

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



А.Н. Носков

ВИНТОВОЙ КОМПРЕССОР ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург
2013

УДК 621.514

Носков А.Н. Винтовой компрессор паровой холодильной машины:
Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 34 с.

Приводятся рекомендации для теплового и конструктивного расчета холодильного винтового компрессора; методика и пример расчета подшипниковых узлов компрессора.

Предназначено для бакалавров и магистрантов направления 141200 всех форм обучения.

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

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом
Института холода и биотехнологий**



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики, 2013

© Носков А.Н., 2013

ВВЕДЕНИЕ

Широкое применение искусственного холода во многих отраслях промышленности и в быту требует значительных затрат энергии на его производство. Поэтому повышение энергетической эффективности холодильных машин с учетом новейших достижений науки и техники имеет большое значение для экономики страны. Энергетическая эффективность холодильных машин в значительной степени зависит от эффективности работы компрессоров.

В настоящее время в холодильной технике широкое распространение получили маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ), имеющие достаточно высокие технико-экономические показатели и обладающие рядом преимуществ по сравнению с другими типами компрессоров.

Отсутствие в ВКМ клапанов и деталей, подверженных интенсивному износу, предопределяет высокую надежность и долговечность компрессорных машин этого типа по сравнению с поршневыми компрессорами. Ресурс работы ВКМ до капитального ремонта составляет 50 000 часов. Большие скорости вращения роторов обеспечивают получение высокой производительности при малой массе и габаритах компрессора; при этом, ввиду полной уравновешенности роторов, отсутствует необходимость в тяжелых и громоздких фундаментах. Кроме того, ВКМ обеспечивают равномерность подачи пара холодильного агента и стабильность рабочих характеристик в процессе длительной эксплуатации [5, 8, 9, 10, 11].

Преимущества холодильных ВКМ по сравнению с центробежными компрессорами проявляются в отсутствии помпажной зоны, в незначительном изменении производительности и КПД машины в широком диапазоне изменения внешней степени повышения давления, в возможности сжатия холодильных агентов с различной молекулярной массой без изменения конструкции компрессора [10, 11].

Холодильные ВКМ применяются в области холодопроизводительности от 10 до 3500 кВт при работе компрессоров на R134a, R22, R717, R404A, R407C и других хладагентах во всех температурных режимах паровой холодильной машины.

Особенностью работы холодильного ВКМ является необходимость подачи значительного количества масла в рабочие полости компрессора, что обуславливает создание развитой масляной систе-

мы, которая включает в себя маслоотделитель, маслосборник, масляный холодильник, фильтры для очистки масла и масляный насос большой производительности. Это увеличивает металлоемкость компрессорного агрегата, а также снижает интенсивность процесса теплообмена в аппаратах холодильной машины.

Указанных недостатков лишены холодильные винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС). Применение ВКС позволяет исключить наличие масла в рабочем веществе, что приводит к сокращению необратимых потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и источниками низкой и высокой температур вследствие интенсификации процессов в испарителе и конденсаторе и снижает газодинамические потери в компрессоре и трубопроводах холодильной машины. Исследования ВКС, проведенные на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики ИХиБТ, показали эффективность применения холодильных ВКС в составе паровой холодильной машины.

За последние годы применение холодильных винтовых компрессоров значительно расширилось как у нас в стране, так и за рубежом. Серийное производство холодильных ВКМ осуществляется на ряде компрессорных заводов нашей страны и во многих зарубежных фирмах [1, 9, 14, 15].

В учебные планы подготовки бакалавров и магистров направления 141200 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» входят работы по проектированию винтовых компрессоров паровых холодильных машин.

Цель проектирования состоит в том, чтобы студенты приобрели навыки расчета и конструирования холодильного винтового компрессора и закрепили теоретические знания, полученные при изучении дисциплины «Объемные компрессоры холодильных машин».

При выполнении проекта изучаются и используются результаты научно-исследовательских и конструкторских работ по совершенствованию существующих и созданию новых холодильных винтовых компрессоров, учитываются современные тенденции развития холодильного машиностроения, применяются последние достижения в области технологии машиностроения и материаловедения.

Для успешного выполнения проекта необходимо дополнительно использовать научно-техническую литературу и нормативную документацию.

Проект холодильного компрессора включает в себя расчетно-пояснительную записку и графическую часть, которые должны выполняться в соответствии с требованиями государственных стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4. Текст сопровождается необходимыми рисунками, схемами, графиками, ссылками на литературу. Чертежи компрессора выполняются на листах формата А1 [2].

Расчетно-пояснительная записка содержит следующие разделы:

1. Введение.
2. Краткое описание схемы и принципа действия сконструированного компрессора.
3. Тепловой расчет винтового компрессора.
4. Конструктивный расчет винтового компрессора.
5. Газодинамический расчет винтового компрессора.
6. Расчет сил, действующих на винты, и реакций на опорах компрессора.
7. Расчет на жесткость валов компрессора.
8. Расчет подшипников.
9. Расчет мультипликатора (при необходимости).
10. Список литературы.
11. Приложение (схемы, графики, спецификации).

Чертежи и схемы должны давать полное представление о компрессоре в целом, компоновке его отдельных узлов, конструкции узлов и деталей, их взаимодействии в процессе работы, технологии изготовления деталей.

Графическая часть проекта состоит из следующих разделов:

1. Чертежи продольных и поперечных разрезов компрессора.
2. Сборочные чертежи отдельных узлов, указанных в задании к проекту.
3. Рабочие чертежи деталей, указанных в задании к проекту.
4. Чертежи окон всасывания и нагнетания компрессора.

Чертежи разрезов выполняются в масштабе, позволяющем четко изобразить отдельные детали узлов компрессора.

Студент допускается к защите, если расчетно-пояснительная записка и чертежи подписаны руководителем проекта.

При защите студент должен кратко раскрыть тему проекта, обосновать принятое техническое решение и ответить на вопросы.

При оценке работы студента учитываются инициативность и самостоятельность в работе, качество чертежей и расчетно-пояснительной записки, знание теории винтовых компрессоров, методов конструирования и методик расчетов, технологии изготовления винтовых компрессоров, особенностей их эксплуатации, перспектив развития, а также ритмичность в работе и своевременность представления проекта к защите.

1. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Перед началом работы рекомендуется изучить § 9.1 в учебнике [11].

1.1. Тепловой расчет компрессора

Целью теплового расчета является определение теоретической объемной производительности компрессора и мощности его привода. Для ВКМ рассчитывают количество масла, подаваемого в компрессор. Исходными данными для расчета служат холодопроизводительность компрессора, температуры кипения и конденсации. Необходимо далее определить тип цикла – регенеративный или нерегенеративный.

При использовании в качестве холодильного агента хладонов применяется регенеративный цикл. Это позволяет установить необходимую температуру на всасывании в компрессор, обеспечивающую нормальную циркуляцию масла в контуре холодильной машины, и уменьшить объемные потери в компрессоре, связанные с влиянием балластного рабочего вещества.

