

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.Н. Носков

**СИЛЫ И МОМЕНТЫ
В ВИНТОВОМ КОМПРЕССОРЕ**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2015

УДК 621.514

Носков А.Н. Силы и моменты в винтовом компрессоре: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 37 с.

Приведены рекомендации для расчета сил и моментов, действующих на роторы винтового компрессора, и реакций на опорах.

Предназначено для студентов бакалавриата направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения всех форм обучения.

Рецензент: канд. техн. наук, доц. Н.Ф. Крупененков

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 7 от 24.03.2015 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, 2015

© Носков А.Н., 2015

ВВЕДЕНИЕ

В основе определения сил, действующих на винты, лежит методика, приведенная в [4, 6].

Роторы винтового компрессора подвержены действию как сил от давления сжимаемого пара, так и сил от разгрузочных поршней (думмисов), шестерен связи (у винтовых компрессоров «сухого» сжатия), уплотнений, веса роторов. Переменные давления пара действуют на профильные поверхности ведущего и ведомого винтов и на их торцы. Таким образом, 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 $\Delta p = 1,7 \dots 2,1$ МПа при номинальной частоте вращения винтов. Однако для определения работоспособности подшипниковых узлов необходимо проводить расчет сил и на действительном режиме работы компрессора. После определения реакций на опорах винтов и осевых сил, действующих на винты, определяют ресурс работы подшипников [1].

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

$$p_x = p_v \left(\frac{W_p}{W_x} \right)^n = p_v \varepsilon_{Tx}^n, \quad (1)$$

где p_x – текущее значение давления в парной полости; $W_{\text{п}}$ – полезный объем парной полости; W_x – текущее значение объема парной полости; $\varepsilon_{\Gamma x}$ – текущее значение геометрической степени сжатия.

Такой метод дает достаточную для расчета сил точность. Определенные экспериментальным путем значения n для холодильных маслonaполненных компрессоров приведены в [5]. Приближенно для маслonaполненных винтовых компрессоров можно принять $n = k$.

В нашей стране разработан типоразмерный ряд винтов винтового компрессора с зубьями асимметричного профиля.

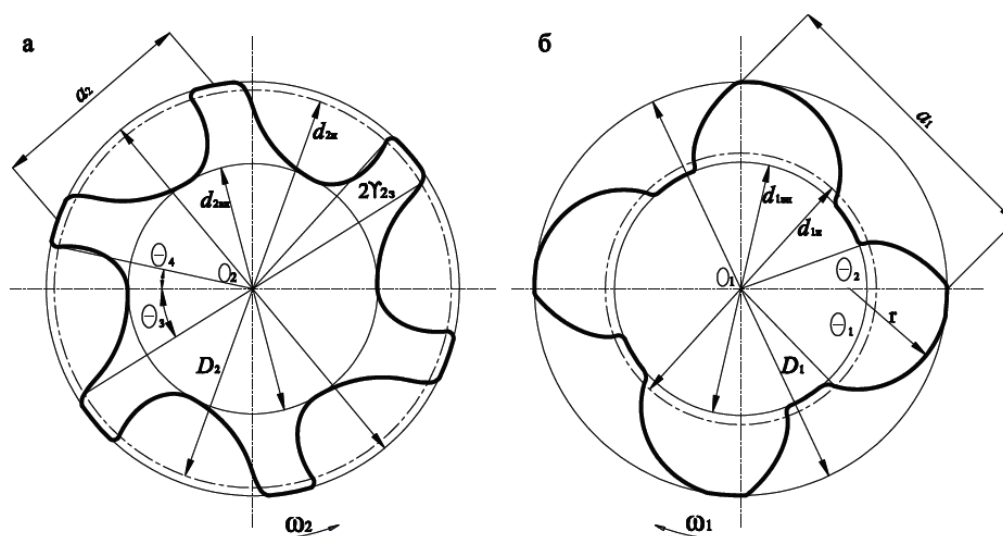


Рис. 1. Торцевые сечения ВЩ (а) и ВМ (б) винтов типоразмерного ряда с зубом асимметричного профиля:

$$\theta_1 = 42,37^\circ; \theta_2 = 19,71^\circ;$$

$$\theta_3 = 28,24^\circ; \theta_4 = 13,14^\circ; 2\gamma_{23} = 18,61^\circ$$

Основные геометрические параметры ведущего (ВЩ) винта: D_1 – диаметр внешней окружности; $d_{1н}$ – диаметр начальной окружности; $d_{1вн}$ – диаметр внутренней окружности; $z_1 = 4$ – число зубьев; $f_{1н}$ – площадь впадины винта; h_1 – осевой ход винта; угол закрутки ведущего винта $\tau_{13} = 360^\circ \cdot l_g / h_1$.

Основные геометрические параметры ведомого (ВМ) винта: D_2 – диаметр внешней окружности; $d_{2н}$ – диаметр начальной окружности; $d_{2вн}$ – диаметр внутренней окружности; $z_2 = 6$ – число зубьев ведомого винта; $f_{2н}$ – площадь впадины винта; $h_2 = i_{12} \cdot h_1$ – осевой ход винта; угол закрутки ведомого винта $\tau_{23} = \tau_{13} / i_{12}$.

Другие параметры винтов: передаточное число – $i_{12} = z_1/z_2$; l_b – длина винтов; угол наклона винтовой линии на начальных цилиндрах винтов $\beta_H = \arctg \pi \cdot d_{1H} / h_1$; межцентровое расстояние $A = (d_{1H} + d_{2H}) / 2$.

Данные по винтам типоразмерного ряда приведены в табл. 9.1 [7], а торцевые сечения винтов показаны на рис. 1.

В современных винтовых компрессорах применяются винты с углами закрутки больше предельных углов $\tau_{13} > \tau_{13. \text{ пред}}$ (для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем $\tau_{13. \text{ пред}} = 223,7^\circ$). В этом случае объем парной полости достигает максимума $W_{\text{п}}$ при угле поворота ведущего винта $\varphi_{1\text{м}} = (\tau_{13} - \tau_{13. \text{ пред}}) / 2$. Рассмотрим произвольный угол поворота ВЩ винта $\varphi_{1\text{x}}$. При этом угле поворота часть полного объема парной полости W_0 будет заполнена зубьями ведущего и ведомого винтов W_{zx} , а остальная часть, в которой находится пар хладагента, будет равна текущему значению объема парной полости W_x . Отношение полезного объема парной полости $W_{\text{п}}$ к текущему значению объема парной полости W_x – текущая геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon_{\text{ГХ}} = W_{\text{п}} / W_x = W_{\text{п}} / (W_0 - W_{\text{zx}}) \quad (2)$$

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

Отношение полезного объема парной полости к ее объему в момент соединения с окном нагнетания – геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon_{\text{Г}} = W_{\text{п}} / W_{\text{н}} = W_{\text{п}} / (W_0 - W_{\text{зн}})$$

Угол поворота ВЩ винта, на котором произошло это соединение – угол сжатия $\varphi_{1\text{с}}$.

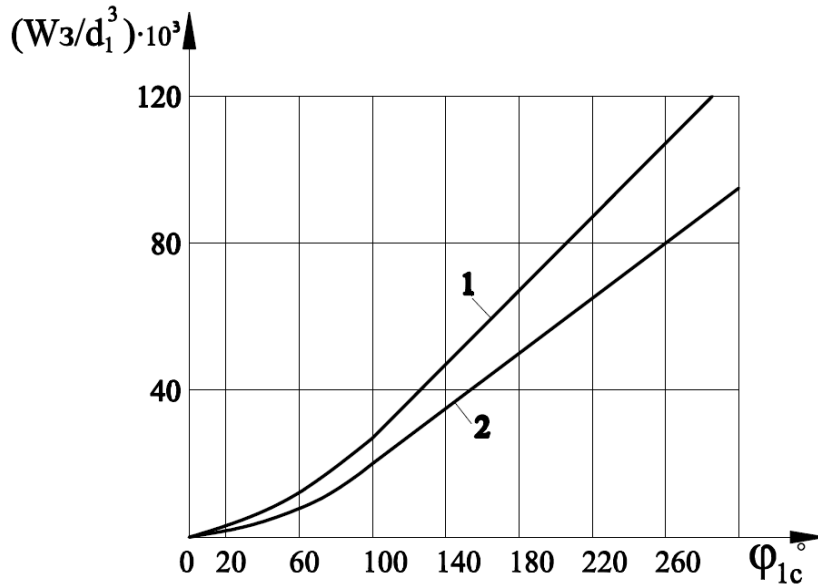


Рис. 2. Изменение заполненного объема парной полости в зависимости от угла поворота ВЦ винта $W_3 = f(\varphi_{1c})$

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

Отношение полезного объема парной полости к ее объему в момент соединения с окном нагнетания – геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon_\Gamma = W_\Pi / W_H = W_\Pi / (W_0 - W_{3H}),$$

Угол поворота ВЦ винта, на котором произошло это соединение – угол сжатия φ_{1c} .

