{T11} &= p_{11} (F_{31} + F_{\text{кол1}}/z_1) = 11,91 \cdot 10^5 (22,5 + 42,22/4) 10^{-4} = \\ &= 11,91 \cdot 10^5 \cdot 33,1 \cdot 10^{-4} = 3936,2 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{T11} &= p_{11} (F_{31} + F_{\text{кол1}}/z_1) = 11,91 \cdot 10^5 (22,5 + 42,22/4) 10^{-4} = \\ &= 11,91 \cdot 10^5 \cdot 33,1 \cdot 10^{-4} = 3936,2 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$P_{T12} = 8,06 \cdot 10^5 \cdot 33,1 \cdot 10^{-4} = 2663,8 \text{ Н}; \quad P_{T13} = 1217,9 \text{ Н};$$

$$P_{T14} = 1013,7 \text{ Н}.$$

Ведомый винт

$$P_{T21} = p_{21}(F_{32} + F_{\text{кол}2}/z_2) = 11,91 \cdot 10^5 (13,63 + 42,22/6) 10^{-4} =$$
$$= 11,91 \cdot 10^5 \cdot 20,7 \cdot 10^{-4} = 2461,4 \text{ Н};$$

$$P_{T22} = 8,06 \cdot 10^5 \cdot 20,7 \cdot 10^{-4} = 1665,7 \text{ Н};$$

$$P_{T23} = 761,6 \text{ Н}; \quad P_{T24} = 683,4 \text{ Н};$$

$$P_{T25} = 613,8 \text{ Н}; \quad P_{T26} = 1537,6 \text{ Н}.$$

Равнодействующая сил, действующих на торец нагнетания:
ведущий винт

$$P_{T.H1} = \sum P_{Tlj} = 8830,7 \text{ Н};$$

ВЕДОМЫЙ ВИНТ

$$P_{T.H2} = \sum P_{T2j} = 7673,3 \text{ Н}.$$

Координаты точек приложения этих равнодействующих – см. рис. 2.6; формулы (2.15), (2.16).

Ведущий винт

$$x_{T.H1} = 66,4 (\cos 79,5^\circ \cdot 3936,2 + \cos 169,5^\circ \cdot 2669,8 +$$
$$+ \cos 259,5^\circ \cdot 1217,9 + \cos 349,5^\circ \cdot 1013,7)/8830,7 = -8,4 \text{ мм};$$

$$y_{T.H1} = 66,4 (\sin 79,5^\circ \cdot 3936,2 + \dots + \sin 349,5^\circ \cdot 1019,7)/8830,7 =$$
$$= 22,3 \text{ мм};$$

$$R_{T.H1} = \sqrt{(-8,4)^2 + 22,3^2} = 23,9 \text{ мм};$$

$$\gamma_{T.H1} = \arccos (-8,4/23,8) = 110,7^\circ.$$

Ведомый винт

$$x_{Т.Н2} = 68,5 (\cos 83,4^\circ \cdot 2461,4 + \cos 143,4^\circ \cdot 1665,7 + \\ + \cos 203,4^\circ \cdot 761,6 + \cos 263,4^\circ \cdot 633,4 + \cos 322,4^\circ \cdot 613,8 + \\ + \cos 383,3^\circ \cdot 1537,6) / 7673,3 = 0,7 \text{ мм};$$

$$y_{Т.Н2} = 68,5 (\sin 83,4^\circ \cdot 2461,4 + \dots + \\ + \sin 383,4^\circ \cdot 1537,6) / 7673,5 = 24,5 \text{ мм};$$

$$R_{Т.Н2} = \sqrt{0,7^2 + 24,5^2} = 24,5 \text{ мм};$$

$$\gamma_{Т.Н2} = \arccos (0,7/24,5) = 88,4^\circ.$$

Равнодействующая сил, действующих на торец всасывания:
ведущий винт

$$P_{Т.В1} = (z_1 F_{31} + F_{кол1}) p_v = \\ = (4 \cdot 22,5 + 42,22) 10^{-4} \cdot 2,97 \cdot 10^5 = 3926,9 \text{ Н};$$

ВЕДОМЫЙ ВИНТ

$$P_{Т.В2} = (6 \cdot 13,63 + 42,22) 10^{-4} \cdot 2,97 \cdot 10^5 = 3682,6 \text{ Н}.$$