Температура хладагона перед регулирующим вентилем определяется по тепловому балансу регенеративного теплообменника с учетом того, что состояние хладагента на выходе из испарителя соответствует сухому насыщенному пару, а температура перегретого пара на всасывании в компрессор равна от $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При использовании в качестве хладагента R717 принимается нерегенеративный цикл. Перегрев пара на всасывании составляет $5\text{...}10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

По диаграммам или таблицам свойств холодильных агентов [12] для действительного режима работы определяют давление кипения p_0 и конденсации p_k , энтальпии узловых точек цикла и удельный объем пара при температуре и давлении всасывания. По величине внешней степени повышения давления $\pi_n = p_k/p_0$ выбирают геометрическую степень сжатия ε_r . Для высокотемпературных и поджимающих компрессоров $\varepsilon_r = 2,6$ при $\pi_n \leq 4$, для среднетемпературных $\varepsilon_r = 4,0$ при $\pi_n \leq 8$, для высокотемпературных $\varepsilon_r = 5,0$ при $\pi_n > 8$.

По существующей методике [6, 7] определяют требуемую теоретическую объемную производительность V_T и количество масла, подаваемого в компрессор.

Для подбора электродвигателя вторично производят тепловой расчет компрессора на втором расчетном режиме – режиме максимальной мощности на валу компрессора [9,10]. Для этого режима давление конденсации определяется по максимальной для данного холодильного агента температуре конденсации (например $t_k = 50$ °С для R22 и R 717 и $t_k = 70$ °С для R134a), а давление кипения – из соотношения $p_0 = p_k / 3$. По второму расчетному режиму производят определение мощности, потребляемой электродвигателем, $N_{эл} = N_e / \eta_{эл}$, где N_e – эффективная мощность компрессора, определяемая по второму расчетному режиму, $\eta_{эл} = 0,95$ – КПД электродвигателя. По мощности, потребляемой электродвигателем, и частоте вращения его ротора подбирают электродвигатель [9]. Как правило, синхронная частота вращения привода винтового компрессора $n_{дв} = 50$ С⁻¹. Все расчеты, кроме подбора электродвигателя, осуществляют по действительному режиму работы согласно заданию.

1.2. Конструктивный расчет компрессора

Путем конструктивного расчета определяют следующие параметры компрессора: тип профиля, внешние диаметры ведущего и ведомого винтов, длину винтов, частоту вращения ведущего винта, геометрические параметры винтов и окон всасывания и нагнетания.

Определяются газодинамические потери на всасывании и нагнетании компрессора.

Профили винтов

Распространение получили винтовые компрессоры с числом зубьев по ведущему (ВЩ) винту $z_1 = 4$ и по ведомому (ВМ) винту $z_2 = 6$. При таком соотношении числа зубьев винтов достигается необходимая жесткость обоих роторов и появляется возможность их выполнения с одинаковыми внешними диаметрами винтов, что целесообразно по технологическим соображениям. В качестве основного диаметра при построении типоразмерного ряда винтов принят внешний диаметр ВЩ винта D_1 , который может иметь следующие размеры: 50, 63, 80, 100, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630 мм [7, 11].

В нашей стране разработан типоразмерный ряд винтов с зубьями асимметричного профиля. Теоретические профили этих винтов приведены на рис. 9.6, а некоторые их данные – в табл. 9.1 [11].

Внешний диаметр ведущего винта, длина винтов
и частота вращения ведущего винта

Совокупность этих параметров, при выбранном профиле и числе зубьев винтов, определяет теоретическую объемную производительность винтового компрессора [11]

$$V_T = k_n k_l k_f z_1 n_1 D_1^3 = k_n k_l k_f z_1 (u_1/\pi) D_1^2,$$

где k_n – коэффициент использования объема парной полости; $k_l = l_v/D_1$ – относительная длина винта; k_f – безразмерный коэффициент площади парных впадин; u_1 – линейная скорость на внешнем диаметре ВЩ винта.

При соблюдении геометрического подобия поперечного сечения винтов, т. е. для одного типоразмерного ряда, k_f является величиной постоянной, не зависящей от диаметра D_1 . Величина k_n зависит от разности угла закрутки ВЩ винта и предельного угла закрутки и от k_l . Методика определения этих параметров приведена в литературе [6, 7, 11].

Важным параметром является относительная длина винтов k_l .

В типоразмерном ряде винтов предусматривается четыре значения k_l : 1,5; 1,35; 1,0; 0,9.

При невозможности получить требуемую скорость u_1 при выбранном D_1 , в основном для компрессоров сухого сжатия, между двигателем и компрессором устанавливают мультипликатор.

Величина рассчитанной таким образом теоретической объемной производительности винтового компрессора должна быть равна требуемой, полученной из теплового расчета.

Геометрические параметры винтов

К геометрическим параметрам винтов относятся параметры, характеризующие профили ведущего и ведомого винтов в торцевом сечении, а также ход винтовой линии h_1 , угол наклона винтовой линии

на начальных цилиндрах β_n , предельный угол закрутки ведущего винта $\tau_{1\text{пред}}$, углы закрутки ведущего τ_{13} и ведомого τ_{23} винтов.

Характерные диаметры винтов и межцентровое расстояние для типоразмерного ряда зависят от D_1 , а центральные углы, характеризующие профили винтов, – от типа профиля. Эти данные приведены в литературе [6, 7, 11]. В типоразмерном ряде винтов предусмотрен следующий выбор величины хода винтовой линии: для $k_l = 1,5$ и $k_l = 1,35$ $h_1 = 1,6 \cdot D_1$; для $k_l = 1,0$ и $k_l = 0,9$ $h_1 = 1,2 \cdot D_1$. Зависимости для определения β_n , $\tau_{1\text{пред}}$, τ_{13} , τ_{23} также приведены в литературе [6, 7, 11].

Геометрические параметры окон всасывания и нагнетания

К геометрическим параметрам окон всасывания и нагнетания относятся центральные углы окна всасывания $\alpha_{1в}$ и $\alpha_{2в}$ и центральные углы окна нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$. Величины $\alpha_{1в}$ и $\alpha_{2в}$ зависят от выбранного профиля и относительной длины винтов, причем при определении учитывается его увеличение $\Delta\alpha_{2в}$ для использования газодинамического наддува. Величины $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$ зависят от выбранного профиля, относительной длины винтов и геометрической степени сжатия ϵ_r .

Производится расчет площадей и эквивалентных диаметров окон всасывания и нагнетания, определяются потери давления на всасывании и нагнетании винтового компрессора. Зависимости для определения всех этих величин приведены в литературе [6, 7, 11].

1.3. Расчет сил, действующих на винты, и реакций на опорах винтового компрессора

Определяются радиальные, осевые и окружные силы, действующие на профильную поверхность винтов, а также осевые силы, действующие на торцы винтов. Рассчитываются реакции на опорах. Методика расчета приведена в литературе [6, 7]. Полученные величины реакций используются при расчете и подборе опорных и упорных подшипников компрессора и расчете на жесткость его валов. При расчете на жесткость валов определяются максимальные прогибы хвостовиков валов по методике, приведенной в литературе [7].