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

$$W_{3H} = W_0 - W_\Pi / \varepsilon_\Gamma = l_B (f_{1\Pi} + f_{2\Pi}) W_\Pi / \varepsilon_\Gamma \quad (3)$$

и затем по графику на рис. 2 определяют угол сжатия φ_{1c} [2].

Наглядное представление о распределении давлений в парных полостях дает диаграмма распределения давлений (рис. 3). Диаграм-

ма 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_b . В этой точке происходит отсечение парной полости от окна всасывания, и в результате сокращения ее объема происходит возрастание давления. При повороте ВЩ винта на угол $\varphi_1 = \varphi_{1c}$ давление в парной полости достигнет величины давления внутреннего сжатия p_a . При дальнейшем вращении винта парная полость выйдет в зону окна нагнетания.

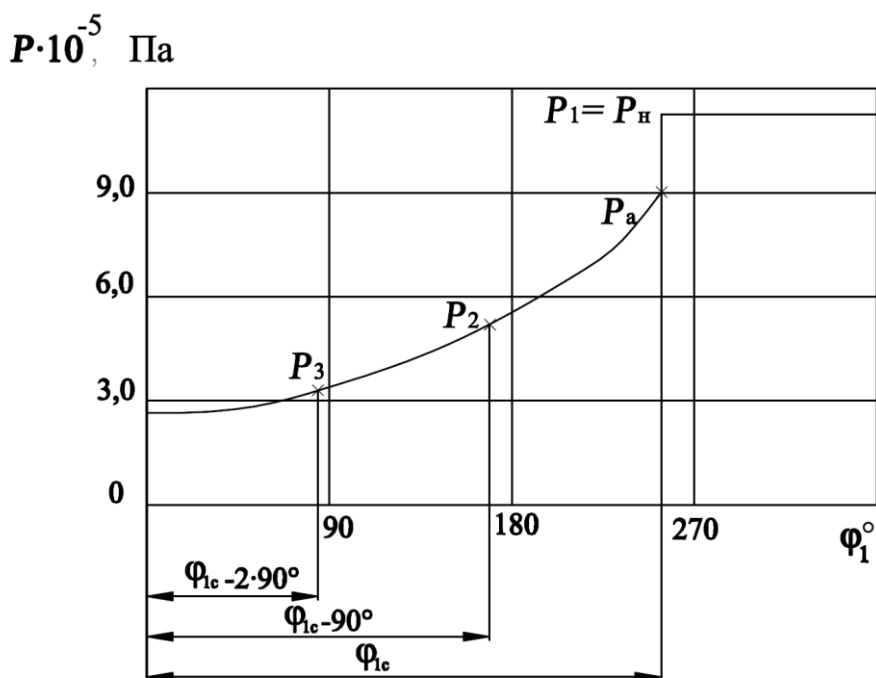


Рис. 3. Диаграмма распределения давлений в j -й парной полости

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 давлений 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 дав-

ления p_n , и 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 .

В типоразмерном ряде отечественных холодильных винтовых компрессоров приняты три значения геометрической степени сжатия: для высокотемпературных и поджимающих компрессоров $\varepsilon_r = 2,6$ при наружной степени повышения давления $\pi_n = p_n/p_v \leq 4,0$; для среднетемпературных $\varepsilon_r = 4,0$ при $\pi_n \leq 8$; для низкотемпературных $\varepsilon_r = 5,0$ при $\pi_n > 8$.

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

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, действующие в плоскости, проходящей через ось соответствующего винта, и воспринимаемые опорными подшипниками.

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 $d_{icp} = 0,5(D_i + d_{ивн})$, где D_i – диаметр наружной окружности соответствующего винта, $d_{ивн}$ – диаметр внутренней 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 ($M_{2 \text{ газ}}$) 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 ($\sim 10\%$) [4,6]

$$M_{2\text{газ}} = k_{\text{м}} M_{\text{кр}},$$

где $k_{\text{м}} = 0,1$ для асимметричного профиля винтов.

Крутящий момент на муфте ВЩ ротора

$$M_{\text{кр}} = 9560 \cdot N_i / n_1 \cdot 60 ,$$

где N_i (кВт) – индикаторная мощность компрессора [8], n_1 (об/мин) – частота вращения ВЩ винта.

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 равен

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

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

Таким образом, на ВЩ винте окружные силы $P^{(\tau)}_{lj}$ направлены против его вращения, а осевые силы $P^{(a)}_{lj}$ 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 $P_{2j}^{(т)}$ направлены по направлению его вращения, а осевые силы $P_{2j}^{(а)}$ действуют на профильную поверхность в направлении торца нагнетания, что, в свою очередь, обеспечивает появление момента $M_{2газ}$, направленного также по направлению вращения винта.

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

$$\sum_j P_{ij}^{(а)} = \pi/h_i M_{iгаз}, \quad (4)$$

где h_i – соответственно ход ВЩ или ВМ винтов.

Окружные силы направлены по нормали к радиальным силам и находятся по формуле

$$P_{ij}^{(т)} = P_{ij}^{(а)} \operatorname{ctg} \beta_{iср}. \quad (5)$$

Угол наклона винтовой линии на цилиндре диаметром $d_{iср}$

$$\beta_{iср} = \operatorname{arctg} \left(d_{iср} / d_{iн} \operatorname{tg} \beta_{н} \right),$$

где $\beta_{н}$ – угол наклона винтовой линии на начальном цилиндре.

Классификация сил, действующих на роторы винтового компрессора, представлена на рис. 4.