Суммарная осевая сила, действующая на торцы ВЩ винта,

$$P_{Т1} = P_{Т.Н1} - P_{Т.В1} = 8830,7 - 3926,9 = 4903,8 \text{ Н}.$$

Кроме этой силы от действия внецентральной равнодействующей силы, действующей на торец нагнетания ВЩ винта, на последний действует момент сил

$$M_{Т.Н1} = P_{Т.Н1} R_{цд1} = 8830,7 \cdot 23,9 \cdot 10^{-3} = 211,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Суммарная осевая сила, действующая на торцы ВМ винта,

$$P_{T2} = P_{T.H2} - P_{T.B2} = 7673,3 - 3682,6 = 3990,7 \text{ Н.}$$

Момент сил от равнодействующей осевых сил, действующих на торец нагнетания ВМ винта,

$$M_{T.H2} = P_{T.H2} R_{цд2} = 7673,3 \cdot 24,5 \cdot 10^{-3} = 188,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Определим реакции на опорах ВЦ винта.

Реакции от действия радиальных и осевых профильных сил на опоре со стороны торца нагнетания определяются по формуле (2.17), а на опоре со стороны торца всасывания – по формуле (2.18). Проекция этих реакций на оси x_1 и y_1 (см. рис. 2.10) определяются по формулам (2.19).

Реакции от действия окружных профильных сил на опорах со стороны нагнетания ($H_{1j}^{(\tau)}$) и всасывания ($B_{1j}^{(\tau)}$) определяются по формулам (2.20). Проекция этих реакций на оси x_1 и y_1 (см. рис. 2.10) определяются по формуле (2.21).

Результаты расчета сведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Величины реакций на опорах ведущего винта

Параметр	Единица измерения	Номер полости		
		11	12	13
$P_{1j}^{(r)}$	Н	12545,0	2910,5	660,9
$P_{1j}^{(a)}$	Н	6631,1	1538,3	349,3
$P_{1j}^{(\tau)}$	Н	4221,5	980,0	222,5
Z_{1j}	мм	42,0	84,6	124,1
γ_{1j}	град	47,3	95,2	139,6
$H_{1j}^{(r,a)}$	Н	6850,0	1313,9	240,4
$H_{1j,x}^{(r,a)}$	Н	4649,8	-118,7	-183,0

Параметр	Единица измерения	Номер полости		
		11	12	13
$H_{1j,y}^{(r,a)}$	Н	5030,1	1308,5	155,8
$B_{1j}^{(r,a)}$	Н	5695,1	1597,1	420,6
$B_{1j,x}^{(r,a)}$	Н	3865,8	-144,3	-320,3
$B_{1j,y}^{(r,a)}$	Н	4182,0	1590,6	272,7
$H_{1j}^{(\tau)}$	Н	2701,3	534,2	101,8
$H_{1j,x}^{(\tau)}$	Н	1983,9	532,0	66,0
$H_{1j,y}^{(\tau)}$	Н	-1833,9	48,2	77,5
$B_{1j}^{(\tau)}$	Н	1519,7	445,4	120,7
$B_{1j,x}^{(\tau)}$	Н	1116,0	443,6	78,2
$B_{1j,y}^{(\tau)}$	Н	-1031,6	40,2	91,9

Реакция от внецентральной торцевой силы $P_{\tau,н1}$ на опоре со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.22))

$$H_1^{(\tau)} = -M_{\tau,н1}/l = -211,1/(450 \cdot 10^{-3}) = -469,2 \text{ Н},$$

а на опоре со стороны торца всасывания

$$B_1^{(\tau)} = -H_1^{(\tau)} = 469,2 \text{ Н}.$$

Проекции этих реакций на оси x_1 и y_1 (см. формулу (2.23)):

$$B_{1x}^{(\tau)} = 469,2 \cdot \cos 110,7^\circ = -165,9 \text{ Н};$$

$$H_{1x}^{(\tau)} = -469,2 \cdot \cos 110,7^\circ = 165,9 \text{ Н};$$

$$B_{1y}^{(\tau)} = 469,2 \cdot \sin 110,7^\circ = 438,9 \text{ Н};$$

$$H_{1y}^{(\tau)} = -469,2 \cdot \sin 110,7^\circ = -438,9 \text{ Н}.$$

Вес ведущего винта

$$G_1 = \left[(0,25\pi d_1^2 - z_1 f_{1п}) l_B + V_{1ш.в} \right] \gamma_{ст} =$$

$$= \left[(0,25 \cdot 3,14 \cdot 20^2 - 4 \cdot 27,77) 27 + 1275,9 \right] 7,8 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 517,2 \text{ Н},$$

где $V_{1ш.в} = 0,25 d_{B1}^2 (l - l_B) = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 9,5^2 (45 - 27) = 1276,9 \text{ см}^3$.

