

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет  
информационных технологий механики и оптики

На правах рукописи

**Докукин Владимир Николаевич**

**Оценка эффективности работы винтового компрессора с новым  
профилем зуба**

05.04.03 - Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной  
техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, профессор  
Пронин Владимир Александрович

Санкт-Петербург – 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
Глава 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ .....	13
1.1. Обзор существующих типов винтовых компрессоров .....	13
1.2. Перспективы применения винтовых компрессоров в холодильной техники и тепловых насосах .....	20
1.2.1 Основные направления развития винтовых компрессоров .....	25
1.2.2 Особенности построения рабочих органов винтовых маслозаполненных компрессоров .....	32
1.2.3 Влияние впрыска хладагента или масла на объемные и энергетические характеристики винтовых компрессоров .....	38
1.2.4 Исследования протечек в рабочем процессе винтовых компрессоров .....	43
Глава 2. ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В ВИНТОВЫХ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ КОМПРЕССОРАХ.....	45
2.1 Классификация щелей, образуемых в рабочем пространстве винтового маслозаполненного компрессора.....	45
2.2 Оценка влияния различных типов щелей на коэффициент подачи винтового маслозаполненного компрессора .....	49
2.3 Исходная система основных уравнений, учитывающая взаимное движение поверхностей щели.....	51
2.4 Математическое моделирование протечек сжимаемой среды через зазоры в рабочей части маслозаполненного винтового компрессора .....	55
2.5 Вывод упрощенных дифференциальных уравнений для течения в узких зазорах между винтами ВКМ .....	60

2.6 Методика расчета протечек в рабочей части маслозаполненного винтового компрессора .....	66
2.7 Методика расчета моментов осевых сил, действующих на роторы винтового компрессора .....	69
Глава 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ КОМПРЕССОРОВ .....	90
3.1 Стенды для экспериментальных исследований .....	90
3.2 Экспериментальные исследования винтовых маслозаполненных компрессоров .....	103
3.3 Обработка экспериментальных данных .....	117
3.4 Анализ экспериментальных данных .....	121
ВЫВОДЫ .....	128
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	129

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$p$  - давление;

$T$  - абсолютная температура;

$t$  - температура в  $^{\circ}\text{C}$ , время;

$v$  - удельный объем;

$\rho$  - плотность;

$\Delta t$ ,  $\Delta T$  - разность температур;

$\Delta p$  - перепад давлений;

$i$  - энтальпия;

$U$  - внутренняя энергия;

$u$  - удельная внутренняя энергия;

$R$  - газовая постоянная;

$C_p$ ,  $C_v$  - изобарная и изохорная теплоемкость;

$k$  - показатель адиабаты;

$Q$  - количество теплоты;

$L$  - работа;

$G$  - масса рабочего вещества;

$Q_0$  - холодопроизводительность;

$N$  - мощность;

$\varepsilon$  - холодильный коэффициент;

$\omega$  - угловая скорость;

$n$  - частота вращения;

$\varphi_1$  - угол поворота ведущего винта;

$\mu$  - коэффициент расхода;

$\xi$  - коэффициент сопротивления;

$Re$  - критерий Рейнольдса;

$W$  - объем полости винта;

$\lambda$  - коэффициент подачи;

$F$  - площадь;

$d, D$  - диаметр;

$\delta$  - высота щели;

$l$  - длина щели;

$\nu$  - кинематический коэффициент вязкости;

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости;

$\eta_e$  - эффективный коэффициент полезного действия;

$H$  - ход винта;

$z$  - число зубьев винта;

$K_l$  - относительная длина винтов;

$f_{1n}, f_{2n}$  - площадь впадины между зубьями в торцевой плоскости ведущего и ведомого винтов;

$l_g$  - длина винтов;

$\tau_{13}$  - угол закрутки ведущего винта;

$\tau_{13.пред}$  - предельный угол закрутки ведущего винта;

$R_1, R_2$  - радиусы внешних окружностей винтов;

$R_{1n}, R_{2n}$  - радиусы начальных окружностей винтов;

$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_{2n}}{R_{1n}}$  - передаточное число;

$i_{21} = 1/i_{12}$  - передаточное отношение;

$R_0$  - высота головки зуба ведомого винта;

$\varphi_{1n}$  - угол поворота винта от начала сжатия до полного замыкания линии контакта;

$\alpha_{01}$  - угол начала сжатия;

$\alpha_{1\varepsilon}$ ,  $\alpha_{2\varepsilon}$  - угол всасывания со стороны ведущего и ведомого винта;

$\varphi_{1c}$  - угол поворота ведущего винта от начала заполнения полости до начала выталкивания (угол сжатия);

$\varepsilon_{\Gamma}$  - геометрическая степень сжатия;

$\pi_n$  - внешняя степень повышения давления.

### ИНДЕКСЫ

1(2) - ведущий (ведомый) ротор;

### СОКРАЩЕНИЯ

ВЩ - ведущий винт;

ВМ - ведомый винт;

ВКМ - маслозаполненный винтовой компрессор;

ВК – винтовой компрессор.

Остальные условные обозначения поясняются в тексте работы.

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** В связи с развитием промышленности и изменением климата с каждым годом возрастает потребность в искусственном охлаждении при условии решения вопросов сохранения окружающей среды. Кроме того, в условиях постоянного повышения цен на энергоносители, как в России, так и в других экономически развитых и развивающихся странах все большее внимание уделяется вопросам энергосбережения, что требует дальнейшего повышения эффективности работы парокомпрессорных холодильных машин и тепловых насосов. Холодильный и отопительный коэффициенты таких машин в значительной мере зависят от типа компрессора, а также, его эффективности. Таким образом, повышение энергетической эффективности холодильных машин и тепловых насосов оказывает влияние на развитие и модернизацию экономики России как промышленно развитой страны.

В современной холодильной техники в широком диапазоне холодопроизводительности – от нескольких сотен ватт до тысячи киловатт применяются роторные компрессоры. Одним из типов роторных машин, компрессоров объемного принципа действия, являются винтовые компрессоры. В настоящее время винтовые компрессоры, имеющие ряд эксплуатационных преимуществ, получили широкое распространение в области средней и высокой холодопроизводительности. Возможность работы винтовых компрессоров в любых режимах паровых холодильных машин и тепловых насосов, на различных рабочих веществах, компактность, надежность, долговечность и достаточно высокие энергетические характеристики создает предпосылки для их применения и в машинах малой производительности. Винтовые компрессоры малой производительности перспективны при работе в высокотемпературных режимах, таких как, режим теплового насоса и режим кондиционирования. Особенности работы винтового компрессора в высокотемпературном режиме является

большая разность давлений нагнетания и всасывания и большая потребляемая мощность [68].

Несмотря на различные диапазоны холодопроизводительности, рабочие вещества, режимы работы винтовых компрессоров, в нашей стране они долгое время изготавливались по типоразмерному ряду [53] с соотношением числа зубьев на ведущем и ведомых винтах  $z_1/z_2=4/6$  при одинаковых наружных диаметрах. В то же время многие зарубежные компании освоили производство и начали выпуск винтовых компрессоров с соотношением числа заходов на ведущем и ведомом винтах 4/5, 5/6, 6/8 и с новыми профилями зубьев роторов [69]. Такие профили обладают более высокими технико-экономическими показателями. Именно развитие научно-технических предпосылок и расширение технологических возможностей предприятий-изготовителей позволили создавать и применять профили, которые наиболее эффективны в заданных условиях. Таким образом, успехи в профилировании винтовых компрессоров позволили значительно расширить область применения холодильных винтовых компрессоров в сторону малой производительности.

В отечественной научной и научно-технической литературе широко освещены вопросы создания, проектирования, испытания и применения винтовых холодильных компрессоров [47, 70-72] на различных рабочих веществах и различных режимах работы. Однако, в связи с появлением в 70-е годы XX века сообщений о разрушении синтетическими хладагентами озонового слоя Земли, 22 марта 1985 г. в г. Вене была принята Конвенция об охране озонового слоя. Протокол по веществам, разрушающим озоновый слой, подписан 16 сентября 1987 г. в г. Монреале [73]. Монреальский протокол, а позднее Киотский, касался, в том числе, хладагентов, содержащих атомы хлора R11, R12, R113, R114, R115. В новых условиях, в ответ на требования международных протоколов вместо хладагента R12 был предложен хладагент R134a, на изучение термодинамических, теплофизических и других важных свойств которого у мировых научных



групп ушло десятилетие [74-75]. В зарубежной литературе присутствуют публикации с ограниченными данными по испытанию винтовых маслозаполненных компрессоров на хладагенте R134a [76-79]

Одним из наиболее распространенных типов винтовых холодильных компрессоров является винтовой маслозаполненный компрессор (ВКМ). Особенность работы холодильного ВКМ состоит в том, что через его рабочие полости проходит значительное количество масла. Масло активно влияет на рабочие процессы ВКМ. Особенно значительно на объемные и энергетические характеристики ВКМ влияет взаимная растворимость масла и рабочего вещества, а также, вязкостно-температурная характеристика масла. Вследствие перехода на озононеразрушающие хладагенты потребовалась разработка новых компрессорных масел, обеспечивающих оптимальные условия эксплуатации нового поколения холодильных винтовых компрессоров [80]. Наличие примесей масла в хладагенте оказывает существенное влияние на его термодинамические свойства [81]. Поэтому энергетическая эффективность холодильного или теплонасосного цикла, интенсивность теплообмена в испарителе и конденсаторе, объемные и энергетические КПД компрессора будут зависеть не только от примененного хладагента, но и от выбора компрессорного масла [82]. С учетом крайней сложности и дороговизне получения достоверных данных о свойствах фреоно-масляных смесей при взаимной растворимости хладагента и масла, данные о многих перспективных парах хладагент – масло не опубликованы.

В таких условиях, чрезвычайно возрастает потребность в натурных испытаниях винтовых маслозаполненных компрессоров на различных прогнозируемо подходящих парах хладагент – масло. Также, необходима оценка и исследование влияния выбора нового хладагента и масла на рабочие процессы в винтовом маслозаполненном компрессоре

### **Цель и задачи работы**

Повышения эффективности работы малых ВКМ в составе паровых холодильных машин и тепловых насосов путем совершенствования рабочей части винтового компрессора.

Для достижения настоящей цели были поставлены и решены следующие задачи:

- разработана математическая модель и методика расчета протечек компримируемой среды через щели в проточной части компрессора с учетом подвижности их стенок;
- уточнена методика расчета сил и моментов, действующих на роторы ВКМ, с учетом моментов осевых сил;
- создан и испытан винтовой компрессор с новым профилем зуба на различных рабочих веществах;
- проведены экспериментальные исследования.

#### **Научная новизна работы заключается:**

- в дальнейшем совершенствовании математических моделей и прикладных программ расчета процессов, протекающих в рабочей части винтового маслозаполненного компрессора, на основе которых получены новые данные для проектирования ВК при заданных параметрах с учетом особенностей компримируемой среды;
- в получении комплекса данных об эффективности работы винтового компрессора с новым профилем зуба на хладоне R134a и воздухе в различных режимах на основе результатов натурного и численного экспериментов;
- в разработке новых методов расчета объемных характеристик холодильных винтовых компрессоров, учитывающих особенности их работы;
- в разработке новых методов расчета силовых факторов, возникающих в холодильных винтовых компрессорах;
- в оценке корректности предложенных методик расчета путем сравнения данных численного и натурного эксперимента.

#### **Практическая ценность работы**

Предложенные в работе методики расчета использованы при проектировании ВК с новым профилем зуба.

Разработан, изготовлен и испытан опытный образец ВК с новым профилем зуба.

Спроектирован и изготовлен стенд для испытания опытного ВКМ на различных режимах работы.

Разработана методика эксперимента для оценки эффективности работы ВКМ.

Разработана методика расчета протечек компримируемой среды через щели в рабочей части ВК с учетом подвижности стенок щели.

Усовершенствована методика расчета силовых факторов, действующих на рабочие органы ВКМ с учетом момента осевых сил.

Получен комплекс данных для дальнейшего использования при проектировании ВКМ малой производительности.

### **Внедрение результатов работы**

При расчете и проектировании винтовых компрессоров для сжатия воздуха и хладагентов в ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» им. М.В. Фрунзе», для технических расчетов и подбора винтовых компрессоров в ОАО «Компрессор».

Использование рекомендаций и расчетных методик позволило сократить время и затраты при проектировании ВК и повысить энергетическую эффективность их работы.

Материалы диссертационной работы используются в учебном процессе при подготовке бакалавров и магистров по направлениям: «Ядерная энергетика и теплофизика», «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» в НИУ ИТМО.

### **Личный вклад автора**

Автором предложена математическая модель и методика расчета протечек через щели в рабочей части ВК с учетом подвижности их стенок, уточнена методика расчета силовых факторов, действующих на рабочие органы роторов ВК. Автор лично участвовал в проектировании опытного образца ВК, разработке и создании экспериментального стенда, в проведении научного эксперимента и получении экспериментальных данных, в обработке и интерпретации экспериментальных данных. Подготовка

публикаций и выступлений проводилась совместно с соавторами, при этом вклад диссертанта был определяющим.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель и методика расчета протечек компримируемой среды через щели в проточной части компрессора с учетом подвижности их стенок.
2. Уточненная методика расчета сил и моментов, действующих на рабочие органы винтового маслозаполненного компрессора.
3. Экспериментально определенные значения коэффициента подачи винтового маслозаполненного компрессора с новым профилем зуба.

Оценка эффективности малого ВК путем сравнения характеристик опытного компрессора с серийно выпускаемыми машинами сходных характеристик.

**Апробация.** Материалы исследований по теме диссертации докладывались и обсуждались на III Международной научно-технической конференции, «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 2007); Международной конференции с элементами научной школы для молодежи «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур» (Москва, 2010); XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике (Казань, 2011). Материалы диссертации неоднократно докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава, докторантов и аспирантов Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий.

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 8 печатных работах [52, 67-68, 83, 144, 151-153].

**Объем и структура.** Диссертация состоит из введения, трех глав, выводов и содержит 141 страницу, 5 таблиц, 43 рисунка. Список использованной литературы включает 153 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

# ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

## 1.1 Обзор существующих типов винтовых компрессоров

Ротационные компрессоры, так же, как и поршневые и спиральные относятся к компрессорам объемного принципа действия. Рабочие органы таких компрессорных машин всасывают определенный объем рабочего вещества и сжимают его благодаря уменьшению замкнутого объема. Рабочие процессы совершаются строго последовательно, дискретно, повторяясь циклически. В свою очередь, в класс ротационных компрессорных машин входят винтовые компрессоры, пластинчатые ротационные компрессоры, компрессоры с катящимся ротором, компрессоры Рутса, роторно-поршневые (трохоидные) и спиральные. Общим для ротационных компрессоров является вращательное движение рабочих органов – роторов и отсутствие у них возвратно-поступательно движущихся поршней [1].

Хайнрих Кригар 24 марта 1878 года, в Ганновере зарегистрировал патент №4121, который впервые описывал принцип действия винтового компрессора. Прообраз современного винтового компрессора был создан и запатентован в 1936 году шведским инженером Альфом Лисхольмом. Широкое применение холодильных винтовых компрессоров началось в 60-х годах 20-го века. В Советском Союзе серийно винтовые холодильные маслозаполненные компрессоры начали выпускать с 1973 г. на Казанском компрессорном заводе [8]. Основная работа по проектированию и внедрению в производство этих компрессоров выполнена ВНИИхолодмашем, Казанским СКБК, ЦКБ «Компрессор», Ленинградским технологическим институтом холодильной промышленности и Казанским компрессорным заводом. Теоретические основы расчета и проектирования винтовых компрессоров в нашей стране были заложены в работах И.А. Сакуна [9, 11, 12]. Большой

вклад в создание и совершенствование отечественных винтовых компрессоров внесли работы П.А. Андреева, С.Е. Захаренко, В.Д. Лубенца, Б.Л. Гринпресса, А.В. Быкова, И.М. Калниня, Ф.М. Чистякова, Г.А. Канышева, А.И. Шварца, А.Л. Верного, В.И. Пекарева, В.А. Пронина, А.Н. Носкова, И.Г. Хисамеева и других.

Винтовые компрессоры, как уже упоминалось выше, относятся к объемным роторным машинам с обкатываемыми профилями зубьев роторов. Основными рабочими органами винтового компрессора являются роторы, на которых нарезаны винтовые зубья. Роторы размещены в цилиндрических расточках корпуса компрессора и совершают вращательное движение.

В зависимости от подачи масла или другой капельной жидкости в область сжатия рабочего вещества винтовые компрессоры подразделяют на: винтовые маслозаполненные компрессоры (ВКМ), винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС) и винтовые компрессоры мокрого сжатия (ВКМС) [3]. В маслозаполненные компрессоры масло впрыскивается в рабочее пространство в незначительном по объему количестве после отсоединения полостей сжатия от камеры всасывания. В таких компрессорах масло предназначено для смазывания пар трения, для уплотнения зазоров (между винтами, между винтами и корпусом), для отвода теплоты от сжимаемого рабочего вещества, а также, для снижения уровня шума. В результате подачи масла в рабочую полость винтового компрессора повышается коэффициент подачи [4], упрощается конструкция компрессора, появляется возможность снизить частоту вращения.

В компрессорах сухого, а также мокрого сжатия взаимное касание винтов не допускается и поэтому синхронизация их вращения достигается благодаря наличию пары зубчатых колес – шестерен связи, расположенных соответственно на валах ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) винтов. В винтовые компрессоры мокрого сжатия впрыскивается капельная жидкость, но в значительно меньших объемах, чем в ВКМ, в основном для снижения температуры конца сжатия.

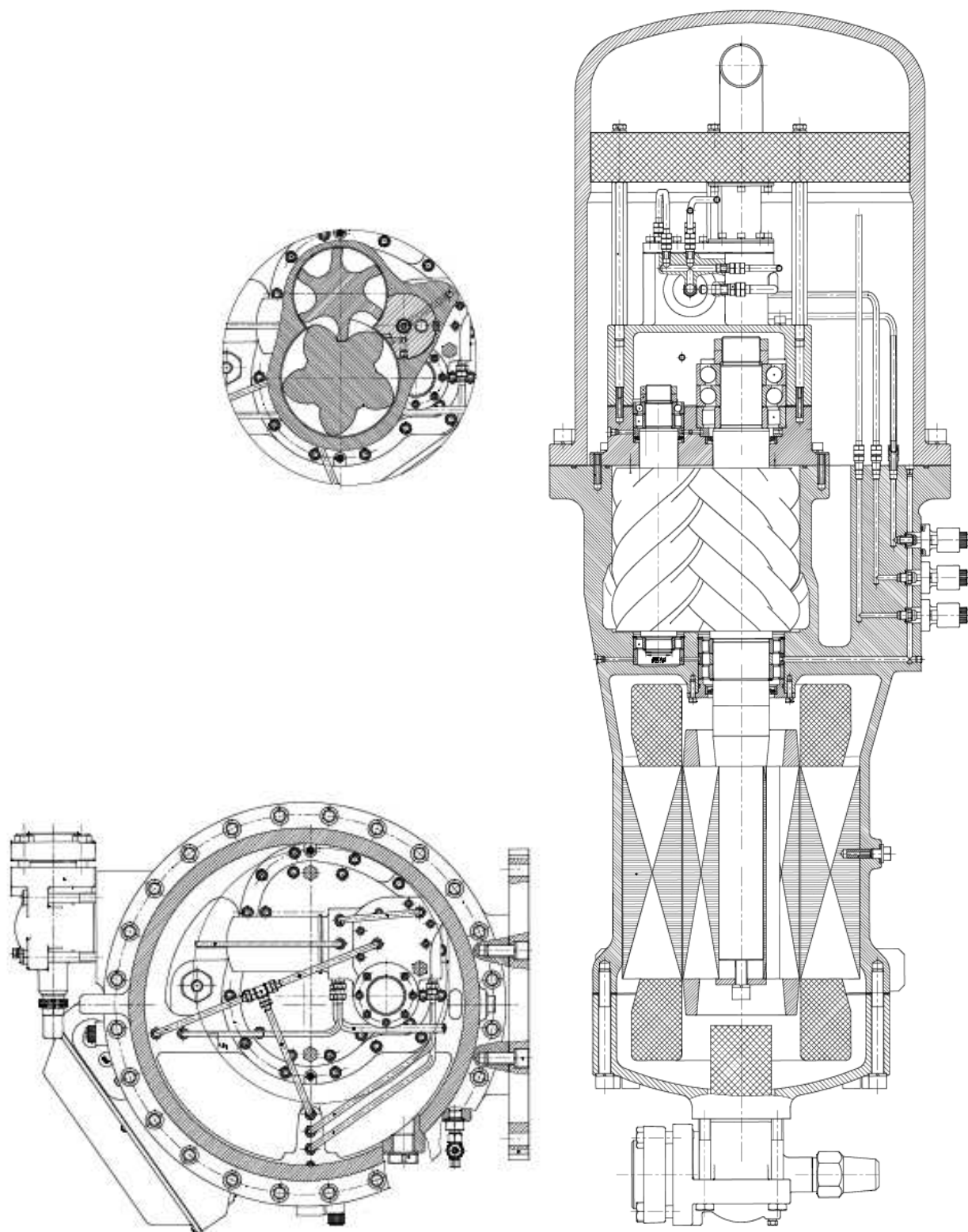


Рисунок 1.1. Разрез полугерметичного винтового маслозаполненного компрессора.

По числу роторов винтовые компрессоры могут быть однороторными, двухроторными и многороторными. В современной технике наибольшее распространение получили двухроторные компрессоры (рис. 1.1), менее распространены однороторные [5, 6], многороторные в холодильной технике не применяются [3].

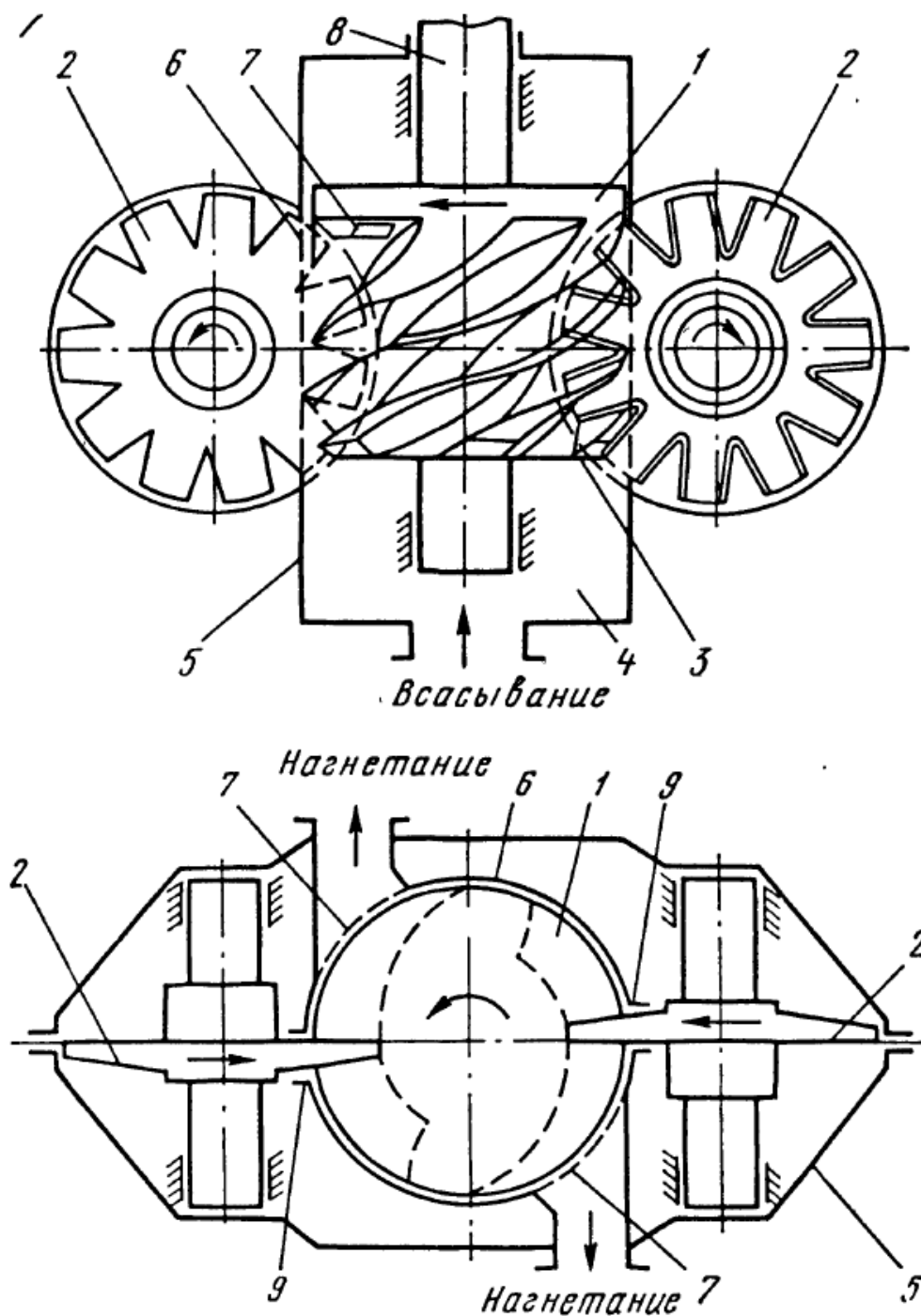


Рис. 1.2. Конструкция однороторного винтового компрессора



На рисунке 1.2 представлена конструкция однороторного винтового компрессора. Компрессор состоит из винта-ротора 1, двух отсекаателей 2 и литого корпуса 5. Ротор имеет выходной конец 8, служащий для привода ВКМ, и конический скос 3 для всасывания газа. В цилиндрической части корпуса 6 выполнены торцевые прорези 9 для ввода в рабочую часть компрессора отсекаателей 2 и нагнетательные окна 7. Сжатие происходит параллельно в двух противоположных винтовых полостях, что позволяет уравновесить радиальные силы, действующие на винт-ротор. Осевые силы уравновешиваются давлением всасывания в полости между корпусом и торцом винта со стороны торца нагнетания. Благодаря конструктивным особенностям однороторные винтовые компрессоры по сравнению с двухроторными имеют следующие преимущества:

- уравновешенность радиальных и осевых сил, что позволяет увеличить срок службы коренных подшипников;
- меньшую металлоемкость;
- более низкую температуру нагнетания;
- пониженный уровень шума [46].

Однако, присутствуют недостатки – в сложности подбора антифрикционной пары материалов винта и отсекаателей, в выборе оптимальных зазоров в рабочей части ВКМ и профиля винта.

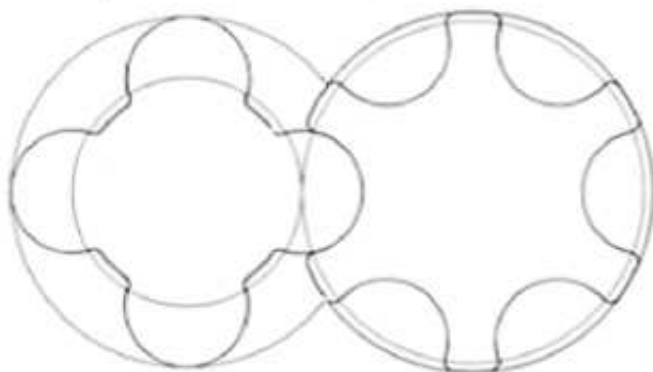
По конструктивным особенностям винтовые компрессоры могут быть как с вертикальным расположением роторов [15], так и с горизонтальным. По компоновке с электродвигателем – сальниковым или бессальниковым (полугерметичным). По приводу ВКМ можно разделить на компрессоры у которых привод осуществляется за ведущий ротор или за ведомый.

Различают винтовые компрессоры и по типу профиля. Для различных участков профиля зубьев применяются аналитические кривые, дуги окружности, трохойдные кривые, эллипс, эвольвента и др. Профили зубьев

получили название в зависимости от того, какая кривая преобладает в составе профиля зубьев и сообщает важные особенности зацеплению винтов. На рис. 1.3 и 1.4 представлены наиболее распространенные в настоящее время типы профилей [2].