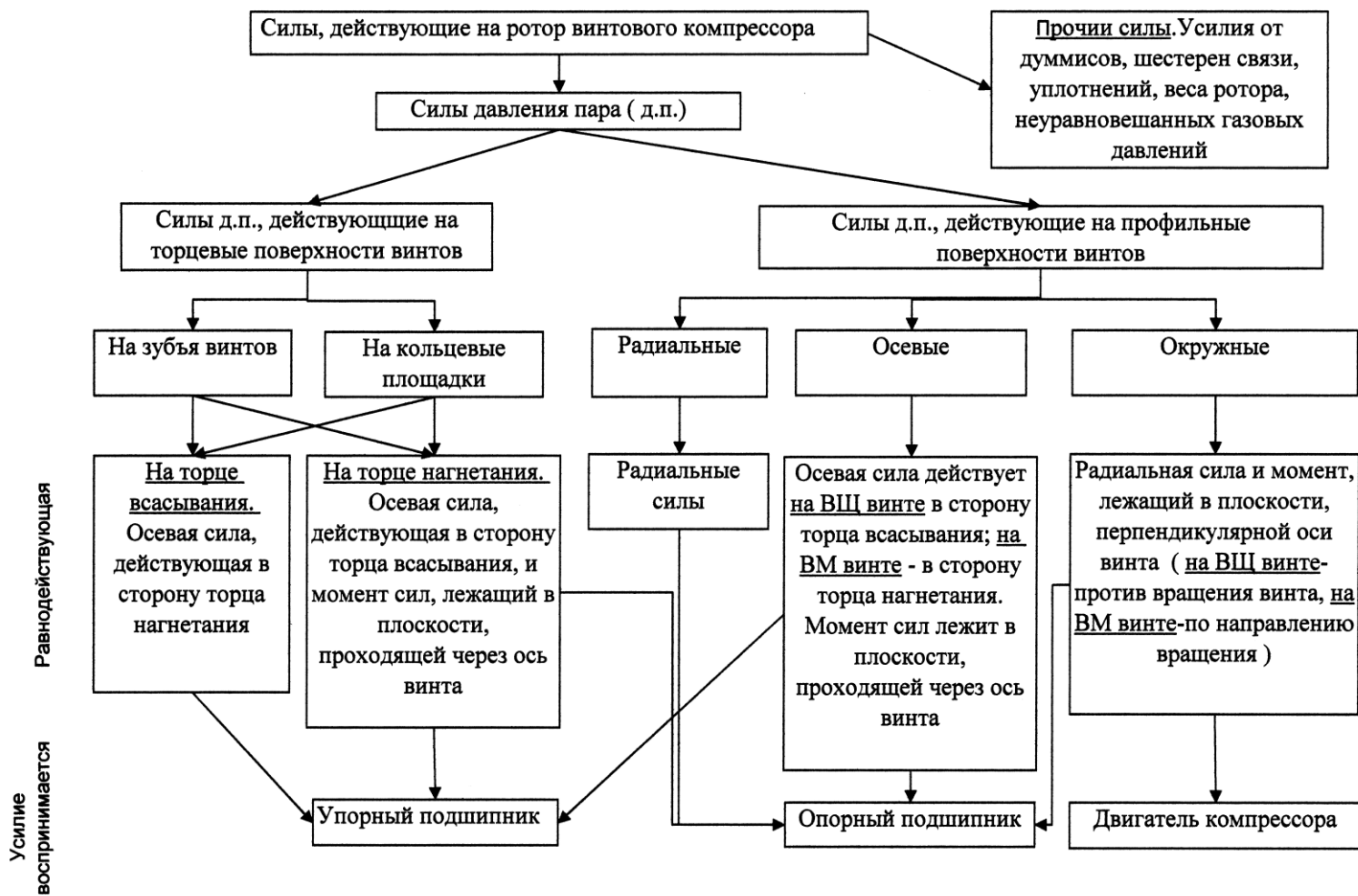


Рис. 4. Классификация сил, действующих на роторы винтового компрессора

3. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ПАРА, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ПРОФИЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ВИНТОВ

3.1. 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

$$dP_i^{\text{в}} = a_i \cdot dl \cdot \Delta p_j, \quad (6)$$

где a_i – длина хорды, стягивающей дугу окружного шага винта по внешнему цилиндру (см. рис. 1). Отношение длины хорды к соответствующей длине окружности называется хордальным коэффициентом

$$k_{ixp} = \sin \pi/z_i / \pi/z_i .$$

Если проинтегрировать выражение (6) по всей длине впадины, получим

$$P_{ij}^{\text{в}} = F_{ij} k_{ixp} \Delta p_j, \quad (7)$$

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. 5, а).

Винты устанавливаются в таком положении, при котором винтовая линия гребня ВЩ винта соприкасается с выпускной кромкой окна нагнетания (цилиндрическая часть окна нагнетания заштрихована). Расстояние от точки $C (A_1)$ до торца всасывания $Z_c = \varphi_{1c} h_1 / 2\pi$. Точка B_1 отстоит от точки $C (A_1)$ на расстояние, равное толщине гребня ВМ винта в направлении оси z

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

На это же расстояние 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

$$\beta_1 = \arctg \left[D_1 / d_{1н} \operatorname{tg} \beta_n \right]; \quad \beta_2 = \arctg \left[D_2 / d_{2н} \operatorname{tg} \beta_n \right].$$

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 $\Delta x_1 = \Delta z \cdot \operatorname{tg} \beta_1$, а точки по оси x_2 (например D_i) – на величину $\Delta x_2 = \Delta z \cdot \operatorname{tg} \beta_2$.

Чтобы определить радиальную силу, действующую на впадину ВЩ винта $P^{(r)}_{1j}$ или ВМ винта $P^{(r)}_{2j}$ 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 (7) введением хордального коэффициента k_{ixp} .

Кроме определения величин радиальных сил $P^{(r)}_{ij}$, для расчета реакций на опорах необходимо определить координаты их точек приложения, т. е. аппликаты z_{ij} и углы между направлением действия силы $P^{(r)}_{ij}$ и линией центров $O_1 O_2 - \gamma_{ij}$ (см. рис. 5, б). Так как давление пара во всех точках впадин винтов одинаково, координаты точек приложения радиальных сил $P^{(r)}_{ij}$ на плоскости развертки внешних поверхностей винтов совпадают с координатами центров тяжести соответствующей площадки.

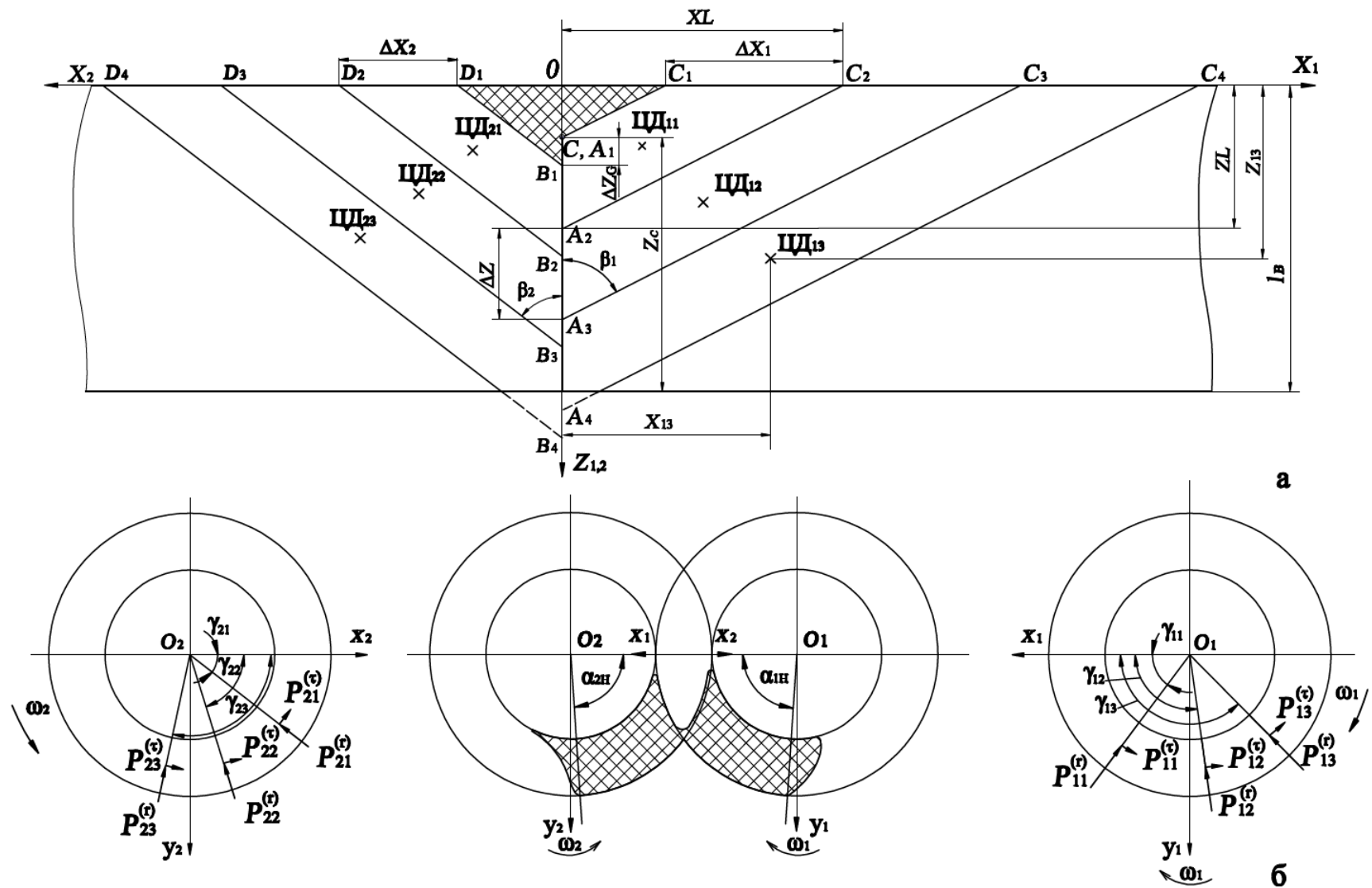


Рис. 5. К расчету сил давления пара, действующих на профильные поверхности винтов

Площадь развертки окна нагнетания и развертки парной полости, подошедшей к окну нагнетания $C_2A_2B_2D_2$, подвержена избыточному давлению Δp_1 . Площадь развертки следующей парной полости $C_2A_2B_2D_2D_3B_3A_3C_3$, 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_2C_2 и OB_2D_2 .

Площадь, подверженная избыточному давлению Δp_2 (т. е. развертка следующей парной полости), состоит из двух трапеций $A_2C_2C_3A_3$ и $B_2B_3D_3D_2$ и т. д. На развертку наносятся все парные полости, подверженные существенному избыточному давлению.