Проекция реакций от действия сил тяжести винта на ось y :

$$B_{1y}^{(G)} = G_1 (l_B/2 + ZT)/l = 517,2 (270/2 + 120)/450 = 293,1 \text{ Н};$$

$$H_{1y}^{(G)} = G_1 - B_{1y}^{(G)} = 517,2 - 293,1 = 224,1 \text{ Н}.$$

Сумма проекций на ось x_1 на опоре со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.24))

$$H_{1x} = \sum_j H_{1j,x}^{(r,a)} + \sum_j H_{1j,x}^{(\tau)} + H_{1x}^{(\pi)} =$$

$$= 4348,1 + 2581,9 + 165,9 = 7095,9 \text{ Н}.$$

Сумма проекций на ось y_1 на опоре со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.25))

$$H_{1y} = \sum_j H_{1j,y}^{(r,a)} + \sum_j H_{1j,y}^{(\tau)} + H_{1y}^{(\pi)} - H_{1y}^{(G)} =$$

$$= 6494,4 - 1708,2 - 438,9 - 224,1 = 4123,2 \text{ Н}.$$

Реакция на опоре ВЩ винта со стороны торца нагнетания

$$H_1 = \sqrt{H_{1x}^2 + H_{1y}^2} = \sqrt{7095,9^2 + 4123,2^2} = 8206,8 \text{ Н}.$$

Угол между направлением действия реакции и осью x_1 (линией центров)

$$\gamma_{H1} = \arccos (H_{1x}/H_1) = \arccos \left(\frac{7095,9}{8206,8} \right) = 30,2^\circ.$$

Сумма проекций на ось x_1 на опоре со стороны торца всасывания

$$\begin{aligned} B_{1x} &= \sum_j B_{1j,x}^{(r,a)} + \sum_j B_{1j,x}^{(\tau)} + B_{1x}^{(\pi)} = \\ &= 3401,3 + 1637,7 - 165,9 = 4873,1 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Сумма проекций на ось y_1 на опоре со стороны торца всасывания

$$\begin{aligned} B_{1y} &= \sum_j B_{1j,y}^{(r,a)} + \sum_j B_{1j,y}^{(\tau)} + B_{1y}^{(\pi)} - B_{1y}^{(G)} = \\ &= 6045,2 - 899,5 + 438,9 - 293,1 = 5291,5 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Реакция на опоре ВЦ винта со стороны торца всасывания

$$B_1 = \sqrt{B_{1x}^2 + B_{1y}^2} = \sqrt{4873,1^2 + 5291,5^2} = 7193,6 \text{ Н.}$$

Угол между направлением действия реакции и осью x_1 (линией центров)

$$\gamma_{B1} = \arccos (B_{1x}/B_1) = \arccos \left(\frac{4873,1}{7193,6} \right) = 47,4^\circ.$$

Определим реакции на опорах ведомого винта.

Реакции от действия радиальных, осевых, окружных сил и проекций этих реакций на оси x_2 и y_2 (см. рис. 2.11) определяются по формулам (2.26) – (2.29). Результаты расчетов сведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Величины реакций на опорах ведомого винта

Параметр	Единица измерения	Номер полости		
		21	22	23
$P_{2j}^{(r)}$	Н	12708,1	2366,1	514,6
$P_{2j}^{(a)}$	Н	631,4	117,6	25,6
$P_{2j}^{(\tau)}$	Н	603,0	112,3	24,4
Z_{2j}	мм	50,3	96,8	136,4
γ_{2j}	град	37,7	72,6	102,3
$H_{2j}^{(r,a)}$	Н	8012,1	1247,0	225,9
$H_{2j,x}^{(r,a)}$	Н	6339,1	372,9	-48,1
$H_{2j,y}^{(\tau,a)}$	Н	4899,9	1189,9	220,7
$B_{2j}^{(r,a)}$	Н	4696,4	1119,0	288,7
$B_{2j,x}^{(r,a)}$	Н	3715,7	334,6	-61,5
$B_{2j,y}^{(r,a)}$	Н	2872,2	1067,8	282,0
$H_{2j}^{(\tau)}$	Н	374,8	58,2	10,5
$H_{2j,x}^{(\tau)}$	Н	-229,2	-55,5	-10,2
$H_{2j,y}^{(\tau)}$	Н	296,5	17,4	-2,2
$B_{2j}^{(\tau)}$	Н	228,1	54,1	14,0
$B_{2j,x}^{(\tau)}$	Н	-139,5	-51,6	-13,6
$B_{2j,y}^{(\tau)}$	Н	180,5	16,2	-3,0

