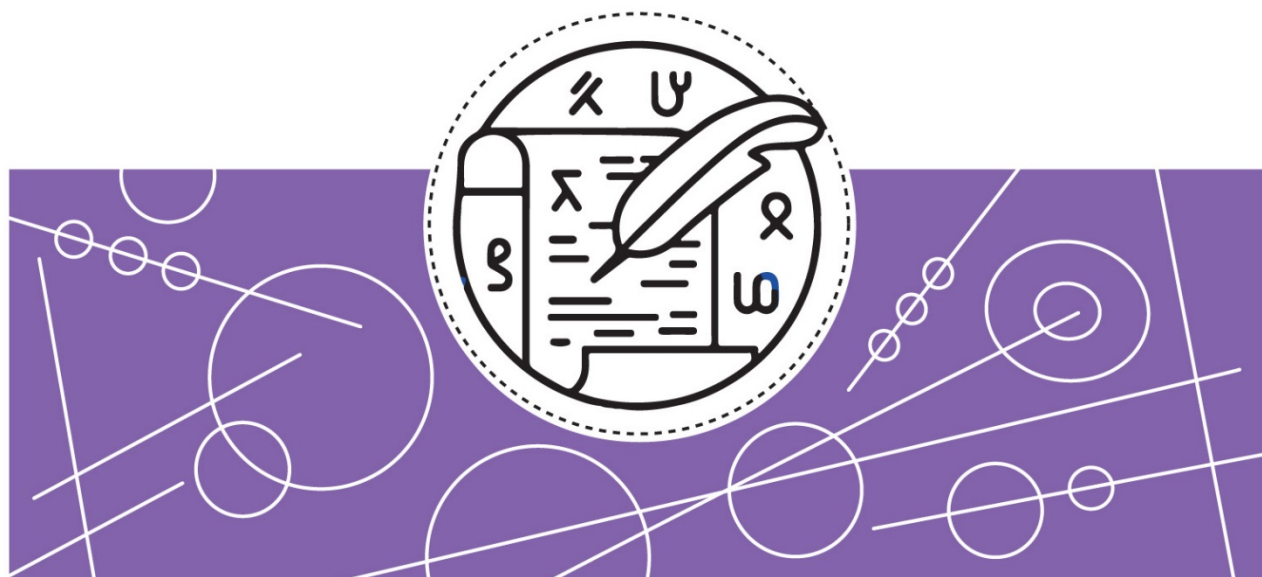


ІІТМО

**В.А. Пронин, В.А. Цветков,
Н.В. Пилипенко**

МЕХАНИЧЕСКИЕ УЗЛЫ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН



**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2026**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

В.А. Пронин, В.А. Цветков, Н.В. Пилипенко
МЕХАНИЧЕСКИЕ УЗЛЫ ВИНТОВЫХ
КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ
ИТМО

по направлению подготовки 16.04.03 Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения
в качестве Учебно-методическое пособие для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
магистратуры

Пронин В.А., Цветков В.А., Пилипенко Н.В., Механические узлы винтовых компрессорных машин – СПб: Университет ИТМО, 2026. – 31 с.

Рецензент(ы):

Цыганков Александр Васильевич, доктор технических наук, профессор, профессор (квалификационная категория "ординарный профессор") образовательного центра "Энергоэффективные инженерные системы", Университета ИТМО.

В учебно-методическом пособии дается информация об общих сведениях по винтовым компрессорным машинам. А также представлена информация по основным механическим узлам винтовых компрессоров, таким как подшипники, шестерни связи, уплотнения и разгрузочная камера, рассматриваются вопросы по их расчету и проектированию.

ИТМО

ИТМО (Санкт-Петербург) — национальный исследовательский университет, научно-образовательная корпорация. Альма-матер победителей международных соревнований по программированию. Приоритетные направления: IT и искусственный интеллект, фотоника, робототехника, квантовые коммуникации, трансляционная медицина, Life Sciences, Art&Science, Science Communication.

Лидер федеральной программы «Приоритет-2030», в рамках которой реализуется программа «Университет открытого кода». С 2022 ИТМО работает в рамках новой модели развития — научно-образовательной корпорации. В ее основе академическая свобода, поддержка начинаний студентов и сотрудников, распределенная система управления, приверженность открытому коду, бизнес-подходы к организации работы. Образование в университете основано на выборе индивидуальной траектории для каждого студента.

ИТМО пять лет подряд — в сотне лучших в области Automation & Control (кибернетика) Шанхайского рейтинга. По версии SuperJob занимает первое место в Петербурге и второе в России по уровню зарплат выпускников в сфере IT. Университет в топе международных рейтингов среди российских вузов. Входит в топ-5 российских университетов по качеству приема на бюджетные места. Рекордсмен по поступлению олимпиадников в Петербурге. С 2019 года ИТМО самостоятельно присуждает ученые степени кандидата и доктора наук.

© Университет ИТМО, 2026

© Пронин В.А., Цветков В.А., Пилипенко Н.В., 2026

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Общие сведения.....	5
2. Подшипники.....	6
3. Шестерни связи.....	15
4. Уплотнения и разгрузочная камера.....	18
5. Некоторые конструкции винтовых компрессоров.....	26
Список литературы.....	31

ВВЕДЕНИЕ

Винтовое компрессоростроение является бурно развивающейся подотраслью, имеющей значительные неиспользованные резервы. В нашей стране освоение и организация выпуска винтовых компрессоров для многих отраслей промышленности осуществляется быстрыми темпами на производственных ряде предприятий.

Принцип действия и конструктивные особенности винтовых компрессорных машин (ВКМ) предопределили их существенные преимущества перед другими типами компрессоров в области производительностей и давлений. Основными достоинствами винтовых компрессоров являются: высокая степень надежности и большая долговечность, возможность регулирования производительности в широком диапазоне, высокая экономичность; неприхотливость к чистоте рабочей среды; возможность полной автоматизации работы. Развитие винтового компрессоростроения идет по пути повышения рабочих параметров, что, в свою очередь, приводит к росту сил и моментов, действующих на роторы ВКМ, вызывая необходимость создавать принципиально новые конструкции винтовых машин, подшипники которых были бы разгружены от действия осевых и радиальных сил.

В настоящих методических указаниях рассмотрены основные механические узлы винтовых компрессоров, выполненных как по классической схеме, так и с саморазгружающимися опорными узлами, а также некоторые вопросы, связанные с их проектированием и расчетом.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Винтовые компрессорные машины (ВКМ) относятся к машинам объемного типа, повышение давления в которых происходит за счет уменьшения объема рабочей среды, находящейся в парных полостях рабочих органов (винтов). Более подробно с рабочим процессом винтовых компрессоров можно ознакомиться в работах [1-4].

По рабочему процессу ВКМ подразделяются на машины сухого сжатия (в рабочем пространстве отсутствует жидкая фаза, имеют шестерни связи, благодаря которым исключается взаимное касание роторов во время работы), мокрого сжатия (с впрыском хладагента) и компрессоры, в полость сжатия которых подается масло. Последние получили название маслозаполненных (рис.1).

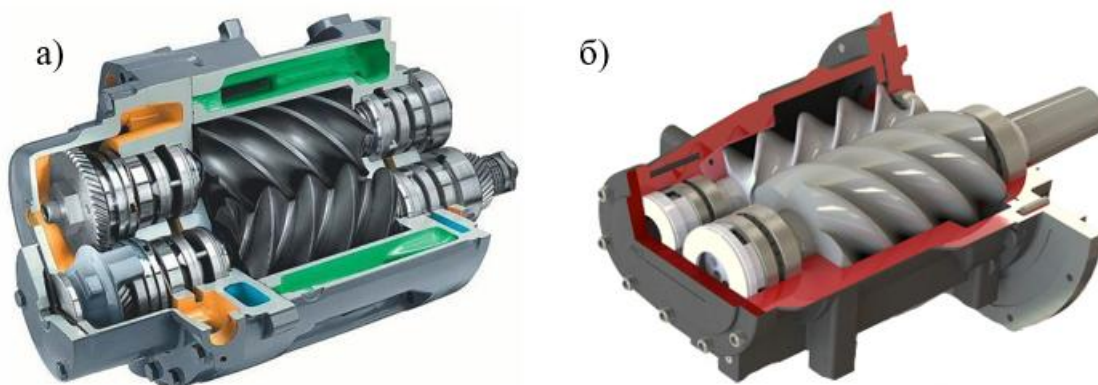


Рис.1 Конструкция винтового двухроторного компрессора:
а) сухого сжатия; б) маслозаполненный

Число оборотов ведущих винтов маслозаполненных ВКМ обычно находится в диапазоне 3000-6000 об/мин, а в компрессорах сухого сжатия достигает 20000 об/мин и более. Последнее определяет специфику проектирования и расчета механических узлов ВКМ.