Обозначим треугольные площади как $F_{ij}^{(\Delta)}$. Первый индекс i означает номер винта, а второй – номер треугольной площади. Номер площади совпадает с индексом входящей в треугольную площадь полости, подверженной большему избыточному давлению – j (см. п. 1). Тогда $F_{11}^{(\Delta)} = OA_2C_2$, $F_{12}^{(\Delta)} = OA_3C_3$, $F_{13}^{(\Delta)} = OA_4C_4$, $F_{21}^{(\Delta)} = OB_2D_2$, $F_{22}^{(\Delta)} = OB_3D_3$ и $F_{23}^{(\Delta)} = OB_4D_4$.

Обозначим площади трапеций $F_{ij}^{(\text{трап})}$ аналогично обозначению площадей треугольников. Тогда $F_{12}^{(\text{трап})} = A_2C_2C_3A_3$, $F_{13}^{(\text{трап})} = A_3C_3C_4A_4$, $F_{22}^{(\text{трап})} = B_2D_2D_3B_3$ и $F_{23}^{(\text{трап})} = B_3D_3D_4B_4$. и т.д.

Площади, подверженные разности давлений Δp_1 – треугольники, а площади подверженные разности давлений $\Delta p_2, \Delta p_3$ и т.д. – трапеции.

Со стороны ВЩ винта избыточное давление Δp_1 действует на треугольную площадку $F_{11}^{(\Delta)} = OA_2C_2$. Длина стороны OA_2 $l_{OA_2} = l_v - z_c + \Delta z$, где l_v – длина винта, а стороны OC_2 – $l_{OC_2} = l_{OA_2} \cdot \text{tg}\beta_1$. Площадь этого прямоугольного треугольника $F_{11} = l_{OA_2} \cdot l_{OC_2} / 2$. Координаты его центра тяжести $ЦD_{11}$ 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 $F_{21}^{(\Delta)} = OB_2D_2$. Площадь и координаты центра тяжести $ЦD_{21}$ этой площадки

$$F_{21} = l_{OB_2} \cdot l_{OD_2} / 2; \quad z_{21} = l_{OB_2} / 3; \quad x_{21} = l_{OD_2} / 3.$$

где $l_{OB_2} = l_b - z_c + \Delta z + \Delta z_G$, $l_{OD_2} = l_{OB_2} \cdot \operatorname{tg} \beta_2$.

Для произвольного треугольника площадь равна

$$F_{ij}^{(\Delta)} = \left[l_b - z_c + \Delta z \cdot j + \Delta z_G \cdot i - 1 \right]^2 \cdot \operatorname{tg} \beta_i / 2.$$

Координаты центров тяжести этого треугольника

$$z_{ij}^{(\Delta)} = \left[(l_b - z_c) + \Delta z \cdot j + \Delta z_G \cdot i - 1 \right] / 3.$$

$$x_{ij}^{\Delta} = z_{ij}^{\Delta} \cdot \operatorname{tg} \beta_i.$$

Площади трапеций равны

$$F_{ij}^{(\text{трап})} = F_{ij}^{\Delta} - F_{i,j-1}^{\Delta}$$

Координаты центров тяжести трапеций равны

$$z_{ij}^{(\text{трап})} = \left(z_{ij}^{\Delta} \cdot F_{ij}^{\Delta} - z_{i,j-1}^{\Delta} \cdot F_{i,j-1}^{\Delta} \right) / F_{ij}^{(\text{трап})} \quad (8)$$

$$x_{ij}^{(\text{трап})} = \left(x_{ij}^{\Delta} \cdot F_{ij}^{\Delta} - x_{i,j-1}^{\Delta} \cdot F_{i,j-1}^{\Delta} \right) / F_{ij}^{(\text{трап})}$$

Угол между линией центров O_1O_2 и направлением радиальной силы $P_{ij}^{(r)}$ (см. рис. 5,б) равен

$$\gamma_{ij} = 360^\circ \cdot x_{ij}^{(\Delta, \text{трап})} / (\pi \cdot D_i). \quad (9)$$

Таким образом, в цилиндрической системе координат положение точек приложения радиальных сил $P_{ij}^{(r)}$ определяется аппликатой $z_{ij}^{(\Delta, \text{трап})}$ 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. Точки приложения радиальных сил лежат на цилиндрической поверхности диаметра $d_{i, \text{cp}} = D_i + d_{\text{вн}} / 2$.

Величина силы $P_{ij}^{(r)}$ определяется по формуле (7).

3.2. Осевые и окружные силы, действующие на профильные поверхности винтов

Координаты точек приложения осевых $P^{(a)}_{ij}$ и окружных $P^{(t)}_{ij}$ сил такие же, как и у радиальных $P^{(r)}_{ij}$, т. е. z_{ij} , γ_{ij} , d_{icp} . Направления действия этих сил для ВЩ и ВМ винтов определены выше. Суммарную осевую силу $\sum P^{(a)}_{ij}$ для ВЩ и ВМ винтов определяют по формуле (4). 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.

$$P^{(a)}_{ij} = P^{(r)}_{ij} \frac{\sum_j P^{(t)}_{ij}}{\sum_j P^{(r)}_{ij}} \quad (10)$$

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

Величины окружных сил $P^{(t)}_{ij}$, действующих на впадину ВЩ и ВМ винтов, определяют по величинам осевых сил $P^{(a)}_{ij}$, действующих на ту же впадину, по формуле (5).

4. ОСЕВЫЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТОРЦЫ ВИНТОВ

Полная осевая сила, действующая на ротор,

$$P_i = P_{Ti} + P_{ai} + P_{ши} + P_{p.y.i} + P_{vi},$$

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); $P_{p.y.i}$ – осевая сила разгрузочного устройства (думмиса); P_{vi} – суммарная осевая сила, действующая на вал от других элементов, сидящих на валу ротора (уплотнений), а также от неуравновешенных газовых давлений.

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

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. 6); вид от торца нагнетания в сторону торца всасывания; углы раскрытия окна нагнетания со стороны ВЩ и ВМ винтов α_{1H} и α_{2H} .

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

$$\text{Угол начала сжатия } \beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2AR_1}.$$

Для ВЩ винта

$$\alpha_{1H} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \beta_{01}. \quad (11)$$

Для ВМ винта

$$\alpha_{2H} = i_{21}\alpha_{1H} + \theta_4 + 2\gamma_{23}. \quad (12)$$

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

Площадь торца ВЦ и ВМ винтов состоит из площади зубьев и площади кольца, образованного окружностями впадин винтов и валов. Давление, действующее на зуб с индексом $J_z = 1$ и принадлежащую ему часть площади кольца, равно p_1 .

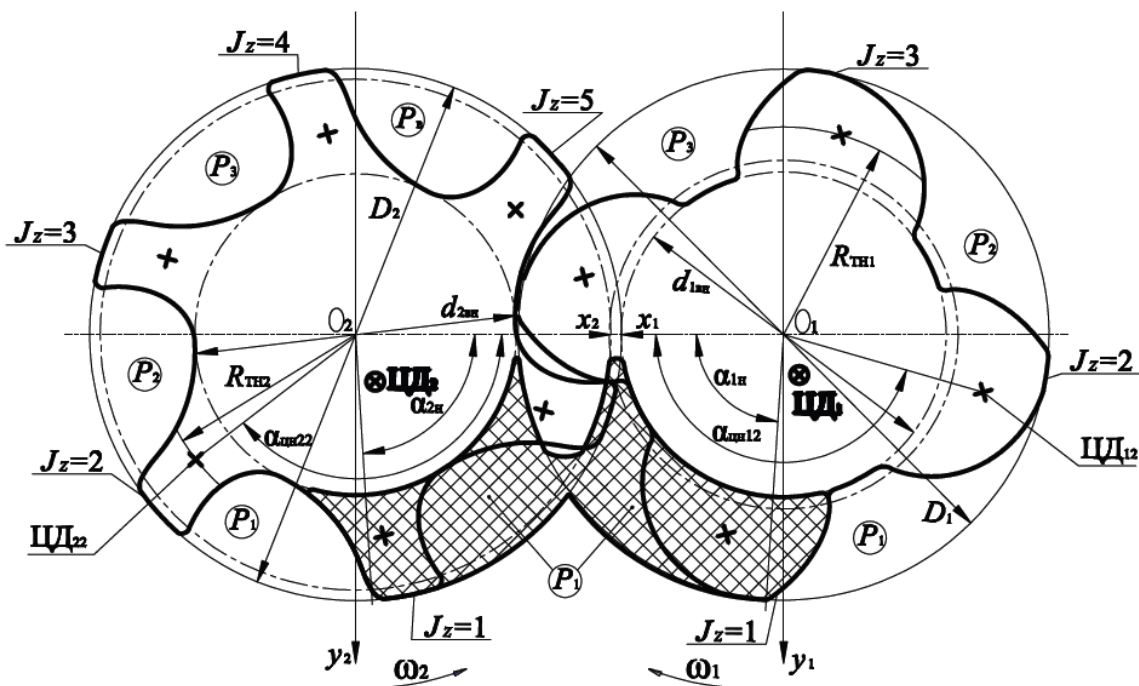


Рис. 6. К расчету сил, действующих на торцы винтов

Считаем, что на следующие зубья ВЦ и ВМ винтов действует давление, равное среднему арифметическому давлений до зуба и после него

$$p_{ijz} = \frac{p_j + p_{j-1}}{2}, \quad (13)$$

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

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

Исключение составляет 6-й 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 и давление на его торце