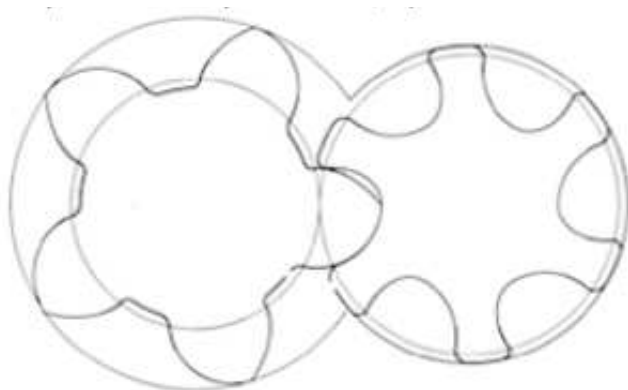
Симметричный профиль

Нильсона 1952 [56]

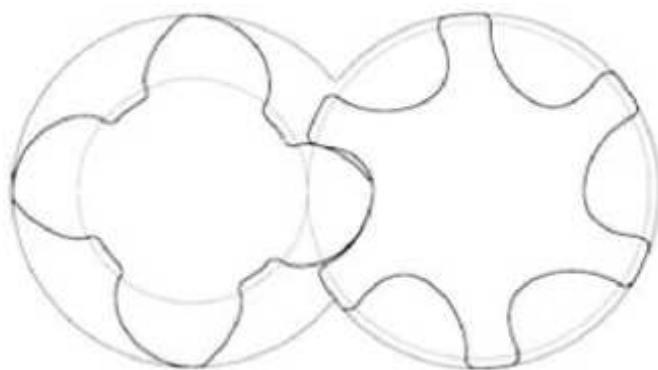


Ассиметричный профиль

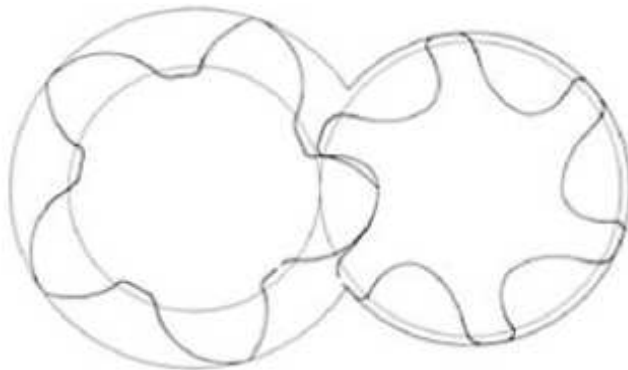
Лисхольма 1967 [57]



Профиль SRM 'A', Shinnie 1979 [7]



Профиль СКБК, Амосов, 1977 [53]



Профиль SRM "D", Astberg, 1982 [54]    Профиль FuSheng, Lee 1988 [55]

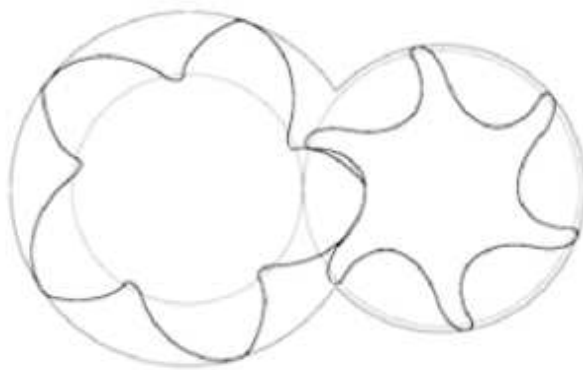
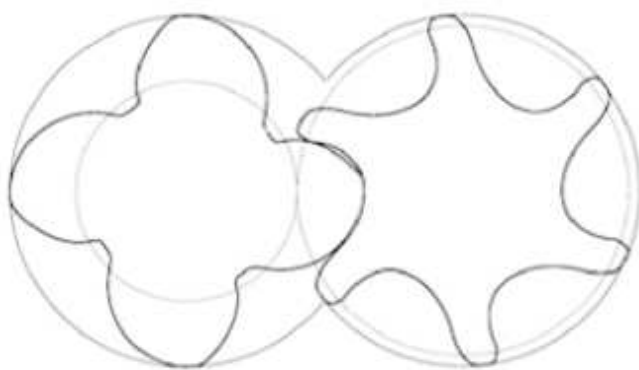
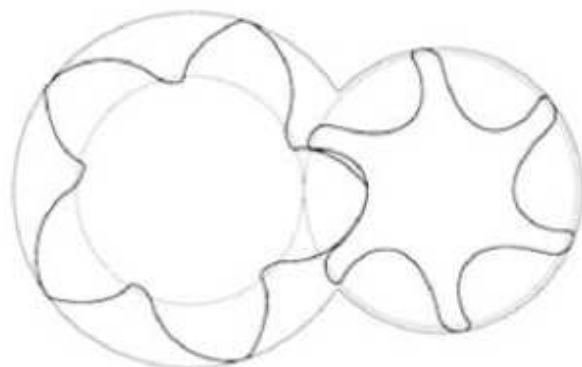
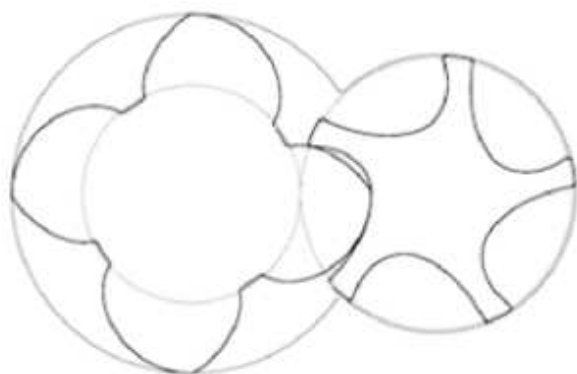


Рис. 1.3 Типы профилей винтовых компрессоров

Профиль Hough D, Morris S.J, 1984  
[58]

Hyper profile, Chia Hsing, 1995 [59]



Rinder's profile, Rinder, 1987 [60]

'N' profile, Stosic, 1996 [61]

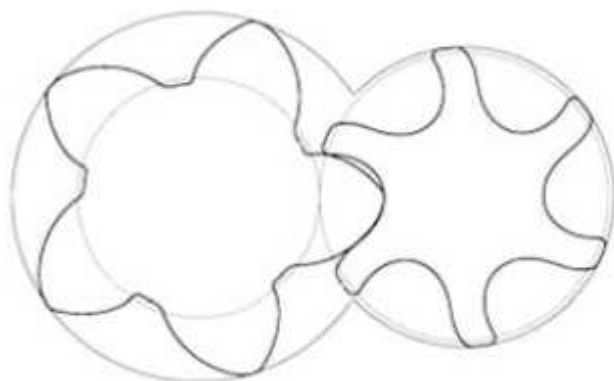
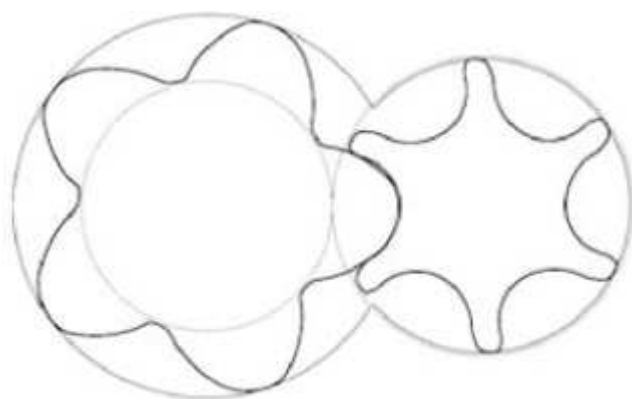


Рис. 1.4 Типы профилей винтовых компрессоров

## 1.2 Перспективы применения винтовых компрессоров в холодильной

### техники и тепловых насосах

Условия работы холодильных компрессоров имеют отличительные особенности и характеризуются такими особенностями:

- холодильный компрессор работает в широком диапазоне изменения давлений нагнетания и всасывания и большой разности этих давлений;
- рабочие вещества в той или иной степени взаимно растворяются с хладагентами, что в свою очередь оказывает существенное влияние на рабочие процессы холодильного компрессора;
- всасываемый в компрессор пар имеет низкую температуру и может содержать неиспарившиеся капли рабочего вещества;
- рабочие вещества пароконпрессорных машин имеют высокую степень проницаемости через места соединений, а утечки рабочего вещества в атмосферу, как и подсос воздуха в компрессор, отрицательно влияют на эксплуатационные показатели паровой машины [14].

Условия работы, в свою очередь, повлекли за собой следующие требования к холодильным компрессорам [9]:

- высокая надежность и высокий моторесурс работы основных узлов и компрессора в целом;
- высокая энергетическая эффективность в широком диапазоне перепада и степени повышения давлений, и холодопроизводительности;

- возможность полной автоматизации работы компрессора;
- высокая степень герметизации;
- технологичность и малая материалоемкость;
- низкий уровень шума и вибраций.

В холодильной технике применяются в основном маслозаполненные винтовые компрессоры, работающие с подачей масла в рабочее пространство. Такие компрессоры отвечают предъявляемым требованиям. Винтовые компрессоры имеют определенные преимущества перед поршневыми и центробежными. У винтовых компрессоров в отличие от поршневых отсутствуют клапаны на всасывании и нагнетании, возвратно-поступательные части, нет трения между ротором и корпусом, что повышает их надежность и долговечность и увеличивает межремонтные сроки. По сравнению с центробежными компрессорами у винтовых нет помпажной зоны, степень повышения давления пара практически не зависит от скорости вращения роторов, имеется возможность без конструктивных изменений применять любые холодильные агенты независимо от их молекулярной массы [1]. К недостаткам винтовых маслозаполненных компрессоров относятся: наличие развитой системы смазки, включающей громоздкую систему маслоотделения, что приводит к повышению трудоемкости и стоимости изготовления, увеличению массы и габаритов компрессорных агрегатов. Следует отметить, что энергетическая эффективность винтовых компрессоров уступает поршневым при малой холодопроизводительности [9]. Однако массогабаритные показатели холодильных ВКМ значительно лучше показателей поршневых компрессоров.

Холодильные ВКМ производимые на сегодняшний день отвечают требованиям по герметичности и в зависимости от назначения и типа хладагента имеют исполнения: сальниковое, полугерметичное (бессальниковое) и герметичное [21, 22, 23]. При этом нужно отметить, что

несмотря на то что сальниковые компрессоры имеют более высокий энергетический КПД по сравнению с полугерметичными и герметичными, вследствие отсутствия вредного перегрева на всасывании, существует тенденция применения полугерметичных компрессоров даже в аммиачных холодильных машинах и тепловых насосах [20].

При работе ВКМ в составе парокомпрессорной холодильной машины с высокой степенью повышения давления ( $\pi \geq 8$ ) снижается энергетическая эффективность машины, что связано с ростом необратимых потерь при дросселировании и снижением КПД самого компрессора [13]. Важным достоинством ВКМ является возможность осуществления многоступенчатого дросселирования в одноступенчатом компрессоре, в цикле с экономайзером [10, 18]. Схема с экономайзером позволяет повысить энергетический и объемный КПД винтового компрессора, вследствие охлаждения жидкого рабочего вещества перед дросселированием в испаритель.

Одним из недостатков винтовых холодильных компрессоров, выпуск которых был налажен в нашей стране, был тот, что они имели постоянную геометрическую степень сжатия  $\varepsilon_{\Gamma}$  [8] и золотниковый регулятор производительности. В этих компрессорах размеры осевого и радиального окна нагнетания были рассчитаны по полной геометрической степени сжатия при 100 % производительности, что приводило к снижению рабочих характеристик компрессора при частичной нагрузке, устанавливаемой с помощью скользящего золотника, из-за несоответствия внутренней степени сжатия наружной степени повышения давления. В то время как за рубежом были освоены и применяются регуляторы производительности ВКМ с двумя независимыми золотниковыми элементами, что позволяет регулировать как производительность, так и внутреннюю степень сжатия [19].

До недавнего времени в нашей стране было принято, что эффективная область применения холодильных ВКМ начинается с 350-400 кВт [8], но в иностранной литературе в то же время [16, 17] начали появляться данные об испытаниях новых конструкций ВКМ холодопроизводительностью 110-230

кВт. Таким образом, несмотря на относительно большие обратные протечки пара через щели внутри компрессора, которые существенно снижали энергетическую эффективность ВКМ малой производительности, такие компрессоры начали получать распространение.

За последние годы область применения холодильных винтовых компрессоров значительно расширилась. Значительно увеличили выпуск и расширили номенклатуру производства холодильных винтовых компрессоров фирмы GEA Refrigeration Technologies (Голландия) – производят компрессоры под маркой “Grasso” [20], а Johnson Controls (США) объединил в себе таких производителей, как “Frick” [21], “YORK” [22] и “Sabroe” [23]. Также, производят ВКМ следующие компании “Howden” (США) [24], Mayekawa Manufacturing Company (“Mycom”, Япония) [25], Svenska Rotor Maskiner AB (“SRM”, Швеция) [26], Fu Sheng Precision Co (Тайвань) [27], “Carlyle” (США) [28], “Frascold” (Италия) [29], “Hitachi” (Япония) [30], “Bitzer” (Германия) [31], “Refcomp SPA” (Италия) [32], “Trane” (США) [33], “Hanbell Precise Machinery” (Тайвань) [34], а “Emerson” выпускает компрессоры под маркой Copeland (США) [35]. Одновинтовые компрессоры изготавливаются компаниями Daikin Industries (Япония) [36], Mitsubishi Electric [37], Mc-Quay (Daikin) [38], J&E Hall (Daikin) [39] и Vilter (Emerson) [40].

В настоящее время в мире выпускаются двухроторные маслозаполненные холодильные винтовые компрессоры с внешним диаметром роторов  $D_1=80\ldots 510\text{мм}$ , отношением профильной части роторов диаметру ведущего винта  $0,9\ldots 1,8$ , геометрической степенью сжатия  $2,6\ldots 5,0$  для работы в высоко-, средне-, низкотемпературном и дожимающем режимах.

Всеми фирмами большое внимание уделяется разработкам новых профилей винтов и совершенствованию технологии их изготовления.

Предприятия в нашей стране выпускают винтовые компрессоры с асимметричным профилем, разработанным СКБК г. Казань [41]. Винты с

этим профилем выпускаются с четырьмя зубьями на ведущем роторе и с шестью на ведомом.

Появление и применение электронных вычислительных машин позволило осуществить большой объем математических исследований винтовых компрессоров. Эти исследования привели к значительному совершенствованию профилей винтов. В 70-е годы фирма “Kaizer” (Германия) впервые разработала и приступила к производству маслозаполненных винтовых компрессоров с разновеликими роторами и асимметричным профилем зубьев “Сигма” при соотношении их количества 5/6. Применение этого профиля повышает энергетическую эффективность компрессоров на 15... 20% по сравнению с аналогичными компрессорами с асимметричными профилями зубьев фирмы “SRM” [42]. Фирма “Bitzer” (Германия) в бессальниковых холодильных ВКМ малой производительности изготавливает ведущий и ведомый роторы разных диаметров с соотношением числа зубьев 5/6 и профилем собственной разработки [43]. Фирма “Kobe Steel” (Япония) в конце 70-х годов разработала профиль для ВКМ [44, 45]. Результаты испытаний ВКМ показали, что коэффициент подачи и эффективный КПД увеличились соответственно на 5... 10% и 10... 20%.

В дальнейшем всеми ведущими компрессоростроительными фирмами Европы, США и Японии, были разработаны, запатентованы и внедрены в производство новые, более эффективные асимметричные профили зубьев.

В настоящее время в винтовых компрессорах применяют профили винтов и соотношения числа зубьев ведущего и ведомого винтов наиболее эффективные в конкретных условиях эксплуатации.



### 1.2.1 Основные направления развития винтовых компрессоров

Винтовые маслозаполненные компрессоры, а также агрегаты и машины на их базе – современный и конкурентоспособный вид холодильного оборудования [47]. Они экономически выгодны в области холодопроизводительности от 50 до 1600 кВт при стандартных условиях. Холодильное оборудование с ВКМ применяют в одноступенчатых, двухступенчатых и каскадных холодильных машинах и установках при работе на различных хладагентах, при температурах кипения от 10 до  $-100^{\circ}\text{C}$  и конденсации до  $+60^{\circ}\text{C}$ .

Одним из главных факторов, влияющих на экономичность работы ВКМ, является высокая точность изготовления винтов, что обеспечивает стабильность характеристик компрессоров и холодильных винтовых компрессорных машин, а также указывает на резервы повышения экономичности таких машин посредством доводки технологии изготовления основных деталей компрессоров до минимально безопасных зазоров.

Слабым местом ВКМ является уровень расхода энергии на единицу холодопроизводительности. Однако при правильной оценке эффективности применения ВКМ с помощью комплексного технико-экономического расчета, который учитывает количество и качество материальных и трудовых затрат при изготовлении и последующей эксплуатации – ВКМ, как показали годы их успешной эксплуатации, превосходят большинство других типов компрессорных машин. При подобной оценке необходимо учитывать не только энергетические и массогабаритные показатели, но и эксплуатационные – надежность, долговечность, расход масла и воды, возможность эксплуатации без постоянного надзора, возможность удаленного и автоматического управления.

С учетом того, что нет и не может быть универсальной компрессорной машины, обеспечивающей оптимальные показатели работы в любых условиях, то для каждого типа компрессоров существует область

предпочтительного применения. Для холодильных винтовых маслозаполненных компрессоров такая область определена [8, 48].

Энергетическая эффективность холодильных компрессоров, как известно, зависит от цикла холодильной машины и КПД компрессора. Таким образом, повышение энергетической эффективности пароконпрессорных машин с винтовыми компрессорами идет по двум направлениям: совершенствование циклов холодильной машины, позволяющее наиболее полно использовать технические особенности винтового компрессора, в том числе его работу на энергетически выгодных режимах, и улучшение технической характеристики собственно винтового компрессора – повышение КПД, надежности, долговечности, автоматизации его работы. Одним из вариантов более полного использования технических возможностей винтового компрессора является применение в циклах холодильных машин с двухступенчатым дросселированием одноступенчатого винтового компрессора с промежуточным подсосом хладагента [10, 13, 49]. Другим вариантом является выбор рабочих веществ, обеспечивающих оптимальные условия работы холодильной машины с винтовым компрессором [50].

Исследования винтовых компрессорных машин [11] показывают, что с уменьшением диаметра винтов геометрически подобных машин при прочих равных условиях снижается коэффициент подачи и КПД компрессора. Например, при изменении наружного диаметра ведущего винта с 315 до 160 мм коэффициент подачи уменьшается в зависимости от степени повышения давления примерно на 7 – 11 %. Происходит это по многим причинам, но основная – относительное увеличение зазоров и гидравлических сопротивлений в полостях винтов.

Основные параметры типоразмерного ряда ВКМ связаны зависимостью:

$$V_o = A \cdot u_1 \cdot \delta \cdot d_1^2 \cdot \lambda, (1.1)$$

где  $V_o$  – действительная объемная производительность;

$A$  – постоянная для всего ряда;

$u_1$  – окружная скорость на внешней окружности винта;

$\delta$  – относительная длина винта;

$d_1$  – наружный диаметр ведущего винта;

$\lambda$  – коэффициент подачи компрессора.

Так как холодопроизводительность холодильной машины можно представить в виде:

$$Q_o = V_o \cdot q_v,$$

то

$$Q_o = A \cdot u_1 \cdot \delta \cdot d_1^2 \cdot \lambda \cdot q_v \quad (1.2)$$

где  $q_v$  – удельная объемная производительность.

Таким образом, холодопроизводительность холодильной машины с винтовым компрессором зависит от нескольких конструктивных и теплофизических параметров, а некоторые из них, например, коэффициент подачи, имеют узкие допустимые пределы изменения. Значительное отклонение окружной скорости от оптимальной сопровождается увеличением потерь и по этой причине нежелательно. Наибольший диапазон изменения имеют параметры и  $q_v$ . При заданных значениях парокomppressorной машины существенное изменение  $Q_o$  можно осуществить за счет удельной объемной холодопроизводительности, что подтверждает важность рационального выбора рабочего вещества. Применение, например, хладагента RC318 с низким значением  $q_v$  вместо R22 позволяет сохранить размеры винтов и оптимальную окружную скорость при меньшей холодопроизводительности машины [65]. Таким образом, нижнюю границу холодопроизводительности холодильной машины с винтовым компрессором можно значительно снизить соответствующим выбором рабочего вещества, не отступая от допустимых значений минимальных

размеров винтов компрессора. С другой стороны, верхняя граница при максимальной холодопроизводительности, наоборот, может быть рационально обеспечена применением рабочего вещества с высоким значением  $q_v$ . Также, необходимо руководствоваться и другими факторами. Для холодильной машины с винтовым компрессором желательным рабочим веществом является такое, у которого давление кипения на рабочих режимах находится вблизи атмосферного, а степень повышения давления не превышает 3,5-4. Режимы с большей степенью повышения давления энергетически менее эффективны. С этих позиций имеются благоприятные условия для применения холодильных машин с винтовым компрессором в высокотемпературных режимах [52].

Экономичность винтового компрессора при работе на низких давлениях, особенно в условиях вакуума, более высокая. Сказывается влияние малых чисел Рейнольдса. В этой связи актуальной задачей является разработка надежных долговечных концевых уплотнений валов сальниковых компрессоров.

Одним из направлений повышения эффективности холодильных машин с винтовым компрессором является также совершенствование конструкции компрессора и его рабочего процесса. Основными недостатками существующих конструкций являются:

- депрессия на стороне нагнетания достигает значительного уровня, что вынуждает увеличивать окно нагнетания, уменьшая тем самым геометрическую степень сжатия. Что, в свою очередь, приводит к увеличению работы сжатия из-за несоответствия давлений внутреннего сжатия и нагнетания.
- Большой угловой шаг, особенно у ведущего винта, увеличивает перепад давлений между соседними парными полостями. При этом возрастают встречный поток газа через осевую негерметичность, а также перетечки его через гребни зубьев. Впрыск жидкости в

полость или подача более холодного пара происходят при значительном росте перепада давлений и недостаточно интенсивном распылении жидкости.

- Сжатие пара в полостях ведущего и ведомого винтов начинается одновременно и происходит с различной интенсивностью, что приводит к встречным течениям газа внутри самой парной полости и интенсивному вихреобразованию.
- Значительный перепад давлений увеличивает колебание крутящего момента, особенно на валу ведущего винта, а также способствует росту шума.
- Удар потока пара в торцы зубьев винтов при входе его в полости увеличивает депрессию на стороне всасывания, вызывает образование вихрей и дополнительный подогрев всасываемого пара.
- Нарезание винтов большого диаметра, особенно ведущего винта, сопряжено со значительными трудностями ввиду большого периметра впадины ротора и протяженной линии резания.

Вышеуказанные недостатки обусловлены в основном конструктивными параметрами винтов и характерны для ВКМ с малым количеством зубьев и малым передаточным отношением, небольшим углом наклона зубьев роторов. Такие конструктивные параметры снижают объёмный коэффициент подачи компрессора и повышают уровень шума компрессора.

Несмотря на то, что винтовые компрессоры имеют более низкие уровни шума и вибрации чем поршневые, задача по снижению уровня шума и вибрации по-прежнему актуальна. Хорошо известно, что масло впрыскиваемое в рабочую полость ВКМ снижает шум в компрессоре. Соответственно, любое снижение расхода масла и замена его на менее вязкую жидкость увеличит уровень шума производимый ВКМ. Также, снизить уровень шума от ВКМ позволяет поддержание относительно большого крутящего момента на ВМ роторе, что предотвращает его

проворачивание во время сжатия. Таким образом, это позволяет обеспечить линию контакта только одной парой поверхностей в течение всего цикла. Но большие крутящие моменты на ВМ роторе вызывают значительные усилия, что приводит к снижению объемного и механического КПД компрессора. Для снижения уровня шума может быть полезен впрыск хладагента, который имеет более низкую вязкость чем масло, которое впрыскивается в ВКМ [66].

Надежность работы и высокая эффективность ВКМ в том числе определяется технологией изготовления роторов, а также точностью режущего и измерительного инструмента [2, 53]. Наиболее распространена нарезка зубьев роторов дисковыми фасонными фрезами. Таким образом, совершенствование технологии изготовления роторов винтовых компрессоров и совершенствование методики профилирования инструмента для создания дисковых и концевых фрез при изготовлении роторов является насущной задачей снижения себестоимости изготовления ВКМ в целом. Необходимо проектировать фрезы, которые позволят нарезать требуемые винтовые поверхности в точном соответствии с их математической моделью [62-64].

Системы автоматизированного проектирования (САПР) отличаются от обычного проектирования широким использованием вычислительной техники, что позволяет, в частности, принять лучшее техническое решение путем проведения на ЭВМ оптимизационных расчетов. В настоящее время при проектировании винтовых компрессора используют ряд математических моделей, различающихся сложностью и точностью. Применение пакетов прикладных программ SolidWorks, Unigraphics и других позволяет увеличить точность расчета выходных параметров [67]. На следующем рисунке представлен один из этапов трехмерного моделирования экспериментального винтового маслозаполненного компрессора.

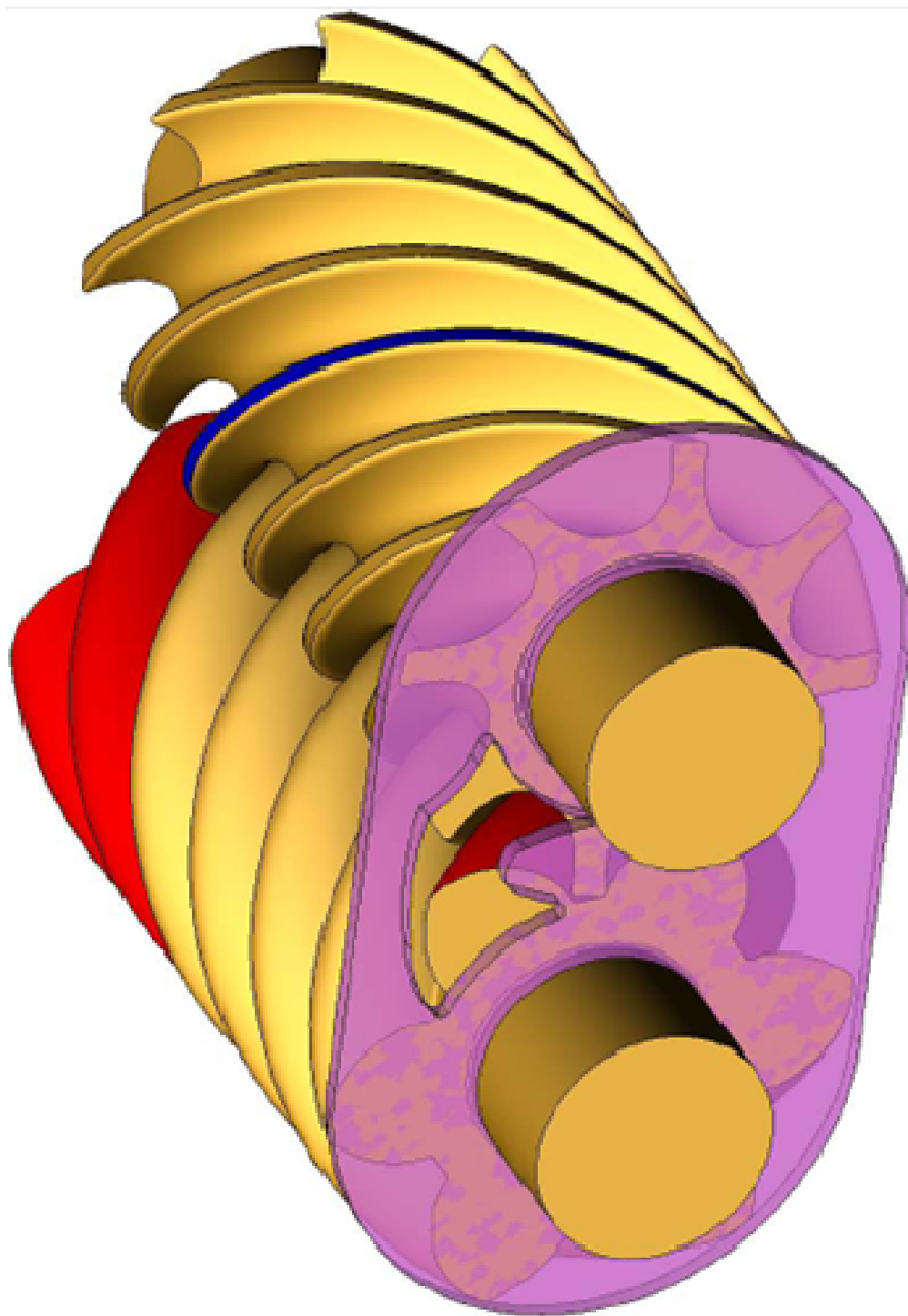


Рис. 1.5. Ведущий, ведомый роторы и окно нагнетания экспериментального компрессора.

### 1.2.2 Особенности построения рабочих органов винтовых маслозаполненных компрессоров

Винтовые компрессоры, как и поршневые, являются компрессорами объемного принципа действия, повышение давления в которых происходит за счет уменьшения объема. При сжатии рабочего вещества в ВКМ функцию цилиндров выполняют парные полости (впадины и полости между зубьями винтов), ограниченные стенками корпуса (в цилиндрические расточки, которого помещены роторы), а роль поршней – зубья роторов. Рабочими органами ВКМ являются ведомый и ведущий роторы с винтовой нарезкой специального профиля, окно всасывания, окно нагнетания, внутренние поверхности корпуса компрессора.

Роторы ВКМ (их полости и зубья) и корпус образуют при отсутствии зазоров изолированные, препятствующие массообмену объемы. Герметичным, в теории, называется зацепление винтов при котором образуются изолированные друг от друга полости. А наличие или отсутствие теоретической герметичности, в свою очередь, зависит от особенностей профилей, по которым очерчены зубья винтов [11].

Теория профилирования, в том числе, основывается на исследованиях, описанных в работах Леонардо Эйлера [112] по теории зубчатого зацепления. Теория была развита в современных трудах Литвина Ф.Л. [93, 104-109], Колчина Н.И. [110-111] и Кетова Х.Ф. [113 – 114]. Николай Иоасафович Колчин считается одним из основоположников отечественной школы зубчатых зацеплений, получившей мировое признание и гордящейся своими теоретическими и практическими реализациями в зуборезном производстве и проектировании зуборезных станков. Работами Кетова Х.Ф. и Колчина Н.И. в тридцатые годы 20-ого века были заложены основы современного анализа и синтеза зубчатых зацеплений. Одной из первых работ в данном направлении явился совместный труд Колчина Н.И. и Болдырева В.В.: «Аналитическая



теория современных зацеплений конических колес» (1937). Ее выходу предшествовал ряд статей и докладов, подготовленных Колчиным Н.И. Продолжая, развивать это направление, он написал монографию «Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений» (1949). Именно после выхода этой книги начинается интенсивная работа ряда специалистов в области аналитической теории зацеплений, формируется школа, яркими представителями которой являются профессора: Литвин Ф.Л., Кудрявцев В.Н., Гинзбург Е.Г., Гуляев К.И., Ерихов М.Л., Писманик К.М., Шульц В.В. и др. Работы представителей этой школы составляют золотой фонд достижений не только отечественной, но и мировой науки. Ранние работы Ф.Л. Литвина посвящены анализу зацеплений в винтовых передачах, затем он интенсивно занимался анализом и синтезом зацеплений в передачах с некруглыми колесами. Известность среди исследователей и специалистов принесло ему опубликование монографий: "Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий" и "Некруглые зубчатые колеса" (1956 год). Также, заслугой Ф.Л. Литвина следует считать его работы по общей теории зубчатых зацеплений, в которых ему удалось предугадать тенденции развития аналитической теории зацеплений и создать методы анализа и синтеза, адекватные возможностям современной вычислительной техники. Наиболее полное отражение эти работы нашли во втором, переработанном и расширенном издании монографии "Теория зубчатых зацеплений" (1968 год). Данное издание до сих пор сохранило свою актуальность в качестве научного пособия методов и результатов исследований.

Множество профилей роторов ВКМ, применяемых в холодильных машинах и тепловых насосах, можно разделить на две основные группы – с симметричным и ассиметричным профилем зуба. Наибольшее распространение получили следующие типы профилей:

- Симметричные циклоидальные профили, полученные с помощью набора кривых, представляющих собой обычные, удлинённые или укороченные эпициклоиды и гипоциклоиды.
- Асимметричные профили СКБК [53].
- Асимметричные профили, предложенные Лисхольмом [57, 84].
- Эллиптические профили, предложенные Сакуном И.А. [11].
- Окружные профили, предложенные Нильсоном [56, 85].
- Асимметричные профили фирмы SRM [7, 54].
- Другие профили специфической формы, построенные из отдельных дуговых сегментов, циклоидальных и других кривых, или имеющие участки, построенные по эвольвенте [86-89].

К симметричным относятся окружные и эллиптические профили. Недостатком ВКМ с роторами, имеющими симметричный профиль, является малое давление нагнетания, вследствие ограничения по частоте вращения ротора. Применение роторов ВКМ с асимметричным профилем позволяет при той же частоте вращения достигать более высокой степени сжатия и более высокого КПД.

Многие вопросы по совершенствованию профилей винтов решаются путем нахождения оптимального варианта среди целого ряда каких-либо профилей одного вида или комбинируя их из различных типов. Существуют сравнительные оценки различных типов профилей, рекомендации по улучшению их геометрических параметров, созданы специальные методики для расчета винтов и инструмента, разработаны унифицированные ряды геометрически подобных профилей винтов. В итоге это позволяет существенно ускорить проектирование винтовых компрессоров, так как некоторые расчетные параметры, такие как коэффициенты полезного действия, коэффициенты подачи, а зачастую даже и мощность привода вновь разрабатываемых компрессорных машин, зачастую не определяются, а задаются по результатам испытаний аналогичных машин.