Винтовые компрессорные машины в силу своих конструктивных особенностей могут работать длительное время (несколько тысяч часов) без остановки на ремонт. Однако некоторые узлы ограничивают их моторесурс: подшипники, шестерни связи (для машин сухого сжатия), уплотнения, разделяющие полости с различным давлением. Задача повышения моторесурса ВКМ сводится к повышению моторесурса вышеперечисленных узлов.

2. ПОДШИПНИКИ

В винтовых компрессорах применяются как подшипники скольжения, так и подшипники качения. Учитывая, что в процессе работы на роторы ВКМ наряду с радиальными действуют и осевые силы, конструкции винтовых компрессоров предусматривают установку не только опорных, но и упорных подшипников.

В винтовых компрессорах сухого сжатия применяются, в основном, подшипники скольжения, что обусловлено высокой частотой вращения их рабочих органов. Подшипники качения нашли применение в маслозаполненных ВКМ, у которых скорость вращения роторов, как правило, меньше предельно допустимых скоростей вращения подшипников (рис.2).

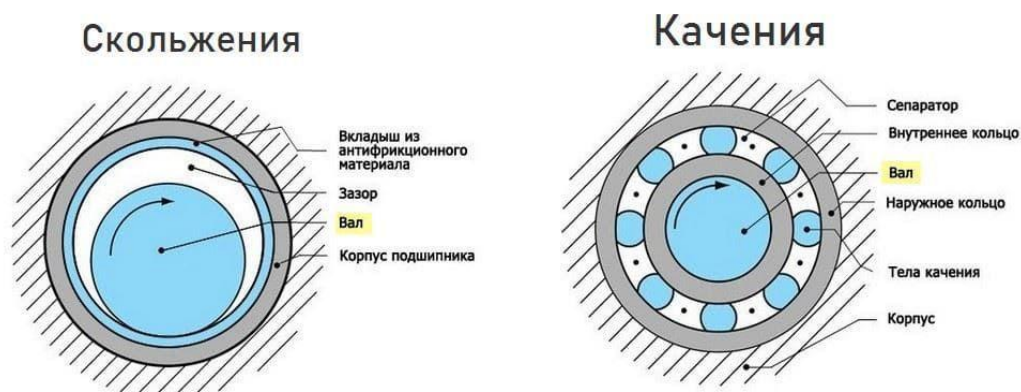


Рис. 2 Схематичной изображение подшипников скольжения и качения

Усилия, действующие на роторы крупных ВКМ, а также машин, работающих с большими перепадами давлений, достигают нескольких десятков Н, что создает значительные трудности при проектировании их подшипниковых узлов. Для расчета радиальных сил в настоящее время используются две методики: упрощенная [5] и методика, учитывающая все силы, в том числе и силы, действующие на неуравновешенные площадки [1]. Значения радиальных сил, вычисленные по упрощенной методике, больше действительных на 25-30 %.

Осевые силы P_a , действующие на винты при отсутствии разгрузочных устройств, состоят, в общем случае, из трех составляющих (для ВКМ, имеющих шестерни связи) и равны векторной сумме (1):

$$\bar{P}_a = \bar{P}_T - \bar{P}_o - \bar{P}_ш, \quad (1)$$

где P_T и P_o - соответственно торцовая и профильная составляющие суммарных осевых сил;

$P_ш$ - осевая составляющая нормальной силы косозубых шестерен связи. Методика расчета осевых сил изложена в монографии [1].

Однако в известных методиках расчета вводятся допущения, что осевые силы направлены вдоль осей винтов. В действительности же осевые силы приложены на некоторых расстояниях от продольных осей винтов, что и обуславливает возникновение моментов осевых сил относительно опор винтовых машин.

Для расчета моментов от торцовых составляющих осевых сил относительно опор ВКМ необходимо определить координаты центров тяжести торцовых сечений зубьев ВЩ (ведущих) и ВМ (ведомых) винтов, что, в свою очередь, определит точки приложения сил.

Известно, что наибольшие радиальные силы, определяющие опорные реакции подшипников, действуют на винты в момент, когда в текущей парной полости заканчивается внутреннее сжатие газа, что практически совпадает с началом выталкивания газа из этих полостей. Поэтому влияние моментов осевых сил на опоры ВКМ определяется именно для вышеуказанного положения винтов. Профильные составляющие суммарных осевых сил также приложены на некоторых расстояниях от продольных осей винтов, а следовательно, создают моменты относительно опор ВКМ. Определив координаты центров тяжести площадок, на которые действуют профильные составляющие осевых сил, можно рассчитать моменты от их действия [6].

Значение суммарного момента $M_{a1,2}^o$ от действия профильных составляющих осевых сил определяется путем суммирования моментов, действующих на каждую замкнутую полость винтов (2):

$$M_{a1,2}^o = \sum_{i=1}^{i=k} \vec{M}_{a1,2}^o. \quad (2)$$

Моменты осевых сил, действующие на косозубые шестерни связи, определим из выражения (3):

$$M_{a1,2}^{ш} = M_{кр.1,2} \cdot tg\beta_a, \quad (3)$$

где β_a - угол наклона зубьев в шестернях связи;

$M_{кр.1,2}$ - крутящие моменты на шестернях связи ВЩ и ВМ винтов.

Суммарные моменты осевых сил, действующих на ведущий и ведомый винты, определяем векторным суммированием всех составляющих моментов (4):

$$\vec{M}_{a1,2}^o = \vec{M}_{a1,2}^r + \vec{M}_{a1,2}^o + \vec{M}_{a1,2}^{ш}. \quad (4)$$

Методика расчета моментов осевых сил изложена в работе [7]. Там же дается и методика расчета сил и моментов в винтовом компрессоре с регулятором производительности золотникового типа.

Исследования показывают, что с помощью вышеуказанных методик можно с достаточной точностью определить как величины усилий, так и направления их действия.

Однако при проектировании ВКМ приходится не только точно рассчитывать величины усилий, но и принимать меры для их уменьшения.

Уменьшая нагрузки, воспринимаемые подшипниками, можно повысить как долговечность, так и надежность их работы. В настоящее время разработаны достаточно эффективные устройства, которые разгружают подшипниковые узлы от действия как осевых, так и радиальных сил [5].

Пример конструкции подшипника скольжения показан на рис.3.

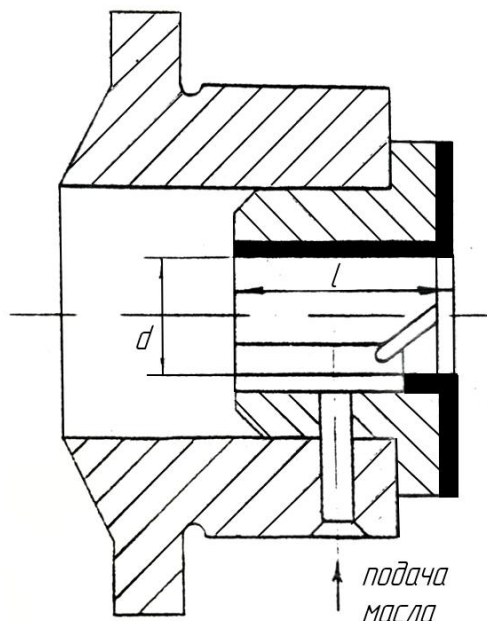


Рис.3 Пример конструкции подшипника скольжения

Чаще всего подшипники скольжения выполняются неразъемными с относительной длиной $l/d = 0,5 \div 1,2$, где l - длина вкладыша, d - диаметр шейки вала. Смазку к подшипнику подводят с ненагруженной стороны. Вкладыши фиксируются как от осевого, так и радиального перемещения, их делают из антифрикционных материалов: бронз, металлокерамических материалов, баббитов, графитов, синтетических, пластических материалов и т.д. Благодаря высоким антифрикционным свойствам, фторопласт-4 получает практическое применение в пленочных металлополимерных подшипниках. При этом в качестве наполнителей используют графит, дисульфид молибдена, бронзу, медь и т.д. В винтовых компрессорах наибольшее распространение получили подшипники, изготовленные из баббита (Б83, Б89) и бронзы (рис.4).

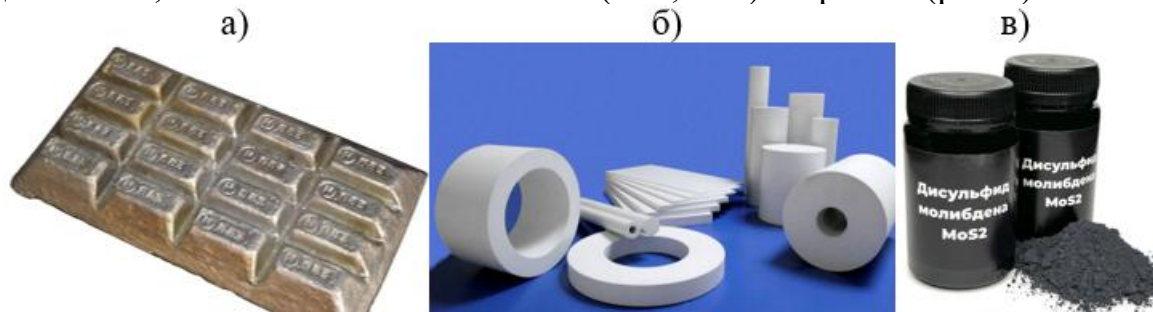


Рис.4 Некоторые разновидности материалов, применяемые в подшипниках для ВКМ: а) баббиты; б) фторпласты; в) дисульфид молибдена

Ниже в табл. 1 приводятся основные рабочие характеристики материалов, применяемых для изготовления вкладышей подшипников скольжения винтовых компрессоров.