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

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

$$P_{Tij_z} = p_{ij_z} (F_{zi} + F_{коли} / z_i). \quad (14)$$

Площадь зуба ВЩ и ВМ винтов определяется по формуле

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

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

Площадь кольца определяется по формуле

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

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 представлены на рис. 7. 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 коор-

динатами центра тяжести фигуры, образованной зубом винта с принадлежащей ему площадью кольца.

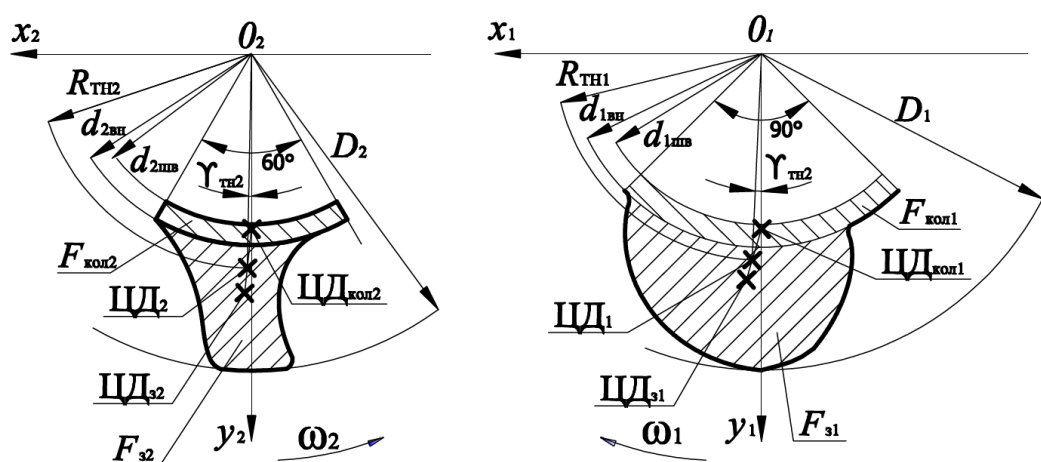


Рис. 7. К расчету торцевых сил, действующих на зубья ВЩ и ВМ ВИНТОВ

Для ВЩ винта с асимметричным профилем типоразмерного ряда положение центра тяжести зуба определяется координатами $x_{ц.з.1} = 0,06D_1$, $y_{ц.з.1} = 0,37D_1$. Для ВМ винта 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 площадей

$$x_{ц.кол.i} = 0;$$

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

где $r_{вн} = d_{вн}/2$, $r_{ви} = d_{ви}/2$.

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

$$\begin{aligned} x_{Ti} &= \left[x_{ц.з.i} F_{zi} + x_{ц.кол.i} F_{кол.i} / z_i \right] \left[F_{zi} + F_{кол.i} / z_i \right]; \\ y_{Ti} &= \left[y_{ц.з.i} F_{zi} + y_{ц.кол.i} F_{кол.i} / z_i \right] \left[F_{zi} + F_{кол.i} / z_i \right]; \end{aligned} \quad (15)$$

Расстояние от центра тяжести до оси винта равно

$$R_{Т.н.i} = \sqrt{x_{Ti}^2 + y_{Ti}^2}, \quad (16)$$

а угол между осью зуба и центром тяжести

$$\gamma_{Т.н.i} = \arccos \left[y_{Ti} / R_{Т.н.i} \right], \quad (17)$$

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.

Для ВЩ винта эти координаты будут определяться (см. рис.7) выражениями

$$\begin{aligned} R_{ц1j} &= R_{Т.н.i}; \\ \alpha_{Т.н.ij} &= \alpha_{1н} - \gamma_{Т.н.1} + (Z - 1) \cdot 360^\circ / z_1. \end{aligned} \quad (18)$$

Для ВМ винта

$$\begin{aligned} R_{ц2j} &= R_{Т.н.2}; \\ \alpha_{Т.н.ij} &= \alpha_{2н} - \frac{2\gamma_{2з}}{2} + \gamma_{м.н.2} + (J_z - 1) \cdot 360^\circ / z_2. \end{aligned} \quad (19)$$

Равнодействующие сил, действующих на торцы нагнетания ВЩ и ВМ винтов, равны $P_{Т.н.i} = \sum P_{Tijz}$, где P_{Tijz} определяется по формуле (14). Координаты точек приложения этих равнодействующих определяются выражениями

$$\begin{aligned} x_{Т.н.i} &= \sum_{jz} \left[R_{цij} \cos \alpha_{Т.н.ij} P_{Tijz} \right] / P_{Т.н.i}; \\ y_{Т.н.i} &= \sum_{jz} \left[R_{цij} \sin \alpha_{Т.н.ij} P_{Tijz} \right] / P_{Т.н.i} \end{aligned} \quad (20)$$

или

$$\begin{aligned} R_{\text{цд}i} &= \sqrt{x_{\text{т.н.}i}^2 + y_{\text{т.н.}i}^2}; \\ \gamma_{\text{цд}i} &= \arccos(x_{\text{т.н.}i} / R_{\text{цд}i}); \end{aligned} \quad (21)$$

Равнодействующие сил, действующих на торцы всасывания ВЩ и ВМ винтов, равны $P_{\text{т.в}i} = (z_i F_{z_i} + F_{\text{кол}i}) \cdot p_v$ и действуют по осям винтов.

Таким образом, суммарная осевая сила, действующая на торцы винтов

$$P_{\text{т}i} = P_{\text{т.н}i} - P_{\text{т.в}i}.$$

Она воспринимается упорным подшипником.

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

$$M_{\text{т.н}i} = P_{\text{т.н}i} R_{\text{цд}i}.$$

Эти моменты действуют в плоскостях, положение которых определяется углами $\gamma_{\text{цд}i}$, и воспринимаются опорными подшипниками.

Суммарная осевая сила, действующая на профильную поверхность винта, определена по формуле (4), $P_{ai} = \sum P_{ij}^{(a)}$. Она также воспринимается упорным подшипником. Моменты от действия сил воспринимаются опорными подшипниками.

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. 8 – 13 показаны силы, действующие на ВЩ и ВМ винты, их направления и точки приложения.

5.1. Реакции на опорах ведущего винта

Рассмотрим ВЩ ротор.

Направления и точки приложения радиальных $P^{(r)}_{1j}$, осевых $P^{(a)}_{1j}$ и окружных $P^{(t)}_{1j}$ сил показаны на рис. 8 – 10. На рис. 8 эти силы условно показаны действующими в одной горизонтальной плоскости.

Как отмечалось выше, нагрузку на опоры создают: радиальные силы $P^{(r)}_{1j}$; моменты от внецентренно приложенных профильных осевых сил $P^{(a)}_{1j}$ и моменты от внецентренно приложенной равнодействующей сил, действующих на торец нагнетания винта $P_{т.н.1}$.