На данный момент хорошо исследованы симметричные циклоидальные профили, полученные с помощью кривых типа эпициклоид и гипоциклоид, окружные, эллиптические и целое семейство различного вида асимметричных профилей. Асимметричные профили обычно составляют из нескольких участков уже известных профилей, из отдельных дуговых сегментов, кривых, построенных по эвольвенте или по расчетным формулам. Многие вопросы по совершенствованию профилей винтов решаются путем нахождения оптимального варианта среди целого ряда профилей одного вида или комбинируя их из различных типов, используя наиболее рационально их положительные свойства в рабочем диапазоне работы компрессора.

Существуют сравнительные оценки различных типов профилей зубьев роторов [53], рекомендации по улучшению их геометрических параметров [90]. Однако если проанализировать соответствующие графики зависимостей основных геометрических характеристик винтовой части роторов с различными профилями и при различных отношениях ширины зуба к его высоте [53, 90], то окажется, что во многих случаях, в процентном соотношении, выгода от использования какого-то одного профиля по сравнению с другим может оказаться незначительной. В настоящее время сложилось мнение о том, что возможности симметричного профиля для улучшения КПД компрессора ограничены и для этих целей лучше применять асимметричный, в дальнейшем совершенствуя его форму, изменяя геометрическую конфигурацию щелей, длину линии контакта зубьев, площадь треугольной щели и защемленный объем. Тогда выбор оптимального профиля производится из набора созданных таким образом профилей путем сравнения КПД, получаемых после термодинамического расчета компрессора. При таком подходе не учитывается тот факт, что компрессор часто работает в довольно широком диапазоне режимов работы, и поэтому лучший профиль, выбранный таким способом, может оказаться уже не самым оптимальным. На подобии того, как циклоидальные профили точечного зацепления обеспечивают полную осевую герметичность, но

имеют недостатки в виде заземленного объема и увеличенной длины линии контакта по сравнению с цевочным профилем, который не имеет такой герметичности [63]. Но в то же время именно из-за наличия осевой негерметичности цевочный профиль может обеспечить более высокие значения холодильного и отопительного коэффициентов парокомпрессорной установки в целом на ряде режимов в случае, если компрессор будет работать в относительно широком диапазоне изменения степени сжатия [11].

Разработчиками холодильных винтовых компрессоров и фирмами, их производящими, большое внимание уделяется изысканию более эффективного профиля винтов. В настоящее время при разработке холодильных винтовых компрессоров используют профили, которые наиболее эффективны в конкретных условиях эксплуатации. Поэтому перспективным направлением является разработка маслозаполненных винтовых компрессоров малой производительности с новым, более эффективным профилем зубьев винтов и иным, отличным от типоразмерного ряда, соотношением числа зубьев на ведущем и ведомом винтах.

В ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе» был спроектирован и изготовлен опытный образец маслозаполненного винтового компрессора малой производительности с новым профилем зубьев и соотношением числа зубьев 6/8. Привод компрессора осуществляется за ведомый (восьмизаходный) ротор.

Кривые, описывающие профиль винтов приведены в [91-92]. Целью изобретения было повышение экономичности и нагрузочной способности путем увеличения длины пути дросселирования по вершине зуба ротора с меньшим числом заходов и увеличения угла давления с одновременным уменьшением относительной длины линии контактов. В зубчатом зацеплении экспериментального винтового компрессора, содержащего два параллельно расположенных с взаимооггибаемыми винтовыми поверхностями ротора с большим и меньшим числом заходов, каждый из которых в торцевом сечении имеет профиль зуба, асимметричный

относительно прямой, проходящей через вершину зуба и центр вращения ротора, часть профиля с меньшим числом заходов со стороны низкого давления от окружности выступов до начальной окружности образована последовательно расположенными от вершины зуба к его основанию сопряженными кривыми.

Благодаря использованию отношения числа зубьев  $6/8$  по сравнению с  $4/6$  можно полагать, что увеличится внутренняя степень повышения давления, что повысит КПД компрессора; уменьшится перепад давлений между соседними парными полостями, что позволит снизить протечки; за счет увеличения числа зубьев, отделяющих окно всасывания от окна нагнетания возрастет лабиринтный эффект; приблизятся давления в полостях ВЩ и ВМ винтов в процессе сжатия; увеличится окружная скорость ВМ винта, что приведет к сокращению периодов сжатия и выталкивания и снижению относительных потерь в полостях ВМ винта; увеличится доля пара сжатого в ВМ винте с большей эффективностью, уменьшится колебание крутящего момента на роторах компрессора. За счет уменьшения относительной высоты зубьев несколько возрастет диаметральный габарит компрессора, но увеличится жесткость роторов.

Выполнение профиля по указанным в патенте кривым позволяет с ростом сопротивления по вершине гребня ротора с меньшим числом заходов и увеличением нагрузочной способности одновременно уменьшить относительную длину линии контакта, что повышает КПД компрессора. То обстоятельство, что угол закрутки в предложенном профиле больше предельного снижает потери давления в окне нагнетания и приводит к увеличению КПД.

### 1.2.3 Влияние впрыска хладагента или масла на объемные и энергетические характеристики винтовых компрессоров

Винтовые компрессоры имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами компрессоров объемного принципа действия. Одним из таких преимуществ является возможность впрыска жидкости в рабочие полости [3, 66] в виде капель масла, жидкого хладагента или двухфазной смеси с сжимаемым паром.

Благодаря маслу, впрыскиваемому в компрессор, уплотняются зазоры между рабочими органами, отводится теплота сжатия, смазываются пары трения и снижается уровень шума [9]. Впрыск масла допускает взаимное касание рабочих органов, что повышает объемную эффективность ВКМ. В работах Канышева Г.А. и др. [4, 94-95] показано влияние масла, его свойств и свойств фреоно-масляного раствора на объемные и энергетические характеристики холодильного ВКМ. Исследованы объемные потери (снижение коэффициента подачи), вызванные утечками, а также потоками балластного фреона и масла, которые зависят от кинематической вязкости, плотности, теплоемкости и концентрации фреоно-масляного раствора. Предложен метод расчета мощности и КПД хладоновых ВКМ с учетом свойств масел и сопоставлены расчетные и экспериментальные КПД. Но сложность расчета коэффициента подачи холодильного ВКМ из-за отсутствия достаточной информации о свойствах масел и растворов рабочее вещество-масло [102-103] приводит к необходимости получения экспериментальных данных [83].

Коллективом авторов была создана математическая модель для расчета объемных и энергетических характеристик ВКМ [96-97]. Математическая модель учитывает массовый расход масла, температуру масла перед впрыском в компрессор, размер капель масла, место и угол, под

которым масло впрыскивается в полость сжатия, скорость масляных капель и время нахождения масла в рабочем объеме. Авторами был разработан стенд и было проведено экспериментальное исследование для определения влияния впрыска масла на рабочие процессы ВКМ. Производительность компрессора была определена благодаря измерению всех важных параметров, влияющих на объемные характеристики: степени сжатия, мощности, КПД, удельной мощности. Также измерялись мгновенные давления и температуры, в нескольких местах рабочего объема, для построения индикаторной диаграммы. В дополнение к информации о влиянии характеристик масла на производительность компрессора, собранные экспериментальные данные позволили проверить, уточнить и дополнить математическую модель, которая впоследствии была использована для компьютерного моделирования двух различных масляных систем ВКМ. Полученные экспериментальные данные и применение математической модели помогли изменить систему впрыска масла и добиться снижения энергопотребления на 7 %. Стоит отметить, что несмотря на масштабность и высокую цитируемость работы, в ней есть один существенный недостаток – эксперимент был проведен на воздухе в качестве рабочего вещества.

Яном Флемингом и др. [98-99] предложена математическая модель рабочего процесса ВКМ. Авторы используют геометрическую модель, разработанную Тангом [100, 115-116], которая учитывает основные параметры ВКМ в зависимости от угла поворота ведущего винта. При этом в модели учтены: внутренние утечки, теплообмен между газообразным хладагентом и маслом, дросселирующийся в полость сжатия хладагент, хладагент дросселирующийся из масла впрыскиваемого в полость сжатия, хладагент дросселирующийся из масла, идущего на подшипники и т.д. В работе показано, что жидкий хладагент, впрыскиваемый непосредственно в полость сжатия будет оказывать воздействие на газ в зависимости от: распыления впрыскиваемой жидкости, диффузии распыленных частиц жидкого хладагента, скорости распыляемых частиц, температуры и давления

рабочего вещества в полости сжатия, температуры впрыскиваемой жидкости. Несомненным преимуществом данной математической модели и компьютерной программы на ее основе является возможность в качестве отдельного блока подключения подпрограммы, которая содержит уравнения состояния и таблицы свойств воздуха, R12, R134a, R22, R717 и широкий спектр газов одно или многокомпонентных смесей из программы REFPROP 5.10 [117]. Недостатком же следует признать, что кстати признали и авторы, отсутствие описания поведения смеси рабочего вещества с маслом при протечках и теплообмен в полости сжатия между рабочим веществом и маслом.

При работе теплового насоса, использующего воздух в виде источника низкопотенциальной теплоты, при постоянной скорости его теплопроизводительность в регионах с холодным климатом значительно снижается. Что может вызвать большое расхождение между тепловой нагрузкой и производительностью теплонасосной системы. Таким образом, тепловой насос с частотным электродвигателем может обеспечить дополнительную теплопроизводительность при низких температурах окружающей среды, при увеличении частоты вращения электродвигателя, а соответственно, массового расхода хладагента. Как правило, при повышении частоты вращения в холодное время года, возрастает и степень сжатия вследствие понижения давления всасывания и повышения температуры нагнетания. Однако работа компрессора при чрезмерных отношениях давлений приведет к повышенным температурам нагнетания, что вызовет химическую нестабильность хладагента и масла [3] или механическому разрушению отдельных деталей компрессора. Поэтому при работе в области повышенных частот вращения необходимо контролировать температуру нагнетания. Для контроля и поддержания температуры нагнетания на безопасном уровне в ряде работ предлагается впрыскивать жидкий хладагент в полость сжатия [118-120]. В работе Корейских ученых [121] экспериментально была измерена производительность спирального



компрессора с впрыском жидкого хладагента на разных частотах вращения, при различном давлении впрыскиваемой жидкости и при разных местах впрыска. Влияние впрыска жидкости и места впрыска представлены как зависимости от рабочих параметров компрессора и в сравнение с параметрами компрессора без впрыска. Было отмечено, что впрыск жидкости при высокой частоте вращения повышает производительность и надежность компрессора, а впрыск при низкой частоте вращения имеет отрицательное влияние.

Впрыск или подсос сухого пара хладагента в полость сжатия ВКМ при промежуточном давлении в схемах с экономайзером используются для увеличения удельной холодопроизводительности при одной или нескольких температурах кипения. Однако, холодильный коэффициент таких систем не всегда повышается вследствие нежелательного повышения потребляемой мощности [122]. Авторы из КНР [123-125] провели исследование влияния подсоса хладагента промежуточного давления из экономайзера на производительность ВКМ посредством изучения индикаторных диаграмм. Для получения индикаторных диаграмм был создан экспериментальный стенд с R22 в качестве хладагента, полугерметичный винтовой маслозаполненный компрессор с известными геометрическими характеристиками был преобразован в сальниковый, а в паз ведомого ротора на стороне нагнетания компрессора был установлен датчик давления для измерения давления в полости сжатия и получения индикаторной диаграммы. В результате было показано, что в ВКМ с экономайзером в течение почти всего процесса сжатия наблюдается более высокое давление чем в компрессоре без экономайзера, что приводит к увеличению индикаторной мощности.

Авторами из DUNHAM-BUSH Co. создана математическая модель ВКМ для моделирования холодильных машин с винтовым компрессором [101]. На оригинальном, промышленном стенде, работающем по схеме «газовое кольцо» были испытаны образцы ВКМ, объемной

производительностью от 664 до 1200 м<sup>3</sup>/час. Конструкцией компрессоров предусмотрены золотниковый регулятор производительности и промежуточный отбор пара (схема с экономайзером). Авторами показано, что модель имеет хорошую сходимость с экспериментальными данными, но рабочие процессы ВКМ в данной работе освещены довольно-таки поверхностно.

#### 1.2.4 Исследования протечек в рабочем процессе винтовых компрессоров

Отечественная теория конструирования, расчета и проектирования винтовых компрессоров наиболее полно впервые раскрыта в работе [11]. Вопросам теории и конструирования винтовых компрессоров [2, 11, 53, 90, 126-129] посвящены работы отечественных и зарубежных авторов.

Вследствие того, что зазоры между винтами и винтами, и корпусом не могут быть нулевыми, а зацепление винтов не обеспечивает герметичность между областями нагнетания и всасывания и между парными полостями, то в рабочем процессе ВКМ возникают протечки рабочего вещества. Таким образом, наличие протечек оказывает существенное влияние на значение коэффициента подачи, а значит их необходимо учитывать при расчете рабочего процесса ВКМ.

В настоящее время хорошо известны работы Зотова Н.М. [130-131] и Секуновой О.Н. [132] в которых изучено движение воздуха и водяного пара в плоских и кольцевых каналах. Однако, особенности взаимодействия хладагентов с маслом и отличные от описанных каналов щели в ВКМ не позволяют корректно использовать предложенные методики.

К недостаткам работ Захаренко С.Е. [133-134] нужно отнести использование автором формул, апробированных для воздуха и отсутствие расчетов по предложенным зависимостям компрессоров паровых холодильных машин и винтовых компрессоров. В то же время автор исследуя протечки через щели различной формы коловратных компрессоров предложил интересную формулировку расчета расхода газа через щели используя зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса.

В работе, предложенной Гинсбургом И.П. [135] используются зависимости для расчета ламинарного течения газа в подвижной щели методом интегральных соотношений, но для расчета протечек в винтовом компрессоре применение такого математического аппарата затруднительно вследствие его громоздкости.

В работах Пронина В.А. [5, 136] разработаны две математические модели расчета расхода компримируемой среды через щели однороторного винтового компрессора с учетом подвижности их стенок. Использовались уравнения неразрывности, движения и сохранения энергии. При решении задачи считалось, что высота щелей мала по сравнению с их глубиной, а течение среды - ламинарное. Однако предложенная математическая модель предложена для однороторного винтового компрессора и не может без изменений приложена для расчета протечек в двухроторном винтовом компрессоре.

В работе Верного А.Л. [137] приведен метод расчета протечек смеси воздуха и масла - псевдопара, а также смеси гелия и масла через щели ВКМ. В работе не учитывается возможность течения фреоно-масляной смеси, которая характерна для рабочего процесса паровой холодильной машины на базе ВКМ.

## ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В ВИНТОВЫХ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ КОМПРЕССОРАХ

### 2.1 Классификация щелей, образуемых в рабочем пространстве винтового маслозаполненного компрессора

В винтовых маслозаполненных компрессорах, также, как и в других компрессорах объемного принципа действия различают протечки внешние и внутренние.

Протечки через концевые уплотнения (сальники) вала ротора, в виде утечек рабочего вещества или подсоса атмосферного воздуха называются внешними.

Протечки рабочего вещества через зазоры между деталями в рабочем пространстве ВКМ со стороны нагнетания на сторону всасывания называются внутренними протечками, а зазоры – щелями.

Причем, внутренние протечки в ВКМ подразделяются на два вида:

1. протечки рабочего вещества в момент всасывания, которые называются утечками и влияющие в основном на коэффициент подачи, а в меньшей степени на эффективный КПД и мощность двигателя. Утечки происходят из полостей с повышенным давлением в полости всасывания, в полости, соединенные в этот момент с камерой всасывания. Заполнение полости всасывания рабочим веществом утечек ведет к уменьшению объема, вновь поступающего (всасываемого) рабочего вещества. Температура пара рабочего вещества утечек более высокая чем температура вновь всасываемого пара, что приводит к повышению температуры и снижению плотности газовой смеси находящейся в полости всасывания. Соответственно масса пара вновь всасываемого рабочего вещества уменьшается.

2. протечки рабочего вещества в момент сжатия, которые называются перетечками и влияющие в основном на эффективный КПД и мощность двигателя, а на коэффициент подачи незначительно. Перетечки происходят в те полости, которые уже изолированы от камеры всасывания, в ту полость, которая уже прошла окно всасывания. Перетечки увеличивают утечки пара рабочего вещества, меняют массу пара, находящегося в изолированной полости, так же, как и утечки из этих полостей.

В ВКМ роль внутренних уплотнителей играют уплотняющие кромки по линиям контакта винтов, а также те части винтов, которые охватываются корпусом – по гребням зубьев и по торцу.

Уплотняющие кромки принято классифицировать по типу щелей, которые они образуют с соответствующей поверхностью.

Щели первого типа (рис. 2.1) – щели с плавно сходящимися и затем расходящимися стенками. Стенки могут иметь кривизну одного знака или разных; радиусы – близкие по абсолютному размеру или значительно различающиеся. К такому типу щелей относятся:

1. щели по линиям контакта;

для двустороннего профиля характерны щели, показанные на рисунке (2.1, а и б);

для окружного симметричного профиля – на рисунке (2.1, в);

щель на рисунке 2.1, г, характерна для винтов с любым профилем;

2. щель между вершиной зуба ведущего винта с симметричным профилем и корпусом (рис. 2.1, а).

Щели второго типа – щели с изломом одной стенки (под острым или тупым углами) между острием и поверхностью, или между узкой полоской и поверхностью. К этому типу щелей относятся:

1. щели по линиям контакта; для одностороннего асимметричного корригированного профиля характерна щель, показанная на рисунке (2.1, ж и з);
2. щель между вершиной зуба ведущего винта с асимметричным профилем и корпусом (рис. 2.1, е).

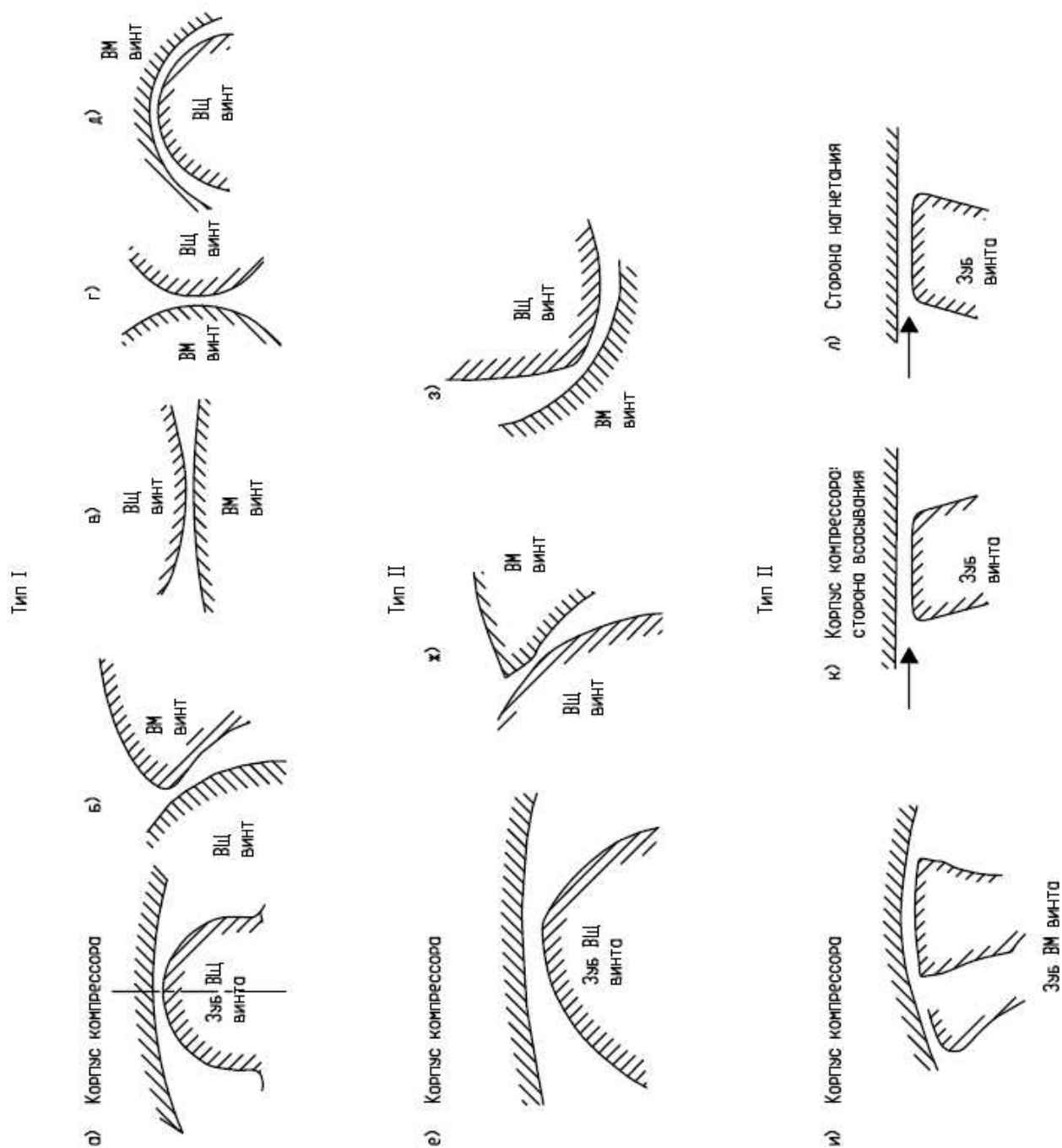


Рисунок 2.1 – Классификация щелей.

Щели третьего типа – щели с эквидистантными стенками с большим путем дросселирования. К этому типу щелей относятся щели между торцами винтов и корпусом, а также между корпусом и вершиной зуба ведущего винта.

У каждого типа щелей свои потери давления на входе и выходе и свое сопротивление.

В винтовом маслозаполненном компрессоре представлены различные формы щелей, которые условно обобщены к трем типам, с переменным сечением и глубиной щели.



## 2.2 Оценка влияния различных типов щелей на коэффициент подачи

### винтового маслозаполненного компрессора

Характерной особенностью ВКМ работающих на хладагентах является наличие значительного количества масла в рабочих полостях, которое, в том числе, необходимо для уплотнения зазоров и снижения объемных потерь.

Влияние различных объемных потерь на производительность ВКМ оценивается коэффициентом подачи:

$$\lambda = 1 - \Delta\lambda_y - \Delta\lambda_6 - \Delta\lambda_w - \Delta\lambda_m - \Delta\lambda_{вс},$$

где  $\Delta\lambda_y$  – объемные потери при утечках рабочего вещества через зазоры в полости винтов;

$\Delta\lambda_6$  – объемные потери при заполнении полости балластным рабочим веществом;

$\Delta\lambda_w$  – объемные потери вследствие подогрева рабочего вещества называются коэффициентом подогрева;

$\Delta\lambda_m$  – объемные потери от масла, которое поступает в полости винтов и занимает часть объема;

$\Delta\lambda_{вс}$  – объемные потери вследствие сопротивления во всасывающем тракте и окне всасывания.

Теоретические и экспериментальные исследования [4, 11] показывают, что основными видами объемных потерь являются потери, которые связаны с утечками и балластным рабочим веществом. Причем потери через утечки значительно превосходят балластные потери.

При этом, при расчете протечек в ВКМ зачастую предполагают, что течение рабочего вещества в компрессоре стационарно, а стенки, которые ограничивают щели неподвижны [130-132]. И.П. Гинзбург [135] исследовал

ламинарное течение вязкого газа в подвижной щели и установил, что подвижность стенок оказывает существенное влияние на расход газа.

В большей части щелей ВКМ – по линиям контакта 1-2, 1-5, 3-4, 5-4 (см. рис. 2.2) – имеет место встречное движение стенок и рабочего вещества, а стенки на линии контакта 2-3 и с торца нагнетания имеют попутное движение. Нужно отметить, что при совпадении векторов скоростей протечки увеличиваются, а значит требуют учета, что и было сделано в предложенной математической модели.

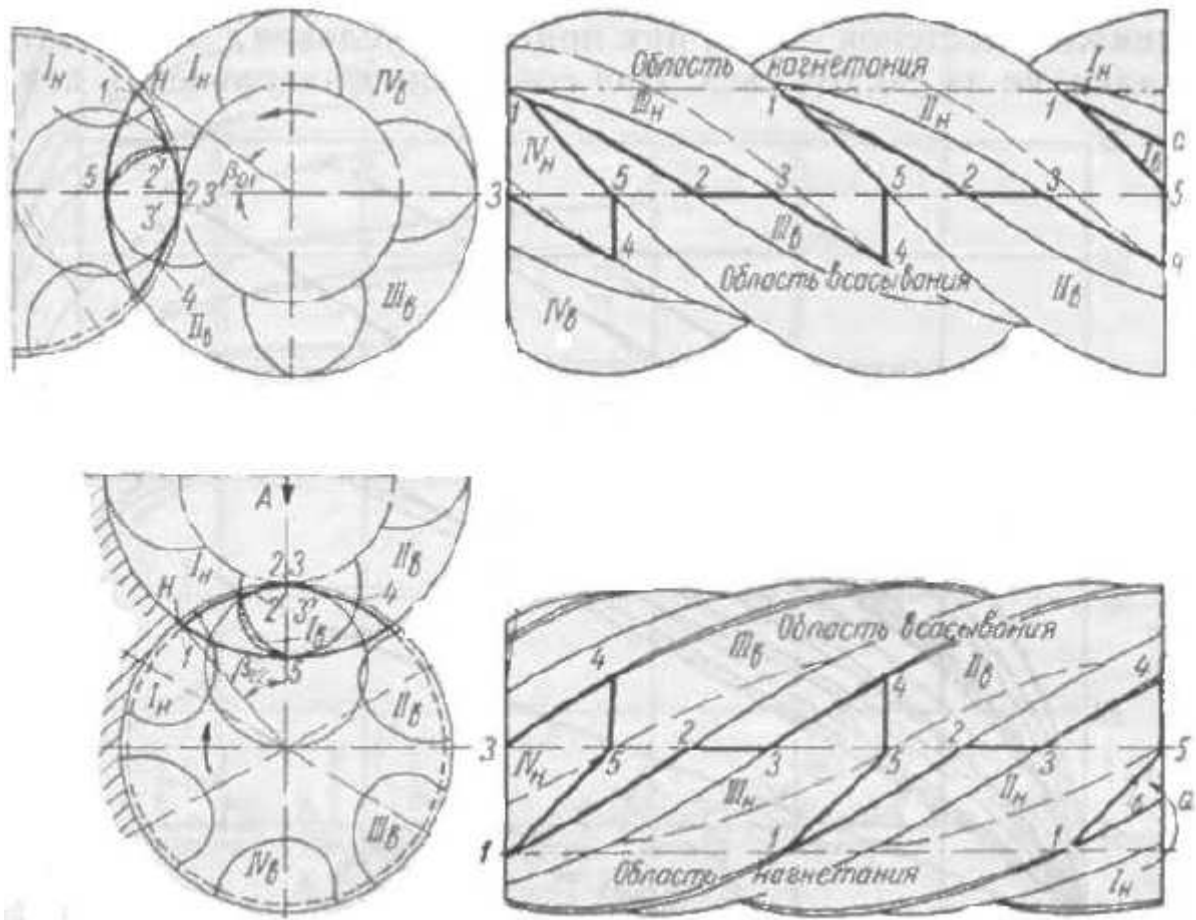


Рисунок 2.2. Линии контакта щелей.

## 2.3 Исходная система основных уравнений, учитывающая взаимное движение поверхностей щели

При вращении роторов винтового маслозаполненного компрессора изменяются параметры щелей и векторы скоростей взаимного движения поверхностей их образующих. Таким образом движение сжимаемого рабочего вещества через такие зазоры следует считать нестационарным.

Течение рабочего вещества во всех рассматриваемых щелях будем считать ламинарным. Характерную для каждого зазора высоту  $\delta_i$  будем считать малой по сравнению с его глубиной  $l$ . Также считаем малым комплекс  $(\delta_i / l) \text{Re}$ .

Теплообменом потока рабочего вещества с ограничивающими его твердыми поверхностями пренебрегаем.

Для упрощения рассмотрим движение сжимаемой среды по отношению к зубьям ВЩ винта, что позволит упростить граничные условия на поверхностях зубьев и выявить влияние вращения зубьев ВЩ винта на течение в щелях. Затем от рассмотрения движения в системе координат, вращающейся вместе с ВЩ винтом, перейдем к новым координатным системам, связанным непосредственно с зубом ВЩ винта или с его поверхностями.

Рассмотрим исходную систему основных уравнений относительного движения. К основным уравнениям, описывающим движение сжимаемой среды через щели, будем относить уравнение неразрывности, три уравнения движения и уравнение сохранения энергии.

Цилиндрическая система координат  $r, \theta, z$ , которая вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega_l$  вместе с ведущим (ВЩ) винтом ось  $z$  направлена вдоль оси винта.

Уравнение неразрывности для нестационарного течения сжимаемой сплошной среды [138-140] имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{r \cdot \partial \theta}(\rho W_\theta) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W_z) + \frac{\rho W_r}{r} = 0 \quad (2.1)$$

где  $\rho$  – плотность;

$t$  – время;

$W_r, W_\theta, W_z$  – радиальная, окружная и осевая составляющие относительно скорости потока по отношению к ведомому (ВМ) винту.

Уравнения нестационарного движения сплошной среды во вращающейся с постоянной угловой скоростью  $w_2$  системе цилиндрических координат [135] имеет следующий вид:

$$\frac{dW_r}{dt} + \frac{W_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + w_2^2 r + 2w_2 W_\theta + F_r \quad (2.2)$$

$$\frac{dW_\theta}{dt} + \frac{W_r W_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{r \partial \theta} - 2w_2 W_r + F_\theta \quad (2.3)$$

$$\frac{dW_z}{dt} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} + F_z \quad (2.4)$$

где  $P$  – давление;

$F_r, F_\theta, F_z$  – величины, характеризующие влияние вязкой среды.

Дифференциальный оператор полной производной по времени определяется формулой:

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + W_r \frac{\partial}{\partial r} + W_\theta \frac{\partial}{r \partial \theta} + W_z \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.5),$$

а величины  $F_r, F_\theta, F_z$  – следующими выражениями:

$$F_r = \frac{1}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{r \partial \theta} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\theta\theta}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.6)$$

$$F_\theta = \frac{1}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{r \partial \theta} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} + 2 \frac{\tau_{r\theta}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{r \cdot \partial \theta} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.7)$$

$$F_z = \frac{1}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{r \partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} \right) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.8),$$

где  $\tau_{rr}, \tau_{r\theta}, \tau_{rz}, \tau_{\theta\theta}, \tau_{\theta z}, \tau_{zz}$  – касательные напряжения в потоке;

$\operatorname{div} \vec{W} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(rW_r) + \frac{\partial}{r\partial\theta}W_\theta + \frac{\partial}{\partial z}W_z$ , причем в случае ламинарного движения, касательные напряжения выражаются через динамическую вязкость  $\mu$  и компоненты тензора скорости деформации [140].