1.4. Расчет подшипников винтового компрессора

В винтовых компрессорах применяются как подшипники скольжения, так и подшипники качения. Применение подшипников качения упрощает конструкцию компрессора и, вследствие большей стабильности положения шеек валов роторов, позволяет использовать винты с меньшими профильными зазорами. Кроме того, для смазывания подшипников качения требуется меньше масла, чем для подачи в подшипники скольжения для создания масляного клина, что уменьшает балластные потери в маслозаполненных холодильных винтовых компрессорах. Таким образом, применение подшипников качения позволяет повысить КПД винтовых компрессоров. Использование подшипников качения ограничивается частотой вращения роторов и ресурсом работы. Подшипники качения нашли широкое применение в маслозаполненных винтовых компрессорах, в которых область оптимальных скоростей роторов компрессора лежит, как правило, ниже предельно допустимых скоростей вращения подшипников, а их ресурс обеспечивает необходимое число часов работы компрессора без замены подшипников. Для увеличения сроков работы подшипников используют специальные разгрузочные устройства, которые уменьшают нагрузки на подшипники: разгрузочные камеры – для радиальных нагрузок и разгрузочные устройства (думмисы) – для осевых нагрузок. Широкое использование думмисов позволяет существенно расширить область применения подшипников качения для восприятия осевых нагрузок как в крупных маслозаполненных винтовых компрессорах, так и в компрессорах сухого сжатия.

1.4.1. Расчет подшипников скольжения винтового компрессора

При недостаточном ресурсе работы подшипников качения в винтовых компрессорах сухого сжатия и в крупных маслозаполненных компрессорах для восприятия радиальных нагрузок применяются подшипники скольжения. Чаще всего они выполняются неразъемными. Смазку к подшипникам подводят с ненагруженной стороны. Вкладыши подшипников должны быть зафиксированными во избежание как осевого, так и продольного перемещения. Это дости-

гается путем установки штифтов, закраинами, закрепленными на вкладышах, входящих в соответствующие пазы, и другими способами. Вкладыши подшипников заливаются антифрикционным сплавом. К антифрикционным сплавам предъявляются следующие требования: они должны обладать высоким сопротивлением усталости, достаточной механической прочностью, пластичностью, способностью прирабатываться, износостойкостью, минимальным коэффициентом трения, коррозионной стойкостью и хорошей теплопроводностью.

В винтовых компрессорах распространение получили подшипники, изготовленные из баббитов Б83, Б89, а также из бронзы. Тонкостенные вкладыши изготавливают из малоуглеродистых сталей 10 и 15, которые заливают свинцовистой бронзой. Иногда для вкладышей используют биметаллическую ленту из стали 10, покрытую тонким слоем (0,5...0,8 мм) свинцовистой бронзы. Во многих случаях с целью улучшения приработки свинцовистую бронзу покрывают тонким слоем (0,1 мм) баббита Б83.

Методика расчета радиальных подшипников жидкостного трения приведена в литературе [1, 13]. Порядок расчета следующий:

1. Задаются конструктивным отношением $l/d = 0,6...1,2$, где l – длина вкладыша, d – диаметр шейки вала. Выбранное значение l/d проверяют по допускаемому давлению $p = R/(l \cdot d) \leq [p]$, где R – нагрузка на подшипник, и допускаемому произведению $pv \leq [pv]$, где $v = \pi \cdot d \cdot n$ – окружная скорость вала, n – частота вращения вала. Для баббитов Б89 и Б83) $[p] = 25$ МПа, а $[pv] = 150 \cdot 10^5$ Н/(м·с). Эта проверка предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случаях кратковременных нарушений жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче смазки и т. п.).

2. Выбирают относительный зазор между шейкой вала и вкладышем $\psi = \delta/d$, где δ – средняя величина зазора между валом и вкладышем. Обычно $\psi = 0,001...0,003$.

Для валов диаметром $d < 250$ мм зазор желательно согласовать с одной из стандартных посадок, обычно $H7/f7$, $H7/e8$, $H8/e8$, $H9/e8$, $H9/d9$. Величины предельных отклонений приведены в табл. 1.

3. Для смазывания винтового компрессора, работающего на R 717, обычно применяют масло ХА-30, а для компрессора, работающего на R 134a и R22, – масло ХС-40. Основные свойства этих холодильных масел приведены в табл. 2.

Таблица 1

Интервал размеров, мм	Предельные отклонения, мкм					
	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>f7</i>	<i>e 8</i>	<i>d 9</i>
Св. 30 до 50	+25 0	+39 0	+62 0	0 -25	-50 -89	-80 -142
Св. 50 до 80	+30 0	+46 0	+74 0	0 -30	-60 -106	-100 -174
Св. 80 до 120	+35 0	+54 0	+87 0	0 -35	-72 -126	-120 -207
Св. 120 до 180	+40 0	+63 0	+100 0	0 -40	-85 -148	-145 -245
Св. 180 до 250	+46 0	+72 0	+115 0	0 -46	-100 -172	-170 -285

Выбирают температуру масла на входе в подшипник $t_{M1} = 30...40$ °С. Так как неизвестна средняя температура масла в подшипнике t_M , от которой зависят свойства масла, а следовательно, и грузоподъемность подшипника, расчет ведут для нескольких (обычно трех) температур t_M .

Таблица 2

t , °С	c_M , кДж/(кг · К)		ρ_M , кг/м ³		$\mu \cdot 10^2$, Н/с · м ²	
	ХА-30	ХС-40	ХА-30	ХС-40	ХА-30	ХС-40
0	1,844	2,008	893,9	857	72,406	61,276
10	1,879	2,041	887,8	851,1	27,966	27,235
20	1,914	2,073	881,6	844,3	74,106	14,353
30	1,949	2,106	875,4	839	7,266	7,971
40	1,984	2,139	869,3	833	1,781	5,581
50	2,019	2,172	863,1	827	2,762	3,308
60	2,054	2,204	857	821	1,971	2,217
70	2,089	2,237	850,8	815	1,276	1,630
80	2,125	2,270	844,6	—	0,929	—
90	2,160	2,302	836,5	—	0,713	—
100	2,196	2,335	832,3	—	0,566	—

4. Определяют коэффициент нагруженности подшипника

$$\Phi_p = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n},$$

где μ – динамический коэффициент вязкости масла при t_m .

Определяют среднюю величину зазора между вкладышем и валом δ . Величину относительного эксцентриситета $\chi = e/(0,5 \cdot \delta)$, где e – расстояние между геометрическими центрами вкладыша и вала при работающем подшипнике, определяют по рис. 1. Минимальную толщину смазочного слоя рассчитывают по формуле $h_{\min} = 0,5 \cdot \psi \cdot d \times (1 - \chi)$.