Табл.1 Материалы вкладышей подшипников и их характеристики

Марка материала	P, МПа	V, м/с	PV·10 ⁻⁵ нм/м ² ·с
БрОФ 10-1 литейная	15	10	150
БрОФ 6,5 - 0,15 (ГОСТ 5017-2006)	15	10	150
БрОЦС5-5-5	8	3	120
БрОЦС6-6-3	5	3	100
БрОЦС4-4-17 литейная (ГОСТ 613-79)	10	4	100
БрАЖ9-4	15	4	120
БрАЖ9-4Л литейная	15	4	120
БрАЖМЦ10-3-1,5	20	5	200
БрАЖС7-1,5-1,5 литейная (ГОСТ 493-79)	25	8	200
БрС30 литейная	25	12	300
Б89 (ГОСТ 1320-74)	25	80	200
Б83 (ГОСТ 1320-74)	25	80	200
Б16 (ГОСТ 1320-74)	15	12	100

При проектировании подшипников скольжения величина радиального зазора между вкладышем и шейкой вала принимается обычно (0,001÷0,003), где d - диаметр шейки вала.

Для смазки подшипников скольжения применяются обычно индустриальные и турбинные масла. Характеристики некоторых из них приведены в табл.2.

Табл.2 Характеристики масел, используемых для подшипников скольжения

Марка	Вязкость кинематическая при 40°С, мм ² /с	Температура, °С		Плотность при 20°С, г/см ²
		вспышки	застывания	
Индустриальные масла (ГОСТ 20799-2022)				
И-12А	13-17	170	-15	0,880
И-20А	29-35	200	-15	0,890
И-30А	41-51	210	-15	0,890
И-40А	61-75	220	-15	0,900

И-50А	90-110	225	-15	0,910
Турбинные масла (ГОСТ 32-74)				
Турбинное 22 (Турбинное Л)	20-23	180	-15	-
Турбинное 30 (Турбинное УТ)	28-32	180	-10	-
Турбинное 46 (Турбинное Т)	44-49	195	-10	-
Турбинное 57 (Турбодетандерное)	55-59	195	-	-

Последовательность расчета опорного подшипника приведена в табл.3.

Табл.3 Последовательность расчета опорного подшипника

Определяемая величина	Расчетная формула
Нагрузка на подшипник Р	Из расчета радиальных сил ВКМ
Диаметр вала d	Конструктивно
Диаметр вала d _ц с учетом отклонений размеров в соответствии с посадкой	Конструктивно
Диаметр вкладыша d _п с учетом отклонений в соответствии с посадкой	Конструктивно
Относительный зазор ψ	$\psi = (d_{п} - d_{ц})/d$
Длина подшипника l	Конструктивно
Частота вращения ω, 1/с	Задано
Сорт масла	Выбрать по табл.2
Температура смазочного слоя t _м , °С	Из термодинамического расчета компрессора
Максимальный прогиб вала y _{max}	Из силовых расчетов ВКМ
Расстояние между серединами опор	Конструктивно
Высота неровностей поверхности цапфы и вкладыша Rz _ц , Rz _в	Конструктивно
Перепад температур масла на входе и выходе из подшипника, °С	$\Delta t = 2(t_{м} - t_1)$, где t ₁ - температура масла на выходе
Средняя удельная нагрузка p	$p = \frac{P}{(l \cdot d)}$
Окружная скорость вала V	$V = 0.5\omega d$
Кинематическая вязкость масла υ ₅₀ при 40°С, м ² /с	Выбрать по табл.2

Плотность масла ρ_{t_m} при температуре t_m	$\rho_{t_m} = \rho_{20} - \kappa(t - 20)$, где $\kappa \cdot 10^4 = 5,7 \div 7,65$ (меньшее значение κ соответствует большей ρ_{20})
Динамическая вязкость, 10 Н/м^2	$\mu_{t_m} = \frac{\rho_{t_m} \cdot \nu}{9807}$
Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника	$\Phi_p = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \omega}$
Минимальная толщина смазочного слоя	$h_{min} = 0.5 \psi d \left(1 - \frac{l}{\rho}\right)$
Прогиб вала в подшипнике	$y_0 = \frac{1.6}{\left(\frac{l}{L}\right) y_{max}}$
Критическая толщина смазочного слоя	$h_{кр} = Rz_{ц} + Rz_{в} + y_0$
Проверка отношения $h_{min}/h_{кр}$	$\frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq 1,1$
Коэффициент трения f	$f = \frac{f}{\psi} \cdot \psi$
Отношение коэффициента сопротивления смазочного слоя к коэффициенту нагруженности f/ψ	Выбрать из табл.У1-35 [5]
Количество теплоты, выделяющееся в подшипнике, Дж/с	$Q = 9.8 f P V$
Коэффициент теплопередачи через корпус подшипника, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	$k = (8 \div 14) \cdot 0.860$
Поверхность корпуса подшипника	$F_k = \pi D l$, где D – диаметр корпуса подшипника
Количество теплоты, отводимое через корпус подшипника, Дж/с	$Q_2 = 1.164 k F_k (t_m - t_1)$
Количество теплоты, отводимое смазкой, Дж/с	$Q_1 = Q - Q_2; Q_1 \sim Q$
Теплоемкость масла, Дж/(кг·К)	$c = 4.19 \cdot 10^3 [a + 0.0011(t_m - 15)]$ $a = 0.937 - 0.56 \rho_{15}$
Расход масла, необходимый для отвода теплоты, $\text{м}^3/\text{с}$	$V_m = Q_1 (c \rho \Delta t)$, где ρ – удельная плотность, кг/см^3

Для восприятия осевых нагрузок служат упорные подшипники, которые могут быть выполнены в виде плоских упорных подшипников (подпятники), упорных подлинников с центральной камерой, а также сегментных упорных

подшипников. Последние подразделяются на подшипники с неподвижными и подвижными сегментами.

Наибольшее распространение в винтовом компрессоростроении получили сегментные упорные подшипники. Порядок расчета упорного подшипника с неподвижными сегментами приведен в табл.4.

Табл.4 Порядок расчета упорного подшипника с неподвижными сегментами

Определяемая величина	Расчетная формула
Нагрузка на подшипник Р	Из расчета радиальных сил ВКМ
Частота вращения ω , 1/с	Из термодинамического расчета
Температура масла в нагруженной зоне t_c , °С, на входе t_1 , °С	Из термодинамического расчета
Сорт масла	Выбрать по табл.2
Материал пяты и подпятника	Конструктивно
Конфигурация сегментов	Конструктивно
Допустимая удельная нагрузка Р, 10^{-1} МПа	$P \leq 8$
Число колодок Z	$6 \div 12$
Отношение $r_2/r_1 = \beta$	Конструктивно
Угол φ_0 , рад	Рис.5
Угол φ_a , рад	$\varphi_a = (0.25 \div 0.35)\varphi_0$
Ширина канавки С	$2 \div 4$ мм
Радиус r_1 , мм	$r_1 = [2P/\psi_a z(\beta^2 - 1)P] \cdot 0.5$
Ширина сегмента	$B = r_2 - r_1$
Центральный угол φ_c , соответствующий ширине канавки, рад	$\varphi_c = \frac{2C}{r_1 + r_2}$
Центральный угол φ_i клинового участка сегмента, рад	$\varphi_i = \varphi_0 - \varphi_a - \varphi_c$
Длина сегмента по средней окружности	$L = 0.5\varphi_i(r_1 + r_2)$
Отношение длины к ширине	$0.8 \leq \frac{L}{B} \leq 1.2$
Отношение разницы толщин масляного слоя на входе и выходе к минимальной толщине	$1.4 \leq q = \frac{h_2 - h_1}{h_1} \leq 1.5$
Приведенный радиус кольцевой пяты	$R_{пр} = \left(\frac{1}{3}\right) \left(\frac{D_1}{3}\right) \left[\frac{(\beta^3 - 1)}{\beta^2 - 1}\right]$
Скорость скольжения, м/с	$V = \omega R_{пр}$

Безразмерный коэффициент нагруженности Φ_p	коэффициент	$0,06 \div 0,08$ (меньшее значение для большего L/B)
Толщина минимального смазочного слоя, где L и B , м		$h_1 = L \left(\frac{\mu VB \Phi_h Z}{P} \right)^{0.5}$
Угол скоса сегмента, рад		$\alpha = \frac{qh_1}{L}$
Безразмерный коэффициент расхода, Φ_Q		$0.2 \div 0.25$
Количество смазки, проходящей через все сегменты в тангенциальном направлении, м ³ /с		$V_M = \left(\frac{\mu VB}{P} \right)^{0.5} VBLZ \Phi_Q$
Безразмерный коэффициент сопротивления вращения, Φ_T		$0.2 \div 0.25$
Момент трения на всех клиновых участках опоры		$M_T = (P \mu t_m VB)^{0.5} Z R_{пр} \Phi_T$
Мощность трения		$N_T = M_T \omega$