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

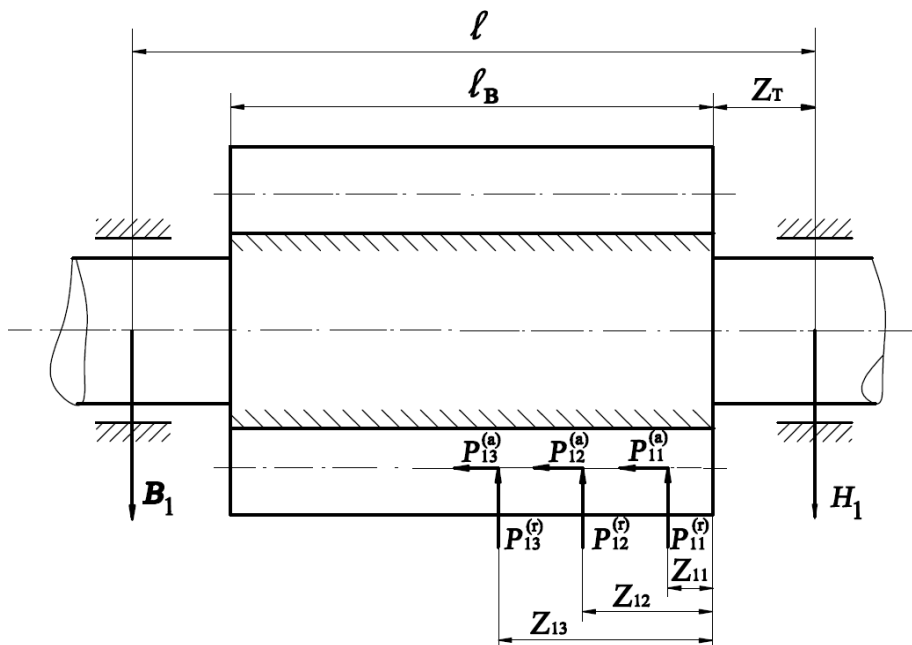


Рис. 8. Направления и точки приложения радиальных $P^{(r)}_{1j}$, осевых $P^{(a)}_{1j}$ сил, действующих на ВЩ винт

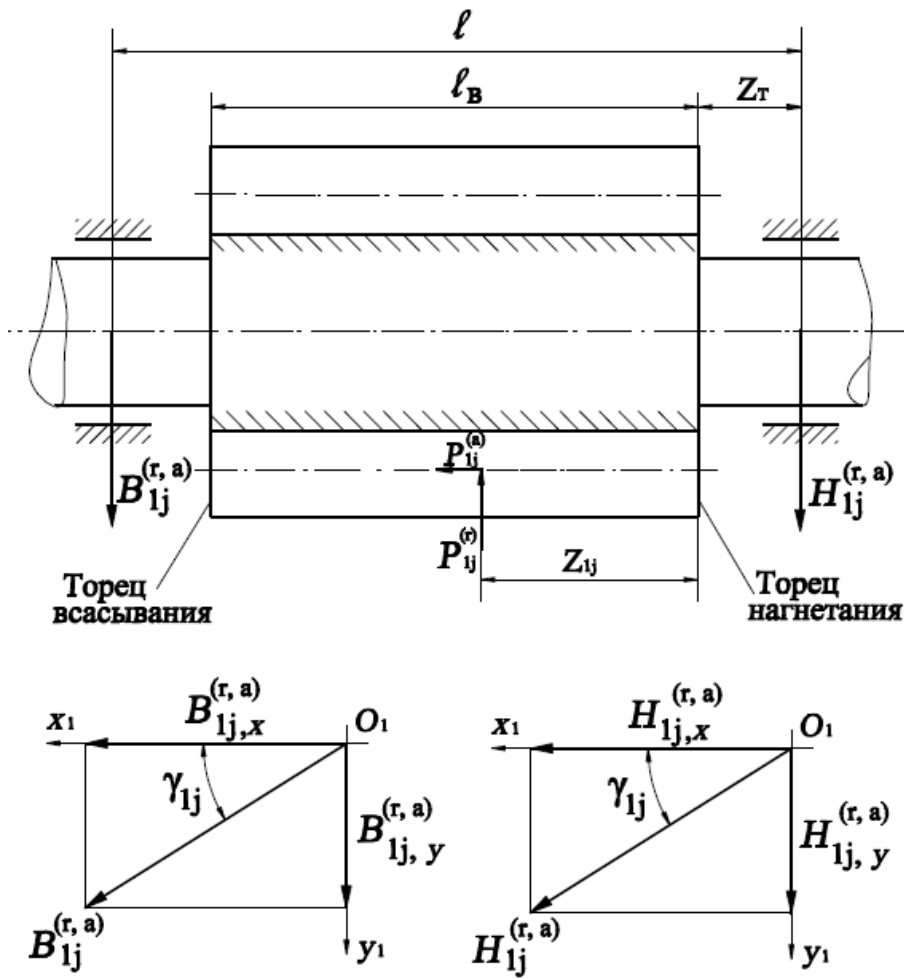


Рис. 9. К определению реакций на опорах ВЩ винта от действия радиальных $P_{1j}^{(r)}$ и осевых $P_{1j}^{(a)}$ сил

Момент от силы $P_{Т.н.1}$ лежит в радиальной плоскости, наклоненной к оси x_1 под углом $\gamma_{щд1}$,

$$M_{Т.н.1} = P_{Т.н.1} R_{щд1},$$

где $R_{щд1}$ – расстояние от линий действия силы $P_{Т.н.1}$ 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 $M_{Т.н.1}$, – $O_1 - P_{Т.н.1}$.

Рассмотрим плоскость $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$ (рис. 9).

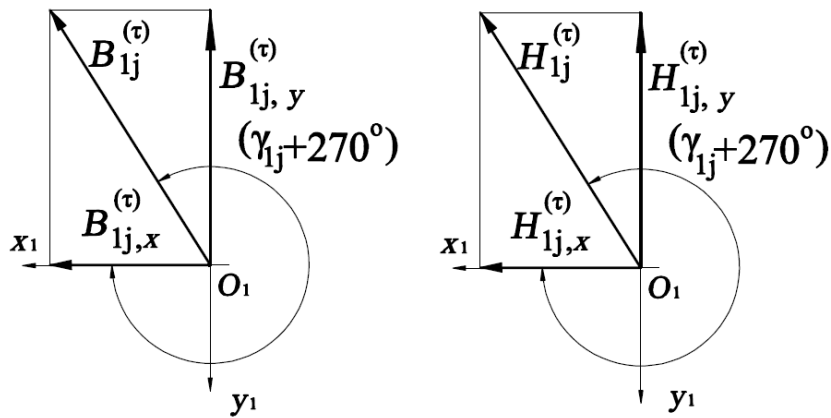
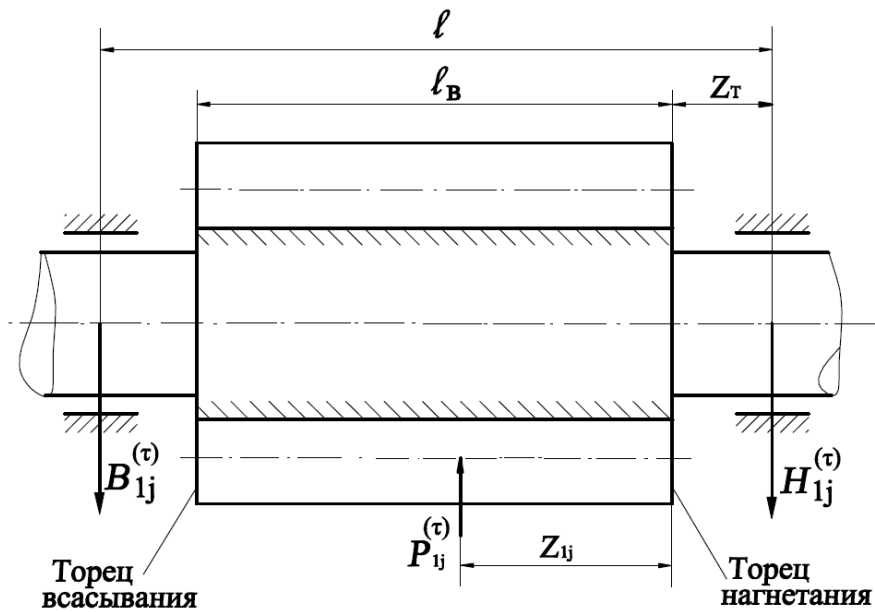


Рис. 10. К определению реакций на опорах ВЩ винта от действия окружных $P_{1j}^{(\tau)}$ сил

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

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

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. Тогда

$$H_{1j}^{\langle a \rangle} = \frac{P_{1j}^{\langle a \rangle}(-z_T - z_{1j}) - P_{1j}^{\langle a \rangle}l_{\text{ср}}/2}{l}. \quad (22)$$

Сумма моментов относительно опоры H_1 равна нулю

$$\sum M_{H_1} = B_{1j}^{\langle a \rangle}l - P_{1j}^{\langle a \rangle}l_{\text{ср}}/2 - P_{1j}^{\langle a \rangle}(z_T + z_{1j}) = 0.$$

Отсюда

$$B_{1j}^{\langle a \rangle} = \frac{P_{1j}^{\langle a \rangle}(z_T + z_{1j}) + P_{1j}^{\langle a \rangle}l_{\text{ср}}/2}{l}. \quad (23)$$

Проекции реакций со стороны торца нагнетания на соответствующие оси равны

$$\begin{aligned} H_{1jx}^{\langle a \rangle} &= H_{1j}^{\langle a \rangle} \cos \gamma_{1j}; \\ H_{1jy}^{\langle a \rangle} &= H_{1j}^{\langle a \rangle} \sin \gamma_{1j}. \end{aligned} \quad (24)$$

Аналогично определяются проекции со стороны торца всасывания.