Реакция от внецентальной торцевой силы $P_{т.н2}$ на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_2^{(т)} = -M_{т.н2}/l = -188,4/(450 \cdot 10^{-3}) = -418,7 \text{ Н},$$

а со стороны торца всасывания

$$B_2^{(т)} = -H_2^{(т)} = 418,7 \text{ Н}.$$

Проекция этих реакций на оси x_2 и y_2 (см. рис. 2.11, формулу (2.29)):

$$B_{2x}^{(т)} = 418,7 \cdot \cos 88,4^\circ = 11,8 \text{ Н}; \quad H_{2x}^{(т)} = -11,8 \text{ Н};$$

$$B_{2y}^{(т)} = 418,7 \cdot \sin 88,4^\circ = 418,5 \text{ Н}; \quad H_{2y}^{(т)} = -418,5 \text{ Н}.$$

Вес ведомого винта

$$G_2 = \left[(0,25\pi d_2^2 - z_2 f_{2п}) l_B + V_{2ш.в} \right] \gamma_{ст} = \\ = \left[(0,25 \cdot 3,14 \cdot 20^2 - 6 \cdot 19,88) 27 + 1275,9 \right] 7,8 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 500,2 \text{ Н}.$$

Проекция реакции от действия сил тяжести на ось y_2 :

$$B_{2y}^G = G_2 \cdot l_B/2 + ZT / l = 500,2 \cdot 270/2 + 120 / 450 = 283,4 \text{ Н};$$

$$H_{2y}^{(G)} = G_2 - B_{2y}^{(G)} = 500,2 - 283,4 = 216,8 \text{ Н}.$$

Сумма проекций на ось x_2 на опоре со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.30))

$$H_{2x} = 6663,8 - 295,0 - 11,8 = 6357,0 \text{ Н}.$$

Сумма проекций на ось y_2 на опоре со стороны торца нагнетания (см. формулу (2.31))

$$H_{2y} = 6310,7 + 311,7 - 418,5 - 216,8 = 5987,1 \text{ Н}.$$

Реакция на опоре ВЦ винта со стороны торца нагнетания

$$H_2 = \sqrt{H_{2x}^2 + H_{2y}^2} = \sqrt{6357,0^2 + 5981,1^2} = 8732,6 \text{ Н.}$$

Угол между направлением действия реакции и осью x_2 (линией центров)

$$\gamma_{H_2} = \arccos(H_{2x}/H_2) = \arccos\left(\frac{6357,1}{8732,6}\right) = 43,3^\circ.$$

Сумма проекций на ось x_2 на опоре со стороны торца всасывания

$$B_{2x} = 3988,9 - 204,7 + 11,8 = 3796,0 \text{ Н.}$$

Сумма проекций на ось y_2 на опоре со стороны торца всасывания

$$B_{2y} = 4222,0 + 193,7 + 418,5 - 283,4 = 4550,8 \text{ Н.}$$

Реакция на опоре ВЦ винта со стороны торца всасывания

$$B_2 = \sqrt{B_{2x}^2 + B_{2y}^2} = \sqrt{3796,0^2 + 4550,8^2} = 5926,1 \text{ Н.}$$

Угол между направлением действия реакции и осью x_2 (линией центров)

$$\gamma_{B_2} = \arccos(B_{2x}/B_2) = \arccos\left(\frac{3796,0}{5926,1}\right) = 50,1^\circ.$$

Суммарная осевая сила от давления пара рабочего вещества, действующая на ВЦ винт,

$$P_1 = P_{T1} + \sum_j P_{1j}^{(a)} = 4903,8 + 8517,6 = 13421,4 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая сила от давления пара рабочего вещества, действующая на ВМ винт,

$$P_2 = P_{T2} - \sum_j P_{2j}^{(a)} = 3990,7 - 774,9 = 3215,8 \text{ Н.}$$

3. РАСЧЕТЫ РОТАЦИОННОГО И СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРОВ

Пример 3.1. Тепловой и конструктивный расчеты ротационного пластинчатого компрессора

Расчет компрессора ведется для условий первой ступени двухступенчатой холодильной машины, схема и цикл которой показаны на рис. 1.9 [4].