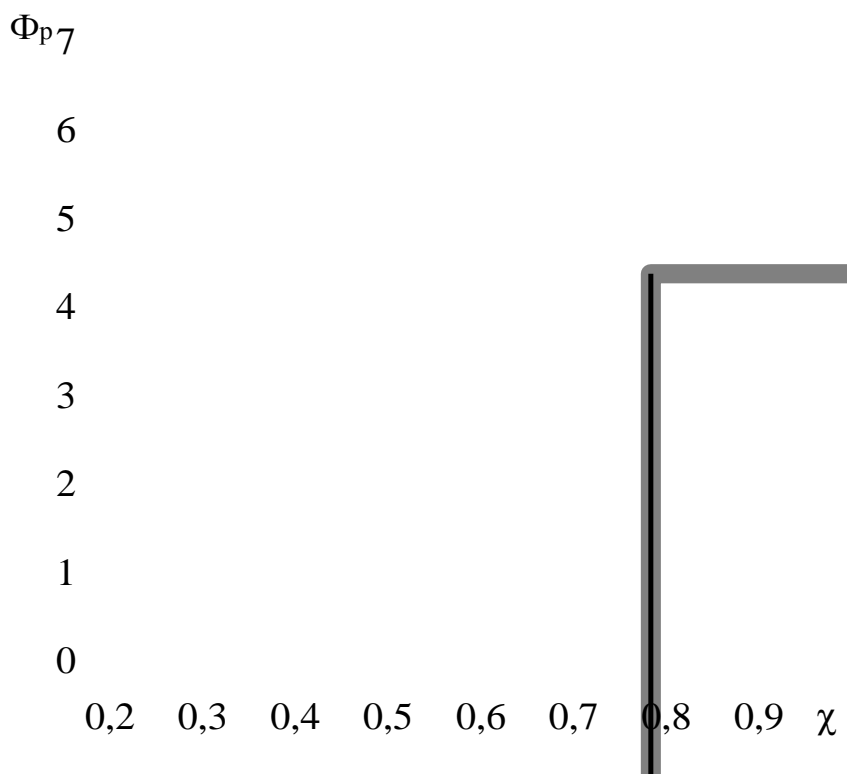


Рис. 1. Зависимость коэффициента сопротивления смазочного слоя подшипника Φ_p от относительного эксцентриситета χ :
 $\times - l/d = 0,6$; $\blacktriangle - l/d = 0,8$; $\square - l/d = 1,0$; $\blacklozenge - l/d = 1,2$

5. При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого должна быть больше суммы высот шероховатостей поверхностей вкладыша и вала и вели-

чины прогиба вала в подшипнике. Таким образом, критическое значение толщины масляного слоя

$$h_{кр} = R_z + R_{зп} + y_0,$$

где R_z – высота неровностей поверхности вала; $R_{зп}$ – высота неровностей поверхности вкладыша. Шероховатости поверхностей принимают по ГОСТ 2789–73 в пределах 6,3...0,2 мкм. Чистота обработки вала не ниже $R_z = 3,2$ мкм, а вкладыша – не ниже $R_{зп} = 6,3$ мкм. Прогиб вала в подшипнике

$$y_0 = 1,6 \cdot (l/L) y_{\max},$$

где L – расстояние между центрами опорных подшипников; y_{\max} – максимальный прогиб вала. Расчет y_{\max} см. в литературе [7].

6. Вычисляют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя

$$S_h = h_{\min}/h_{кр} \geq [S_h] \sim 1,1.$$

7. По рис. 2 определяют коэффициент сопротивления смазочного слоя Φ_T . Вычисляют отношение коэффициента сопротивления смазочного слоя к коэффициенту нагруженности Φ_T/Φ_P , коэффициент трения $f = (\Phi_T/\Phi_P) \psi$ и мощность трения в подшипнике $N_T = f \cdot R \cdot v$.

8. По рис. 3 определяют коэффициент расхода масла G_M и средний объемный расход масла $V_M = G_M \cdot l \cdot v \cdot \psi (d/2)$.

9. Рассчитывают повышение температуры масла в подшипнике по формуле

$$\Delta t = N_T / (V_M \cdot c_M \cdot \rho_M),$$

где c_M , ρ_M – соответственно теплоемкость и плотность масла при температуре t_M .

10. Определяют температуру масла на входе в подшипник по заданной t_M и полученной в результате расчета Δt : $t'_{M1} = \Delta t - t/2$. Строят зависимость N_T , V_M , t'_{M1} от t_M . По температуре $t'_{M1} = t_{M1}$ определяют действительную среднюю температуру масла в подшипнике $t_{M.д}$, расход масла на подшипник $V_{M.д}$ и мощность трения в подшипнике $N_{T.д}$.

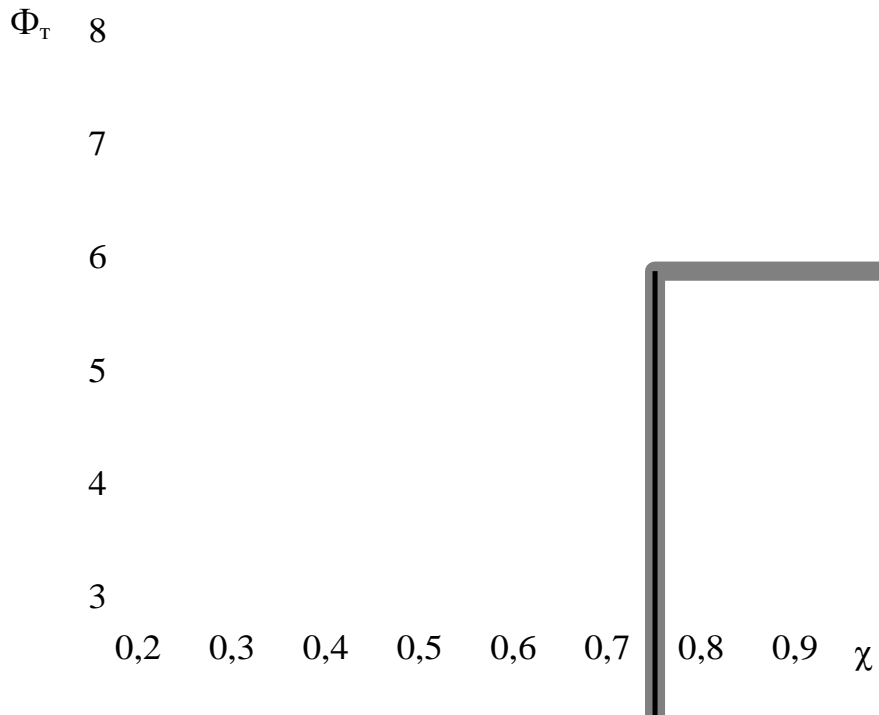


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления смазочного слоя подшипника Φ_T от относительного эксцентриситета χ :

\times – $l/d = 0,6$; \blacktriangle – $l/d = 0,8$; \square – $l/d = 1,0$; \blacklozenge – $l/d = 1,2$