Уравнение сохранения энергии может быть записано в форме справедливой для реального газа [140-141] в виде:

$$\rho \frac{di}{dt} = \frac{dP}{dt} + N_{\text{ouc}} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) \quad (2.9),$$

где  $i$  – удельная энтальпия;

$T$  – температура;

$N_{\text{ouc}}$  – мощность сил трения, диссипируемая в теплоту.

Если воспользоваться уравнением неразрывности (2.1) и уравнениями движения (2.2) и (2.4), то уравнение (2.9) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho i^* - P) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(\rho r W_r i^*) + \frac{\partial}{r\partial\theta}(\rho W_\theta i^*) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W_z i^*) = \rho W_r F_r + \rho W_\theta F_\theta + \rho W_z F_z + \\ + \rho W_z w_2^2 r + N_{\text{ouc}} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) \end{aligned} \quad (2.10),$$

где  $i^*$  – полная удельная энтальпия,

$$i^* = i + \frac{1}{2}(W_r^2 + W_\theta^2 + W_z^2) \quad (2.11)$$

Уравнение (2.11) получается после умножения уравнения неразрывности на  $i$  и сложения результата с уравнением (2.9), в котором производные от давления по координатам исключены с помощью уравнений движения.

Для того, чтобы получить полную замкнутую систему уравнений, описывающих нестационарное ламинарное движение сжимаемой сплошной среды к уравнениям (2.1) ÷ (2.4), (2.10) и (2.11) необходимо добавить термическое и калорическое уравнения состояния рассматриваемой среды, а также зависимости, характеризующие  $\mu$  и  $\lambda$  и соответствующие начальные и граничные условия.

Упрощение основных уравнений газовой динамики будем производить, в дальнейшем, применительно к щелям с конкретной геометрией.

## 2.4 Математическое моделирование протечек сжимаемой среды через

зазоры в рабочей части маслозаполненного винтового компрессора

Для упрощения задачи рассмотрим зазоры между винтами, имеющими окружной профиль зуба. Поставленная задача может решаться следующим образом:

Исходная система дифференциальных уравнений гидрогазодинамики в относительном движении во вращающейся системе цилиндрических координат связана с зубом ведущего винта окружного профиля.

Система цилиндрических координат  $r, \varphi, z$  вращается вместе с рассматриваемым зубом окружного профиля. Ось  $OZ$  параллельна оси  $O'Z'$  и проходит через окружности, которой описан центр зуба в радиальной плоскости (рис. 2.3). Расстояние между центром контура зуба и осью вращения винта  $O_1O=Z_1$ .

В случае нестационарного движения сжимаемой сплошной среды уравнение неразрывности в цилиндрической системе координат, имеет вид [136]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\rho W_\varphi)}{\partial \varphi} + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} + \frac{\rho W_r}{r} = 0 \quad (2.12),$$

где  $\rho$  – плотность рабочей среды;

$t$  – время;

$W_r, W_\varphi, W_z$  – радиальная, окружная и осевая компоненты относительной скорости потока по отношению к зубу ВЩ винта.

Дифференциальные уравнения движения сплошной среды в рассматриваемой системе координат будут содержать объемные силы инерции:

$$\vec{F} = w_2^2 \vec{r}' - 2\vec{w}_3 \cdot \vec{W},$$

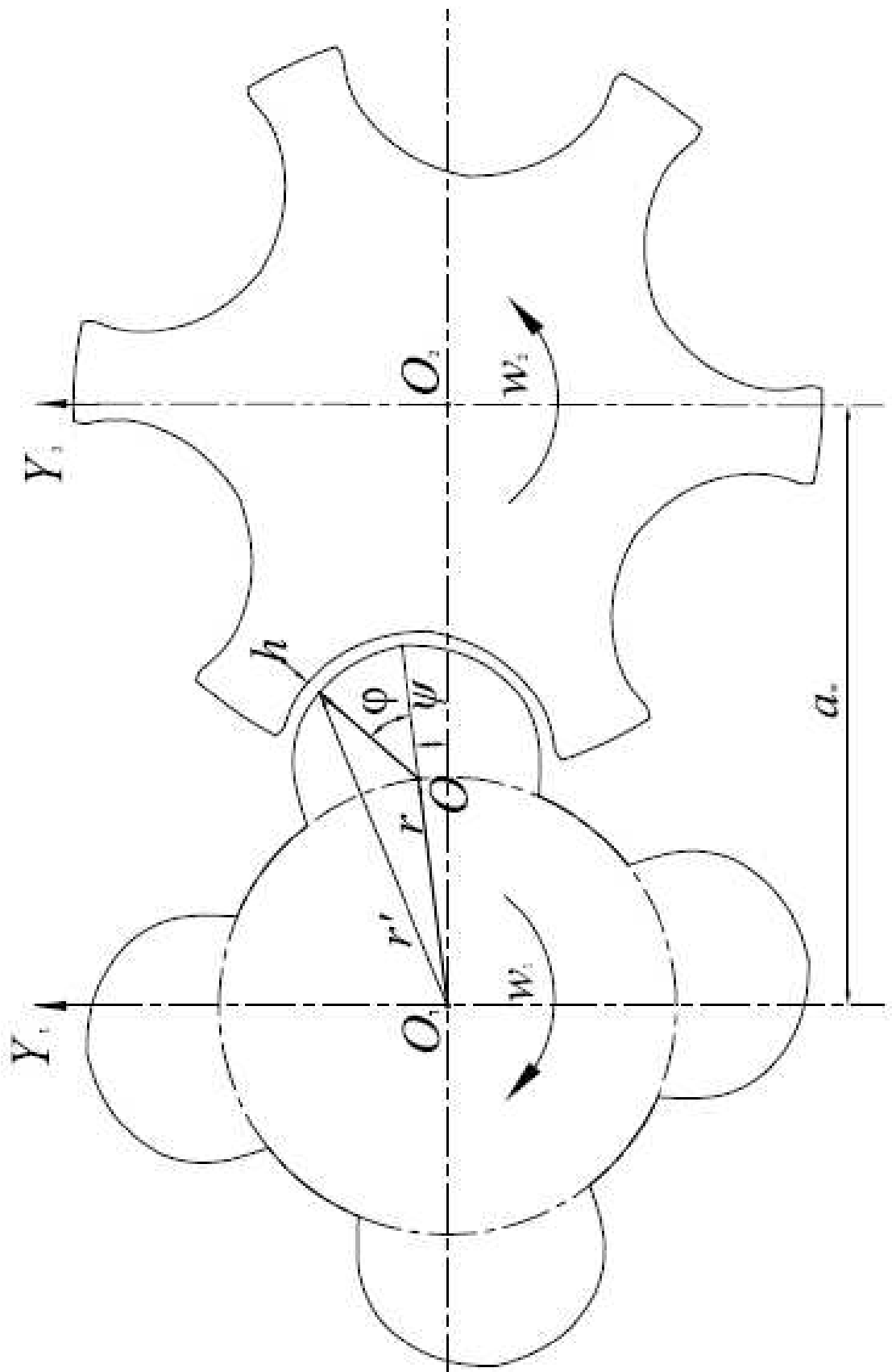


Рисунок 2.3. Зацепление роторов винтового маслозаполненного компрессора в диаметральной плоскости.



причем  $\vec{r}'$  - радиус-вектор, проведенный из оси вращения ВЩ винта в рассматриваемую точку,

$\vec{w}_3$  - вектор угловой скорости винта относительно ВЩ винта,

$\vec{W}$  - относительная скорость сплошной среды.

В соответствии с рис. 2.3,

$$F_r \approx w_3^2(r_3 + r_1 \cos \varphi) + 2 w_3 W_\varphi;$$

$$F_\varphi \approx -w_3^2 r_1 \sin \varphi - 2 w_3 W_r;$$

$$F_z = 0$$

Тогда уравнения ламинарного движения в соответствии с [140] можно записать в виде:

$$\frac{dW_r}{dt} - \frac{W_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + w_3^2(r + r_1 \cos \varphi) + 2 w_3 W_\varphi + \phi_r \quad (2.13)$$

$$\frac{dW_\varphi}{dt} + \frac{W_r W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} - w_3^2 r_1 \sin \varphi - 2 w_3 W_r + \phi_\varphi \quad (2.14)$$

$$\frac{dW_z}{dt} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} + \phi_z \quad (2.15),$$

где  $P$  - давление;

$\phi_r, \phi_\varphi, \phi_z$  - члены уравнений, которые характеризуют влияние вязкости

и которые связаны с касательными напряжениями в потоке соотношениями:

$$\phi_r = \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\varphi\varphi}}{r} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{r \partial r} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.16)$$

$$\phi_\varphi = \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial z} + 2 \frac{\tau_{r\varphi}}{r} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{r \partial \varphi} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.17)$$

$$\phi_z = \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\mu \operatorname{div} \vec{W}) \right] \quad (2.18)$$

в которых  $\mu$  - динамическая вязкость;

$\operatorname{div} \vec{W}$  - дивергенция относительной скорости потока, которая определяется по формуле:

$$\operatorname{div} \vec{W} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r W_r) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial W_z}{\partial z} \quad (2.19)$$

Касательные напряжения связаны с компонентами тензора скоростей деформации,  $\dot{S}_{rr}, \dot{S}_{r\varphi}, \dot{S}_{rz}, \dot{S}_{\varphi\varphi}, \dot{S}_{\varphi z}, \dot{S}_{zz}$ , следующими зависимостями [142]:

$$\begin{aligned} \tau_{rr} &= 2\mu \dot{S}_{rr}; \tau_{rz} = 2\mu \dot{S}_{rz}; \\ \tau_{\varphi z} &= 2\mu \dot{S}_{\varphi z}; \tau_{r\varphi} = 2\mu \dot{S}_{r\varphi}; \\ \tau_{\varphi\varphi} &= 2\mu \dot{S}_{\varphi\varphi}; \tau_{zz} = 2\mu \dot{S}_{zz} \end{aligned}$$

При этом для компонента тензора скоростей деформации справедливы следующие формулы:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{rr} &= \frac{\partial W_r}{\partial r} \\ \dot{S}_{r\varphi} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} - \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial W_r}{r \partial \varphi} \right) \\ \dot{S}_{rz} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial W_z}{\partial r} + \frac{\partial W_r}{\partial z} \right) \\ \dot{S}_{\varphi\varphi} &= \frac{\partial W_\varphi}{r \partial \varphi} + \frac{W_r}{r} \\ \dot{S}_{\varphi z} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial W_z}{r \partial \varphi} + \frac{\partial W_\varphi}{\partial z} \right) \quad (2.20) \\ \dot{S}_{zz} &= \frac{\partial W_z}{\partial z} \end{aligned}$$

Уравнение энергетического баланса может быть записано в следующем виде [143]:

$$\rho \frac{di}{dt} = \frac{dP}{dt} + N_{\text{дис}} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) \quad (2.21),$$

где  $i$  - удельная энтальпия движущейся сплошной среды;

$T$  - температура;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности;

$N_{\text{дис}}$  - мощность сил трения, диссипируемая в теплоту и связанная с компонентами тензора скоростей деформации формулой:

$$N_{ouc} = 4\mu \left( \dot{S}_{r\varphi}^2 + \dot{S}_{\varphi z}^2 + \dot{S}_{rz}^2 \right) + \frac{2}{3}\mu \left[ \left( \dot{S}_{rr} - \dot{S}_{\varphi\varphi} \right)^2 + \left( \dot{S}_{\varphi\varphi} - \dot{S}_{zz} \right)^2 + \left( \dot{S}_{zz} - \dot{S}_{rr} \right)^2 \right] \quad (2.22)$$

Член уравнения (2.21), характеризующий теплопроводность, можно представить в развернутом виде:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda \frac{\partial T}{r \partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\lambda}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.23)$$

В уравнениях (2.13) ÷ (2.15) и (2.21) оператор

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + W_r \frac{\partial}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} + W_z \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.24)$$

Если воспользоваться уравнением неразрывности (2.12) и уравнениями движения (2.13) ÷ (2.15), то уравнение энергетического баланса (2.21) можно записать в ином, более удобном для дальнейших преобразований, виде:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho i^* - P) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r_\varphi W_r i^*) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho W_\varphi i^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho W_z i^*) = \\ & = \rho W_r \phi_r + \rho W_\varphi \phi_\varphi + \rho W_z \phi_z + \rho w_3 [W_r (r + r_1 \cos \varphi) - W_\varphi r \sin \varphi] + \\ & + N_{ouc} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\text{где } i^* = i + \frac{1}{2} (W_r^2 + W_\theta^2 + W_z^2)$$

К системе дифференциальных уравнений гидрогазодинамики необходимо присоединить термическое и калорическое уравнения состояния сплошной среды, зависимости, характеризующие ее вязкость и теплопроводность, а также граничные и начальные условия.

Учитывая сложность дифференциальных уравнений, их необходимо упростить за счет оценки порядка всех их членов в случае течения в узких зазорах, которые имеют место в зацеплении рабочих органов ВКМ.

## 2.5 Вывод упрощенных дифференциальных уравнений для течения в узких зазорах между винтами ВКМ

Для оценки порядка членов дифференциальных уравнений, введем вместо  $r$  новую переменную  $x=r-r_3$ , где  $r_3$  – радиус зуба ведущего винта. Переменная  $x$  изменяется в пределах от 0 до  $h$ , где  $h$  – величина зазора между зубом ВЩ винта и впадиной ВМ винта. Будем полагать, что  $h \ll r_3$ . Тогда вполне допустимо заменить  $r$  на  $r_3$ , а  $dr$  на  $dx$ , т.е. принять, что  $r \approx r_3$ , а  $dr=dx$ .

После ряда преобразований [11] подучим упрощенное уравнение неразрывности в виде:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho W_r) + \frac{\partial(\rho W_\varphi)}{r_3 \partial \varphi} + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.26)$$

При упрощении уравнения движения тензоры скоростей деформации и дивергенцию относительной скорости выражают через безразмерные величины, при этом члены порядка  $\varepsilon$  и  $\varepsilon^2$  не учитываются, вследствие их малости. Исследованиями [5] установлено, что  $\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} = 0$ , т.е. давление практически неизменно по высоте зазора и можно считать, что оно не зависит от  $x$  и  $z$ , тогда

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{w}_z}{\partial x} \right) \quad (2.27)$$

$$\frac{Z U_z}{r_3 U_\varphi} \cdot \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{W}_\varphi}{\partial x} \right) \quad (2.28)$$

Оценка величины диссипации при этом может быть произведена с помощью следующего уравнения:

$$N_{\text{дис}} \approx \frac{\mu_0 U_z^2}{H^2} \mu \left[ \frac{U_\varphi^2}{U_z^2} \left( \frac{\partial \bar{W}_\varphi}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{W}_z}{\partial x} \right)^2 \right]$$

После возвращения к размерной форме величин получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial(\rho W_r)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W_\varphi)}{r_3 \partial \varphi} + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} &= 0 \\
 \frac{\partial P}{\partial x} &= 0 \\
 \frac{\partial P}{r \partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} \right) \\
 \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial W_z}{\partial x} \right) \\
 \frac{\partial(\rho W_r i^*)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W_r i^*)}{r_3 \partial \varphi} + \frac{\partial(\rho W_z i^*)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( W_\varphi \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + W_z \frac{\partial W_z}{\partial x} \right) + \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] \\
 i^* &= i + 0,5(W_\varphi^2 + W_z^2)
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

В случае течения несжимаемой жидкости  $\rho = \rho_0$ , кроме того при невысоких скоростях потока жидкости  $i^* \approx cT$ , где  $c$  - теплоемкость. В случае изовязкостного течения, гидродинамическая задача может быть рассмотрена независимо от уравнения энергетического баланса.

Вследствие того, что подавляющее количество холодильных винтовых компрессоров относится к типу маслозаполненных, то задачу течения компримируемой среды в рабочих зазорах ВКМ будем рассматривать в предположении течения в щелях паромасляной смеси.

Если допустить, что протечки в зазорах рабочей части ВКМ состоят из жидкой фазы, т.е. из масла, которое представляет собой в данных условиях несжимаемую жидкость, то можно предположить, что ее вязкость зависит только от температуры  $T$ . Полагая, что скорости течения масла невелики и пренебрегая теплообменом между рабочей средой и стенками щелей, будем считать, что динамическая вязкость  $\mu$  в щели при каждом положении зуба ВЩ винта, определяется углом  $\psi$  (рис. 2.3) и зависит от температуры  $T$  в полости сжатия. Учитывая малую высоту щелей, течение масла будем считать ламинарным. С учетом вышеизложенного, течение

масла в рабочих зазорах будет определяться системой упрощенных уравнений гидродинамики:

$$\frac{\partial W_r}{\partial x} + \frac{\partial W_\varphi}{r_3 \partial \varphi} + \frac{\partial W_z}{\partial z} = 0 \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial P}{r_3 \partial \varphi} = \mu \frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial x^2} \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 W_z}{\partial x^2} \quad (2.32)$$

В приведенной системе координат  $P$  определяется координатами  $\varphi$  и  $z$ , координатная ось  $OZ$  направлена вдоль оси винта, а координата  $X$  отсчитывается от поверхности зуба винта вдоль радиуса  $r$  (рис. 2.3).

Для определения протечек масла через щель между зубом ВЩ винта и впадиной ВМ винта, проинтегрируем уравнение (2.30) сначала по  $X$  в пределах от 0 до  $h$ , а затем по  $\varphi$  в пределах от  $\varphi'$  до  $\varphi''$ . Углы  $\varphi'$  и  $\varphi''$  связаны с углом поворота ВЩ винта соотношениями:

$$\varphi' = \arccos \left[ \left( 1 - \cos \psi \right) \frac{r_1}{r_3} - \psi \right]$$

$$\varphi'' = \arccos \left[ \left( 1 - \cos \psi \right) \frac{r_1}{r_3} + \psi \right]$$

Зуб ВЩ винта начинает входить в зацепление при  $\cos \psi_1 = 1 - \frac{r_3}{r_1}$  и

выходит из зацепления при  $\cos \psi_2 = 1 - \frac{r_3}{r_1}$ .

После интегрирования получим выражение для определения объемного расхода масла через щель, при положении зуба, определяемом углом  $\psi$ :

$$q = r_3 \int_{\varphi'}^{\varphi''} \left( \int_0^h W_z dx \right) d\varphi \quad (2.33)$$

С учетом градиента давления  $\frac{\partial P}{\partial z}$  в зазоре, выражение (2.33) может быть записано в виде

$$q = -\frac{r_3}{12\mu} \int_{\varphi'}^{\varphi''} \frac{\partial P}{\partial z} h^3 d\varphi + \frac{w_1 r_3}{2} (a - r_1 \cos \psi) \int_{\varphi'}^{\varphi''} h d\varphi - \frac{w_1 r_3^2}{2} \cos(\varphi + \psi) d\varphi \quad (2.34)$$

Перепад давлений  $\Delta P$  между полостями зависит от угла поворота  $\psi$  и определяется выражением:

$$\Delta P = P_1 \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{V(\psi_1)}{(\psi_2)} \right]^{-n} \right\},$$

где  $n$  - показатель политропы процесса сжатия.

$$\text{При этом } T = T_1 - \left[ 1 - \frac{V(\psi_1)}{(\psi_2)} \right]^{1-n},$$

$$\text{а } \mu = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)},$$

где  $\alpha$  - термический коэффициент вязкости масла;

$\mu_0$  - динамическая вязкость масла при температуре  $T_0$ .

Среднюю скорость масла в щели можно определить из выражения:

$$w_{зcp} = \frac{H_2}{12\mu z} \Delta P + \frac{w_1}{2} \left[ (a - r_1 \cos \psi) - 2r_3 \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\Delta \varphi} \right] \quad (2.35)$$

Полная величина протечек масла через щель между зубом ВЩ винта и впадиной ВМ за время на зацепление, т.е. за время поворота ВЩ винта на угол  $(\psi_2 - \psi_1)$ , определяется выражением:

$$Q = \frac{1}{w_1} \int_{\psi_1}^{\psi_2} q d\psi \quad (2.36)$$

Все вышеизложенное предполагало, что через щели ВКМ протекает жидкая фаза (масло). В действительности через щели в рабочей части ВКМ протекает паромасляная смесь. Количество впрыскиваемого масла составляет  $\xi_{\text{м}} \approx 0,012 \div 0,01$  [11] по объему от количества пара при условиях

всасывания. При вращении винтов ВКМ, замкнутые полости уменьшаются в объеме в зависимости от угла поворота  $\psi$ , при этом объемная концентрация жидкой фазы  $\xi_m$  возрастает и ее плотность можно определить из выражения:

$$\rho = \rho_m \xi_m + \rho_n (1 - \xi_m), \quad (2.37)$$

где  $\rho_m$  - плотность масла,

а  $\rho_n$  - плотность пара рабочего вещества

$$\rho_n = \frac{P}{RZT},$$

где  $R$  - газовая постоянная;

$Z$  - коэффициент сжимаемости, который в дальнейшем будем считать величиной постоянной,

$P$  и  $T$  соответственно давление и температура в полости сжатия.

При малом перепаде давления  $\Delta P$ , в щели с коэффициентом сопротивления  $\zeta$ , средняя скорость протечек определится выражением:

$$c_{np} = \sqrt{\frac{2}{\zeta} \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2.38)$$

Проведенные численные эксперименты [5] показали, что протечки аммиачной смеси в зазорах рабочей части ВКМ, по объему в 4,5 раза меньше, чем при течении чистого пара. При значительных перепадах давления в щели, может иметь место критическое истечение, при этом объемный расход компримируемой среды через щель будет зависеть от скорости звука  $a$ , которая в свою очередь определяется объемной концентрацией жидкой фазы в среде [140].

Скорость звука в двухфазной среде, содержащей мелкодисперсную жидкость определится выражением:

$$a = \sqrt{\frac{P}{\rho_m \xi_m (1 - \xi_m)}} \quad (2.39)$$

При протекании компримируемой среды через узкую щель, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от среды к стенкам щели оказывается тем



больше, чем меньше высота щели. Выполненные эксперименты [5] показывают, что в щели происходит интенсивный отвод теплоты от паромасляной смеси, компенсирующий рост температуры вследствие вязкостного трения и приближающий процесс к изотермическому.

При изотермических процессах в щели, с учетом независимости  $P$  от  $x$  получим:

$$G(\psi) = r_3 \int_{\varphi'}^{\varphi''} \left( \rho \int_0^h W_z dx \right) d\varphi \quad (2.40)$$

$$\text{Где } W_z = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} (x^2 - hx) + w_1 \left[ a - r_1 \cos \psi - r_3 \cos(\varphi + \varphi) \right] \frac{x}{n}$$

Для практического использования формулы (2.40) необходимо знать конкретную конфигурацию щели, т.е. зависимость  $h = h(z, \varphi)$ . Полная величина протечек паромасляной смеси между зубом ВЩ винта и впадиной ВМ винта за рабочий цикл определяется выражением:

$$G = \frac{1}{w_1} \int_{\psi_1}^{\psi_2} G(\psi) d\psi \quad (2.41)$$

## 2.6 Методика расчета протечек в рабочей части маслозаполненного винтового компрессора

На базе полученной математической модели была разработана методика расчета протечек.

- 1) Устанавливается дискретность точек по углу поворота ВЩ винта  $\psi$  и угловой координате  $\varphi$  на кромке зуба.
- 2) Цикл интегрирования осуществляется по  $\psi$ , в ходе которого производятся все вычисления, изложенные ранее.
- 3) Определяется объем полости канавки за зубом ВЩ винта, соответствующий объему рабочей полости сжатия при данном положении зуба:

$$V(\psi) = \frac{z_2}{z_1} \int_{\psi}^{\varphi_{\max}} S(\psi) R(\psi) d\psi \quad (2.42)$$

где  $S(\psi)$  - площадь сечения канавки винта, перекрытая зубом,

$R(\psi)$  - расстояние от оси винта до центра тяжести сечения зуба.

Для зуба окружного профиля:

$$S(\psi) = r_3^2 \left( \frac{2\beta - \sin 2\beta}{2} \right) \quad (2.43)$$

$$R(\psi) = R_\beta - r_3 \left( \frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 \beta}{2\beta - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) \quad (2.44)$$

где  $\beta$  - половина центрального угла при зацеплении ВЩ винта с ВМ  
ВИНТОМ:

$$\beta = \arccos \left[ \left( \frac{r_1}{r_3} \right) (1 - \cos \psi) \right] \quad (2.45)$$

- 4) Вычисляются:

перепад давления -  $\Delta P$  между полостями перед и за зубом ВЩ винта;  
плотность паромасляной смеси в полости сжатия  $\rho$ ;

температура смеси  $T$ ,

$$\Delta P = P_{\text{вс}} \left\{ \left[ \frac{V(-\psi_{\text{max}})}{V(\psi)} \right]^n - 1 \right\} \quad (2.46)$$

$$\rho = (\rho_{\text{вс}} + \xi_{\text{м}} \rho_{\text{м}}) \frac{V(-\psi_{\text{max}})}{V(\psi)} \quad (2.47)$$

$$T = T_{\text{вс}} \left[ \frac{V(-\psi_{\text{max}})}{V(\psi)} \right]^{n-1} \quad (2.48)$$

где  $P_{\text{вс}}, \rho_{\text{вс}}, T_{\text{вс}}$  - параметры рабочей среды при всасывании;

$V(-\psi_{\text{max}})$  - полный объем полости сжатия;

$n$  - показатель политропы процесса сжатия в рабочей полости;

$\rho_{\text{м}}$  - плотность масла;

$\xi_{\text{м}}$  - концентрация масла в паромасляной смеси.

5) Производится цикл интегрирования по  $\varphi$ , в ходе которого определяются геометрические и кинематические характеристики щели. Расчет ведется в соответствии с системой координат (рис. 2.3).

При расчетах определяются проекции характерных скоростей относительно зуба ВЩ винта:

$$U_x = w \frac{z_2}{z_1} r_3 \quad (2.49)$$

$$U_z = w_1 [R_1 (1 - \cos \psi) - r_3 \cos \varphi] \quad (2.50)$$

Относительная скорость точки на поверхности винта:

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_z^2} \quad (2.51)$$

Глубина щели  $L$  определяется конфигурацией вершины зуба винта.

Минимальная высота щели равна:

$$h_0 = \Delta r_0 [1 + e \sin(\varphi - \psi)] \quad (2.52)$$

где  $\Delta r_0$  - расстояние между центрами сечений зуба,

$e$  - эксцентриситет.

При расчетах задается численное значение эксцентриситета  $e$  в пределах от 0,1 до 0,9 и расчеты выполняются для ряда значений в этой области.

Значения  $W_0$  - средний расход при фиксированном угле  $\psi$  и различных значениях  $\varphi$  определялись методом хорд, после чего подсчитывался удельный расход по дуге  $d_\varphi$ :

$$q = r_3 h_0 \rho W_0 \quad (2.53)$$

Далее удельный расход суммировался по углу  $\varphi$  и по углу  $\psi$ .

Составляющая коэффициента подачи ВКМ, соответствующая протечкам через рассмотренную щель, определялась выражением:

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\iint q(\varphi, \psi) d\varphi d\psi}{\left[ \rho_{ec} V(-\psi_{\max}) \right]} \quad (2.54)$$

б) После классификации всех характерных щелей в рабочей части винтового компрессора и определения протечек рабочей среды через них на основании изложенной методики, определяется коэффициент подачи  $\lambda$  винтового маслозаполненного компрессора.

## 2.7 Методика расчета моментов осевых сил, действующих на роторы винтового компрессора

При работе винтового маслозаполненного компрессора (ВКМ) на его роторы действуют осевые и радиальные силы, крутящие моменты, а также моменты осевых сил. Абсолютные величины вышеназванных сил и моментов зависят от геометрических параметров винтов, их размеров, а также термодинамических параметров холодильной машины или теплового насоса.

Известные методы расчета усилий в винтовых машинах не учитывают влияние моментов осевых сил на рабочие органы ВКМ, что является существенным недостатком этих методик расчета.

В действительности значения моментов осевых сил могут достигать больших величин и оказывать существенное влияние на опорные реакции винтовых компрессоров.

Анализ сил и моментов, возникающих в винтовом маслозаполненном компрессоре [144] показывает, что особое значение имеет учет моментов осевых сил при разработке конструкций ВКМ, подшипниковые узлы которых требуется разгрузить от действия осевых и радиальных сил.

Таким образом, создание методики расчета моментов осевых сил, действующих на роторы ВКМ, позволит значительно повысить точность силовых расчетов винтовых машин.

Рассмотрим методику расчета осевых сил, что позволит в дальнейшем перейти к методике расчета их моментов.

Осевые силы, действующие на винты, при отсутствии разгрузочных устройств, состоят, в общем случае, из двух составляющих и равны векторной сумме:

$$\vec{P}_a = \vec{P}_T + \vec{P}_o \quad (2.55)$$

где  $\vec{P}_T$  и  $\vec{P}_o$  - соответственно торцевая и профильная составляющие суммарных осевых сил;

Определим торцевые составляющие осевых сил.