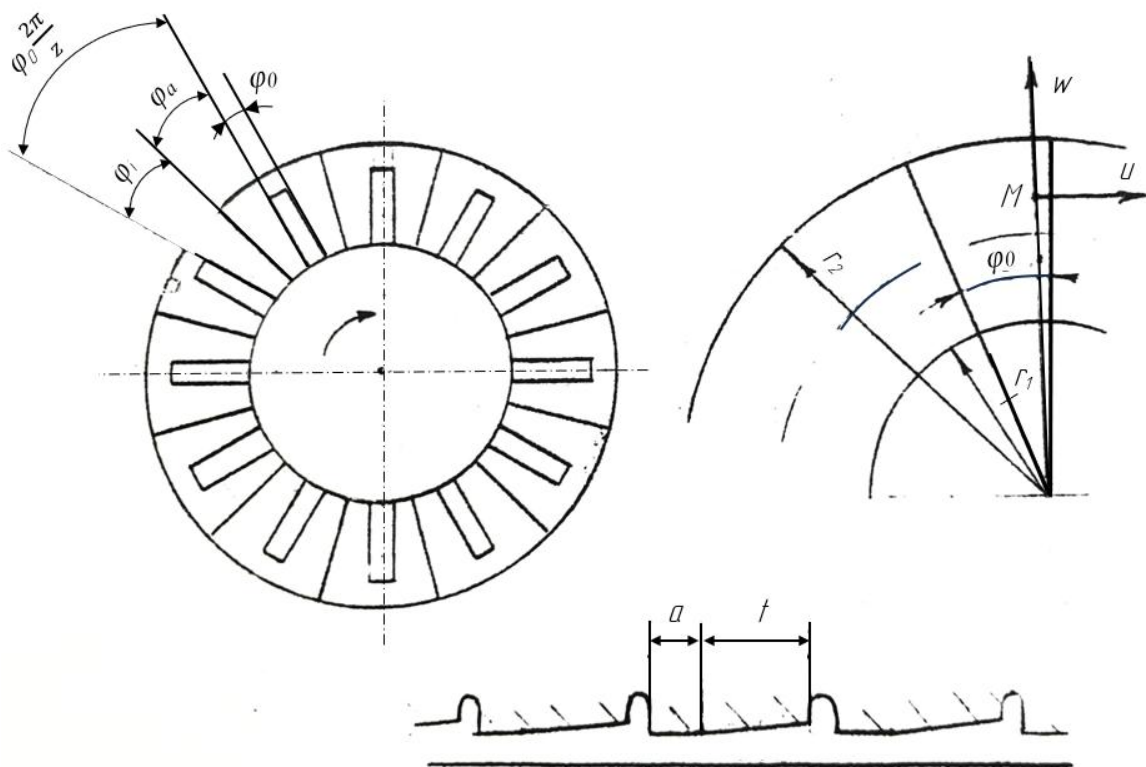


Рис.5 Схема к расчету упорного подшипника с неподвижными сегментами

Величины зазоров между рабочими органами винтовой машины служат одним из решающих факторов, определяющих эффективность ее работы, и их выбор во многом зависит от типа подшипников, использованных в данной конструкции. Зазоры в подшипниках качения в несколько раз меньше, чем в

подшипниках скольжения при тех же радиальных размерах валов, таким образом, в случае применения подшипников качения минимально безопасные зазоры между рабочими органами ВКМ, а также между винтами и корпусом, могут быть уменьшены. Наиболее перспективны для использования подшипников качения конструкции ВКМ с саморазгружающимися опорными узлами, где их применение не ограничено ни диаметром винтов, ни силовыми факторами.

Выбор типа и размеров подшипников производится с учетом конкретных условий эксплуатации (величины нагрузок, частоты вращения, требуемого срока службы).

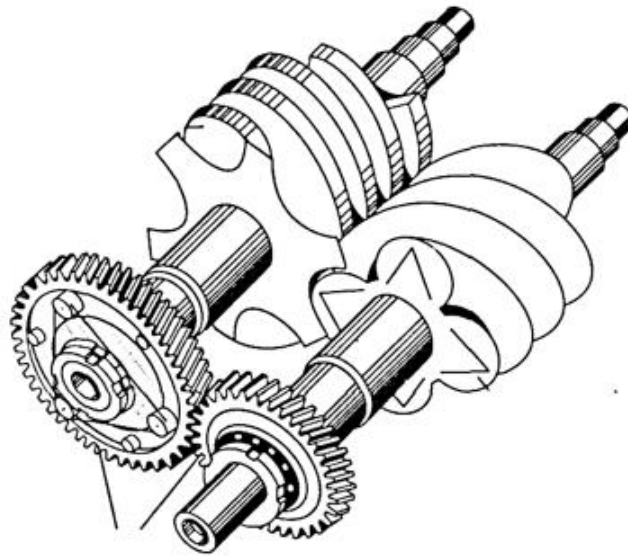
Наиболее широкое распространение в винтовом компрессоростроении получили радиальные (шариковые и роликовые), а также радиально-упорные подшипники. Расчет подшипников качения производится по общепринятой методике, причем в расчеты закладываются максимальные расчетные усилия, действующие за рабочий цикл.

3. ШЕСТЕРНИ СВЯЗИ

Шестерни связи (синхронизирующая зубчатая пара) (рис.6) предназначены для передачи крутящего момента, а также для обеспечения минимально безопасных рабочих зазоров между зубьями ведущего и ведомого роторов. При их проектировании следует обращать особое внимание на два момента:

1) зубчатое колесо синхронизирующей пары должно иметь такую конструкцию, при которой возможно угловое смещение зубчатого венца относительно ступицы. Это необходимо для установки зазоров между зубьями ведущего и ведомого винтов;

2) боковой зазор в зацеплении шестерен связи должен быть меньше зазора в зацеплении зубьев роторов. Это может быть достигнуто или назначением при изготовлении соответствующего бокового зазора в зацеплении шестерен связи, или применением разрезного венца зубчатого колеса, дающего возможность одной части венца зубчатого колеса смещаться по углу относительно другой части. В результате можно обеспечить получение нужного зазора в зацеплении зубьев винтов ВКМ при боковом зазоре в синхронизирующей паре, большем, чем зазор в зацеплении зубьев винтов.



шестерни связи

Рис.6. Изображение шестерней связи в ВКМ

Для шестерен связи применяют, как правило, цилиндрические колеса с косыми зубьями. Для шестерен связи применяется эвольвентное зацепление. Размеры минимального гарантированного зазора в зацеплении синхронизирующей пары приведены в табл. 5

Табл.5 Размеры минимального гарантированного зазора в зацеплении синхронизирующей пары

Конструкция зубчатого колеса	Межосевое расстояние, мм					
	40	50	64	80	100	128
Без разрезного зубчатого венца (мкм)	20	30	30	35	35	40
С разрезным зубчатым венцом (мкм)	69	76	87	97	100	110
	160	200	250	320	400	506
Без разрезного зубчатого венца (мкм)	40	46	52	57	97	110
С разрезным зубчатым венцом (мкм)	126	130	146	160	175	200

В общем случае на шестерни связи действуют три силы:

- окружная $P_t = \frac{2M_1}{d}$;
- осевая $P_a = P_t \operatorname{tg} \beta$;
- радиальная $P_r = \frac{ctg \alpha}{\cos \beta}$.

Величины крутящих моментов, действующих на шестерни связи, зависят от профиля зубьев винтов.

Методика расчета моментов, действующих на шестерни связи, изложена в монографии [1]. Расчет геометрических параметров и механических характеристик шестерен связи практически не отличается от общепринятого для зубчатых зацеплений.

Коэффициент полезного действия синхронизирующей пары может быть определен по формуле (5):

$$\eta_{шс} = 1 - c\mu\pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (5)$$

где $c = (1,36N + 311)/(1,36N + 18,5)$ - поправочный коэффициент;

N - мощность, кВт;

μ - коэффициент трения.

Материалы зубчатых колес синхронизирующей пары выбирают в зависимости от заданного срока их службы, условий эксплуатации, среды, окружной скорости и других факторов. Наиболее часто применяются следующие марки стали: 40Х, 12ХН3А, 12Х2Н4А, 37ХН3А, 38ХВА, 1Х13Н2, ГОСТ 4543-2016. При повышенных требованиях к износостойчивости рабочих поверхностей зубьев применяют азотируемую сталь 38ХМ10А, ГОСТ 4543-2016.