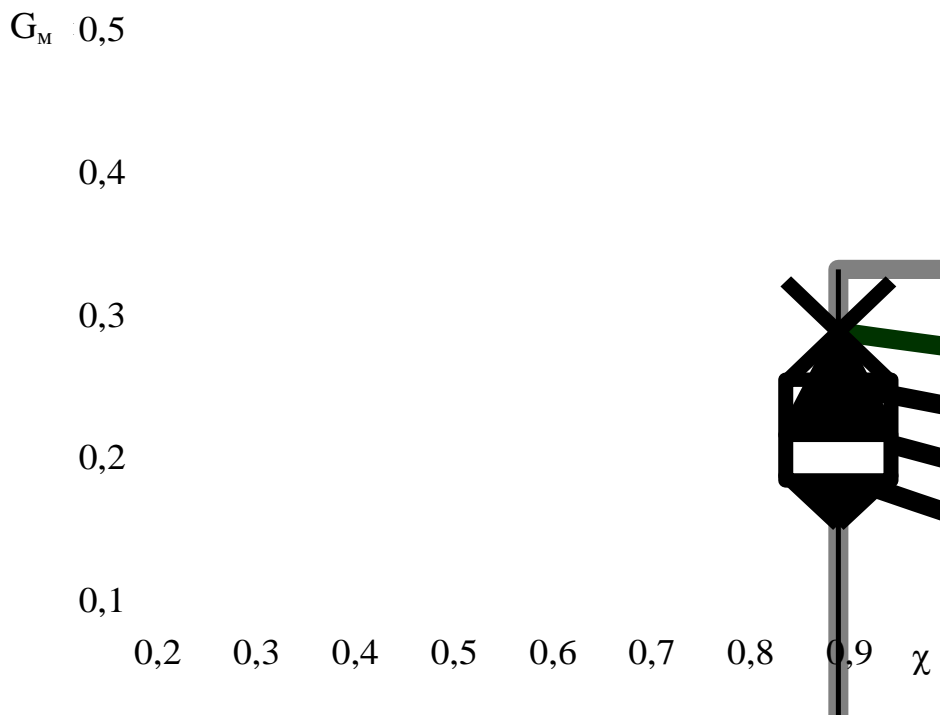


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода масла G_M от относительного эксцентриситета χ :

\times – $l/d = 0,6$; \blacktriangle – $l/d = 0,8$; \square – $l/d = 1,0$; \blacklozenge – $l/d = 1,2$

Расчет производят для всех подшипников компрессора, определяют суммарный средний расход масла на подшипники $V_{\text{м.п}} = \sum_{i=1}^4 V_{\text{м.д}}$ и суммарную мощность трения $N_{\text{м.п}} = \sum_{i=1}^4 N_{\text{м.д}}$. Пример расчета опорного подшипника скольжения приведен в прил. 1.

Методика расчета упорных подшипников скольжения приведена в литературе [1, 13].

1.4.2. Расчет подшипников качения винтового компрессора

При выборе подшипников, воспринимающих радиальную нагрузку, рекомендуется с целью унификации применять один тип подшипников: шариковые или роликовые. Часто в качестве опор винтового компрессора применяются радиальные однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 32000. Такой подшипник может воспринимать только радиальную нагрузку.

Для восприятия осевых усилий широко используются радиально-упорные однорядные шарикоподшипники со скосом на одном из колец типа 46000. Такой подшипник может воспринимать осевую нагрузку в одном направлении.

На рис. 5.36 учебника [10] представлена конструкция холодильного винтового компрессора. Радиальные нагрузки винтов воспринимаются радиальными однорядными роликовыми подшипниками. Эти опоры являются плавающими, так как допускают осевое перемещение вала в любом направлении. Для восприятия осевых усилий на каждом роторе установлено по два радиально-упорных шарикоподшипника. Эти опоры являются фиксирующими, так как ограничивают осевое перемещение вала в обоих направлениях. Они устанавливаются в корпусе компрессора на стороне нагнетания с зазором по наружному кольцу и поэтому воспринимают только осевую нагрузку. Ближайший к торцу нагнетания подшипник воспринимает расчетную осевую нагрузку, а второй – кратковременную нагрузку в период пуска и остановки компрессора. Эти два подшипника могут быть заменены одним радиально-упорным однорядным четырехточечным шарикоподшипником типа 176000, который может воспринимать осевую нагрузку, направленную в любую сторону.

Порядок расчета подшипников следующий:

1. По известным посадочным диаметрам выбирается подшипник [3, 4] с паспортной динамической грузоподъемностью и предельной частотой вращения $n_{\text{пред}}$. При этом должно выполняться условие $n_{\text{пред}} < n$.

2. Определяется эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на подшипник,

$$P = (V \cdot x \cdot R + y \cdot S) k_{\delta} \cdot k_T,$$

где V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$); k_{δ} – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки; k_T – температурный коэффициент; x, y – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

3. Определяется номинальная долговечность подшипника в часах

$$L_h = (C/P)^p \cdot (10^6/60 \cdot n),$$

где $p = 3$ для шарикоподшипников и $p = 10/3$ для роликоподшипников.

Пример расчета подшипников качения приведен в прил. 2.

1.5. Расчет мультипликатора

Расчет состоит в определении геометрических параметров передачи и в проверке прочности зубьев по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Методика расчета мультипликатора приведена в литературе [3].

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

При выполнении графической части курсового проекта следует использовать эскизы и чертежи, разработанные студентом при выполнении расчетной части проекта, а также чертежи однотипных компрессоров, имеющихся на кафедре холодильных машин и НПЭ, каталоги и справочники [5, 10, 11].

В графической части проекта выполняются чертежи, указанные во введении данного учебно-методического пособия согласно индивидуальному заданию. Требования по оформлению чертежей изложены в методических указаниях [2].

Пример расчета опорного подшипника скольжения винтового компрессора

Исходные данные.

Воспользуемся результатами расчета реакций на опорах винтового компрессора, приведенного в литературе [6]. В качестве примера рассчитаем опорный подшипник скольжения на ведомом винте со стороны торца нагнетания. Исходные данные для расчета: нагрузка на подшипник $R = 8732,6$ Н; частота вращения вала $n = n_1/i_{12} = 49/1,5 = 32,7$ с⁻¹, где $n_1 = 49$ – частота вращения ведущего винта, $i_{12} = z_2/z_1 = 6/4 = 1,5$ – передаточное число; расстояние между серединами опор ведомого винта $L = 450$ мм. Так как винтовой компрессор работает на R22, выбираем масло ХС-40. Температура масла на входе в подшипник $t_{M1} = 35$ °С. Конструктивно выбираем диаметр вала $d = 80$ мм и длину вкладыша подшипника $l = 80$ мм. Максимальный прогиб вала $y_{\max} = 0,003$ мм.

Так как на данном этапе мы не знаем среднюю температуру масла в подшипнике, расчет производится для трех значений t_M : 40, 45 и 50 °С. Ниже приводится расчет подшипника при $t_M = 45$ °С. Результаты расчетов при трех значениях t_M сведены в табл. 3 прил. 1.