Известно, что если со стороны всасывания практически вся торцевая площадь винта  $f_T$  подвержена давлению всасывания, то на торце нагнетания картина распределения давлений намного сложнее: часть площади находится под давлением всасывания, часть под давлением нагнетания, остальная же площадь - под промежуточным давлением. Усредняя значения давлений по торцу винта, можно принять, что под давлением нагнетания находятся торцевые площади винтов соответственно равные:

для ведущего винта (ВЩ)

$$f_T' \approx 2f_{13} + \frac{1}{2}f_{13} + \frac{1}{2}f_{1k}$$

для ведомого винта (ВМ)

$$f_T'' \approx 2f_{23} + \frac{1}{2}f_{23} + \frac{1}{2}f_{2k}$$

где  $f_{13}$  и  $f_{23}$  - площади торцевого сечения зуба ВЩ и ВМ

винтов (см. рис. 2.4, 2.5) равные:

$$f_{13} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_{1\phi}^2) - z_1 f_{1\Pi}}{z_1}$$

$$f_{23} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot [d_2^2 - (d_{2H} - 2r)^2] - z_2 f_{2\Pi}}{z_2}$$

а  $f_{1k}$  и  $f_{2k}$  - кольцевые площади, образованные окружностями валов и впадин ВЩ и ВМ винтов

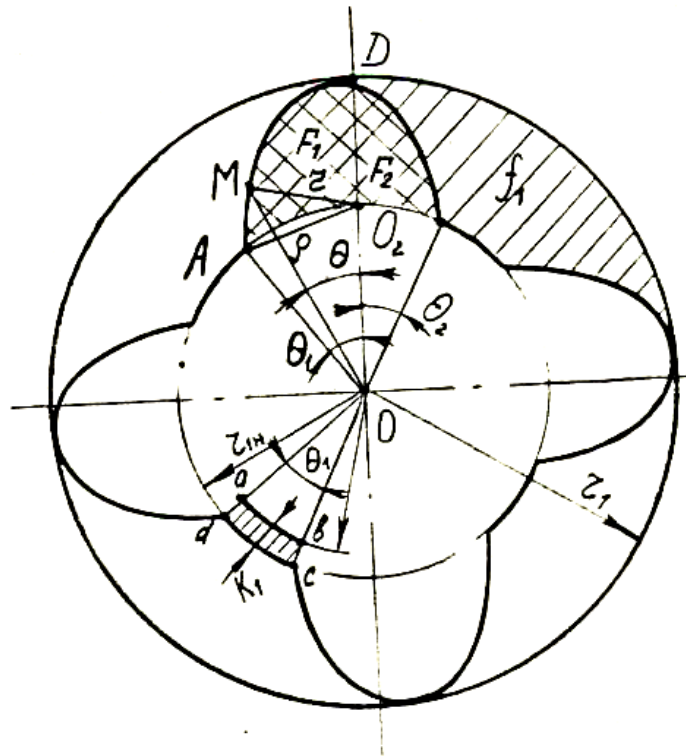


Рисунок 2.4. Сечение ВЩ винта

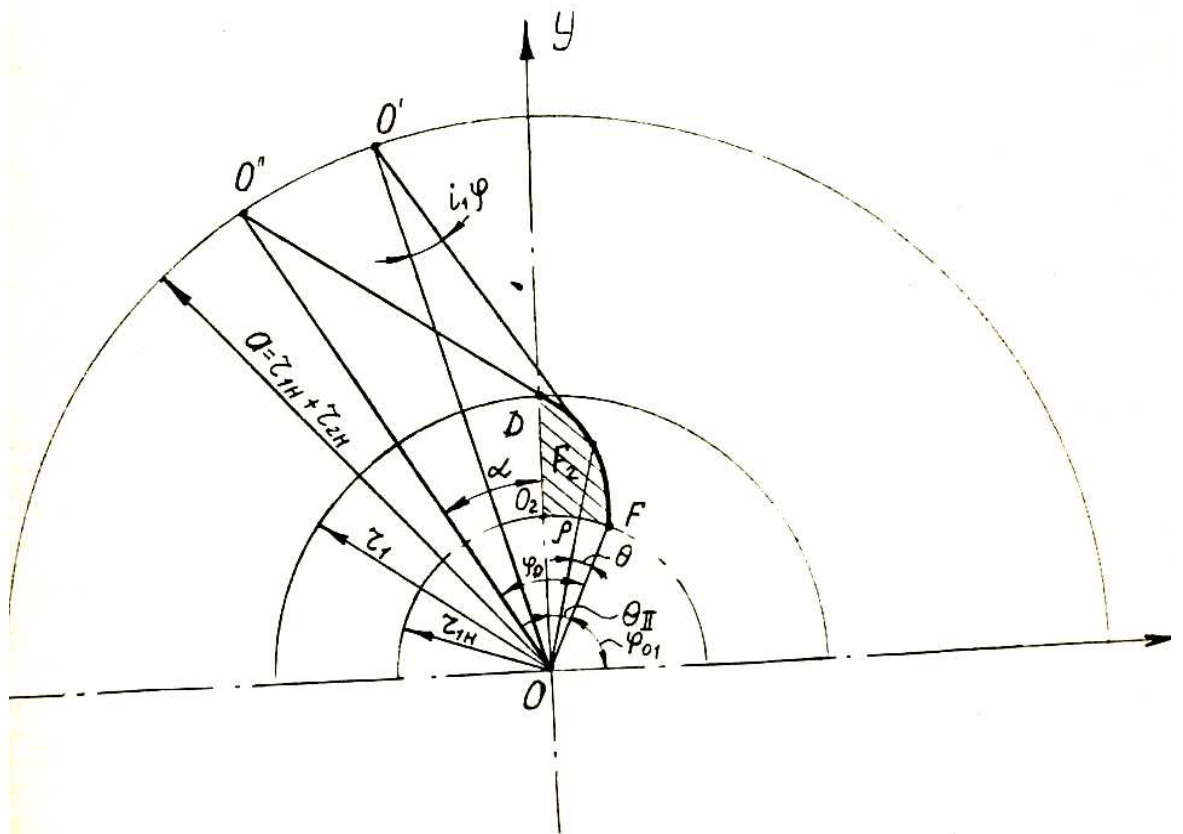


Рисунок 2.5. Сечение ВМ винта

$$f_{1k} = \frac{\pi}{4} (d_{1en}^2 - d_{1e}^2)$$

$$f_{2k} = \frac{\pi}{4} [(d_{2H} - 2r)^2 - d_{2e}^2]$$

Осевые силы, действующие на торцы ВЩ и ВМ винтов, можно записать следующим образом:

$$P_{1T} = 2f_{13}\Delta P + \frac{1}{2}f_{13}\Delta P + \frac{1}{2}f_{1k}\Delta P \quad (2.56)$$

$$P_{2T} = 2f_{23}\Delta P + \frac{1}{2}f_{23}\Delta P + \frac{1}{2}f_{2k}\Delta P \quad (2.57)$$

Эти выражения позволяют вычислить абсолютные величины торцевых составляющих осевых сил, однако в известных методиках расчета вводится допущение, что осевые силы направлены по осям винтов или приложены на среднем диаметре винта [11-12]. В действительности же осевые силы приложены на определенных расстояниях от продольных осей винтов, что и обуславливает возникновение моментов осевых сил относительно опор винтовых машин. Для расчета моментов от торцевых составляющих осевых сил относительно опор ВКМ необходимо определить координаты центров тяжести торцевых сечений, зубьев ВЩ и ВМ винтов.

В качестве примера, как самый общий случай, рассмотрим винты с односторонним асимметричным профилем зуба. На рисунке 2.4 изображен ведущий винт ВКМ. Для определения площади зуба ВЩ винта целесообразно разбить ее на две составляющие: площадь передней части зуба  $F_1$  и площадь тыльной части зуба  $F_2$ . Таким образом, полная площадь зуба равна:

$$F_{13} = F_1 + F_2$$

где площадь  $F_1$  = пл. OADO - площадь сектора OAO<sub>2</sub> (см. рис. 2.4)

$$пл.OADO = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_4} \rho^2 d\theta$$



где  $\rho$  и  $\theta$  - текущие полярные координаты профиля AD.

Из  $\Delta OMO_2$  находим  $\rho$

$$\rho - 2\rho r_{1H} \cos \theta + r_{1H}^2 - r^2 = 0$$

или

$$\rho = r_{1H} \cos \theta + \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta} \quad (2.58)$$

После ряда преобразований получаем

$$F_1 = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{2} r_{1H}^2 \sin 2\theta_1 - (r_{1H}^2 - r^2) \theta_1 + r_{1H} \sin \theta_1 \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta_1} + r^2 \arcsin \left( \frac{r_{1H}}{r} \sin \theta_1 \right) \right]$$

Далее определяем площадь тыльной стороны зуба  $F_2$ .

Согласно рисунка 2.5.

$F_2 = \text{пл. OFDO}$  - площадь сектора  $OFO_2$ ,

$$\text{пл. OFDO} = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_1} \rho^2 d\theta$$

Из  $\Delta OO'F$  следует, что

$$\rho^2 = a^2 + r_{2H}^2 - 2ar_{2H} - 2ar_{2H} \cos i_1 \varphi \quad (2.59)$$

$$\text{пл. OFDO} = \frac{1}{2} \int_0^{\varphi_D} \left[ a^2 + r_{2H}^2 c_1 - ar_{2H} (1 + c_1) \cos i_1 \varphi \right] d\varphi =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ a^2 \varphi_D + r_{2H}^2 c_1 \varphi_D - ar_{2H} \frac{(1 + c_1)}{i_1} \sin i_1 \varphi_D \right]$$

где  $c_1 = 1 + i_1$

$$\frac{(1 + c_1)}{i_1} = 1 + 2i$$

$$\varphi_D = i \arccos \left( 1 + \frac{r_{2H}^2 - r_1^2}{2ar_{2H}} \right)$$

площадь сектора

$$OFO = \frac{1}{2} r_{1H}^2 \theta_2$$

$$\theta_2 = \varphi_D - d \quad (\text{см. рис. 2.5})$$

$$d = \arccos \frac{a^2 + r_1^2 + r_{2H}^2}{2ar_1}$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \left[ (a^2 + r_{2H}^2 c_1) \varphi_D - r_{1H}^2 \theta_2 - ar_{2H} (1 + 2i) \sin i_1 \varphi_D \right]$$

Полная площадь зуба ведущего винта равна:

$$\begin{aligned} F_{13} = & \frac{1}{2} \left\{ r_{1H}^2 \left[ \frac{1}{2} \sin 2\theta_1 - (\theta_1 + \theta_2) \right] + r\theta_1 + \right. \\ & + r_1 \sin \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta_1} + r^2 \arcsin \left( \frac{r_{1H}}{r} \sin \theta_1 \right) + \\ & \left. + a^2 \varphi_D + r_{2H}^2 c_1 \varphi_D - ar_{2H} (1 + 2i) \sin i_1 \varphi_D \right\} \quad (2.60) \end{aligned}$$

Вычислим центр тяжести площади зуба ВЩ винта, разбивая ее на две части  $F_1$  и  $F_2$  и определяя центр тяжести каждой из них.

В общем случае координаты центра тяжести плоской фигуры в полярных координатах можно определить по формулам:

$$\left\{ \begin{aligned} x_c &= \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos \varphi d\varphi \int_{r_1(\varphi)}^{r_2(\varphi)} r^2 dr}{F} \\ \varphi_c &= \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \varphi d\varphi \int_{r_1(\varphi)}^{r_2(\varphi)} r^2 dr}{F} \end{aligned} \right. \quad (2.61)$$

Для нашего случая (см. рис. 2.4) выражения (2.61) запишутся в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_c = \frac{\int_0^{\theta} \cos \theta d\theta \int_{\rho_1(\varphi)}^{\rho_2(\varphi)} \rho^2 d\rho}{F_1} \\ \varphi_c = \frac{\int_0^{\theta} \sin \theta d\theta \int_{\rho_1(\varphi)}^{\rho_2(\varphi)} \rho^2 d\rho}{F_1} \end{array} \right. \quad (2.62)$$

где

$$\rho_1(\theta) = r_{1H} + r - r_1$$

$$\rho_2(\theta) = r_{1H} \cos \theta + \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta_1}$$

Подставляя пределы интегрирования входящих в выражения величин, находим координаты центра тяжести площади  $F_1$  зуба ведущего винта  $X_{C1}$  и  $Y_{C1}$ . Аналогично определяем координаты центра тяжести площади  $F_2$  зуба ведущего винта  $X_{C2}$  и  $Y_{C2}$ .

Центр тяжести площади зуба ведущего винта  $F_{13}$  определим с помощью следующих выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c13} = \frac{x_{c1}F_1 + x_{c2}F_2}{F_{13}} \\ y_{c13} = \frac{y_{c1}F_1 + y_{c2}F_2}{F_{13}} \end{array} \right. \quad (2.63)$$

или в полярных координатах

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{c13} = \arctg \frac{x_{c1}F_1 + x_{c2}F_2}{y_{c1}F_1 + y_{c2}F_2} \\ r_{c13} = \sqrt{F_1^2 (x_{c1} + y_{c1}) + 2F_1 + F_2 (x_{c1}x_{c2} + y_{c1}y_{c2}) + F_2^2 (x_{c2} + y_{c2})} \end{array} \right. \quad (2.64)$$

Площадь зуба ведомого винта (ВМ) можно вычислить следующим образом (см. рис. 2.3 и 2.7):

- а) вычислить площадь кольца, ограниченного радиусами  $r_{2H}$  и  $r_{1B}$  которая соответственно равна  $F_k = \pi(r_{2H}^2 - r_{1B}^2)$
- б) вычислить площадь впадины  $F_{2П}$ ;
- в) вычитая из площади кольца сумму площадей впадин и деля эту разность на число зубьев, определяем площадь зуба ведомого винта  $F_{23}$ ;

$$F_{23} = \frac{\pi(r_{2H}^2 - r_{1B}^2) - z_2 F_{2П}}{z_2} = \frac{\pi(r_{2H}^2 - r_{1B}^2)}{z_2} - F_{2П}$$

Таким образом, задача сводится к определению площади впадины ведомого винта  $F_{2П}$ . Разбиваем площадь впадины  $F_{2П}$  на две части  $F_3$  и  $F_4$ , площади которых нам необходимо определить (см. рис. 2.6 и 2.7).

$$F_3 = \text{пл. сектора } O'A'O_2' + \text{пл. } O'A'D'O - \text{пл. } \Delta OO'A'$$

$$\text{пл. сектора } O'A'O_2' = \frac{1}{2} r_{2H}^2 \theta_3$$

$$\text{пл. } \Delta OO'A' = \frac{1}{2} a r_{2H}^2 \sin \theta_3$$

$$\text{пл. } O'A'D'O = \frac{1}{2 \int_0^{\theta_3} \rho^2 d\theta}$$

$$r_2 = \rho^2 + r_{1H}^2 - 2\rho r_{1H} \cos \theta$$

$$\rho = r_{1H} \cos \theta + \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta}$$

После ряда преобразований искомая площадь выразится так:

$$F_3 = \frac{1}{2} \left[ r_{2H}^2 \theta_3 - a r_{2H} \sin \theta_3 + r^2 \theta_3 + \frac{1}{2} r_{1H}^2 \sin 2\theta_3 + \right.$$

$$\left. + r_{1H} \sin \theta_3 \cdot \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta_3} + r^2 \arcsin \left( \frac{r_{1H}}{r} \sin \theta_3 \right) \right]$$

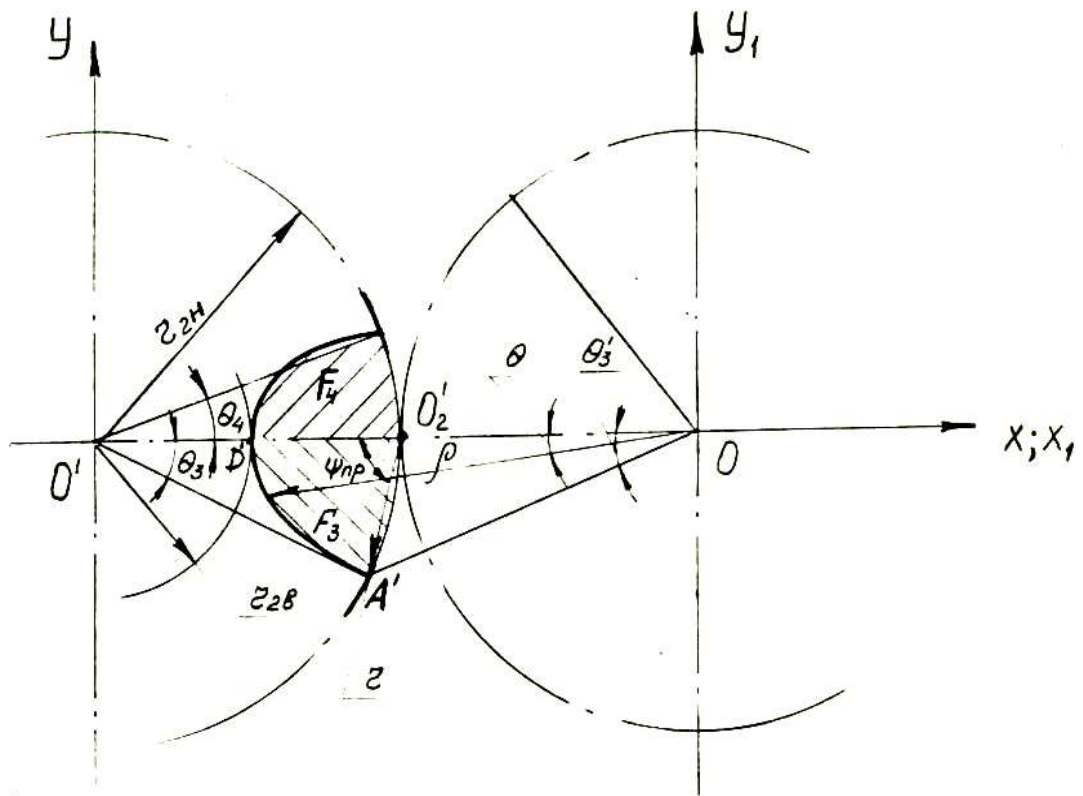


Рисунок 2.6. Торцевое сечение ВЩ винта

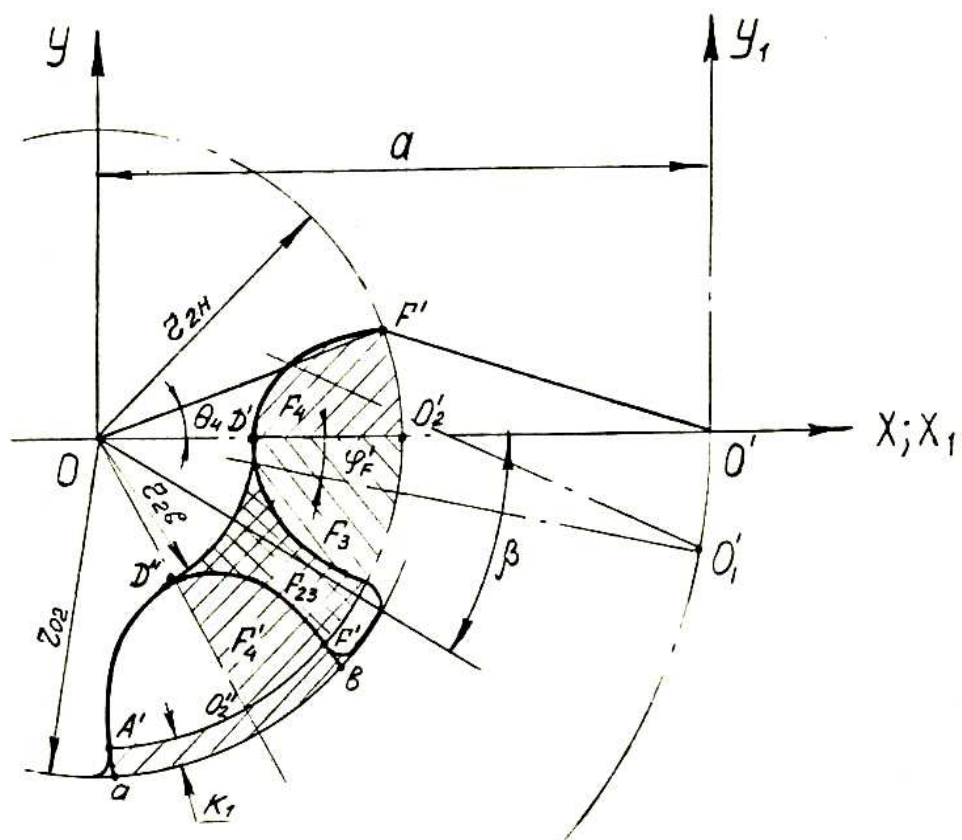


Рисунок 2.7. Торцевое сечение ВМ винта

Если представить площадь  $F_3$  состоящей из сектора  $O_2A'D'$  и сегмента  $O_2A'$ , то выражение для ее определения можно также записать в виде:

$$F_3 = \frac{1}{4} r^2 (\pi - \theta_3) + \frac{1}{2} r_{2H}^2 (\theta_3 - \sin \theta_3)$$

Далее определяем площадь  $F_4$

Согласно рис. 2.7 имеем:

$$F_4 = \text{пл. } O'D'F'O' - \text{пл. } \Delta OO'F' + \text{пл. сектора } OO_2'F'$$

$$\text{пл. } \Delta OO'F' = \frac{1}{2} ar_{2H} \sin \theta_4$$

$$\text{пл. сектора } OO_2'F' = \frac{1}{2} r_{2H}^2 \theta_4$$

$$\theta_4 = \arccos \frac{a^2 r_{2H}^2 - r_1^2}{2ar_{2H}} - \varphi_{F'}$$

$$\varphi_{F'} = i_1 \arccos \frac{a^2 + r_1^2 - r_{2H}^2}{2ar_1}$$

$$\text{пл. } O'D'F'O' = -\frac{1}{2} \int_0^{\varphi_{F'}} \left( x_1 \frac{dy_1}{d\varphi} - y_1 \frac{dx_1}{d\varphi} \right) d\varphi$$

После подстановок и преобразований получаем:

$$F_4 = \frac{1}{2} \left[ a^2 (\varphi_{F'} - \sin \varphi_{F'}) + r_1^2 c\varphi_{F'} - ar_1 (1 + 2i_1) \sin i\varphi_{F'} + \right. \\ \left. + ar_1 \sin c\varphi_{F'} - ar_{2H} \sin \theta_4 + r_{2H}^2 \theta_4 \right]$$

Суммируя  $F_3$  и  $F_4$ , находим полную площадь впадины ведомого винта.

Центр тяжести зуба ведомого винта можно определить следующим образом:

- определяем центры тяжести площадей  $F_3$  и  $F_4$ ;
- определяем центр тяжести части кольца, ограниченного радиусами  $r_{2H}$  и  $r_{2B}$  в секторе угла  $2\pi / z_2$
- определяем центр тяжести зуба ведомого винта

Для определения центров тяжести  $F_3$  и  $F_4$  воспользуемся формулой (2.63).

Определяем центр тяжести площади  $F_3$  (см. рис. 2.6) по формулам:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_c = \frac{\int_0^{\theta_3'} \cos \theta d\theta \int_{\rho_1(\theta)}^{\rho_3(\theta)} \rho^2 d\rho}{F_3} \\ y_c = \frac{\int_0^{\theta_3'} \sin \theta d\theta \int_{\rho_1(\theta)}^{\rho_3(\theta)} \rho^2 d\rho}{F_3} \end{array} \right. \quad (2.65)$$

где  $\rho_1(\theta) = r_{1H} + r = r_1$

$$\rho_1(\theta) = r_{1H} \cos \theta_3' + \sqrt{r^2 - r_{1H}^2 \sin^2 \theta_3'}$$

Подставляя пределы интегрирования и значения входящих в выражения величин, находим координаты центра тяжести  $X_{C3}$  и  $Y_{C3}$  площади  $F_5$ . Аналогично определяем координаты центра тяжести  $X_{C4}$  и  $Y_{C4}$  площади (см. рис. 2.7) и далее - координаты центра тяжести впадины ведомого винта  $x'_c$  и  $y'_c$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} x'_{c1} = \frac{x_{c3}F_3 + x_{c4}F_4}{F_{2II}} \\ y'_{c1} = \frac{y_{c3}F_3 + y_{c4}F_4}{F_{2II}} \end{array} \right. \quad (2.66)$$

или в полярных координатах:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta'_c = \arctg \frac{x_{c3}F_3 + x_{c4}F_4}{y_{c3}F_3 + y_{c4}F_4} \\ r'_c = \sqrt{F_3^2 (x_{c3}^2 + y_{c3}^2) + 2F_3F_4 (x_{c3}x_{c4} + y_{c3}y_{c4}) + F_4^2 (x_{c4}^2 + y_{c4}^2)} \end{array} \right. \quad (2.67)$$

Найдем центр тяжести части кольца  $D'D''O_2'O_2'$  (рис. 2.7).

Известно [11], что центр тяжести площади кругового сектора лежит на

его оси симметрии на расстоянии от центра О, равно:

$$r_c = \frac{2}{3} R \frac{\sin \alpha}{\alpha}$$

где  $\alpha$  - половина центрального угла сектора.

Площадь части кольца  $D'D''O_2'O_2'$  можно представить, как разность площадей секторов  $OO_2'O_2'$  и  $OD''D'$ , тогда после преобразований окончательно получим, что центр тяжести кольца лежит на его оси симметрии на расстоянии от центра О, равно:

$$r_{ck} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin \frac{\pi}{z_2}}{\frac{\pi}{z_2}} \cdot \frac{(r_{2H}^2 + r_{2H} \cdot r_{2\theta} + r_{2\theta}^2)}{r_{2H} + r_{2\theta}} \quad (2.68)$$

или в проекциях на оси Х и У соответственно:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{ck} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin \frac{\pi}{z_2}}{\frac{\pi}{z_2}} \cdot \frac{(r_{2H}^2 + r_{2H} \cdot r_{2\theta} + r_{2\theta}^2)}{r_{2H} + r_{2\theta}} \cdot \cos \beta \\ y_{ck} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin \frac{\pi}{z_2}}{\frac{\pi}{z_2}} \cdot \frac{(r_{2H}^2 + r_{2H} \cdot r_{2\theta} + r_{2\theta}^2)}{r_{2H} + r_{2\theta}} \cdot \sin \beta \end{array} \right.$$

где  $\beta$  - угол между осью Х и осью симметрии части кольца (см. рис. 2.7).

Координаты центра тяжести площади зуба ведомого винта можно определить из выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c23} = \frac{x_{ck}F_k - x_{c3}F_3 - x'_{c4}F'_4}{F_{23}} \\ y_{ck} = \frac{y_{ck}F_k - y_{c3}F_3 - y'_{c4}F'_4}{F_{23}} \end{array} \right. \quad (2.69)$$



Или в полярных координатах:

$$\begin{cases} \theta_{c23} = \arctg \frac{x_{c23}}{y_{c23}} \\ r_{c23} = \sqrt{x_{c23}^2 + y_{c23}^2} \end{cases} \quad (2.70)$$

Таким образом, определяя координаты центров тяжести зубьев ВЩ и ВМ винтов для их характерных положений, мы можем определить величины и направления моментов торцевых составляющих осевых сил, действующих на винты.

Известно [11], что наибольшие радиальные силы, определяющие опорные реакции подшипников, действуют на винты в момент, когда в текущей парной плоскости заканчивается внутреннее сжатие газа, что практически совпадает с началом выталкивания газа из этих полостей. Поэтому целесообразно определить влияние моментов осевых сил на опоры ВКМ именно для вышеуказанного положения винтов, изображенного на рисунке 2.8.

Из формул 2.56 и 2.57 и рисунка 2.6 очевидно, что торцевые площади зубьев ведущего винта, а также зубьев ведомого винта будут находиться под давлением нагнетания  $P_H$ , в то время как торцевые площади зуба ВЩ винта и зуба ВМ винта под давлением  $\approx 1/2 P_H$ .

Координаты  $r_{c13}$  и  $r_{c23}$  центров тяжести зубьев ВЩ и ВМ винтов (рис. 2.8) являются плечами торцевых составляющих осевых сил  $P_{T1}$ ,  $P_{T2}$  и  $P_{T3}$  при определении моментов. Координаты в свою очередь, определяют положения плоскостей действия моментов для зубьев, находящихся под избыточным давлением.

Из рисунков 2.8 и 2.9 следует, что моменты, действующие на ведущий винт, противоположно направлены, однако по абсолютной величине

$$M_{ал}^T = (P_H - P_B) F_{13} r_{c13} \text{ больше } M_{алл}^T = ((P_H - P_B) / 2) F_{13} r_{c13}$$

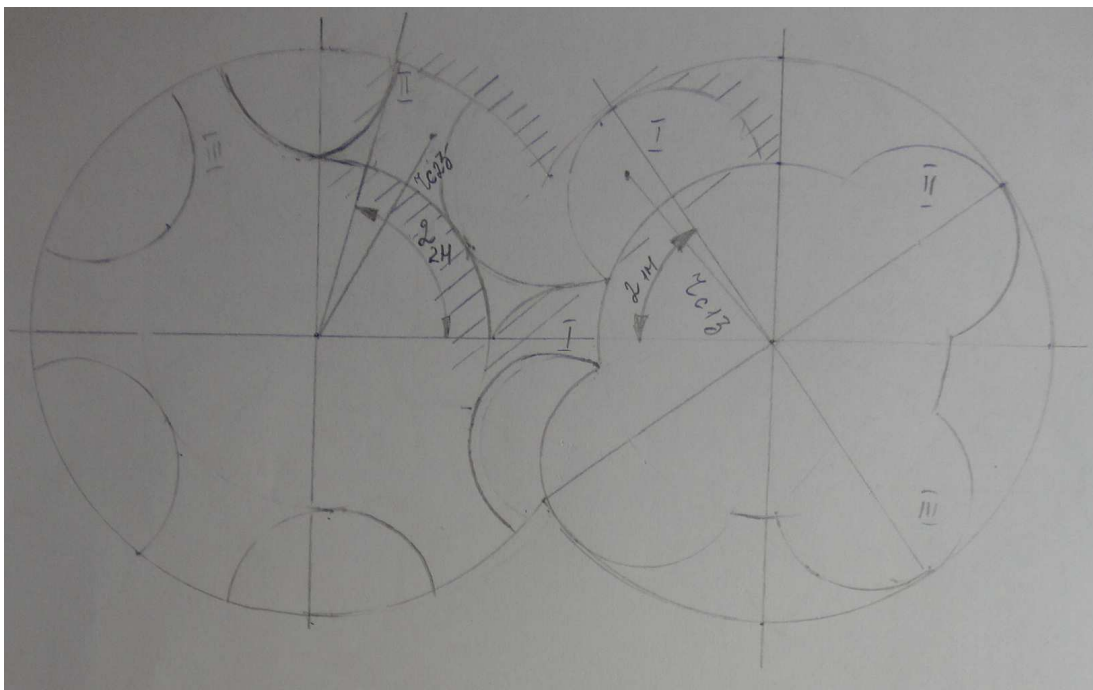


Рисунок 2.8. Торцевое сечение в зоне окна нагнетания

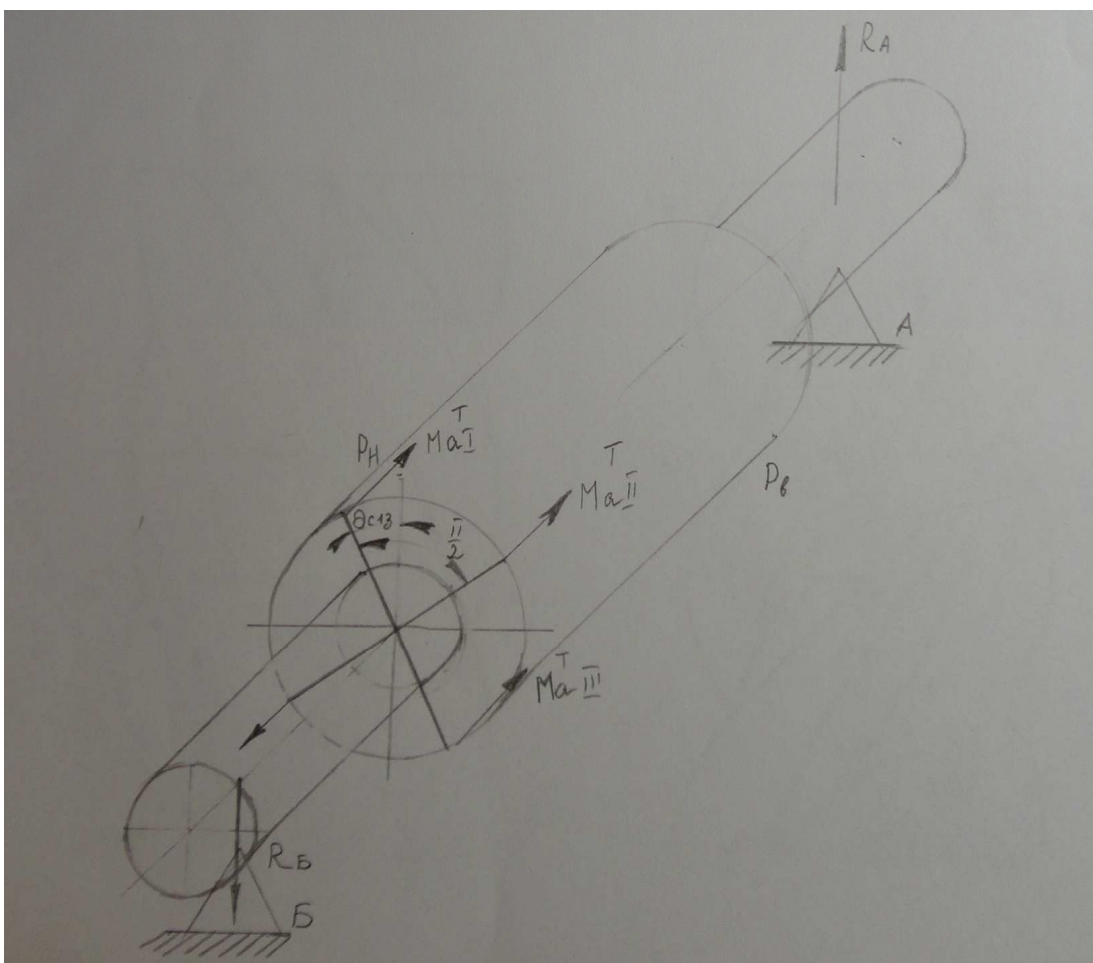


Рисунок 2.9. Схема приложения сил и моментов

Поэтому суммарный момент, действующий на опоры А и Б, будет равен по абсолютной величине моменту  $M_{all}^T$ , но направление его действия будет совпадать с направлением действия момента  $M_{al}^T$ . На рисунке 2.9 показана схема действия моментов на ВЩ винт с торца нагнетания. Из схемы следует, что опора Б стороны нагнетания будет разгружаться при действии суммарного момента  $M_a^T$ , в то время как опора А стороны всасывания - наоборот нагружаться. Аналогичная картина происходит и с опорами ведомого винта. Профильные составляющие суммарных осевых сил, также приложены на определенных расстояниях от продольных осей винтов (рис. 2.10), а, следовательно, создают моменты относительно опор ВКМ. Вычислим моменты профильных составляющих осевых сил.