Основным показателем качества синхронизирующей зубчатой пары является точность их изготовления. Нормы точности стандартизованы ГОСТ 1643-81 для зубчатых колес с модулем зубьев более 1 мм и исходным контуром по ГОСТ 13755-2015, а также ГОСТ 9178-81 для зубчатых колес с модулем до 1 мм и исходным контуром по ГОСТ 9587-81. Для шестерен связи в зависимости от окружной скорости могут быть установлены следующие степени точности: до 50 м/с – 6; от 50 до 80 м/с – 5; свыше 80 м/с – 4.

4. УПЛОТНЕНИЯ И РАЗГРУЗОЧНАЯ КАМЕРА

Широкое распространение в винтовом компрессоростроении получили контактные уплотнения, повышение работоспособности которых имеет огромное значение и может быть достигнуто прежде всего правильным подбором материалов пар трения, чистоты их обработки, а также величин удельных давлений в зоне контакта. С созданием ВКМ, имеющих разгрузочные устройства (разгрузочные камеры, думмисы), количество и разновидность уплотнений соответственно выросли, что привело к необходимости разработки новых надежных и экономичных уплотнений в конструкциях ВКМ с саморазгружающимися опорными узлами.

Все конструкции уплотнений делятся на две основные группы:

- 1) бесконтактные;
- 2) контактные.

По принципу действия бесконтактные уплотнения могут быть разделены на бесконтактные уплотнения статического действия и бесконтактные уплотнения динамического действия.

К первым можно отнести кольцевые и лабиринтные уплотнения, ко вторым - винтовые, лабиринтно-вихревые, дисковые, лопастные, центробежные и др.

Конструкция разгрузочной камеры винтового компрессора (рис.7) наряду с кольцевыми уплотнениями предусматривает установку продольных тангенциальных уплотнений, разделяющих полости с различным давлением. По конструктивному исполнению тангенциальные уплотнения могут быть как контактные, так и бесконтактные.

Различие в расчете контактных и бесконтактных уплотнений состоит в том, что если во втором случае зазор между сопряженными элементами уплотнения может быть определен с достаточной степенью точности, то для контактных уплотнений величиной условного зазора приходится задаваться. В зависимости от рода рабочей среды и условий работы величина условного зазора может изменяться от десятых долей до нескольких микрон.

Винтовые компрессоры относятся к разряду быстроходных машин. Для эффективного компримирования рабочей среды в ВКМ окружные скорости роторов под уплотнениями составят соответственно для маслозаполненных машин $10 \div 40$ м/с, для машин сухого сжатия $40 \div 70$ м/с, а для машин, компримирующих легкие газы, $80 \div 90$ м/с.

Приведенные цифры показывают, что применение контактных уплотнений в ВКМ сухого сжатия вызывает большие трудности.

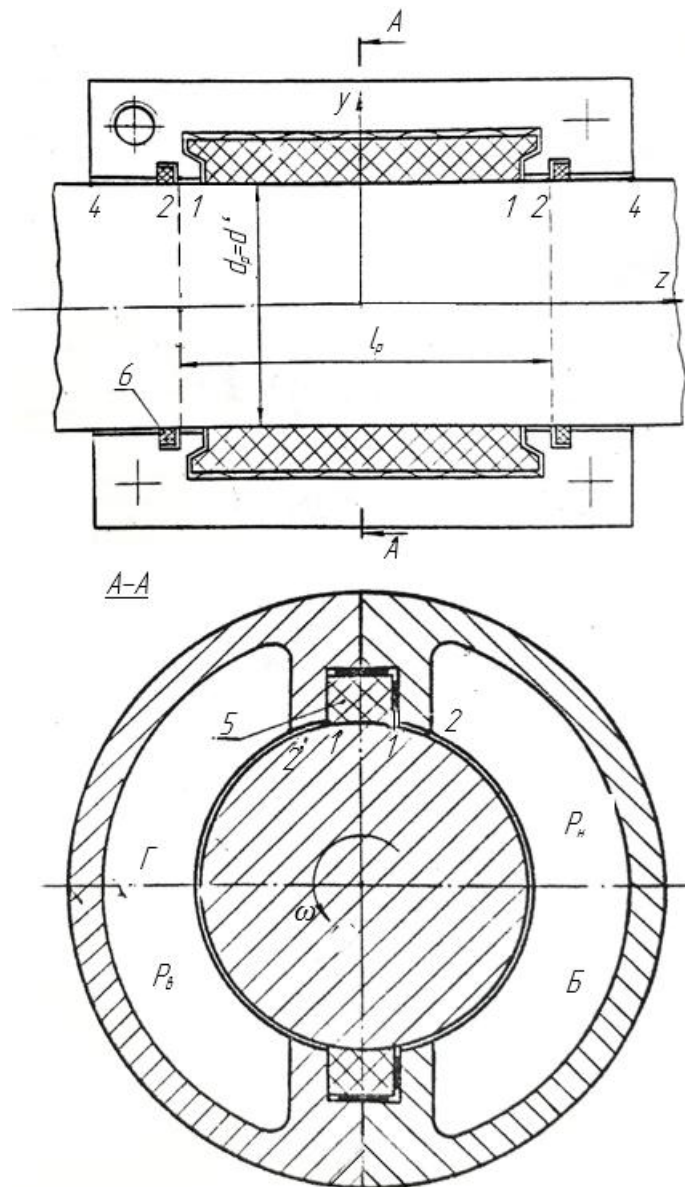


Рис.7 Конструкция разгрузочной камеры винтового компрессора

Одним из критериев работоспособности контактных уплотнений является произведение PV , где p - давление рабочей среды перед уплотнением, V - скорость скольжения пары трения. При произведении PV , равном 6 для масел и 4 для воды, долговечность уплотнений при правильном выборе пар трения и режима работы (P , МПа, V , м/с) превышает 2000 ч.

Крупные ВКМ имеют производительности на уровне турбомашин, у которых наиболее распространенным типом уплотнений являются лабиринтные, следовательно, в отдельных случаях этот тип уплотнений может быть приемлемым и для винтовых компрессоров сухого сжатия.

До недавнего времени в качестве антифрикционного элемента пар трения контактных уплотнений применялись в основном графитовые материалы (углеграфиты), постепенно вытеснившие бронзы, которые шли на изготовление одного из элементов пары трения. Чтобы ликвидировать пористость, улучшить антифрикционные свойства, а также увеличить прочность углеграфитов, их пропитывают различными смолами или металлами. Наибольшее распространение получила практика пропитки углеграфитов фенолформальдегидной смолой, а также свинцом, кадмием, серебром, баббитом. Накопленный опыт эксплуатации уплотнений позволяет выделить такие марки углеграфитов, как: углеграфит ПК-0, пропитанный фенолформальдегидной или эмульсионной смолами, углеграфит АГ-1500-Б83, пропитанный баббитом. Из них первый обладает большей износостойкостью и особенно химической стойкостью, второй обладает способностью работать всухую, т.е., пригоден в газовой среде и среде плохо смазывающих инертных жидкостей. Основные свойства указанных материалов даны в табл. 6.

Табл.6 Основные свойства рассматриваемых углеграфитов

Марка	Плотность, 10^3 кг/м^3	Предел прочности сжатия, 10^5 Па	Твердость по Шору	Коэффициент линейного расширения	Теплопроводность, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$
ПК-0	1,7÷1,8	3000	80	-	69
АГ-1500-Б83	2,8÷3	1250÷1300	60÷65	$2,7 \cdot 10^{-6}$	155

В последнее время все более широкое распространение получают антифрикционные самосмазывающиеся композиции на основе политетрафторэтилена и других пластмасс. Наиболее широкое применение получила композиция 4К20, содержащая фторпласт 4 и 20 % мелкодисперсного литейного кокса КЛ-1. Физико-механические свойства данного материала остаются стабильными даже при длительном воздействии температуры в 250 °С.

Некоторые физико-механические характеристики материала 4К20 даны в табл.7.

Табл.7 Физико-механические характеристики материала 4К20

Наименование	Размерность	Значение
Плотность	кг/м ³	$(2,12 \div 2,17) \cdot 10^3$
Разрушающее напряжение при растяжении	Па	$13 \cdot 10^3$
Относительное удлинение при разрыве	%	120
Модуль упругости при сжатии	Па	$805 \cdot 10^6$
Твердость по Бринеллю	Н/мм ²	45

Одним из перспективных износостойких материалов является С-15, содержащий фторпласт 4 и 15 % стекловолокна.

Расчет протечек рабочей среды через концевые контактные уплотнения изложен в ряде работ и осуществляется по общепринятой методике, поэтому в настоящей работе более подробно следует рассмотреть протечки рабочей среды через контактные уплотнения разгрузочной камеры ВКМ с саморазгружающимися опорными узлами. Кроме того, несомненный интерес вызывает расчет механических потерь в винтовом компрессоре, которые оказывают непосредственное влияние на экономичность машины.

Рассмотрим принцип действия разгрузочной камеры и ее конструктивные особенности.