Таблица 3

Наименование	Единица измерения	Средняя температура масла		
		$t_M = 45$ °С	$t_M = 50$ °С	$t_M = 55$ °С
Средняя величина зазора между валом и вкладышем δ	мм	0,106	0,106	0,106
Относительный зазор ψ	–	0,00133	0,00133	0,00133
Относительная длина вкладыша ε	–	1,0	1,0	1,0
Высота неровностей поверхности вала R_z	мм	0,0032	0,0032	0,0032
Высота неровностей поверхности вкладыша R_{zn}	мм	0,0063	0,0063	0,0063
Динамический коэффициент вязкости масла μ_M при t_M	Па·с	$4,445 \cdot 10^{-2}$	$3,308 \cdot 10^{-2}$	$2,763 \cdot 10^{-2}$

Окончание табл. 3

Наименование	Единица измерения	Средняя температура масла		
		$t_M = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_M = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_M = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплоемкость масла c_M при t_M	кДж/(кг·К)	2,156	2,172	2,188
Плотность масла ρ_M при t_M	кг/м ³	830	827	824
Средняя удельная нагрузка P	МПа	1,365	1,365	1,365
Коэффициент загруженности подшипника Φ_p	–	0,264	0,355	0,425
Относительный эксцентриситет χ	–	0,27	0,26	0,31
Минимальная толщина смазочного слоя h_{\min}	мм	0,039	0,038	0,038
Прогиб вала в подшипнике y_0	мм	0,00085	0,00085	0,00085
Критическая толщина смазочного слоя $h_{\text{кр}}$	мм	0,0104	0,0104	0,0104
$S_h = h_{\min} / h_{\text{кр}} > 1,1$	–	3,75	3,65	3,56
Коэффициент сопротивления смазочного слоя Φ_T	–	3,23	3,32	3,45
Отношение Φ_T / Φ_p	–	12,2	9,35	8,12
Коэффициент трения f	–	0,0162	0,0124	0,0108
Окружная скорость вала v	м/с	8,22	8,22	8,22
Мощность трения в подшипнике N_T	кВт	1,163	0,890	0,775
Коэффициент расхода масла G_M	–	0,470	0,465	0,460
Средний объемный расход масла в подшипнике V_M	м ³ /с	$1,644 \cdot 10^{-5}$	$1,627 \cdot 10^{-5}$	$1,609 \cdot 10^{-5}$
Повышение температуры масла в подшипнике Δt	°С	39,5	30,5	26,7
Температура масла на входе в подшипник t'_{M1} заданной t_M	°С	25,3	34,8	41,6

Расчет подшипника

1. Выбираем посадку Н8/е8. Диаметр вала с учетом отклонений в соответствии с посадкой $d = 80_{-0.106}^{-0.06}$ мм. Диаметр вкладыша подшипника с учетом отклонений в соответствии с посадкой $d_n = 80_{+0}^{+0.46}$ мм (см. табл. 1).

Средняя величина зазора между валом и вкладышем

$$\delta = [(0,106 + 0,046) + (0,06 + 0)]/2 = 0,106 \text{ мм.}$$

2. Относительный зазор

$$\psi = \delta/d = 0,106/80 = 0,00133 \text{ (допускается } \psi = 0,001 \dots 0,003).$$

3. Относительная длина вкладыша подшипника

$$\varepsilon = l/d = 80/80 = 1.$$

4. Выбираем высоту неровностей поверхности вала $R_z = 0,0032$ мм, а высоту неровностей поверхности вкладыша $R_{zII} = 0,0063$ мм.

5. По средней температуре масла в подшипнике $t_m = 45$ °С по табл. 2 выбираем: динамический коэффициент вязкости масла $\mu_m = 4,445 \cdot 10^{-2}$ Па·с; теплоемкость масла $c_m = 2,156$ кДж/(кг·К); плотность масла $\rho_m = 830$ кг/м³.

6. Средняя удельная нагрузка

$$p = R/(l \cdot d) = 8732,6/(80 \cdot 80) = 1,365 \text{ МПа.}$$

7. Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника

$$\Phi_p = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{1,365 \cdot 10^6 \cdot 0,00133^2}{4,445 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 32,7} = 0,264.$$

8. По $\Phi_p = 0,264$ и $\varepsilon = l/d = 1,0$ с помощью рис. 1 определяем относительный эксцентриситет $\chi = 0,27$.

9. Минимальная толщина смазочного слоя

$$h_{\min} = 0,5 \cdot \psi \cdot d (1 - \chi) = 0,5 \cdot 0,00133 \cdot 80 (1 - 0,27) = 0,039 \text{ мм.}$$

10. Прогиб вала в подшипнике

$$y_0 = 1,6 (l/L) y_{\max} = 1,6 (80/450) 0,003 = 0,00085 \text{ мм.}$$

11. Критическая толщина смазочного слоя

$$h_{\text{кр}} = Rz + Rz_{\text{п}} + y_0 = 0,0032 + 0,0063 + 0,00085 = 0,0104 \text{ мм.}$$

12. Проверка отношения

$$S_h = h_{\min} / h_{\text{кр}} = 3,75 > 1,1.$$

13. По $\chi = 0,27$ и $\varepsilon = 1,0$ с помощью рис. 2 определяем коэффициент сопротивления смазочного слоя $\Phi_{\text{т}} = 3,23$.

14. Определяем отношение коэффициента сопротивления смазочного слоя к коэффициенту нагруженности

$$\frac{\Phi_{\text{т}}}{\Phi_{\text{р}}} = \frac{3,23}{0,264} = 12,2.$$

15. Коэффициент трения

$$f = \left(\frac{\Phi_{\text{т}}}{\Phi_{\text{р}}} \right) \psi = 12,2 \cdot 0,00133 = 0,0162.$$

16. Окружная скорость вала

$$v = \pi \cdot d \cdot n = 3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 32,7 = 8,22 \text{ м/с.}$$

17. Мощность трения в подшипнике

$$N_{\text{т}} = f \cdot R \cdot v = 0,0162 \cdot 8732,6 \cdot 8,22 = 1152,8 \text{ Вт.}$$

18. По $\chi = 0,27$ и $\varepsilon = 1,0$ с помощью рис. 3 определяем коэффициент расхода масла ($G_{\text{м}} = 0,47$).

19. Средний объемный расход масла в подшипнике

$$\begin{aligned} V_{\text{м}} &= G_{\text{м}} \cdot l \cdot v \cdot \psi (d/2) = 0,47 \cdot 80 \cdot 8,22 \cdot 0,00133 \cdot (80/2) \cdot 10^{-3} = \\ &= 1,644 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.} \end{aligned}$$

20. Повышение температуры масла в подшипнике

$$\Delta t = \frac{N_T}{V_M \cdot c_M \cdot \rho_M} = \frac{1162,8 \cdot 10^{-3}}{1,644 \cdot 10^{-5} \cdot 2,156 \cdot 830} = 39,5^\circ\text{C}.$$

Температура масла на входе в подшипник при заданной $t_M = 45^\circ\text{C}$

$$t'_{M1} = t_M - \Delta t_M / 2 = 45 - 39,5 / 2 = 25,3^\circ\text{C}.$$

Аналогично рассчитывается подшипник для средних температур масла $t_M = 50^\circ\text{C}$; $t_M = 55^\circ\text{C}$.