Из расчета осевых сил по методике [11] известно, что профильная составляющая осевой силы  $P_{02}$ , действующая на ВМ винт, обусловлена наличием неуравновешенной площадки, проекция которой на торцевую плоскость равна площади фигуры а-1-5-а. Обозначим ее через  $f_H$  (см. рис. 2.10). Число одновременно находящихся в зацеплении зубьев равно:

$$K_{cp} = \frac{l \cdot z_1}{h_1}$$

где  $l$  и  $h_1$  - соответственно длина и осевой шаг винта,

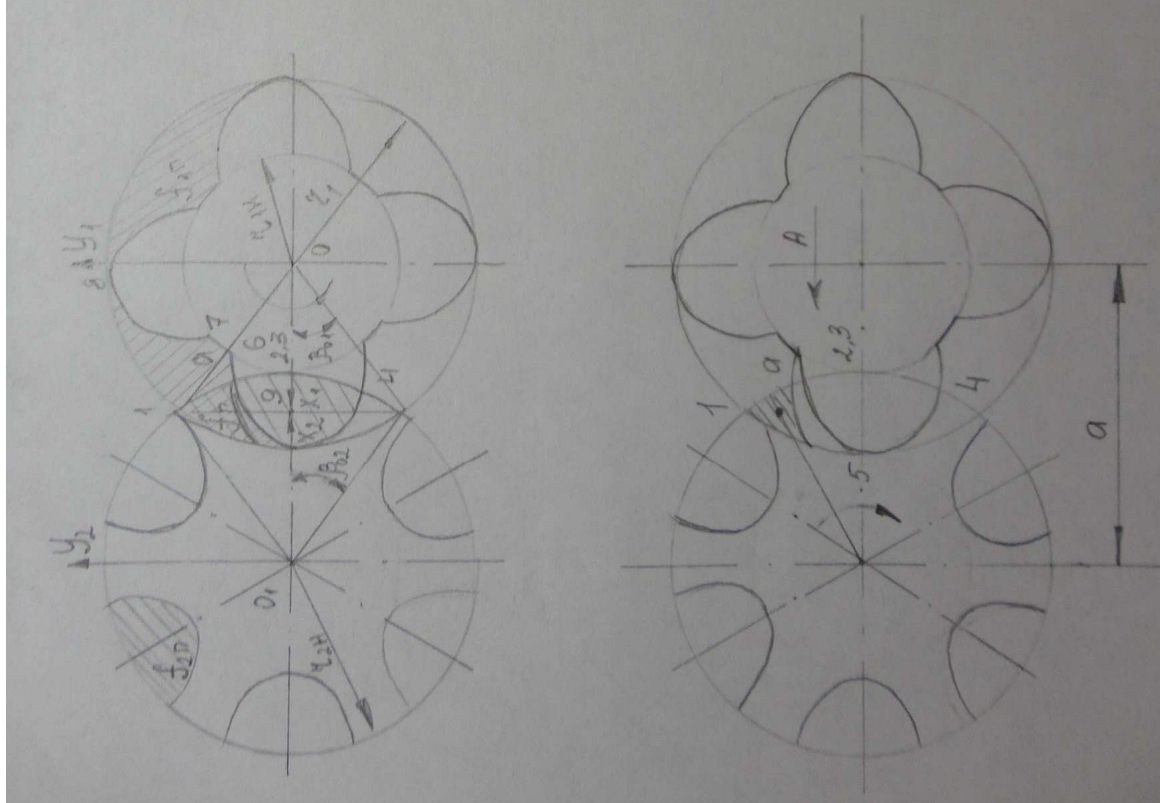
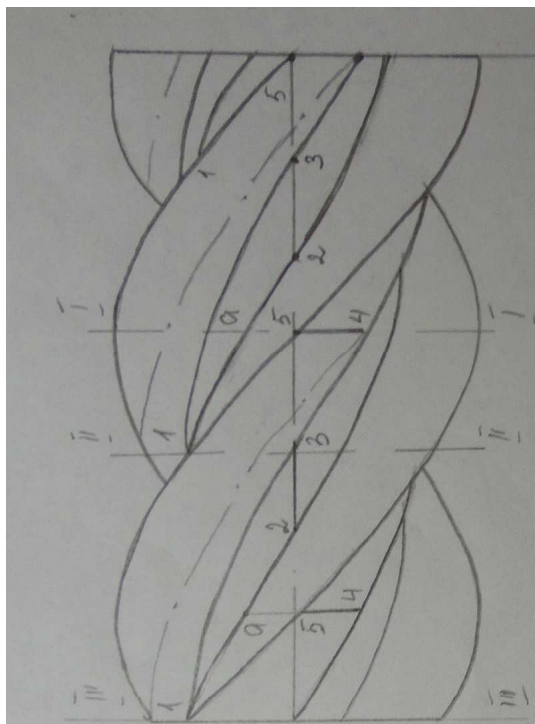
а  $z_1$  - число зубьев ВЩ винта

$K_{cp}$  в общем случае является числом дробным.

Тогда суммарная осевая сила, действующая на профильные поверхности ведомого винта, будет равна:

$$P_{02} = \sum_{i=1}^{i=k} f_{Hi} \Delta P_i \quad (2.71)$$

$$\Delta P_i = P_i - P_e$$



## ОСЕВЫХ СИЛ

где  $P_i$  - давление в данной паре полостей, определяемое по диаграмме давлений.

Сила  $P_{O2}$  направлена в сторону нагнетания. Значение полной площадки  $f_H$  удобно вычислить как разность

$$f_H = F_{1-2-3-5-1} - F_{a-5-2-a}$$

$$\text{где } F_{1-2-3-5-1} = \frac{1}{4} \left[ r_1^2 (2\beta_{01} - \sin 2\beta_{01}) + r_{2H}^2 (2\beta_{02} - \sin 2\beta_{02}) \right]$$

Суммарная осевая сила от профильных составляющих ведущего винта направлена в сторону всасывания и равна:

$$P_{01} = \sum_{i=1}^{i=K_{cp}} (f_{Hi} + f_{1П} + f_{2П}) \Delta P_i \quad (2.72)$$

где  $K_{cp}$  и  $\Delta P_i$  - те же величины, что и для ведомого винта, а  $f_{1П}$  и  $f_{2П}$  - площади впадин ведущего и ведомого винтов.

Из формул (2.71) и (2.72) следует, что профильные составляющие осевых сил  $P_{O1}$  и  $P_{O2}$  будут меняться по величине в зависимости от угла поворота винтов. На рис 2.11 представлены расчетные зависимости профильных составляющих осевых сил  $P_{O1}$  и  $P_{O2}$  от угла поворота ведущего винта, для ВКМ, имеющей следующие параметры:

$d_{1,2} = 250$  мм,  $\lambda = 1,5$ ,  $\varepsilon_2 = 5$ , профиль эллиптический,

$P_B = 1 \cdot 10^5$  Па,  $P_H = 15 \cdot 10^5$  Па.

Из графиков (рис. 2.11) видно, что суммарные профильные составляющие осевых сил  $P_{O1}$ , действующие на ведущий винт, изменяются в пределах 18% от максимального значения при вращении винтов, в то время как силы  $P_{O2}$ , действующие на ведомый винт, соответственно, в пределах 25% от их максимального значения. Следовательно, моменты, обусловленные действием сил  $P_{O1}$  и  $P_{O2}$ , будут также переменными. В связи с этим, для упрощения расчета, выберем положения винтов такими же, как и при расчете моментов от торцевых составляющих осевых сил.

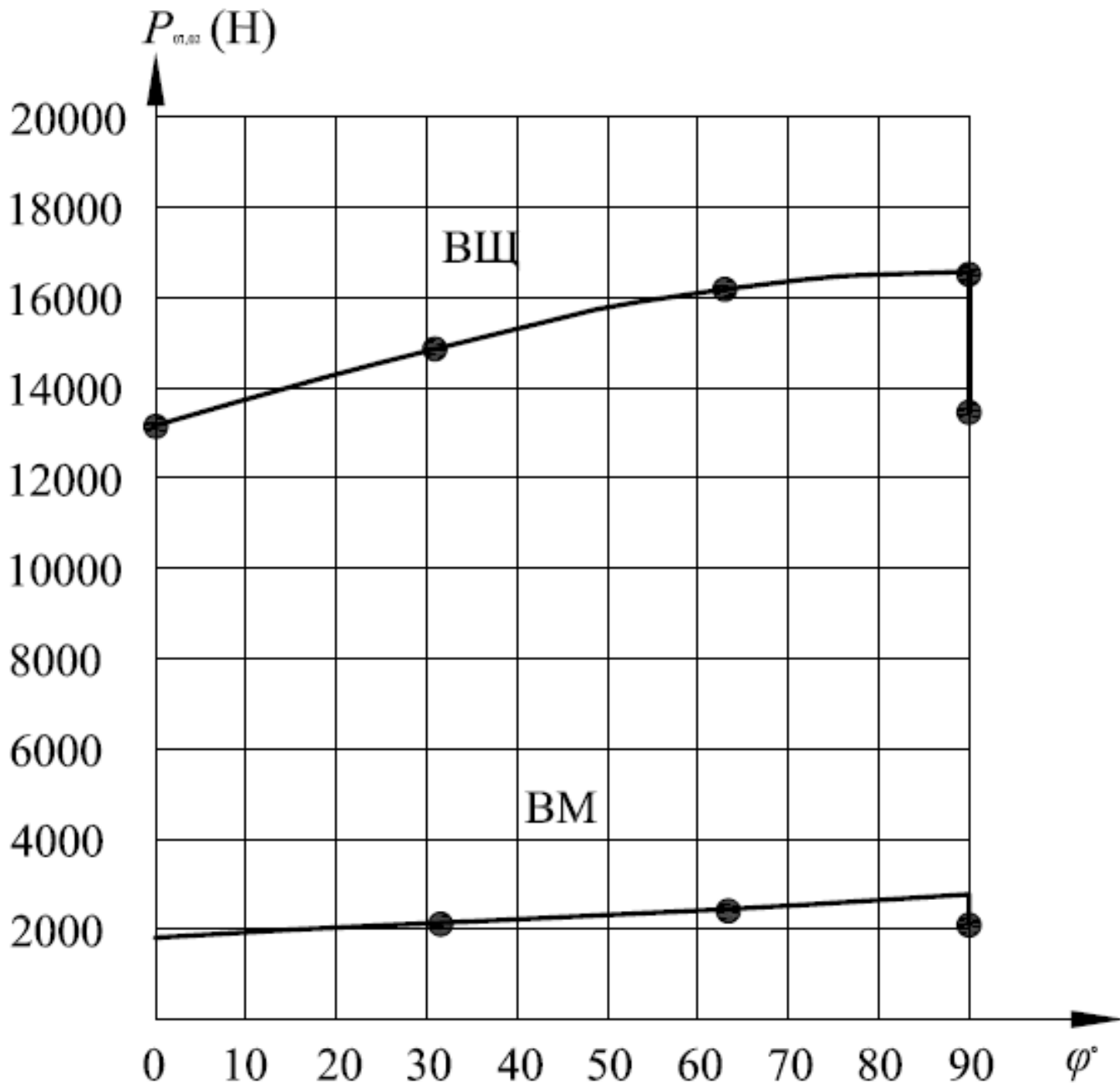


Рисунок 2.11. График изменения профильных составляющих осевых сил при вращении винтов

Для определения моментов от профильных составляющих осевых сил, необходимо найти координаты точек приложения сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$ .

Определим координаты центров тяжести площадей плоских фигур  $f_{нв}$ ,  $f_{ш}$  и (см. рис. 2.11), величины которых входят в формулы (2.71) и (2.72).

Центр тяжести площади можно найти, определив предварительно

центры тяжести фигур 1-2-5 и а-5-2. Фигура 1-2-5 состоит из двух полусекторов I-5-9-I и I-2-9-I, площади которых соответственно равны:

$$F_{1-5-9-1} = \frac{\pi r_1^2 \beta_{01}}{360} - \frac{1}{4} r_1^2 \sin^2 \beta_{01}$$

$$F_{1-2-9-1} = \frac{\pi r_2^2 \beta_{02}}{360} - \frac{1}{4} r_2^2 \sin^2 \beta_{02}$$

и являются разностями площадей секторов 0-I-5-0 и O<sub>I</sub>-I-2-O<sub>I</sub> и треугольников 0-I-9-0 и O<sub>I</sub>-I-9-O<sub>I</sub>.

Центры тяжести секторов определяем по формулам:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c0-1-5-0} = \frac{2}{3} r_i \frac{\sin \beta_{01}}{\beta_{01}} \\ y_{c0-1-5-0} = \frac{4}{3} r_i \frac{\sin^2 \beta_{01} / 2}{\beta_{01}} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c0_1-1-2-0_1} = \frac{2}{3} r_2 \frac{\sin \beta_{02}}{\beta_{02}} \\ y_{c0_1-1-2-0_1} = \frac{4}{3} r_2 \frac{\sin^2 \beta_{02} / 2}{\beta_{02}} \end{array} \right.$$

а центры тяжести треугольников соответственно:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c\Delta 0-1-9-0} = \frac{2}{3} r_1 \cos \beta_{01} \\ y_{c\Delta 0-1-9-0} = \frac{1}{3} r_1 \sin \beta_{01} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{c\Delta 0_1-1-9-0_1} = \frac{2}{3} r_2 \cos \beta_{02} \\ y_{c\Delta 0_1-1-9-0_1} = \frac{1}{3} r_2 \sin \beta_{02} \end{array} \right.$$

Тогда координаты центра тяжести фигуры 1-5-2-1 определятся из

выражений:

$$\begin{cases} x_{c1-5-2-1} = \frac{x_{1-5-9-1} \cdot F_{1-5-9-1} + x_{1-2-9-1} \cdot F_{1-2-9-1}}{F_{1-5-9-1} + F_{1-2-9-1}} \\ y_{c1-5-2-1} = \frac{y_{1-5-9-1} \cdot F_{1-5-9-1} + y_{1-2-9-1} \cdot F_{1-2-9-1}}{F_{1-5-9-1} + F_{1-2-9-1}} \end{cases}$$

а координаты центра тяжести площади  $f_H$  будут равны:

$$\begin{cases} x_{cf_H} = \frac{x_{1-5-2-1} \cdot F_{1-5-2-1} - x_{cF_4} \cdot F_4}{f_H} \\ y_{cf_H} = \frac{y_{1-5-2-1} \cdot F_{1-5-2-1} - y_{cF_4} \cdot F_4}{f_H} \end{cases} \quad (2.73)$$

Координаты центра тяжести площади  $f_4$  были определены ранее.

Для определения центра тяжести неполной площадки  $f_H$  необходимо вычислить величину ее площади для каждого конкретного случая.

Ранее были определены координаты центров тяжести впадин ВЩ и ВМ винтов в общем виде. Таким образом, нами получены все необходимые величины для определения моментов профильных составляющих осевых сил. Для удобства вычислений следует координаты центров тяжести площади  $f_H$  выразить в полярных координатах с помощью формулы (2.64) относительно центров  $O$  и  $O_I$  ведущего и ведомого винтов.

Значение суммарного момента  $M_{a1,2}^o$  от действия профильных составляющих сил определится путем суммирования моментов, действующих на каждую замкнутую полость винтов, по формуле:

$$M_{a1,2}^o = \sum_{i=1}^{i=K} \vec{M}_{a1,2}^o \quad (2.74)$$

Суммарные моменты осевых сил, действующие на ВЩ и ВМ винты, определяем векторным суммированием всех составляющих моментов. Тогда полный момент осевых сил, действующий на ведущий винт, будет равен:



$$\overrightarrow{M}_{a1} = \overrightarrow{M}_{a1}^T + \overrightarrow{M}_{a1}^o$$

а полный момент осевых сил, действующий на ведомый винт, соответственно:

$$\overrightarrow{M}_{a2} = \overrightarrow{M}_{a2}^T + \overrightarrow{M}_{a2}^o$$

# ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

## ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ КОМПРЕССОРОВ

### 3.1 Стенды для экспериментальных исследований

При проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ направленных на исследование характеристик и отдельных узлов винтового маслозаполненного компрессора (ВКМ) с целью совершенствования существующих и создания новых образцов винтовых компрессоров возникает необходимость в экспериментальных (стендовых) испытаниях. Также, при проектировании холодильных машин и тепловых насосов [3] ряд характеристик ВКМ при теплотехнических расчетах принимают с некоторыми допущениями на основании опытных и теоретических данных, но при необходимости применения новой техники на новых рабочих веществах оказывается, что существующие данные недостаточно достоверны, и, следовательно, должны быть получены экспериментальные данные.

Одной из целей, которую преследовало настоящей работы был выбор оптимальной схемы экспериментального стенда для исследования ВКМ. Ниже приведено сравнение схем стендов с точки зрения капитальных затрат на создание стенда, возможности испытания ВКМ на реальных рабочих веществах, возможности исследования ВКМ в широком диапазоне степеней повышения давления и разной степени перегрева на всасывании в компрессор, возможности регулирования производительности, удобства регулирования и устойчивости работы для корректного и надежного определения производительности, давлений и температур рабочего вещества и впрыскиваемого масла.

В монографии [90] описывается стенд для испытаний винтового маслозаполненного компрессора (рисунок 3.1).

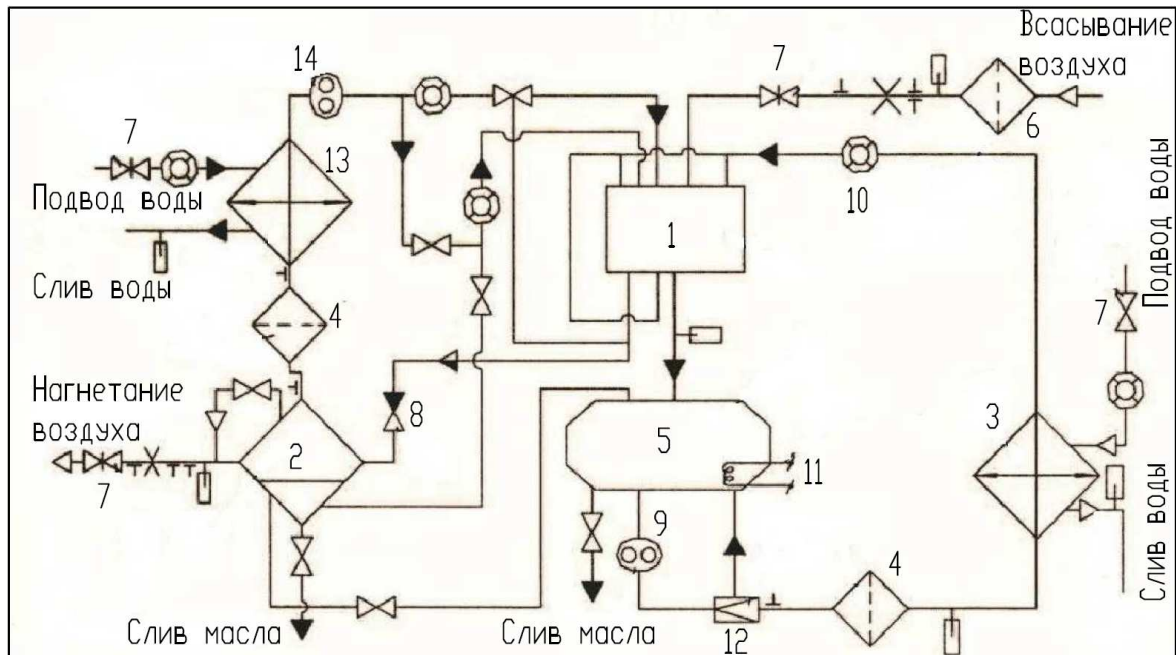


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема стенда для испытания винтового маслозаполненного компрессора на воздухе: 1 – компрессор; 2 – маслоотделитель; 3 – холодильник масла; 4 – фильтр масляный; 5 – бак для масла; 6 – фильтр газовый; 7 – задвижка; 8 – клапан обратный; 9 – насос масляный; 10 – расходомер; 11 – электронагреватель; 12 – клапан перепускной; 13 – холодильник масла; 14 – маслоснасос

Технические характеристики стенда позволяют проводить исследования компрессора в широком диапазоне степеней повышения давления, окружных скоростей, расходов масла на впрыск в полость сжатия. Измерять расход компримируемой среды в соответствии с ГОСТ [145, 146], кроме того, электрическая схема стенда и наличие мультипликатора позволяют осуществлять регулирование частоты вращения и корректное измерение эффективной мощности. Характерной особенностью ВКМ является наличие относительно большого количества масла, впрыскиваемого в полость между винтами, а особенностью рабочего процесса является внутренний массообмен между сопряженными рабочими полостями. Тепло и массообмен между маслофреоновым раствором и паром хладагента, которые

происходят в сопряженных полостях холодильных ВКМ не позволяет корректно пересчитывать характеристики, полученные на воздухе на хладагенты, которые взаимно растворяются с маслом [147]. Поэтому для определения характеристик холодильных ВКМ необходимо использовать схемы стендов с замкнутым циклом на реальных рабочих веществах, которые описаны ниже.

Способы определения характеристик ВКМ регламентируются ГОСТ [148-149], положения которых в настоящее время имеют рекомендательный характер, но являются ценными для научно-инженерных работников. Настоящие стандарты устанавливают методы испытаний поршневых, винтовых и ротационных (с приводом от внешнего или встроенного электродвигателя) холодильных компрессоров холодопроизводительностью свыше 3.5 кВт. Необходимо отметить, что холодопроизводительность (массовый расход хладагента) компрессоров одноступенчатого сжатия нужно определять сочетанием двух методов. При этом один из методов считается основным, а второй – поверочным.

Рассмотрим схемы стендов для испытаний применительно к ВКМ.

Метод электрокалориметра – А, представлен на рисунке 3.2, а термодинамический цикл его работы на рисунке 3.3. Теплоизолированный аппарат – электрокалориметр работает в качестве испарителя. Такой метод является предпочтительным для компрессоров холодопроизводительностью до 20 кВт. ВКМ даже малой производительности работают в области большей холодопроизводительности, таким образом, при испытаниях ВКМ применение данного метода исключено.

При испытании компрессора холодопроизводительностью свыше 20 кВт в стандартном режиме метод В – испарителя (рисунок 3.4, 3.5) и метод С – конденсатора с водяным охлаждением (рисунок 3.6), представляются экономически не целесообразными из-за высоких капитальных затрат на создание стенда.

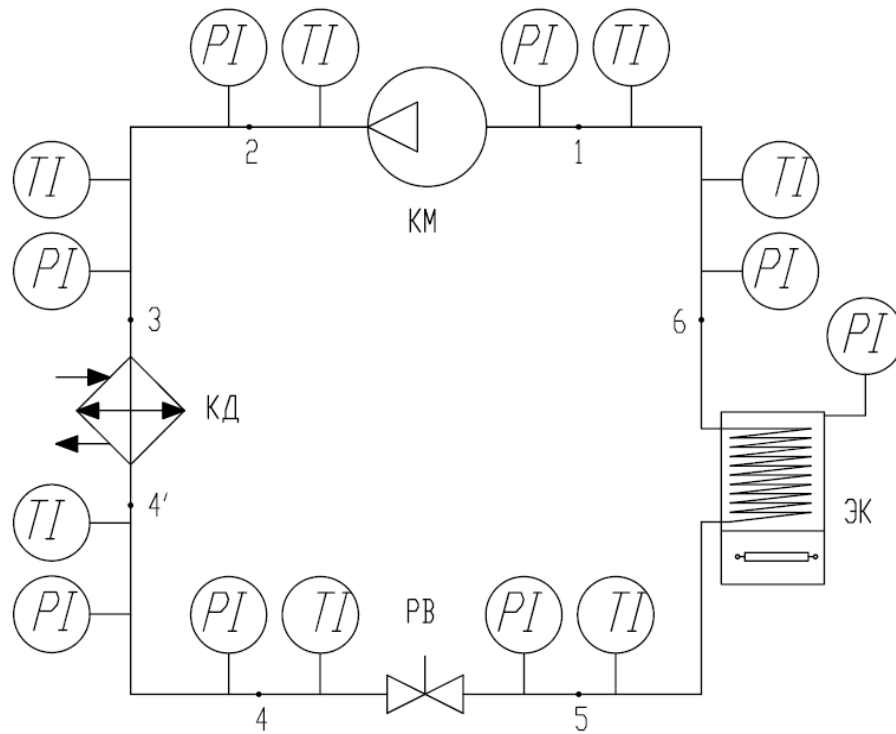


Рисунок 3.2 – Принципиальная схема стенда по методу электрокалориметра: КМ – компрессор, КД – конденсатор, РВ – регулирующий вентиль, ЭК – электрокалориметр

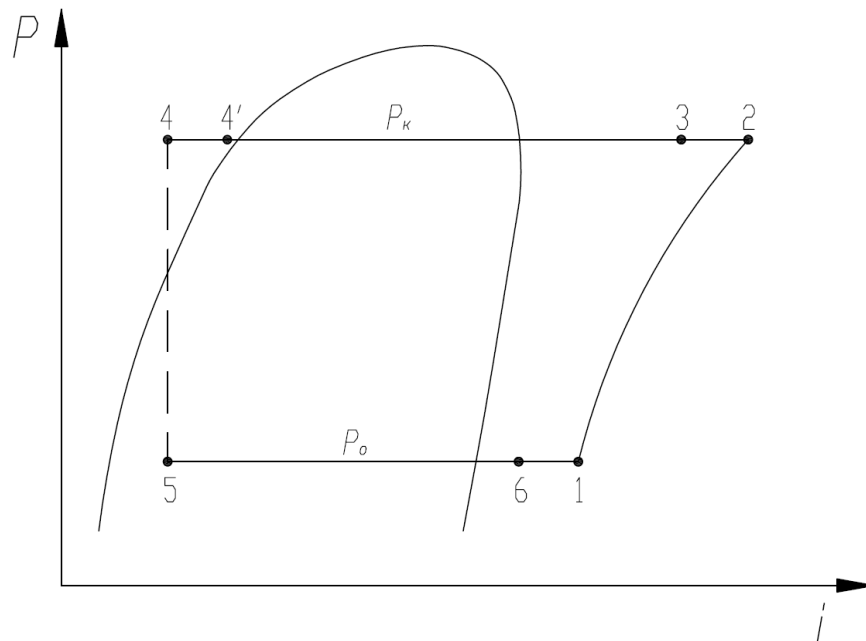


Рисунок 3.3 – Термодинамический цикл работы стенда по методу электрокалориметра: 1 – вход в компрессор, 2 – выход из компрессора, 3 – вход в конденсатор, 4' – выход из конденсатора, 4 – вход в регулирующий вентиль, 5 – вход в калориметр, 6 – выход из калориметра

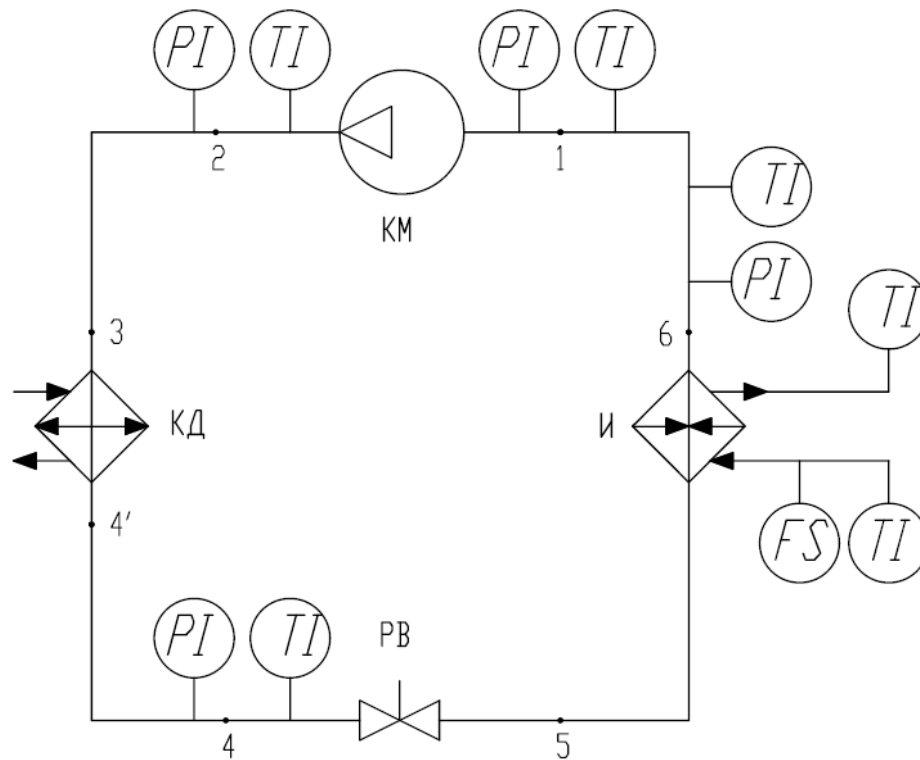


Рисунок 3.4 – Принципиальная схема стенда по методу испарителя:  
 КМ – компрессор, КД – конденсатор, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель

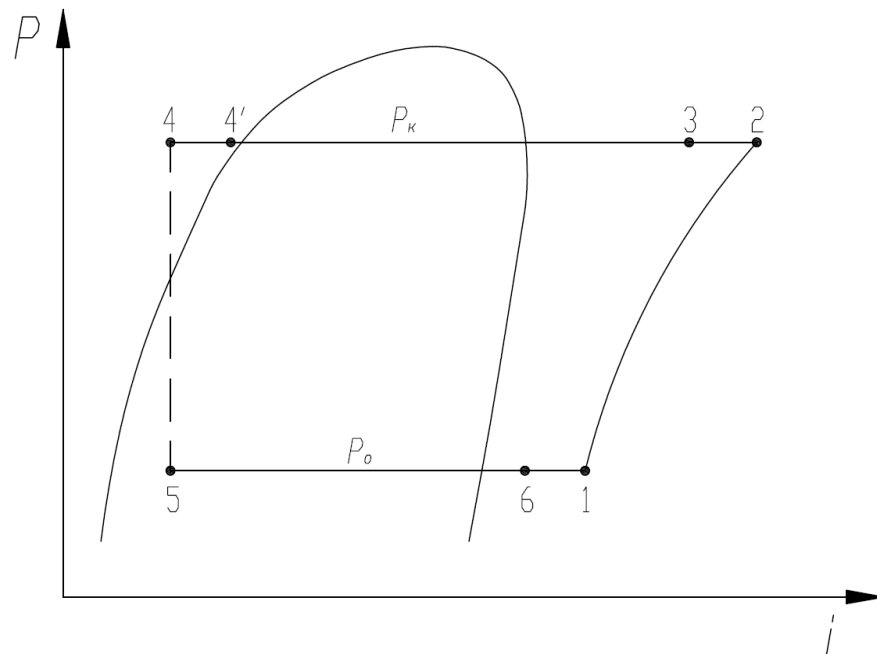


Рисунок 3.5 – Термодинамический цикл работы стенда по методу испарителя и по методу конденсатора: 1 – вход в компрессор, 2 – выход из компрессора, 3 – вход в конденсатор, 4' – выход из конденсатора, 4 – вход в регулирующий вентиль, 5 – вход в испаритель, 6 – выход из испарителя

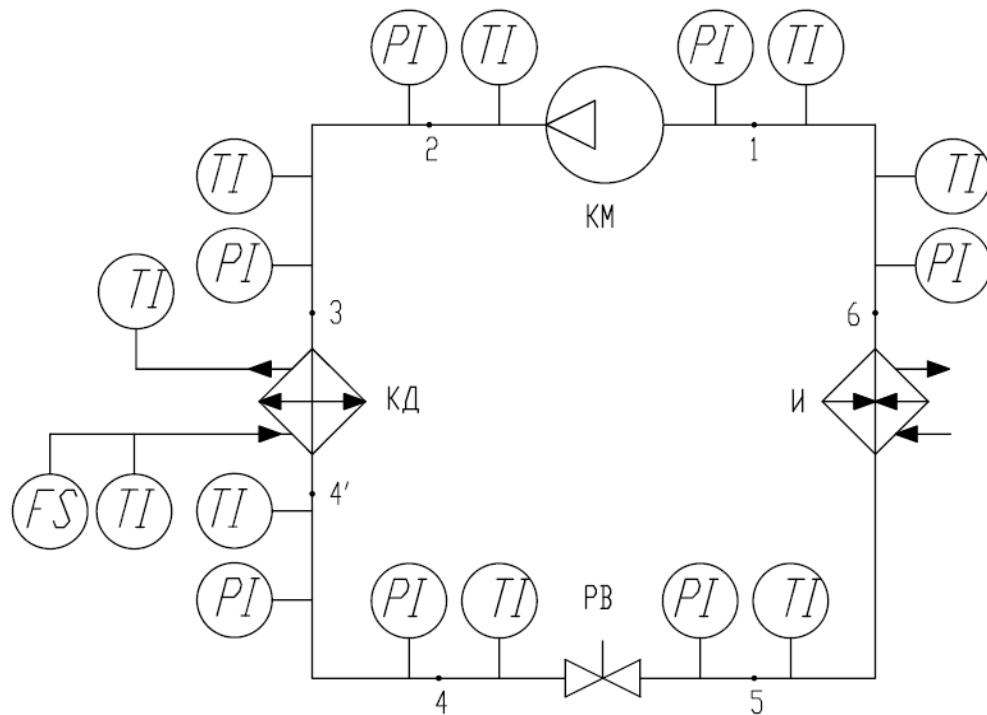


Рисунок 3.6 – Принципиальная схема стенда по методу конденсатора с водяным охлаждением: КМ – компрессор, КД – конденсатор, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель

Метод теплообменника на паровом кольце – D (рисунок 3.7, 3.8) является хорошим поверочным способом измерения производительности и в сочетании с методом расходомера пара хладагента на нагнетании – E2 (рисунок 3.9), является оптимальным сочетанием. Капитальные затраты в данном сочетании минимальны, т.к. обеспечивается возможность работы по «газовому кольцу» и в тоже время надежно работает расходомер пара хладагента.

Метод расходомера пара хладагента на всасывании – E1 (рисунок 3.10), для обеспечения корректной работы расходомера требует надежного и достаточно высокого перегрева на всасывании, что не всегда соответствует режимам испытаний.

Измерение расхода жидкого хладагента по методу – F (рисунок 3.11, 3.12), в свою очередь, требует надежного переохлаждения жидкого хладагента (не менее  $3^{\circ}\text{C}$ ) и высоких капитальных затрат на полную холодильную машину.

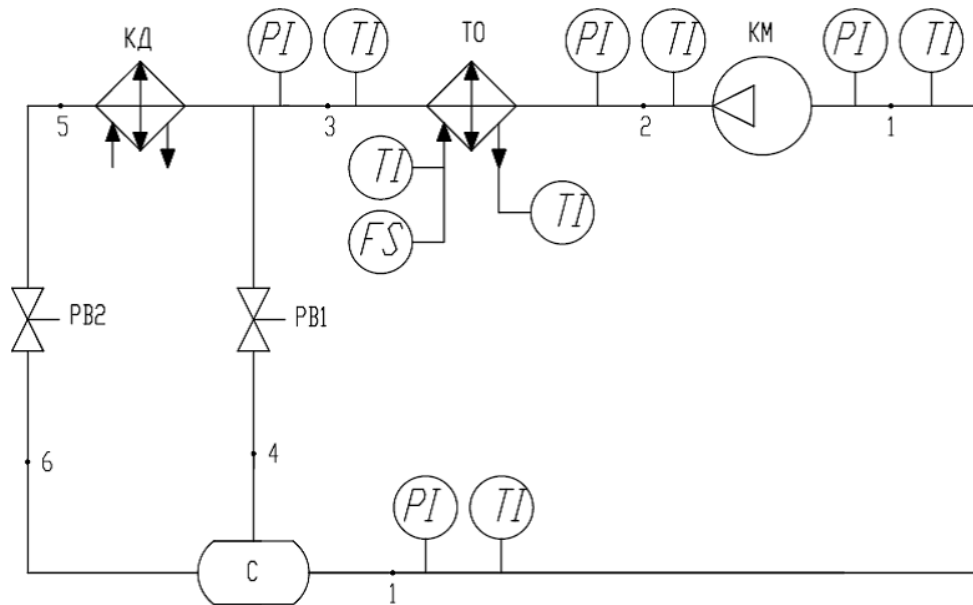


Рисунок 3.7 – Принципиальная схема стенда по методу теплообменника на паровом кольце: КМ – компрессор, ТО – теплообменник, КД – конденсатор, PB1 – основной регулирующий клапан, PB2 – вспомогательный регулирующий клапан, С – смеситель

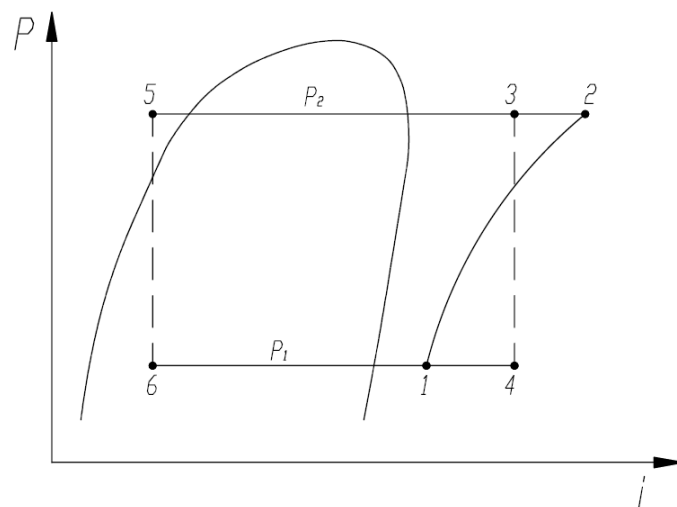


Рисунок 3.8 – Термодинамический цикл работы стенда по методу теплообменника на паровом кольце, стенда по методу расходомера пара хладагента на всасывании в компрессор и стенда по методу расходомера пара хладагента на нагнетании из компрессора: 1 – вход в компрессор, 2 – выход из компрессора, 3 – выход из теплообменника, 4 – после основного дроссельного клапана, 5 – после конденсатора, 6 – после второго дроссельного клапана



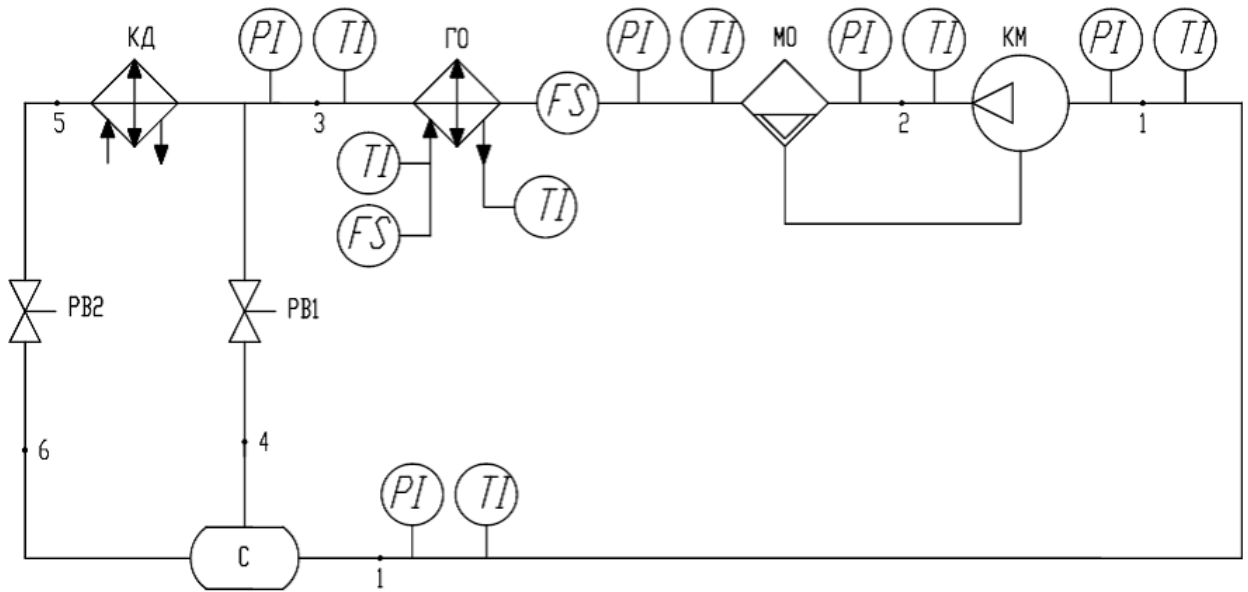


Рисунок 3.9 – Принципиальная схема стенда по методу расходомера пара хладагента на нагнетании из компрессора: КМ – компрессор, МО – маслоотделитель, ГО – газоохладитель, КД – конденсатор, PB1 – основной регулирующий вентиль, PB2 – вспомогательный регулирующий вентиль, С – смеситель

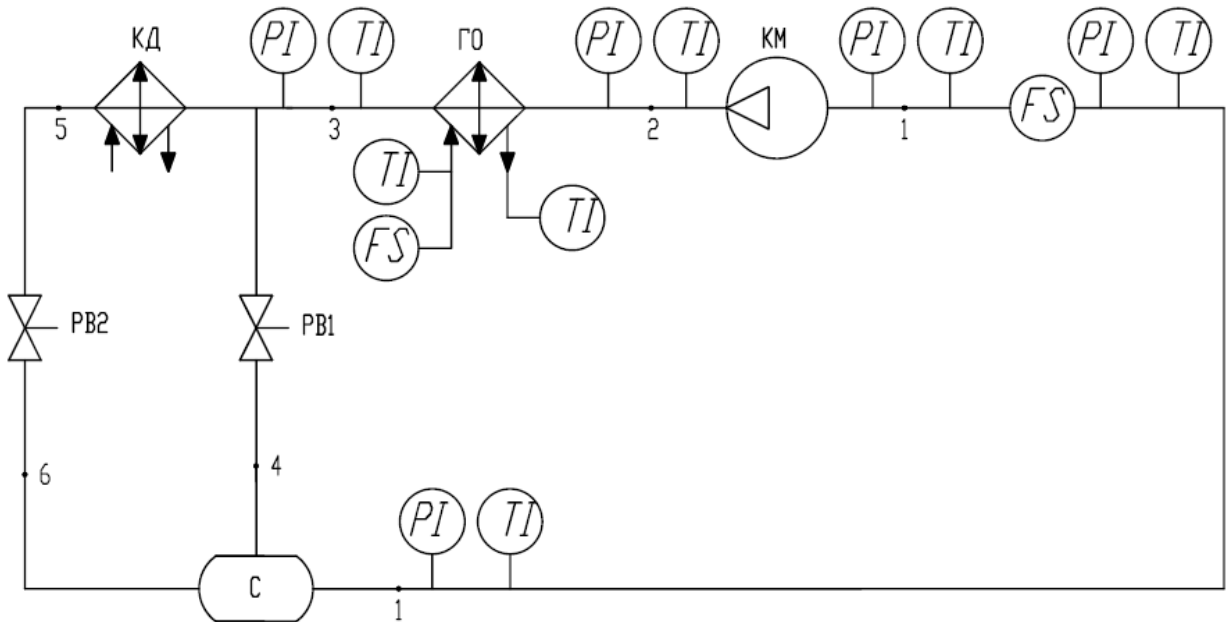


Рисунок 3.10 – Принципиальная схема стенда по методу расходомера пара хладагента на всасывании в компрессор: КМ – компрессор, ГО – газоохладитель, КД – конденсатор, PB1 – основной регулирующий вентиль, PB2 – вспомогательный регулирующий вентиль, С – смеситель

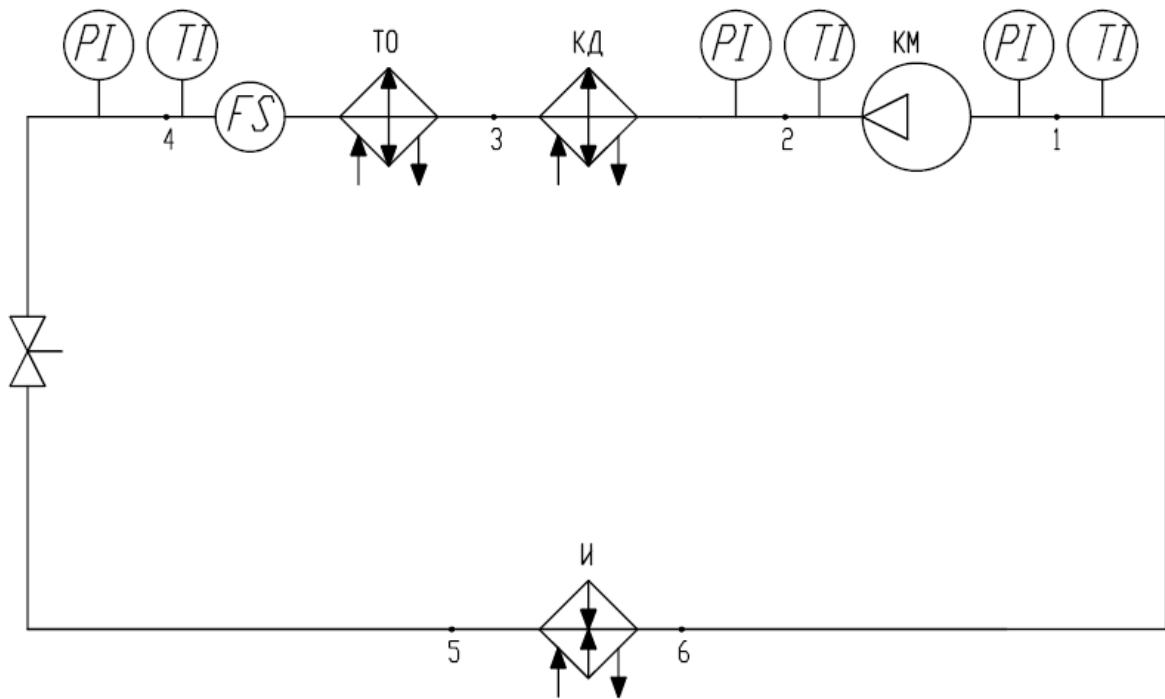


Рисунок 3.11 – Принципиальная схема стенда по методу расходомера жидкого хладагента: КМ – компрессор, КД – конденсатор, ТО – теплообменник, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель

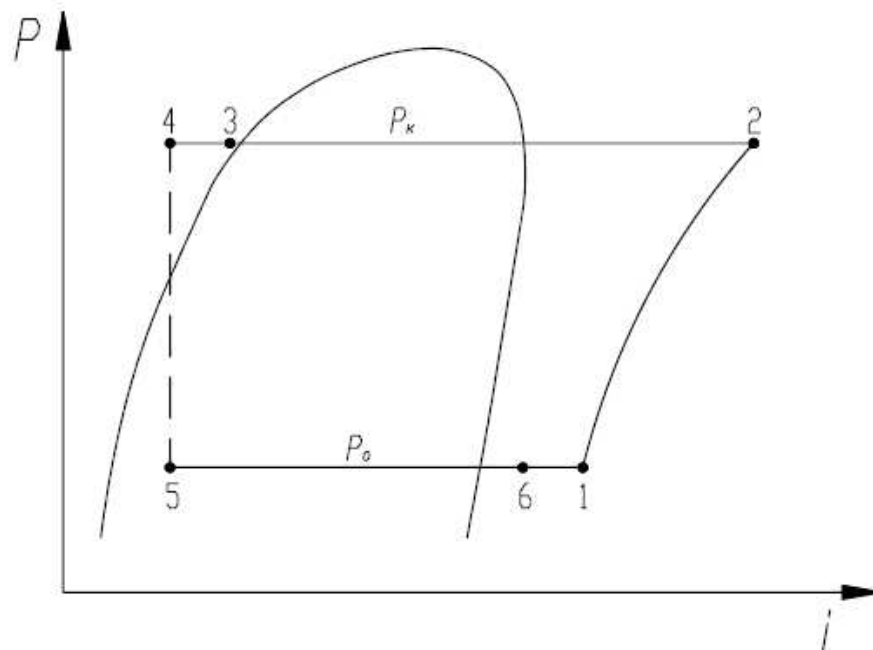


Рисунок 3.12 – Термодинамический цикл работы стенда по методу расходомера жидкого хладагента: 1 – вход в компрессор, 2 – выход из компрессора, 3 – выход из конденсатора, 4 – выход из теплообменника, 5 – после дроссельного вентиля, 6 – на выходе из испарителя

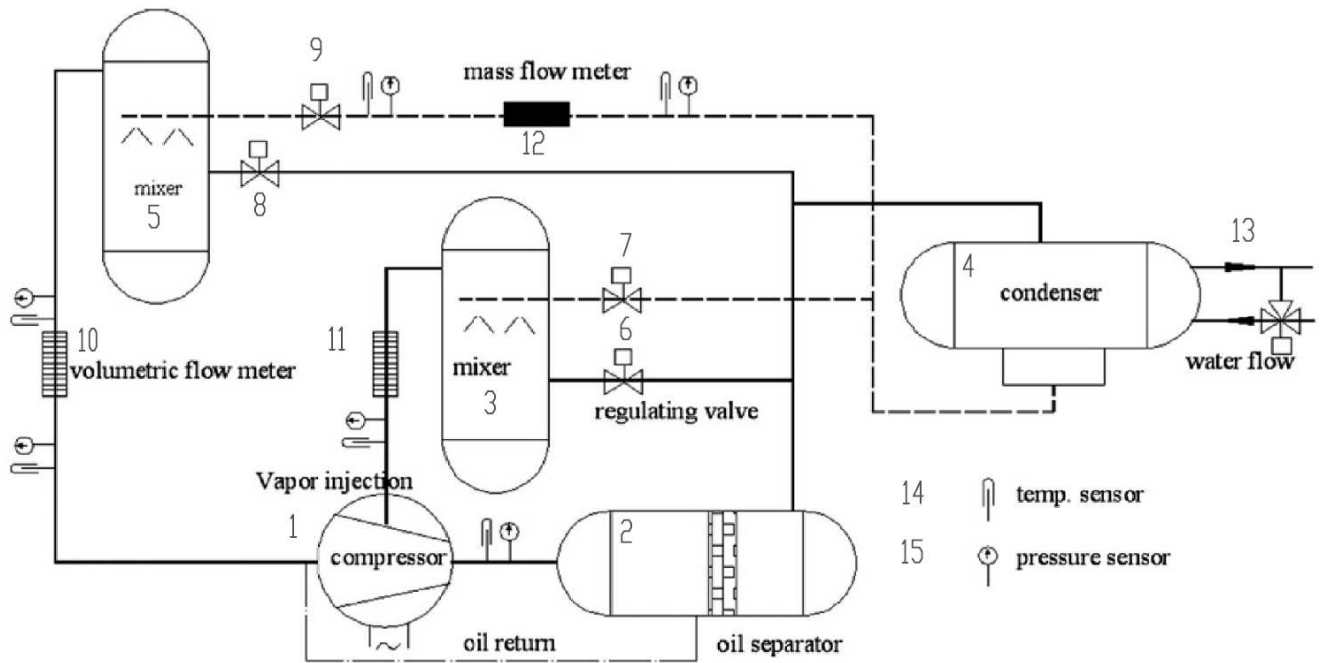


Рисунок 3.13 – Принципиальная схема стенда для испытания винтового маслозаполненного компрессора с промежуточным впрыском рабочего вещества: 1 – компрессор, 2 – маслоотделитель, 3 – смеситель для промежуточного впрыска, 4 – конденсатор, 5 – смеситель на всасывании, 6, 7, 8, 9 – регулирующий вентиль, 10 – расходомер объемного принципа действия, 11, 12 – массовый расходомер, 13 – трехходовой вентиль, 14 – датчик температуры, 15 – датчик давления

Авторами из DUNHAM-BUSH Co. создан стенд (рис. 3.13) для испытания ВКМ с промежуточным впрыском рабочего вещества [101]. Стенд работает по схеме «газовое кольцо». Рабочее вещество сжимается в ВМК (поз. 1) и нагнетается в маслоотделитель (поз. 2), затем перегретый пар высокого давления разделяется на три потока, часть идет в смеситель (поз. 3) для промежуточного впрыска, часть идет в конденсатор (поз. 4), а часть направляется во всасывающий смеситель (поз. 5). Температура и давление на всасывании в компрессор поддерживаются регулируемыми вентилями (поз. 8, 9), а расход измеряется расходомером (поз. 10) объемного принципа действия на входе в компрессор. Температура и давление пара идущего на промежуточный впрыск поддерживается и устанавливается смешением перегретого и влажного пара через регулирующие ventили (поз. 6, 7), а

расход измеряется расходомером (поз. 11) объемного принципа действия перед промежуточным впрыском. Также для удобства регулирования и получения данных для построения цикла измеряется массовый расход хладагента (поз. 12), температура хладагента (поз. 14), давление хладагента (поз. 15) и регулируется расход воды через конденсатор с помощью трехходового вентиля.

Исходя из особенностей, достоинств и недостатков вышеописанных схем стендов авторы считают оптимальной и предлагают использовать для испытания ВКМ малой производительности на реальных рабочих веществах схему стенда, представленную на рисунке 3.14. В схеме (рис. 3.14) кроме основного оборудования предусмотрены линейная и запорно-регулирующая арматура, средства автоматизации и контрольно-измерительные приборы.

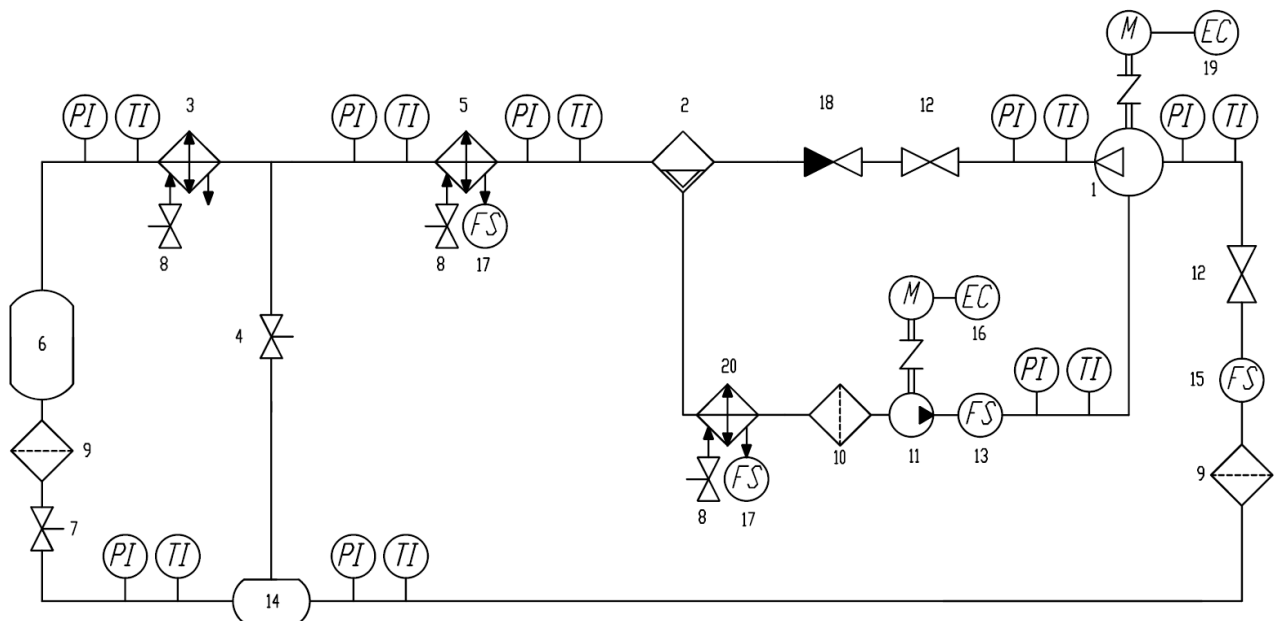


Рисунок 3.14 – Принципиальная схема стенда для испытания винтового маслозаполненного компрессора: 1 – компрессор, 2 – маслоотделитель, 3 – конденсатор, 4 – паровой регулирующий вентиль, 5 – газохладитель, 6 – ресивер, 7 – жидкостной регулирующий вентиль, 8 – водяной регулирующий вентиль, 9 – фильтр хладагента, 10 – масляный фильтр, 11 – масляный насос, 12 – запорный вентиль, 13 – масляный расходомер, 14 – смеситель, 15 – расходомер хладагента, 16 – регулятор

частоты вращения, 17 – водяной расходомер, 18 – обратный клапан, 19 – частотный преобразователь, 20 – маслоохладитель

Пар рабочего вещества (рис. 3.14) сжимается компрессором (поз. 1) и нагнетается в маслоотделитель (поз. 2). После маслоотделителя рабочее вещество охлаждается в газоохладителе (поз. 5), а затем разделяется, большая часть дросселируется в паровом регулирующем вентиле (поз. 4). Меньшая часть рабочего вещества конденсируется в конденсаторе (поз. 3), сливается в ресивер (поз. 6) и дросселируется в жидкостном регулирующем вентиле (поз. 7). Перегретый пар и влажный пар подаются в смеситель (поз. 14), в результате смешения потоков образуется перегретый пар. Из смесителя перегретый пар низкого давления поступает на всасывание в компрессор. Масло из маслоотделителя направляется в маслоохладитель (поз. 20), откуда масляным насосом (поз. 11) через масляный расходомер (поз. 13) направляется в компрессор. Данная схема позволяет поддерживать и регулировать давление всасывания, давление нагнетания и температуру всасывания регулирующими вентилями (поз. 4 и 7) и относительно быстро устанавливать режим. С помощью регулирующего вентиля (поз. 8) на маслоохладителе и регулятора частоты вращения (поз. 16) электродвигателя масляного насоса (поз. 11) с достаточно высокой точностью поддерживается температура и расход масла, впрыскиваемого в компрессор. Необходимо отметить, что несмотря на то что в схеме предусмотрен конденсатор, стенд работает по газовому кольцу, конденсатор имеет относительно небольшую площадь, а испаритель отсутствует. Желательно для такого стенда использовать водяной газоохладитель, водяной конденсатор и водяной маслоохладитель использование которых позволяет регулировать и поддерживать температуру рабочего вещества и масла. При необходимости испытания компрессора в высокотемпературном режиме регулирующий вентиль (поз. 7) закрыт и жидкий хладагент не впрыскивается в смеситель. Наличие частотного преобразователя (поз. 19) на электродвигателе компрессора позволяет изменять и измерять частоту вращения вала и

электрическую мощность электродвигателя компрессора. Эффективная мощность электродвигателя определяется в зависимости от типа электродвигателя. Если электродвигатель встроенный, то для определения эффективной мощности и КПД мы рекомендуем измерять перегрев пара рабочего вещества в обмотках электродвигателя, а затем, расчетным способом определять искомые величины [3]. У компрессоров с внешним приводом эффективную мощность рекомендуется измерять на валу компрессора [148], но в таком случае обязательно необходимо измерять и частоту вращения вала компрессора. Если невозможно измерить крутящий момент на валу, то допускается проводить измерения на клеммах электродвигателя.