Рассмотрим плоскость $O_1 - P_{1j}^{(\tau)}$ (рис. 10). В этой плоскости действует момент от окружной силы $P_{1j}^{(\tau)}$, и она перпендикулярна плоскости $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$.

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

$$H_{1j}^{\langle \tau \rangle} = \frac{P_{1j}^{\langle \tau \rangle}(-z_T - z_{1j})}{l}; \quad B_{1j}^{\langle \tau \rangle} = \frac{P_{1j}^{\langle \tau \rangle}(z_T + z_{1j})}{l}. \quad (25)$$

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

Проекции реакций со стороны торца нагнетания на соответствующие оси равны

$$H_{1jx} = H_{1j} \cos(\alpha_{1j} + 270^\circ); \quad H_{1jy} = H_{1j} \sin(\alpha_{1j} + 270^\circ); \quad (26)$$

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

$$H_1 = -\frac{M_{т.н.1}}{l}; \quad B_1 = -H_1; \quad (27)$$

Проекции этих реакций на оси x_1 и y_1 равны

$$\begin{aligned} B_{1x} &= B_1 \cos \gamma_{цд1}; & H_{1x} &= H_1 \cos \gamma_{цд1}; \\ B_{1y} &= B_1 \sin \gamma_{цд1}; & H_{1y} &= H_1 \sin \gamma_{цд1}. \end{aligned} \quad (28)$$

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

$$B_{1y}^G = G_1 \left(\frac{D_1}{2} + z_T \right) l; \quad H_{1y}^G = G_1 - B_{1y}^G;$$

где G_1 – вес ведущего винта

$$G_1 = \left[0,25\pi D_1^2 - z_1 f_{лп} \cdot l_B + V_{лш.в} \right] \cdot \gamma_{ст},$$

где $V_{лш.в}$ – объем шеек вала ВЩ винта; $\gamma_{ст}$ – плотность материала винта.

Сумма проекций на ось x_1 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{1x} = \sum_j H_{1jx}^{a} + \sum_j H_{1jx} + H_{1x}; \quad (29)$$

Сумма проекций на ось y_1 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{1y} = \sum_j H_{1jy}^{(a)} + \sum_j H_{1jy}^{(c)} + H_{1y}^{(c)} - H_{1y}^{(G)} \quad (30)$$

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 .

5.2. Реакции на опорах ведомого винта

Направления и точки приложения радиальных, осевых и окружных сил показаны на рис. 11 – 13. На рис. 11 эти силы условно показаны действующими в одной горизонтальной плоскости.

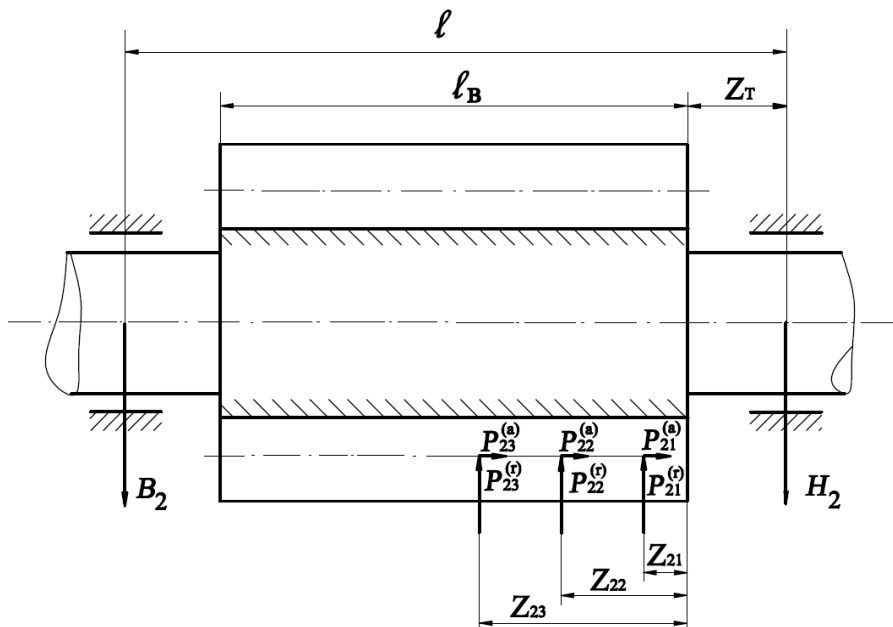


Рис. 11. Направления и точки приложения радиальных $P_{2j}^{(r)}$, осевых $P_{2j}^{(a)}$ сил, действующих на ВМ винт

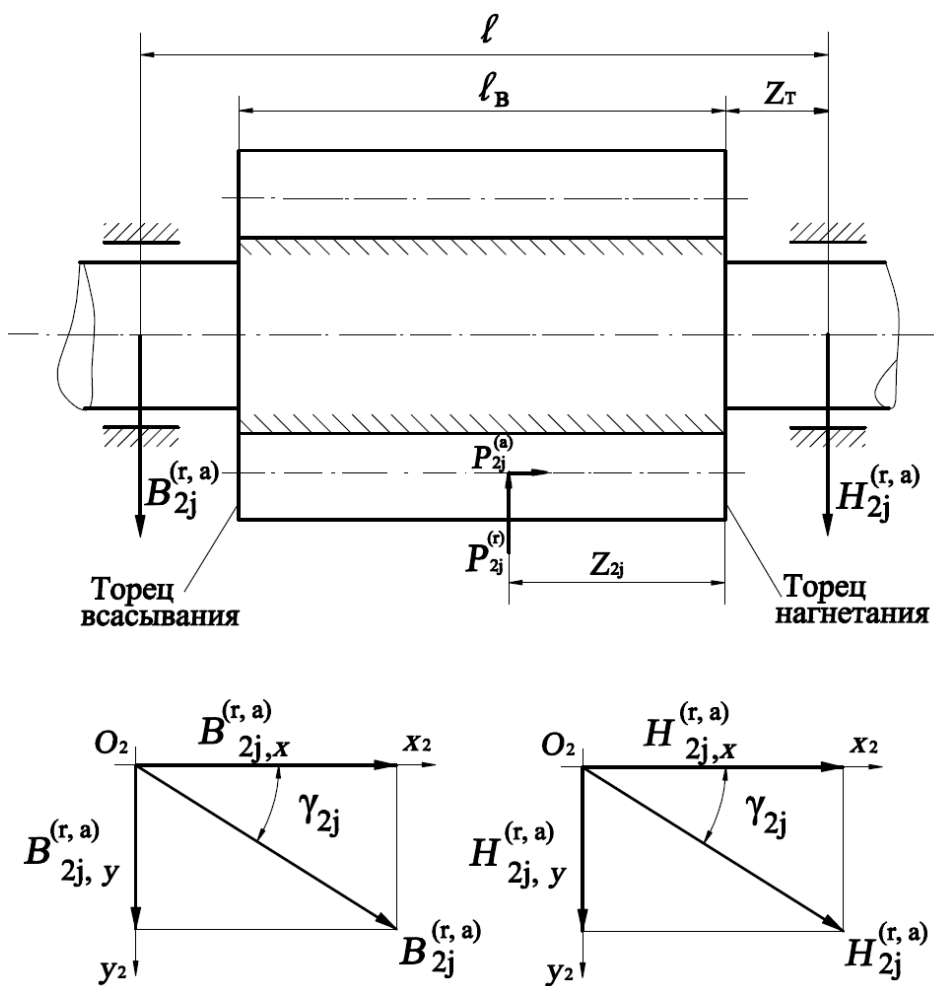


Рис. 12. К определению реакций на опорах ВМ винта от действия радиальных $P_{2j}^{(r)}$ и осевых $P_{2j}^{(a)}$ сил