Результаты всех расчетов сведены в табл. 3.

На рис. 4 представлена зависимость температуры масла на входе в подшипник t'_{M1} от средней температуры масла t_M . Из условия $t'_{M1} = 35^\circ\text{C}$ определяем действительную среднюю температуру масла в подшипнике $t_M = 50,7^\circ\text{C}$.

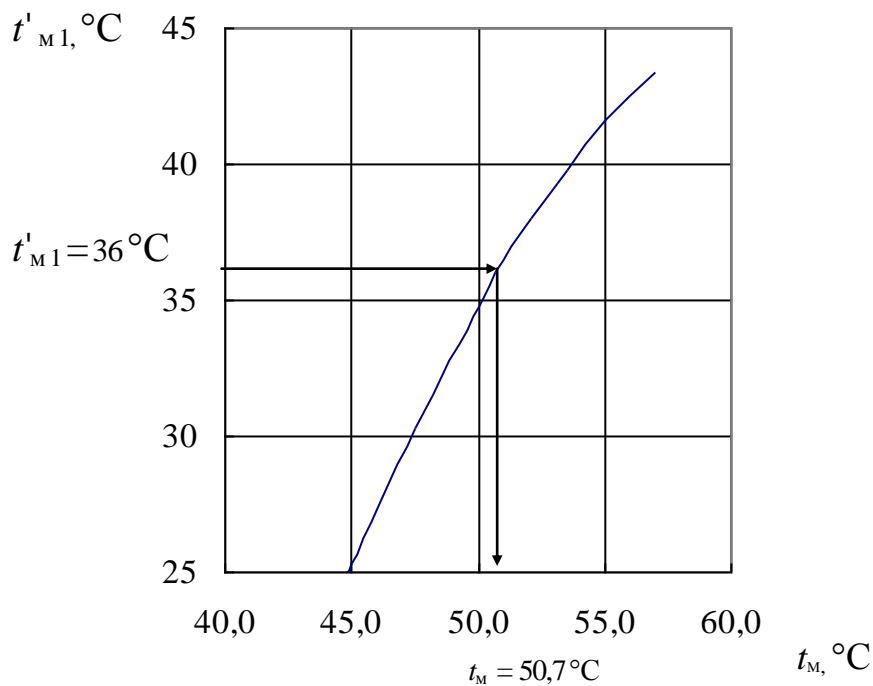


Рис. 4. Зависимость температуры масла на входе в подшипник t'_{M1} от средней температуры масла в подшипнике t_M

На рис. 5 представлена зависимость действительной мощности трения в подшипнике от средней температуры масла в подшипнике t_M . Из условия $t_M = 50,7^\circ\text{C}$ определяем величину мощности трения $N_{T,д} = 0,87$ кВт.

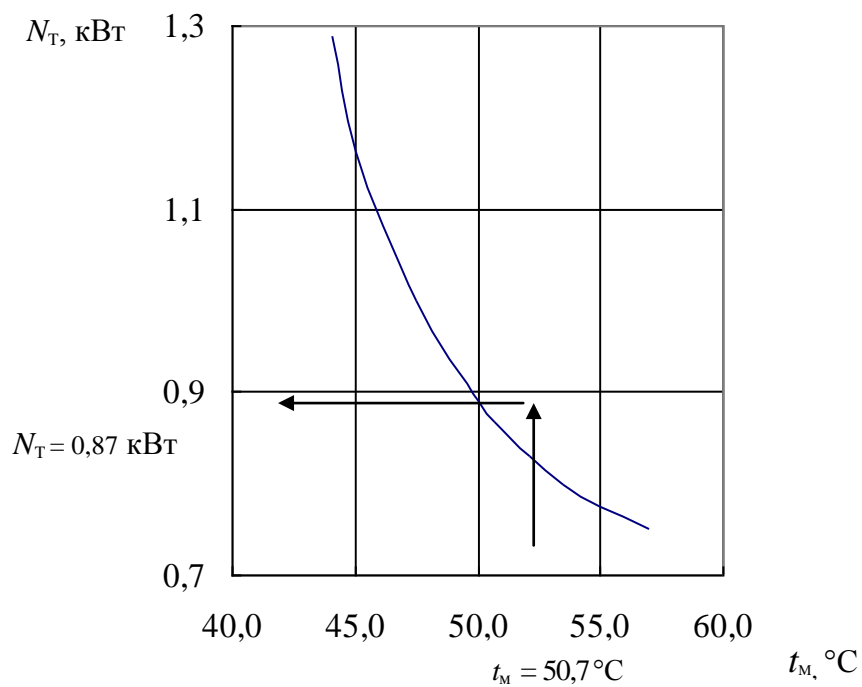


Рис. 5. Зависимость действительной мощности трения в подшипнике $N_{Т,д}$ от средней температуры масла в подшипнике t_M

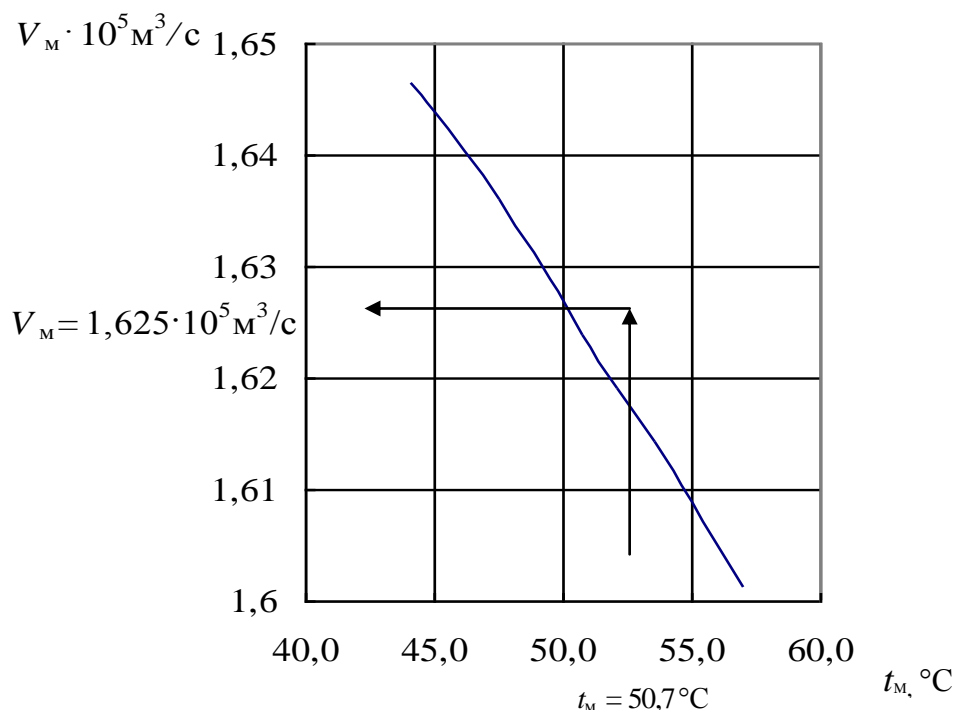


Рис. 6. Зависимость среднего объемного расхода масла на подшипник V_M от средней температуры масла в подшипнике t_M

На рис. 6 представлена зависимость действительного среднего объемного расхода масла V_m от средней температуры масла t_m . Из условия $t_m = 50,7$ °С определяем величину действительного объемного расхода масла $V_{m,d} = 1,625 \cdot 10^{-5}$ м³/с.