Принцип действия конструкции основан на том (см.рис.3), что цилиндрические участки роторов ВКМ заключены в разгрузочную камеру, разделенную уплотнениями 5 на полости Б и Г, соединенные соответственно с областями нагнетания и всасывания винтового компрессора. Таким образом, на цилиндрические участки роторов винтовой машины, находящиеся в разгрузочной камере, действует перепад давлений ($P_H - P_B$), при этом возникают радиальные силы R , равные произведению перепада давлений на площади соответствующих участков роторов (6) [8]:

$$R = (P_H - P_B) \cdot F. \quad (6)$$

Надлежащий выбор размеров цилиндрических участков, заключенных в разгрузочную камеру, и углового положения разделяющих элементов позволяет получить радиальные силы, действующие на цилиндрические участки роторов требуемой величины и направления.

Как видно из рис.3, разгрузочная камера имеет два типа уплотнений: тангенциальные 5, разделяющие камеру на полости низкого и высокого давления, и кольцевые 6, отделяющие полости камеры от торцов винтов ВКМ.

Все контактные уплотнения разгрузочной камеры выполнены из антифрикционных материалов.

Рассмотрим методику определения протечек рабочей среды через эти уплотнения.

Наличие в масляной системе маслозаполненного компрессора значительного количества масла, находящегося под давлением нагнетания, позволяет использовать его в качестве рабочей среды разгрузочной камеры, и наша задача сведется к определению протечек масла через уплотнения разгрузочной камеры.

Задача расчета протечек через уплотнения с плавающими кольцами может быть решена, если рассматривать их как кольцевую щель, глубина которой равна суммарной толщине колец.

Зависимость для определения утечек жидкости через щели 1-1 и 1-2 (рис.7) с учетом вращения вала будет иметь вид (7) (рис.8):

$$Q_{1,2} = l \left(\frac{p_2 - p_1}{12b\mu} \delta^3 + \frac{\delta}{2} \omega r_2 \right), \quad (7)$$

где l – ширина щели;

b – длина щели;

P_2 – давление перед щелью;

P_1 - давление за щелью;

δ - величина условного зазора;

r_2 - радиус цилиндрических частей вала в разгрузочной камере;

ω - угловая скорость;

μ - динамический коэффициент вязкости.

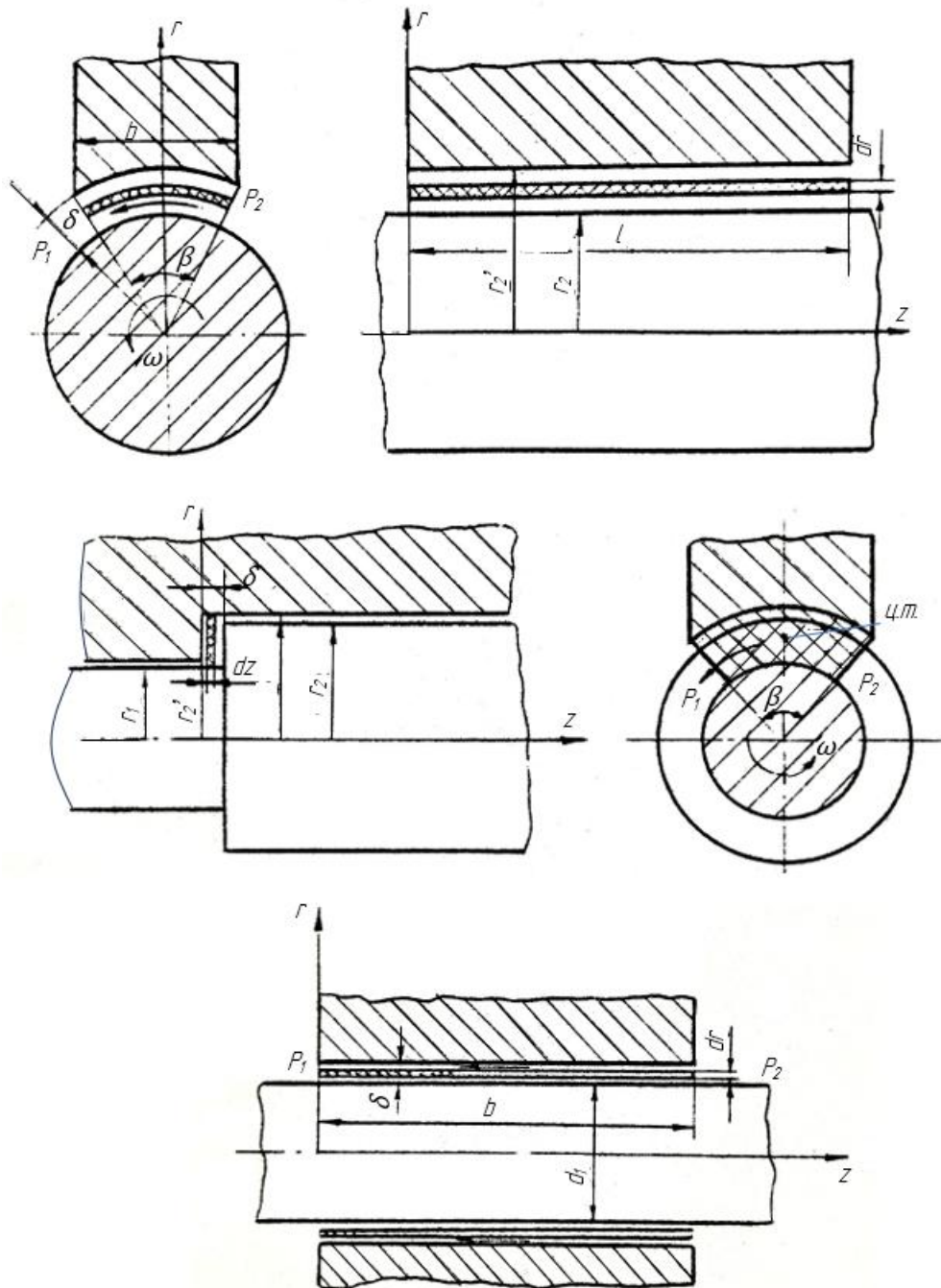


Рис.8 Схема вращения вала

Конечное выражение для определения расхода жидкости через щели разгрузочной камеры (рис.3,4) имеет вид (8):

$$Q = 2l_{1-1} \frac{(p_2 - p_1)}{12b_{1-1}\mu} \delta_{1-1}^3 + 4l_{1-2} \frac{(p_2 - p_1)}{12b_{1-2}\mu} \delta_{1-2}^3 + 4(r_2' - r_1) \frac{(p_2 - p_1)}{12b_{1-2}\mu r_c} \delta_{2-3}^3 + 2\pi d_1 \frac{(0.7p_2 - p_1)}{12b_{3-4}\mu} \delta_{3-4}^3, \quad (8)$$

где β - центральный угол между точками начала и конца щели;

r_c - расстояние от оси вращения вала до центра тяжести кольцевого элемента жидкости в торцевой щели 2-3;

P_1 и P_2 - давления в полостях Б и Г разгрузочной камеры.

Механические потери в маслозаполненном винтовом компрессоре при наличии шестерен связи определяются следующими составляющими:

- 1) потери на трение в подшипниках - $N_{тр.п.}$;
- 2) потери на трение в концевых уплотнениях – $N'_{тр.уп.}$;
- 3) потери на трение в шестернях связи – $N_{тр.ш.}$.

В ВКМ с саморазгружающимися опорными узлами появляются дополнительные потери:

- 1) потери на трение уплотнительных элементов разгрузочной камеры – $N''_{тр.уп.}$
- 2) потери на трение вращающихся цилиндрических участков валов, помещенных в разгрузочную камеру, о жидкость - $N_{тр.в.}$.

Суммарные механические потери для ВКМ с разгрузкой можно записать в виде (9):

$$N_{мех} = N_{тр.п.} + N'_{тр.уп.} + N_{тр.ш.} + N''_{тр.уп.} + N_{тр.в.} \quad (9)$$

Определение первых двух составляющих общеизвестно.

Потери на трение в шестернях связи ВКИ составляют приблизительно 2 % от передаваемой шестернями мощности, которая определяется профилем зуба [1].

Отметим, что мощность, передаваемая шестернями связи, составляет 4÷7 % от полной мощности ВКМ.

Потери на трение в тангенциальных уплотнениях разгрузочной камеры можно записать в виде (10):

$$N''_{тр.уп.} = \frac{f}{c} lbP_{уд}V, \quad (10)$$

где l и b - геометрические размеры контактной поверхности уплотнения;

$P_{уд}$ - удельное давление в паре трения;

V - средняя скорость скольжения пар трения;

c - постоянный коэффициент.

Потери на трение вала о рабочую среду определяются по формуле (11):

$$N_{тр.в.} = \frac{M_{тр}n}{k}, k = const, \quad (11)$$

где $M_{тр} = \pi\xi\rho\omega^2r^4l$ – момент трения

ξ - коэффициент потерь на трение о жидкость;

ρ - плотность жидкости;

ω - угловая скорость цилиндрического участка вала;

r - радиус цилиндрического участка вала;

l - длина цилиндрического участка вала в разгрузочной камере.