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

$$\begin{aligned}
 H_{2j}^{(r,a)} &= \frac{P_{2j}^{(r)}(-z_T - z_{2j}) + P_{2j}^{(a)}(l_{2cp}/2)}{l}; \\
 B_{2j}^{(r,a)} &= \frac{P_{2j}^{(r)}(z_T + z_{2j}) - P_{2j}^{(a)}(l_{2cp}/2)}{l};
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

$$\begin{aligned}
 H_{2jx}^{(a)} &= H_{2j}^{(a)} \cos \gamma_{2j}; B_{2jx}^{(a)} = B_{2j}^{(a)} \cos \gamma_{2j}; \\
 H_{2jy}^{(a)} &= H_{2j}^{(a)} \sin \gamma_{2j}; B_{2jy}^{(a)} = B_{2j}^{(a)} \sin \gamma_{2j}.
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

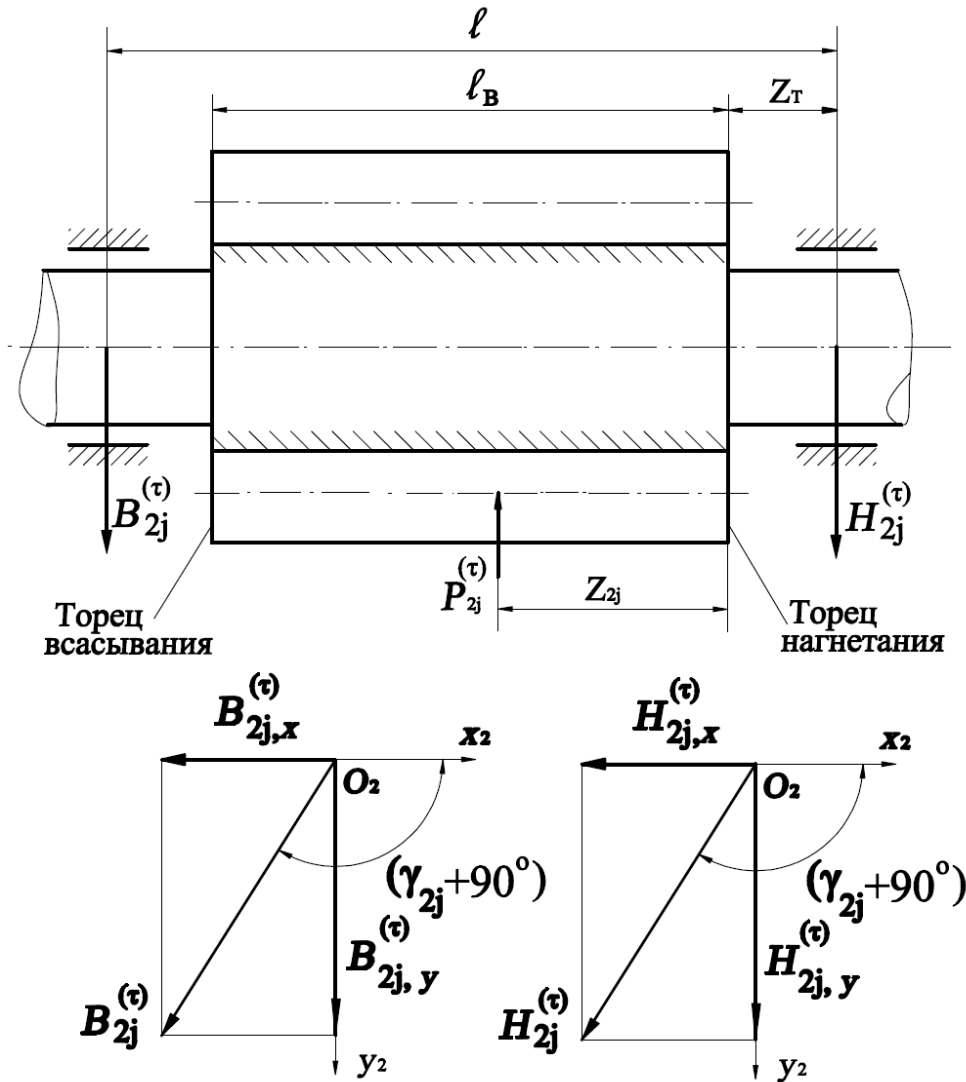


Рис. 13. К определению реакций на опорах ВМ винта от действия окружных $P_{2j}^{(\tau)}$ сил

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

$$H_{2j}^{\zeta} = \frac{P_{2j}^{\zeta}(-z_T - z_{2j})}{l}; B_{2j}^{\zeta} = \frac{P_{2j}^{\zeta}(z_T + z_{2j})}{l}. \quad (33)$$

$$\begin{aligned} H_{2jx}^{\zeta} &= H_{2j}^{\zeta} \cos(\alpha_{2j} + 90^\circ); B_{2jx}^{\zeta} = B_{2j}^{\zeta} \cos(\alpha_{2j} + 90^\circ); \\ H_{2jy}^{\zeta} &= H_{2j}^{\zeta} \sin(\alpha_{2j} + 90^\circ); B_{2jy}^{\zeta} = B_{2j}^{\zeta} \sin(\alpha_{2j} + 90^\circ). \end{aligned} \quad (34)$$

Реакции на опорах от действия силы $P_{Т.н.2}$ со стороны торцов нагнетания и всасывания равны

$$H_2^{\zeta} = M_{тн2} / 2; B_2^{\zeta} = -H_1^{\zeta}.$$

Проекции этих реакций на оси x_2 и y_2 равны

$$\begin{aligned} H_{2x}^{\zeta} &= H_2^{\zeta} \cos \gamma_{цд2}; B_{2x}^{\zeta} = B_2^{\zeta} \cos \gamma_{цд2}; \\ H_{2y}^{\zeta} &= H_2^{\zeta} \sin \gamma_{цд2}; B_{2y}^{\zeta} = B_2^{\zeta} \sin \gamma_{цд2}. \end{aligned} \quad (35)$$

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

$$B_{2y}^G = G_2 (l_v / 2 + z_T) / l; H_{2y}^G = G_2 - B_{2y}^G,$$

где G_2 – вес ведомого винта

$$G_2 = \left[0,25\pi D_2^2 - z_2 f_{2п} \cdot l_v + V_{2ш.в} \right] \cdot \gamma_{сч}.$$

Сумма проекций на ось x_2 на опоре со стороны торца нагнетания

$$H_{2x} = \sum_j H_{2jx}^{\zeta, a} + \sum_j H_{2jx}^{\zeta} + H_{2x}^{\zeta}. \quad (36)$$

Сумма проекций на ось y_2 со стороны торца нагнетания

$$H_{2y} = \sum_j H_{2jy}^{a} - \sum_j H_{2jy} + H_{2y} - H_{2y} \quad (37)$$

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)

$$\gamma_{H2} = \arccos(H_{2x}/H_2)$$

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 [1,3].

По полным осевым силам P_i , действующим на роторы компрессора, производятся расчет и подбор упорных подшипников [1,3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Носков А.Н.** Винтовой компрессор паровой холодильной машины: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 34 с.
2. **Носков А.Н.** Тепловой и конструктивный расчет холодильного винтового компрессора: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. – 32 с.
3. Подшипники качения: Справ. / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – Л.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. **Сакун И.А.** Винтовые компрессоры. Основы теории, методы расчета, конструкции. – М.; Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
5. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др. / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992. – 304 с.
6. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
7. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 942 с.
8. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 2: Учеб. пособие / Под ред. А.А. Малышева. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2012. – 270 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПАРНЫХ ПОЛОСТЯХ В ПРОЦЕССЕ СЖАТИЯ ПАРА В ВИНТОВОМ КОМПРЕССОРЕ	3
2. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВИНТЫ	9
3. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ПАРА, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ПРОФИЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ВИНТОВ.....	13
3.1. Радиальные силы, действующие на профильные поверхности винтов	13
3.2. Осевые и окружные силы, действующие на профильные поверхности винтов	18
4. ОСЕВЫЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТОРЦЫ ВИНТОВ.....	19
5. РАСЧЕТ РЕАКЦИЙ НА ОПОРАХ ВИНТОВ	25
5.1. Реакции на опорах ведущего винта	25
5.2. Реакции на опорах ведомого винта	30
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	35

Носков Анатолий Николаевич

**СИЛЫ И МОМЕНТЫ
В ВИНТОВОМ КОМПРЕССОРЕ**
Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Редактор
Т.В. Белянкина

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 17.12.2015. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,33. Печ. л. 2,5. Уч.-изд. л. 2,25
Тираж 50 экз. Заказ № С 93

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

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