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт	100
Температура, °С:	
кипения t_0	-60
конденсации t_k	30
всасывания в компрессор первой ступени	-40
разность температур в $t_1 - t_m$	5
Рабочее вещество	R717

Параметры узловых точек приведены в табл. 3.1. Результаты расчета занесены в табл. 3.2.

Таблица 3.1

Параметры узловых точек

Параметр	Точки					
	1	2	3	4	5	6
P , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	0,16
t , °С	-40	83	40	18	18	30
h , кДж/кг	1315	1585	1471	1444,6	1796	242
v , м ³ /кг	4,75	—	—	0,86	—	—

Окончание табл. 3.1

Параметр	Точки				
	7	8	9	10	11
P , МПа	0,16	0,16	0,16	1,169	0,0218
t , °С	-24	-24	-24	-19	-60
h , кДж/кг	242	1351	10	33	33
v , м ³ /кг	—	—	—	—	—

Таблица 3.2

Результаты расчета компрессора

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Промежуточное давление, МПа	$p_m = \sqrt{p_k p_0}$	0,16	–
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = h_1 - h_{11}$	1282,0	–
Массовый расход рабочего вещества в первой ступени, кг/с	$G_a^I = \frac{Q_0}{q_0}$	0,078	–
Объемный расход рабочего вещества в первой ступени, м ³ /с	$V_d = G_a^I v_1$	0,37	–
Коэффициент подачи	λ	0,7	Определяется по графику на рис. 2.31 [4]
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_H = \frac{p_m}{p_0}$	7,3	–
Число пластин	Z	10	Выбирается в пределах 5–20
Коэффициент, учитывающий число пластин	C	12,4	Выбирается в зависимости от Z [7, с. 477]
Относительный эксцентриситет	$\bar{e} = \frac{e}{R_{ц}}$	0,15	Выбирается в пределах 0,1–0,15
Относительная длина цилиндра	$\bar{l} = \frac{l}{R_{ц}}$	7	Выбирается в пределах 3,4–8
Окружная скорость скольжения пластины по цилиндру	$U_{ср}$	15	Выбирается в пределах 10–16
Радиус цилиндра компрессора, м	$R_{ц} = \sqrt{\frac{2\pi V_d}{C \lambda \bar{l} \bar{e} U_{ср}}}$	0,125	–
Частота вращения ротора, с ⁻¹	$n = \frac{U_{ср}}{2\pi R_{ц}}$	19,1	Или 955 об/мин

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечания
Изоэнтروпная мощность компрессора, кВт	$N_s = G_s (h_{2s} - h_1)$	21,06	–
Эффективный КПД компрессора	η_e	0,6	См. рис. 9.54 [7]
Эффективная мощность компрессора, кВт	$N_e = \frac{N_s}{\eta_e}$	35,1	–

Пример 3.2. Тепловой и конструктивный расчеты ротационного компрессора с катящимся ротором

Исходные данные

Холодопроизводительность, кВт	1,0
Температура, °С:	
кипения t_0	–15
конденсации t_k	30
всасывания t_1	–10
Рабочее вещество	R22

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.6. Результаты расчета сведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Результаты расчета компрессора

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечание
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = h_1 - h_4$	162,7	–
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м ³	$q_v = \frac{q_0}{v_1}$	2085,9	–