В разгрузочной камере ВКМ сухого сжатия отсутствуют контактные уплотнения, трением же разгружающих цилиндрических участков вращающихся валов о рабочую среду вследствие его незначительности, можно пренебречь, и выражение для определения суммарных механических потерь будет иметь вид (12):

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{тр.п.}} + N_{\text{тр.ш.}} \quad (12)$$

Создание принципиально новой конструкции разгружающего устройства - разгрузочной камеры позволило разработать ряд конструкций ВКМ, подшипниковые узлы которых разгружены от действия осевых и радиальных сил.

5. НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

На рис.9 представлена конструкция одноступенчатого винтового компрессора, роторы которого выполнены по шевронной схеме и имеют цилиндрические участки между полушевронами, помещенные в разгрузочную камеру, что и обеспечивает эффективную разгрузку подшипников ВКМ от действия осевых и радиальных сил.

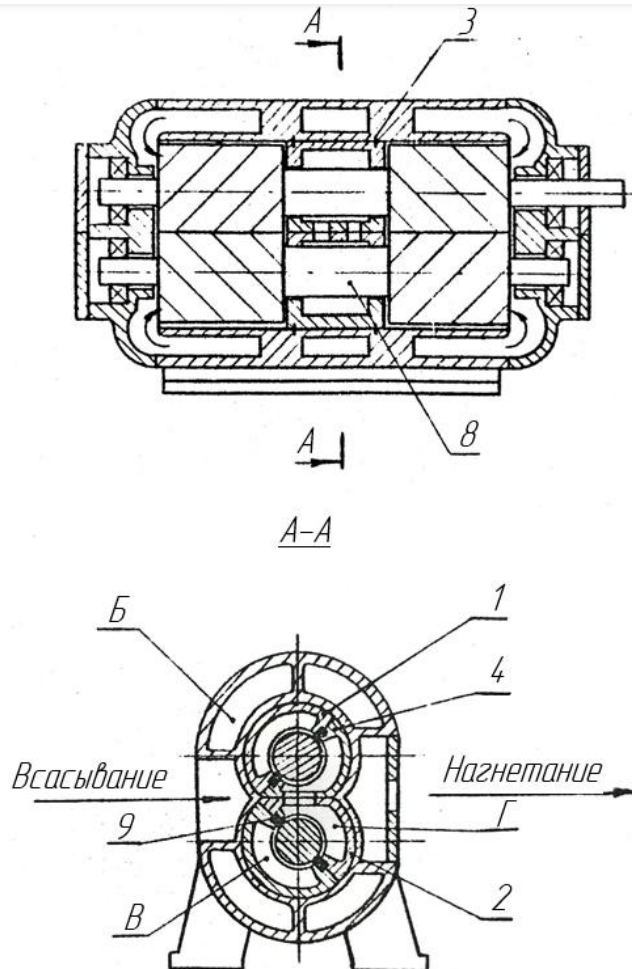


Рис.9 Одноступенчатый винтовой компрессор с шевронной схемой роторов

На рис.10 представлена конструкция винтового компрессора, выполненная по классической схеме. Как видно из рисунка, разгрузка подшипников обеспечивается двумя разгрузочными камерами В и Г, расположенными по обе стороны от винтов. Вопрос разгрузки упорных узлов компрессора решается с помощью создания в разгрузочной камере Г, со стороны всасывания, дополнительной торцевой полости Д, при этом участки валов, заключенные в камеру, должны иметь ступенчатую конфигурацию.

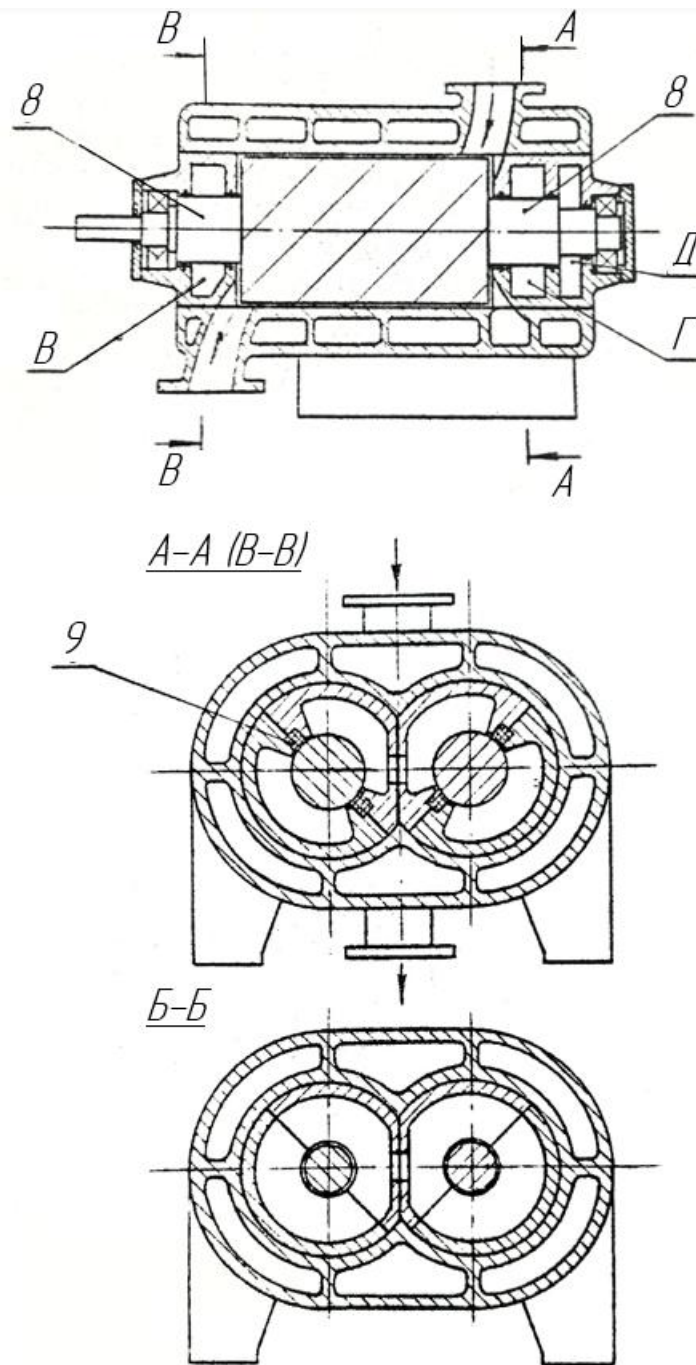


Рис.10 Винтовой компрессор, выполненный по классической схеме

На рис.11 показана конструкция двухступенчатой винтовой машины, выполненной в едином корпусе, с подшипниками, разгруженными от действия осевых и радиальных сил.

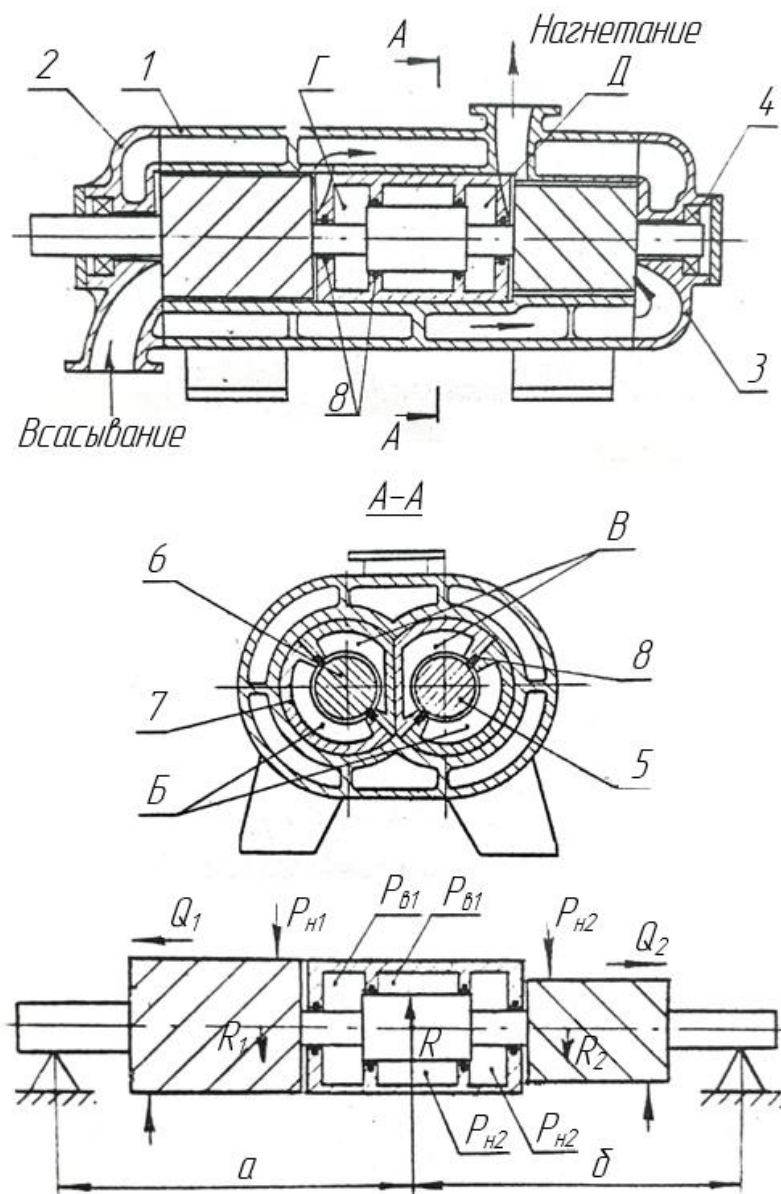


Рис.11 Двухступенчатая винтовая машина, выполненная в едином корпусе, с подшипниками, разгруженными от действия осевых и радиальных сил