Пример расчета подшипников качения винтового компрессора

Опорный подшипник

Воспользуемся результатами расчета реакций на опорах винтового компрессора, приведенного в учебном пособии [6]. Расчет проводится для опорного подшипника ведущего винта со стороны торца нагнетания как наиболее нагруженного и имеющего наибольшую частоту вращения.

Исходные данные: радиальная нагрузка $R = 8206,8 \text{ Н}$; частота вращения $n = 49 \text{ с}^{-1} = 2940 \text{ об/мин}$.

Расчет подшипника

Выбираем однорядный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами № 32613 [4].

Его основные данные: внутренний диаметр $d = 65 \text{ мм}$; наружный диаметр $D = 140 \text{ мм}$; ширина $B = 48 \text{ мм}$; предельное число оборотов при жидкой смазке $n_{\text{пред}} = 5000 \text{ об/мин} < n$; паспортная динамическая грузоподъемность подшипника $C = 152000 \text{ Н}$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_r = (V \cdot x \cdot R + y \cdot S) k_{\delta} \cdot k_T.$$

Для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами осевая нагрузка $S = 0$, коэффициент радиальной нагрузки $x = 1$. При вращении внутреннего кольца $V = 1$. Коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (см. табл. 16.3 [3]), $k_{\delta} = 1,1$.

Температурный коэффициент $k_T = 1$ при температуре подшипника до $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Отсюда

$$P_r = 1,0 \cdot 8206,8 \cdot 1,1 \cdot 1 = 9027,5 \text{ Н}.$$

Номинальная долговечность подшипника в часах

$$L_h = (C/P_r)^{10/3} \cdot (10^6/60 \cdot n) = (152000/9027,5)^{10/3} \times \\ \times (10^6/60 \cdot 2940) = 69356 \text{ ч.}$$

Рекомендуемая долговечность подшипников 50 000 ч.

Упорный подшипник

Осевое усилие на ведущем винте компрессора, расчет которого приведен в учебном пособии [6], $S = 1321$ Н. Частота вращения винта $n = 49 \text{ с}^{-1} = 2940$ об/мин. Для разгрузки осевого усилия служит разгрузочный поршень (думмис), внешний диаметр которого $D_d = 140$ мм, а внутренний диаметр $d_d = 90$ мм.

Со стороны торца нагнетания на думмис действует давление масла

$$p_m = p_n + \Delta p_m = 1,19 + 0,1 = 1,29 \text{ МПа,}$$

где $p_n = 1,19$ МПа – давление нагнетания; $\Delta p_m = 0,1$ МПа – разность давлений, создаваемая масляным насосом. С противоположной стороны на думмис действует давление всасывания $p_v = 0,297$ МПа. Таким образом, на думмис действует осевая сила

$$S_d = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_d^2 + d_d^2) (p_n + \Delta p_m - p_v) = 0,25 \cdot 3,14 \cdot (140^2 - 90^2) \times \\ \times (1,191 + 0,1 - 0,297) = 8973 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка на упорный подшипник

$$S_n = S - S_d = 13421 - 8973 = 4448 \text{ Н.}$$

Наличие зазора между наружным кольцом подшипника и корпусом компрессора исключает радиальную нагрузку $R = 0$.

Выбираем шарикоподшипник радиально-упорный однорядный № 46313 [4]. Его основные данные: внутренний диаметр $d = 65$ мм; наружный диаметр $D = 140$ мм; ширина $B = 33$ мм; предельное число оборотов при жидкой смазке $n_{\text{пред}} = 5000$ об/мин $< n$; паспортная динамическая грузоподъемность $C = 89000$ Н; расчетный угол контакта $\alpha = 26^\circ$. Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_s = (V \cdot x \cdot R + y \cdot S_{\Pi}) k_{\delta} \cdot k_T,$$

где $R = 0$; $y = 0,87$ – коэффициент осевой нагрузки при $\alpha = 26^\circ$;
 $k_{\delta} = 1,1$ – коэффициент безопасности; $k_T = 1$ – температурный коэффициент.

Отсюда

$$P_s = 0,87 \cdot 4448 \cdot 1,1 \cdot 1 = 4257 \text{ Н.}$$

Номинальная долговечность подшипника в часах

$$L_h = (C / P_s)^3 (10^6 / 60 \cdot n) = (89000 / 4257)^3 (10^6 / 60 \cdot 2940) = 51800 \text{ ч.}$$

Рекомендуемая долговечность подшипников 50 000 ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амосов П.К. и др. Винтовые компрессорные машины: Справ. – Л.: Машиностроение, 1977. – 254 с.
2. Дзино А.А., Татаренко Ю.В. Дипломное проектирование: Метод. указания по выполнению дипломных проектов и работ.– СПб.: СПбГУНиПТ, 2011. – 23 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1976. – 400 с.
4. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. – М.: Машиностроение, 1983. – 544 с.
5. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Основы теории, методы расчета, конструкции. – М.; Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
6. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 2: Учеб. пособие / Под ред. А.А. Малышева. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2012.– 270 с.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 424 с.
8. Харин В.М., Занько О.Н., Декин Б.Г., Писклов В.Т. Судовые машины, установки, устройства и системы. – М.: ТрансЛит, 2010. – 648 с.
9. Холодильные компрессоры: Справ. /Под общ. ред. А.В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1981. – 280 с.
10. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
11. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006 – 944 с.
12. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
13. Яновский М.И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 646 с.
14. <http://www.compressormash.ru>
15. <http://www.mycomr.ru>

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	7
1.1. Тепловой расчет компрессора.....	7
1.2. Конструктивный расчет компрессора.....	8
1.3. Расчет сил, действующих на винты, и реакций на опорах винтового компрессора.....	10
1.4. Расчет подшипников винтового компрессора.....	11
1.4.1. Расчет подшипников скольжения винтового компрессора.	11
1.4.2. Расчет подшипников качения винтового компрессора.....	17
1.5. Расчет мультипликатора.....	18
2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	19
Приложение 1.....	20
Приложение 2.....	27
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	30

Носков Анатолий Николаевич

**ВИНТОВОЙ КОМПРЕССОР
ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор

Т.Г. Смирнова

Редактор

Т.В. Белянкина

Компьютерная верстка

И.В. Гришко

Дизайн обложки

Н.А. Потехина

Подписано в печать 25.10.2013. Формат 60×80 1/16

Усл. печ. л. 2,09. Печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,0

Тираж 100 экз. Заказ № С 79

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

ИИК ИХиБТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9