Продолжение табл. 3.3

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечание
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G_a = \frac{Q_0}{q_0}$	0,0061	–
Коэффициент объемных потерь, связанных с наличием мертвого пространства	λ_c выбирают по экспериментальным данным по поршневым компрессорам или определяют по формуле (8.18) [7]	0,93	$c = 0,2$ – относительное мертвое пространство; $n_p = 1,1$ – показатель политропы расширения
Коэффициент расширения	$\lambda_{др}$	1,0	Принимается
Коэффициент подогрева	$\lambda_w = AT_k - B(T_{вс} - T_0)$	0,824	При работе на R22: $A = 2,75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,8 \cdot 10^{-3}$ или принимается при $\pi_n = 2 \div 8$ $\lambda_w = 0,95 \div 0,82$
Коэффициент плотности	$\lambda_{пл}$	0,85	Принимается $\lambda_{пл} = 0,82 \div 0,92$ при $n = 50 \text{ с}^{-1}$; $\lambda_{пл} = 0,75 \div 0,92$ при $n = 25 \text{ с}^{-1}$
Коэффициент подачи	$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}$	0,65	–
Максимальный теоретический объем	$W_T = \frac{G_a v_1}{\lambda n}$	$1,46 \cdot 10^{-5}$	$n = 50 \text{ с}^{-1}$ – частота вращения ротора
Действительная объемная производительность компрессора, м ³ /с	$V_d = W_T \lambda n$	$4,75 \cdot 10^{-4}$	–
Радиус ротора, м. Принимаем $R_p = 0,024$ м	$R_p =$ $= \sqrt[3]{\frac{V_d}{2\lambda n K_p \psi_p (2 + \psi_p)}}$	0,02435	$K_p = 0,5$ – относительная высота ротора, $\psi_p = 0,15$ – относительный эксцентриситет

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечание
Эксцентриситет, м	$e = \psi_p R_p$	0,0036	–
Толщина лопасти	$\delta = 2e$	0,0072	–
Уточненная относительная высота ротора, м	$K_p =$ $= \frac{W_T}{2\pi\psi_p (2 + \psi_p) R_p^3}$	0,5215	–
Высота цилиндра, м	$H = 2K_p R_p$	0,025	–
Объемная производительность компрессора при измененных геометрических параметрах, м ³ /с	$V_D^\Gamma =$ $= \lambda\pi H [(R_p + e)^2 - R^2] n$	$4,738 \cdot 10^{-4}$	–
Ошибка по сравнению с тепловым расчетом компрессора, %	$\Delta = \frac{V_D - V_D^\Gamma}{V_D} 100$	0,46	–
Изоэнтروпная мощность компрессора, кВт	$N_s = G_a (h_{2s} - h_1)$	0,22	–
Электрическая КПД	η_ε	0,46	См. рис. 9.60 [7]
Электрическая мощность, кВт	$N_3 = N_s / \eta_\varepsilon$	0,48	–

Пример 3.3. Тепловой и конструктивный расчеты спирального компрессора

Исходные данные

Холодопроизводительность, кВт	1,0
Температура, °С:	
кипения t_0	–15
конденсации t_k	30
всасывания t_1	–10
Рабочее вещество	R134a

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 3.4. Результаты расчета сведены в табл. 3.5.

Таблица 3.4

Параметры узловых точек

Параметр	Точки			
	1	2s	3	4
P , МПа	0,162	0,71	0,71	0,162
t , °С	−10	42	30	−15
h , кДж/кг	395,0	425,0	245,0	245,0
ν , м ³ /кг	0,12	–	–	–

Таблица 3.5

Результаты расчета компрессора

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечание
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = h_1 - h_4$	150	–
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G_a = \frac{Q_0}{q_0}$	0,0067	–
Объемный действительный расход рабочего вещества, м ³ /с	$V_d = G_a \nu_1$	0,0008	–
Коэффициент подачи	λ	0,88	См. рис. 9.47 [7]
Объемный теоретический расход рабочего вещества, м ³ /с	$V_T = \frac{V_d}{\lambda}$	0,0009	–
Изоэнтروпная мощность, кВт	$N_s = G_a (h_{2s} - h_1)$	0,2	–
Эффективный КПД	η_e	0,79	См. рис. 9.47 [7]
Эффективная мощность, кВт	$N_e = \frac{N_s}{\eta_e}$	0,25	–
Частота вращения ротора, с ^{−1}	n_c	24,5	Выбирается в диапазоне 20–200 с ^{−1}