Компрессор состоит из: среднего корпуса 1, имеющего внутреннюю и внешнюю оболочку, пространство между которыми служит для подвода рабочей среды от 1-й ко 2-й ступени, а также для циркуляции охлаждающей жидкости; боковых корпусов 2 и 3, в которых установлены подшипниковые узлы 4. Винты роторов 5 и 6 выполнены по шевронной схеме. Средние части роторов помещены в специальную разгрузочную камеру 7, состоящую из полостей Б, В, Г и Д, находящихся под различным давлением. Разделительные элементы разгрузочной камеры имеют уплотнения 8.

Одной из главных особенностей подобных конструкций ВКМ является то, что первая и вторая ступени компрессора должны иметь равные числа оборотов

и межосевые расстояния, при этом объемная производительность второй ступени всегда меньше первой. Практически объемная производительность второй ступени может быть уменьшена:

1) за счет уменьшения относительной длины винтов второй ступени ($\lambda_1 > \lambda_2$) и соответственно уменьшения объема парных полостей;

2) за счет уменьшения длин винтов второй ступени и выбора у них профиля зубьев, имеющего меньшую площадь впадины f_n ;

3) путем уменьшения диаметров винтов второй ступени при неизменном межосевом расстоянии, что можно достигнуть увеличением числа зубьев на винтах второй ступени (например, вместо $z_1 = 4$ и $z_2 = 6$ нарезать соответственно $Z_1 = 6$ и $Z_2 = 9$);

4) комбинируя вышеперечисленные варианты.

Описанная конструкция двухступенчатых винтовых машин с саморазгружающимися опорными узлами более компактна, имеет более высокий моторесурс, менее металлоемка, а также имеет единый привод ступеней, что дает ей несомненное преимущество перед двухступенчатыми машинами, изготавливаемыми в настоящее время.

На базе вышеописанной конструкции ВКМ разработан винтовой компрессор одно- или двухступенчатого сжатия с регулируемой производительностью, а также подшипниками, разгруженными от действия осевых и радиальных сил (рис.12).

Особенностью подобных конструкций является то, что каждый полушеvron имеет свой регулятор производительности, при этом оба регулятора работают от единого привода, на рисунках показан частный случай механического привода регуляторов с помощью шариковинтовых пар, однако привод может быть гидравлическим, электродинамическим и т.д. Регулирование производительности одноступенчатых ВКИ производится путем равномерного изменения рабочих длин винтов в обоих полушевронах при синхронном перемещении золотников 8, что достигается с помощью винта 1, имеющего шевронную нарезную часть. При вращении винта шариковинтовые узлы 9 обеспечивают поступательное движение золотников. Во время движения золотников газ перепускается на всасывание. Золотники располагаются в середине корпуса 1 над разгрузочной камерой 7.

Необходимая величина рабочего давления в полостях разгрузочной камеры поддерживается с помощью редукционного клапана 11. Редукционный клапан связан с золотниками специальной тягой 12.

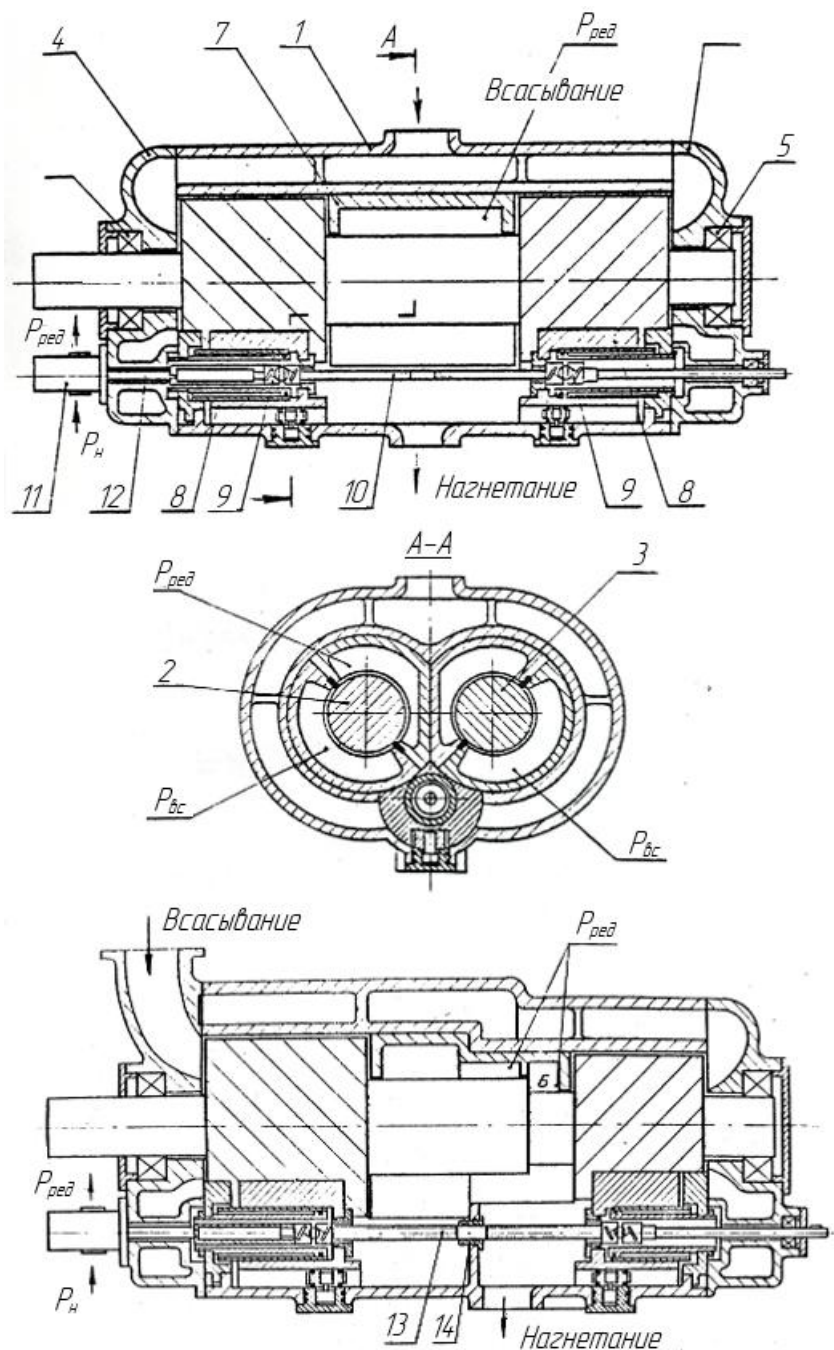


Рис. 12 Винтовой компрессор одно- или двухступенчатого сжатия с регулируемой производительностью, а также подшипниками, разгруженными от действия осевых и радиальных сил

Регулирование производительности двухступенчатой ВКМ (рис.12) производится путем пропорционального изменения рабочих длин винтов в обоих полушевронах при синхронном перемещении золотников, что достигается с помощью шевронного винта 1, имеющего нарезные части разного шага.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1970.
2. Носков А.Н. Винтовой компрессор паровой холодильной машины: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 34 с.
3. Носков А.Н. Силы и моменты в винтовом компрессоре: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 37 с.
4. Пекарев В.И. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию по определению радиальных и осевых сил в винтовом компрессоре. - Л.: ЛТИХП, 1978.
5. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины. Справочник. - Л.: Машиностроение, 1977.
6. Докукин В.Н. Оценка эффективности работы винтового компрессора с новым профилем зуба: дисс. ... кандидата технических наук: 05.04.03, СПб., 2014. 141 с.
7. Пронин В.А. Исследование винтового компрессора с саморазгружающимися опорными узлами. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. - Л.: ЛТИХП, 1978.
8. Пронин В.А., Жигновская Д.В., Кузнецов Ю.Л. Особенности проектирования винтовых компрессоров для нефтегазовой отрасли// “Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства” материалы 8-й международной научно-технической конференции, ОмГТУ - 2018. - С. 155

Пронин Владимир Александрович
Цветков Вадим Александрович
Пилипенко Николай Васильевич

Механические узлы винтовых компрессорных машин

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А