Окончание табл. 3.5

Определяемая величина	Расчетная формула	Результаты расчета	Примечание
Объем ячеек за один оборот ротора, см ³	$\sum W_{\Pi} = \frac{V_{\Gamma}}{n_c}$	36,7	–
Толщина ребра спирали, см	δ	0,25	Выбирается в пределах 0,25–0,8
Эксцентриситет, см	ε	0,3	Выбирается в пределах 0,2–1,2
Линейная скорость подвижного ребра спирали, м/с	$u_{\text{СП}} = 2\pi n_c \varepsilon$	4,61	–
Шаг спирали, см	$t = 2(\varepsilon + \delta)$	1,1	–
Угол закрутки спирали	θ_{Π}	5π	$\pi_n < 4,$ $\theta_{\Pi} =$ $= (4,5 \div 5) \pi;$ $4 < \pi_n < 6,$ $\theta_{\Pi} =$ $= (5,5 \div 6) \pi;$ $\pi_n > 6, \theta_{\Pi} =$ $= 6,5\pi$
Коэффициент спирали (Архимеда)	$K_{\theta} = \theta_{\Pi} - 1$	14,7	–
Высота ребра, см	$h = \frac{\sum W_{\Pi}}{2\pi t \varepsilon K_{\theta}}$	1,2	–
Относительная высота	$\bar{h} = \frac{h}{\delta}$	4,9	Допускается в пределах 4–8
Площадь двух ячеек на всасывании, см ²	$\sum f_{\text{я}} = \pi K_{\theta} t (t - 2\delta)$	27,92	–
Объемная производительность компрессора при уточненных геометрических параметрах, м ³ /с	$V_{\Gamma}^r = \sum f_{\text{я}} h n$	0,00082	–

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. – М.: Колосс, 2006. – 456 с.
2. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. – М.: Колосс, 2008. – 711 с.
3. Теплообменные аппараты холодильных установок /Под ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Ч. I. / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб: СПбГУНиПТ, 2007. – 423 с.
6. Холодильные машины: Справ. / Под ред. А. В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. – 224 с.
7. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 992 с.
8. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999.

Интернет-ресурсы

ГОСТ 8734–75 http://www.metallopt.ru/info/gost_all/8734/
ГОСТ 10705–80
<http://www.docload.ru/Basesdoc/4/4011/index.htm>
ГОСТ 20295–85 [http://mgsz.ru/gost-20295–85](http://mgsz.ru/gost-20295-85)
ГОСТ 617–90 [http://standartgost.ru/ГОСТ 617–90](http://standartgost.ru/ГОСТ_617-90)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ.....	4
Пример 1.1. Расчет холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником.....	4
Пример 1.2. Тепловой и конструктивный расчеты холодильного винтового маслозаполненного компрессора с прямоточным подсосом рабочего вещества (с системой «сталомайзер»)	21
Пример 1.3. Тепловой расчет винтового компрессора сухого сжатия	28
2. РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА	31
2.1. Определение давления в парных полостях в процессе сжатия пара в винтовом компрессоре.....	31
2.2. Силы и моменты, действующие на винты.....	37
2.3. Силы давления пара, действующие на профильные поверхности винтов	41
2.4. Осевые силы и моменты, действующие на винты.....	46
2.5. Расчет реакций на опорах винтов.....	51
2.6. Пример расчета сил и моментов, действующих на винты, и реакций на опорах винтового компрессора	61
3. РАСЧЕТЫ РОТАЦИОННОГО И СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРОВ	86
Пример 3.1. Тепловой и конструктивный расчеты ротационного пластинчатого компрессора	86
Пример 3.2. Тепловой и конструктивный расчеты ротационного компрессора с катящимся ротором	88
Пример 3.3. Тепловой и конструктивный расчеты спирального компрессора.....	90
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	93

Носков Анатолий Николаевич, Пекарев Валентин Иванович,
Малышев Александр Александрович,
Мизин Валерий Михайлович, Коротков Владимир
Александрович, Данилов Михаил Михайлович,
Дзино Анатолий Аполлонович, Татаренко Юлия
Валентиновна, Малинина Ольга Сергеевна,
Докукин Владимир Николаевич

ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Часть 2

Расчет роторных компрессоров холодильных машин

Учебное пособие

Ответственный редактор

Т.Г. Смирнова

Редактор

Е.О. Трусова

Компьютерная верстка

Н.В. Гуральник

Дизайн обложки

Н.А. Потехина

Подписано в печать 22.04.2016. Формат 60×84 1/16

Усл. печ. л. 5,58. Печ. л. 6,0. Уч.-изд. л. 5,75

Тираж 120 экз. Заказ № С 3

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9