Расход рабочего вещества в таком стенде предлагается измерять с помощью расходомера объемного принципа действия, но при этом поверять его по балансу газоохладителя. Расход масла, впрыскиваемого в компрессор также необходимо измерять объемным расходомером и поверять по балансу маслоохладителя.

Такая схема стенда с незначительными изменениями была применена для исследования экспериментального ВКМ на хладагенте R134a [83]. Описание данного эксперимента приведено в следующей главе.

### 3.2 Экспериментальные исследования винтовых маслозаполненных компрессоров

Экспериментальные исследования в рамках настоящей работы состояли из четырех основных этапов.

На первом этапе был испытан экспериментальный образец воздушного маслозаполненного винтового компрессора модели ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе». В ходе этапа необходимо было убедиться в работоспособности экспериментального образца ВКМ, определить его действительную производительность по условиям всасывания и эффективную мощность на валу компрессора при работе на воздухе и различных частотах вращения. На основании экспериментально полученных и обработанных данных необходимо было сделать анализ объемных и энергетических КПД ВКМ с новым профилем в зависимости от окружных скоростей на наружном диаметре ведущего винта. Также необходимо проанализировать возможность работы экспериментального образца ВКМ на реальных рабочих веществах холодильных машин и тепловых насосов.

На втором этапе были проведены заводские испытания серийного воздушного винтового маслозаполненного компрессора производства ОАО "Машиностроительный завод "Арсенал". Второй этап был необходим для проверки результатов, полученных на первом этапе.

На третьем этапе необходимо было испытать ВКМ малой производительности марки VSK компании Bitzer (Германия). Основными задачами экспериментального исследования являлись: определение объемных и энергетических характеристик винтового компрессора при различных частотах вращения электродвигателя, и оценка эффективности работы винтового компрессора VSK-3161-15Y в высокотемпературных

режимах. Выбор компрессора был обусловлен необходимостью получения характеристик маслозаполненного ВКМ малой производительности работающего на хладагенте R134a. Выпуск такого компрессора был освоен зарубежной промышленностью (рис. 3.15) в отличие от промышленности нашей страны. В то же время при успешной эксплуатации такого компрессора в нашей стране и за рубежом не было опубликовано экспериментальных данных испытаний данного компрессора.

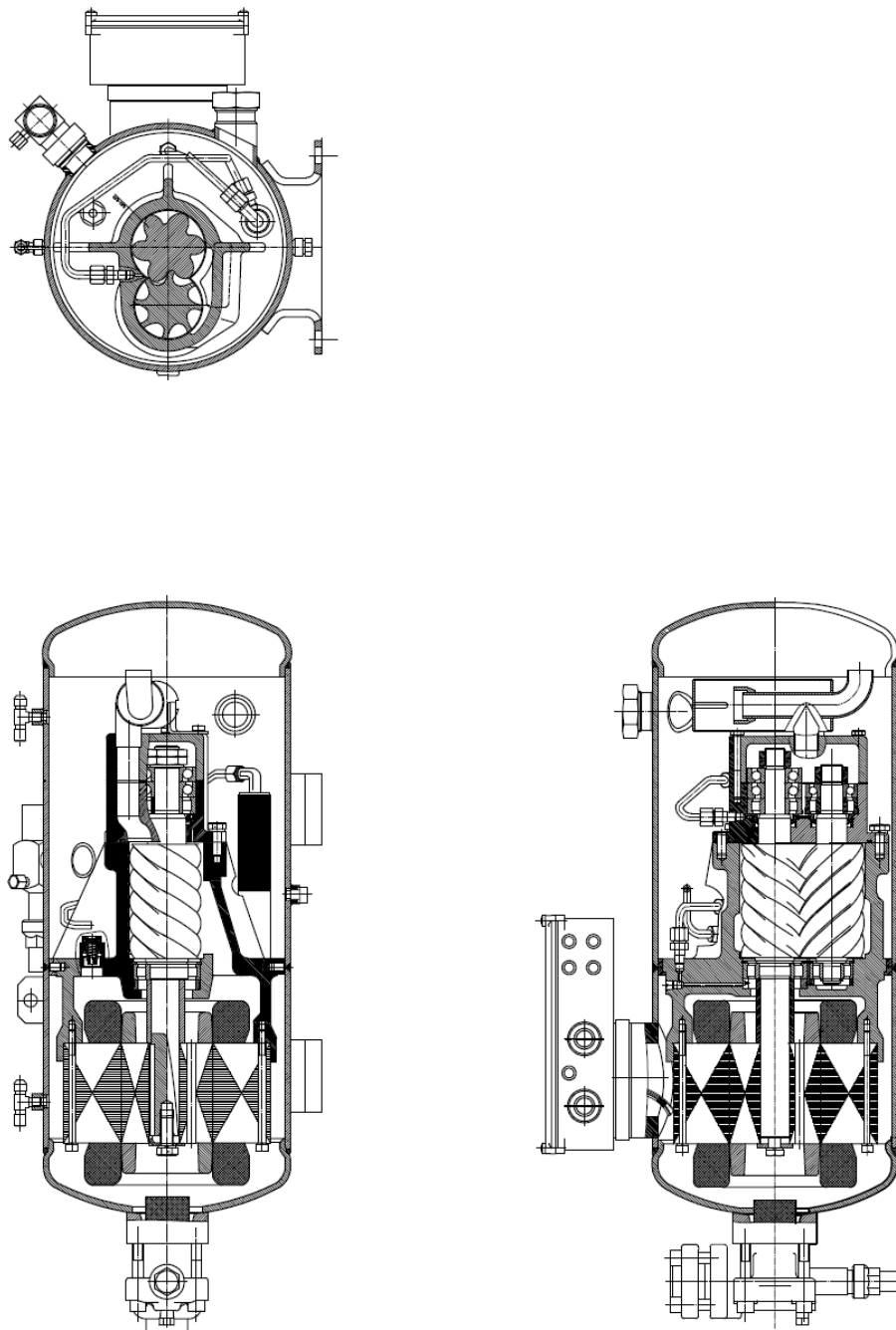


Рисунок 3.15 – Разрез герметичного винтового компрессора



На четвертом этапе объектом испытания был выбран экспериментальный образец воздушного компрессора модели ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе», который был испытан на первом этапе, но доработанный для испытания на хладагенте R134a. Основными задачами экспериментального исследования являлись: определение объемных и энергетических характеристик винтового компрессора с новым профилем зубьев при различных частотах вращения электродвигателя, и оценка эффективности работы винтового компрессора в сравнении с ВКМ VSK-3161-15Y в высокотемпературных режимах. Также необходимо было убедиться в работоспособности компрессора при его работе на хладагенте R134a.

Компрессор, который исследовался на первом этапе был спроектирован и изготовлен в ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе». Экспериментальный стенд был создан с учетом рекомендаций автора в испытательной лаборатории «Конструкторского бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе». Испытания компрессора проводились на воздухе по разомкнутому циклу. Замеры величин давлений воздуха и масла производились образцовыми манометрами, а величин температур – лабораторными термометрами и хромель-копелевыми термопарами. Расход воздуха определялся расходомером 1РГ-100. В качестве привода компрессора использовались мотор-весы фирмы «Всетин» (Чехия), являющиеся электродвигателем постоянного тока, что позволяло изменять в широком диапазоне частоту вращения роторов и одновременно измерять частоту вращения и крутящий момент на валу компрессора для определения эффективной мощности. Кривые, описывающие профиль винтов приведены в [91]. Привод компрессора осуществлялся за ведомый (8-ми заходный) ротор. Воздух на всасывание компрессора забирался из атмосферы. На нагнетании давление воздуха равнялось 1,0 МПа. Для уплотнения зазоров между винтами и отвода теплоты сжатия в рабочие полости компрессора подавалось масло ХФ 22с - 16. Результаты испытаний, обработанные по зависимостям,

приведенным в работе [3]. Технические характеристики исследуемого ВКМ показаны в таблице 3.1.

Табл. 3.1. Технические характеристики экспериментального компрессора модели ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе»

Число заходов ведущего ротора	6
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	80
Диаметр начальной окружности ведущего ротора, мм	54
Ход ведущего ротора, мм	144
Число заходов ведомого ротора	8
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	73,6
Диаметр начальной окружности ведомого ротора, мм	72
Длина роторов, мм	125
Зазор на торце нагнетания, мм	0,03
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,02...0,03
Геометрическая степень сжатия	3
Теоретическая объемная производительность при частоте вращения ведомого винта $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ , м <sup>3</sup> /с	0,0211

Компрессор, который исследовался на втором этапе был спроектирован и изготовлен в ОАО "Машиностроительный завод "Арсенал". Целью испытаний было получение характеристик серийного образца воздушного винтового маслозаполненного компрессора для сравнения их с характеристиками экспериментального воздушного ВКМ. Испытания компрессора проводились на воздухе по разомкнутому циклу. Замеры величин давлений воздуха и масла производились образцовыми манометрами, а величин температур – лабораторными термометрами. Расход воздуха определялся расходомером 1РГ-100. В качестве привода компрессора использовались мотор-весы фирмы «Всетин» (Чехия),

являющиеся электродвигателем постоянного тока, что позволяло изменять в широком диапазоне частоту вращения роторов и одновременно измерять частоту вращения и крутящий момент на валу компрессора для определения эффективной мощности. Технические характеристики серийного воздушного ВКМ показаны в таблице 3.2.

Табл. 3.2. Технические характеристики серийного воздушного компрессора, производства ОАО "Машиностроительный завод "Арсенал"

Число заходов ведущего ротора	5
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	179,05
Диаметр начальной окружности ведущего ротора, мм	115
Ход ведущего ротора, мм	334,8
Число заходов ведомого ротора	6
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	142,03
Диаметр начальной окружности ведомого ротора, мм	138
Длина роторов, мм	297,6
Зазор на торце нагнетания, мм	0,05...0,06
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,05...0,06
Геометрическая степень сжатия	-
Теоретическая объемная производительность при частоте вращения ведомого винта $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ , м <sup>3</sup> /с	0,0833

На третьем этапе объектом экспериментального исследования был выбран маслозаполненный двухроторный винтовой компрессор серии VSK компании Bitzer. Компрессор герметичный, с горизонтальным цилиндрическим корпусом, низким уровнем вибрации и возможностью плавного инверторного регулирования холодопроизводительности в диапазоне частот питающего напряжения 20...70 Гц. Технические характеристики герметичного маслозаполненного компрессора VSK3161-15Y показаны в таблице 3.3.

Табл. 3.3. Технические характеристики герметичного маслозаполненного компрессора VSK3161-15Y

Число заходов ведущего ротора	5
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	78.9
Число заходов ведомого ротора	6
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	59.2
Длина роторов, мм	112
Зазор на торце нагнетания, мм	0,02
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,02...0,03
Геометрическая степень сжатия	3
Теоретическая объемная производительность при частоте вращения ведомого винта $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ , м <sup>3</sup> /с	0,0128
Профиль роторов	компании «Bitzer»

Для проведения испытаний компрессора VSK3161-15Y в высокотемпературном режиме на хладагенте R134a в СПб ГУН и ПТ был создан стенд, принципиальная схема и цикл работы которого показан на рисунке (рис. 3.16, 3.17).

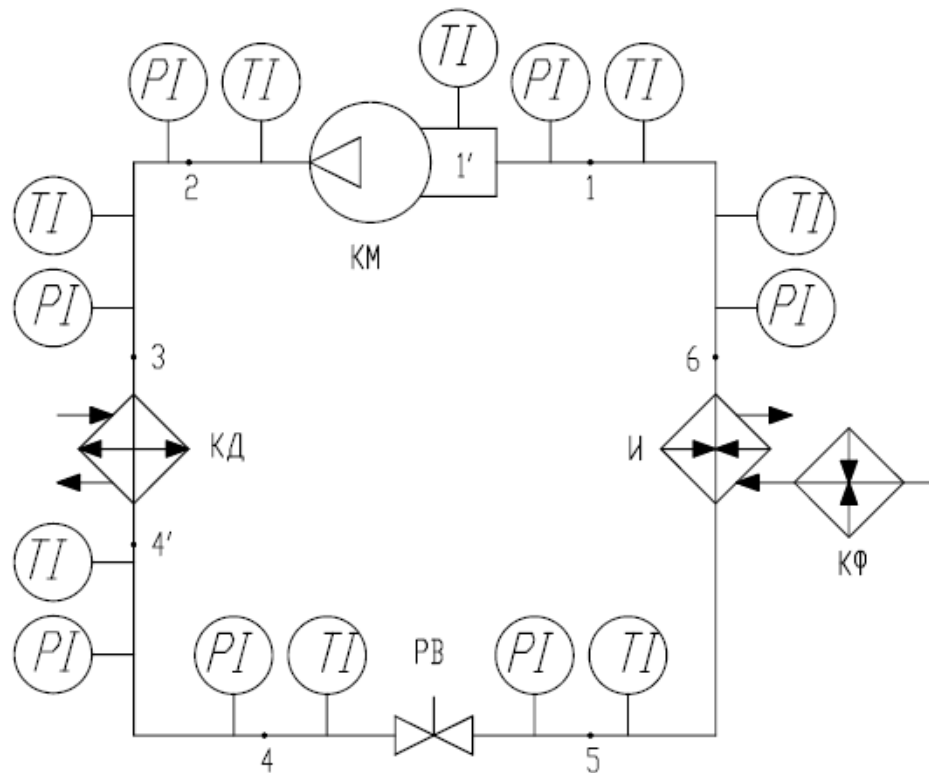


Рисунок 3.16 – Принципиальная схема экспериментального стенда для испытания герметичного винтового маслозаполненного компрессора: КМ – герметичный компрессор, КД – конденсатор, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель, КФ – калорифер

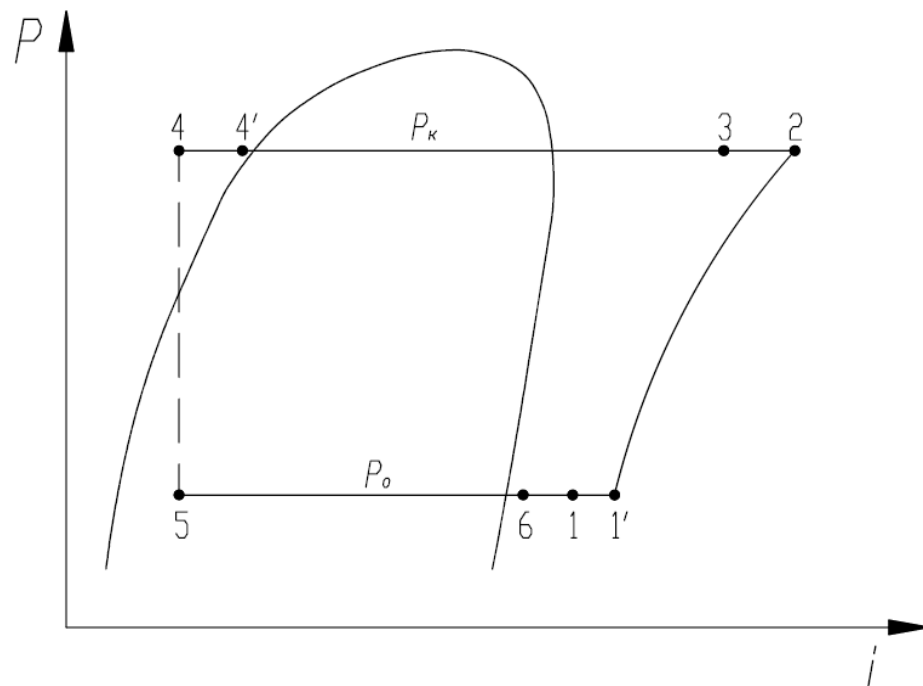


Рисунок 3.17 – Термодинамический цикл работы экспериментального стенда для испытания винтового маслозаполненного компрессора: 1 – вход в

компрессор, 1' – после обмоток электродвигателя, 2 – выход из компрессора, 3 – на входе в конденсатор, 4' – на выходе из конденсатора, 4 – перед дроссельным вентилем, 5 – на входе в испаритель, 6 – на выходе из испарителя

В качестве привода компрессора использовался встроенный асинхронный электродвигатель для изменения частоты вращения, которого применялся частотный преобразователь.

Пар хладагента после подогрева в обмотках электродвигателя (процесс 1-1') и сжатия в ВКМ (процесс 1-2) нагнетается в конденсатор (процесс 2-3) конденсируется в воздушном конденсаторе (процесс 3-4'), переохлаждается (процесс 4'-4), дросселируется в регулирующем вентиле (процесс 4-5) и подается в испаритель (воздухоохладитель). За счет подвода теплоты от теплого воздуха, подогретого в электрокалорифере, хладагент кипит (процесс 5-6) и на пути к компрессору подогревается за счет теплопритока из окружающей среды (процесс 6-1). Для измерения и регистрации внешних и внутренних параметров, а также для контроля за режимами работы компрессора, стенд укомплектован необходимой контрольно-измерительной аппаратурой.

Воздушный контур холодильной машины по испарителю был замкнут. Компенсацию явной нагрузки на испаритель холодильной машины обеспечивали нагревателем воздуха, компенсацию скрытой нагрузки – водяным паром, подаваемым от электрокипятильника.

Для третьего этапа экспериментальных исследований в ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе был спроектирован и изготовлен маслозаполненный винтовой компрессор малой производительности с новым профилем зубьев и соотношением числа зубьев 6/8. Кривые, описывающие профиль винтов приведены в [92]. Привод компрессора осуществляется за ведомый (8-ми заходный) ротор. Технические характеристики исследуемого ВКМ показаны в таблице 3.4.

Табл. 3.4. Технические характеристики экспериментального компрессора

Число заходов ведущего ротора	6
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	80
Диаметр начальной окружности ведущего ротора, мм	54
Ход ведущего ротора, мм	144
Число заходов ведомого ротора	8
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	73,6
Диаметр начальной окружности ведомого ротора, мм	72
Длина роторов, мм	125
Зазор на торце нагнетания, мм	0,03
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,03...0,06
Геометрическая степень сжатия	3,6
Теоретическая объемная производительность при частоте вращения ведомого винта $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ , м <sup>3</sup> /с	0,0211

Винтовая пара экспериментального компрессора показана на рисунке 3.18.



Рисунок 3.18. Винтовая пара компрессора.

В Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий проведены испытания винтового компрессора в различных режимах на хладагенте R134a.

Для проведения испытаний винтового компрессора был создан стенд, принципиальная схема и цикл работы которого приведены на рисунках 3.19-3.20. Пар рабочего вещества в процессе I-II (рис. 11) сжимается компрессором (поз. 1) и нагнетается в маслоотделитель (поз. 2). После маслоотделителя рабочее вещество охлаждается в газоохладителе II-III (поз. 5), затем разделяется на два потока, большая часть дросселируется III-VI в регулирующем вентиле (поз. 4). Меньшая часть рабочего вещества конденсируется III-IV в теплообменнике (поз. 3), сливается в ресивер (поз. 6) и дросселируется IV-V в регулирующем вентиле (поз. 7). Перегретый пар в состоянии VI и влажный пар в состоянии V подаются в смеситель (поз. 14), в результате смешения потоков образуется перегретый пар в состоянии I. Из смесителя холодный пар низкого давления поступает на всасывание в компрессор. Масло из маслоотделителя направляется в маслоохладитель (поз. 9), откуда сливается в масляный ресивер (поз. 10) и масляным насосом (поз. 11) через масляный расходомер (поз. 13) направляется в компрессор.

Такая схема позволяет поддерживать и регулировать давление всасывания ( $P_1$ ), давление нагнетания ( $P_2$ ) и температуру всасывания ( $t_1$ ) регулирующими вентилями (поз. 4, 7 и 8). Тиристорный преобразователь (поз. 16) изменяя частоту вращения вентилятора маслоохладителя, позволяет изменять температуру масла, впрыскиваемого в компрессор, а байпасный вентиль (поз. 12) дает возможность регулировать количество масла, подаваемого в компрессор. Следует отметить, что при испытании компрессора в высокотемпературном режиме регулирующий вентиль (поз. 7) закрыт и жидкий хладагент не впрыскивается в смеситель. Частотный преобразователь (поз. 17) позволяет изменять и измерять частоту вращения вала и мощность электродвигателя компрессора. В качестве привода



экспериментального ВКМ использовался асинхронный электродвигатель АИР-132.

Измерения проводились на установившихся режимах работы компрессора. Для измерения и регистрации внешних параметров, а также для контроля за режимами работы компрессора, стенд был укомплектован необходимой контрольно-измерительной аппаратурой.

Расход хладагента измерялся с помощью расходомера-счетчика вихревого газового характеристики которого представлены в таблице 3.5.

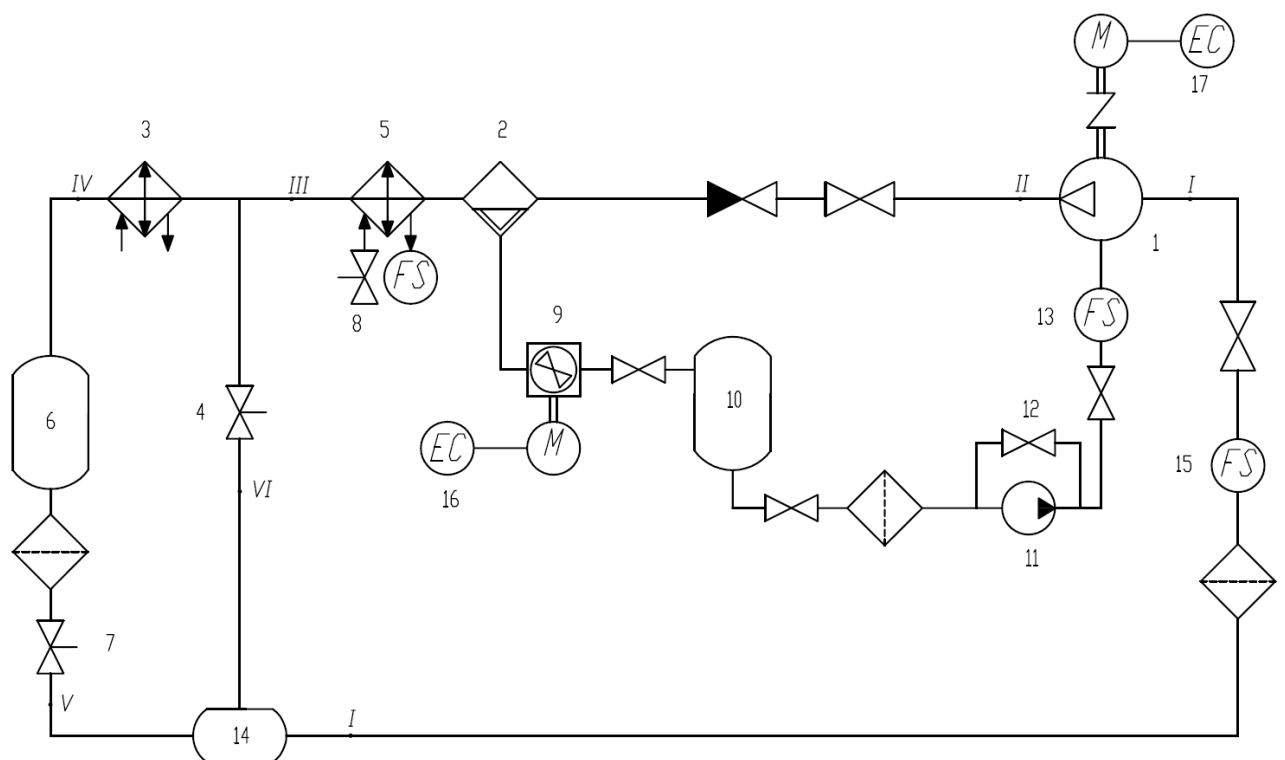


Рисунок 3.19 – Принципиальная схема стенда для испытания экспериментального сальникового винтового маслозаполненного компрессора:

1 – экспериментальный компрессор, 2 – маслоотделитель, 3 – конденсатор, 4 – основной регулирующий вентиль, 5 – газохладитель, 6 – ресивер хладагента, 7 – вспомогательный регулирующий вентиль, 8 – водяной регулирующий вентиль, 9 – маслоохладитель, 10 – масляный ресивер, 11 – масляный насос, 12 – байпасный масляный вентиль, 13 – масляный расходомер, 14 – смеситель, 15 – расходомер хладагента, 16 –

регулятор частоты вращения вентилятора, 17 – преобразователь частоты электродвигателя компрессора

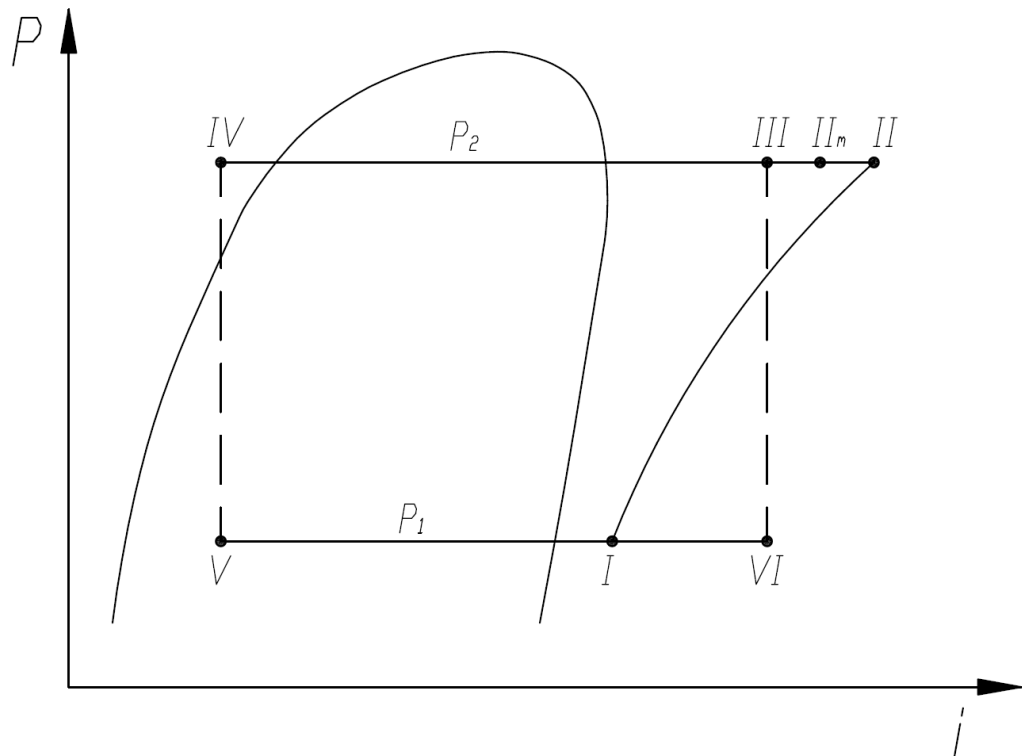


Рисунок 3.20 – Термодинамический цикл работы экспериментального стенда: I – вход в компрессор, II – на выходе из компрессора, III – после газоохладителя, IV – после конденсатора, V – после дросселирования жидкости, VI – после дросселирования пара

На рис. 3.21 показан общий вид стенда, а на рис. 3.22 общий вид экспериментального компрессора.



Рисунок 3.21. Общий вид стенда.

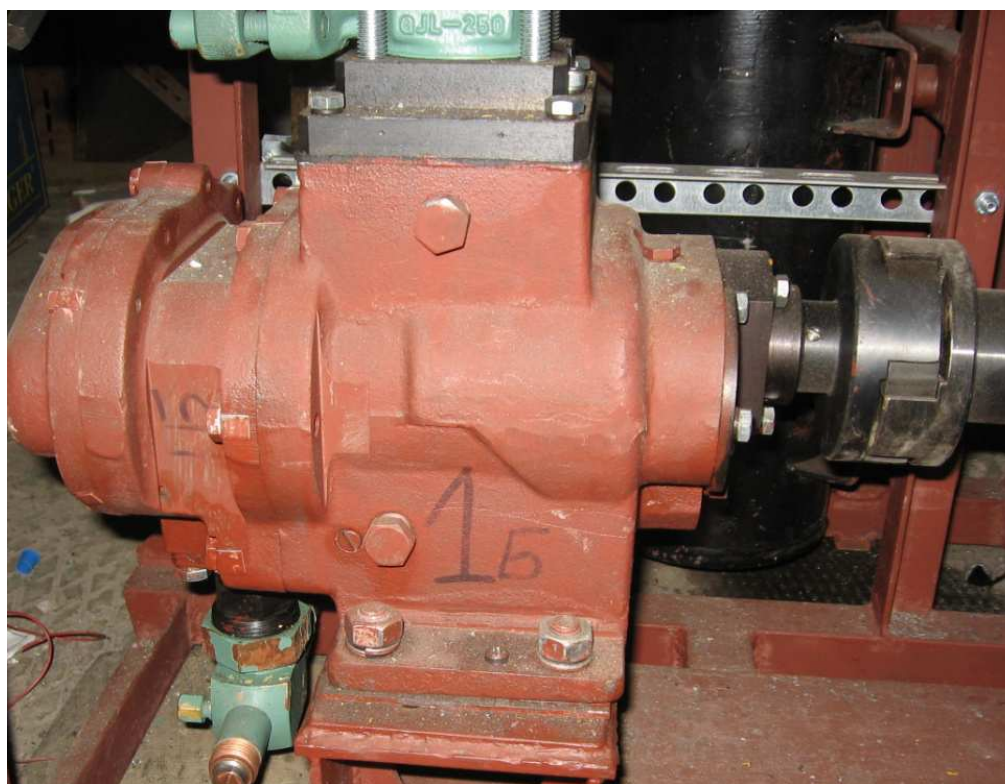


Рисунок 3.22. Общий вид экспериментального компрессора.

Таблица 3.5. Технические характеристики расходомера-счетчика вихревого газового

Наименование параметра	Значение параметра
Назначение	Предназначен для измерения объемного расхода и объема в рабочих условиях агрессивных и неагрессивных газов (воздуха, азота, аммиака, и т.д.)
Относительная погрешность измерения расхода, %	$\pm 1,5$
Диапазон температуры газа, °C	от минус 40 до 100
Диапазон температур окружающей среды, °C — для вихревого преобразователя расхода (ВПР) — для блока отображения и передачи информации (БОПИ)	от минус 40 до 70 от 5 до 50
Давление измеряемого газа абсолютное, МПа	не более 1,6
Степень защиты: — ВПР — БОПИ	IP67 IP54
Электропитание	Переменное, 220 В, 50 Гц
Потребляемая мощность, ВА	не более 3
Длина прямолинейных участков: — до ВПР — после ВПР	не менее 10 DN не менее 5 DN
Длина линии связи ВПР-БОПИ, м	до 300
Средний срок службы, лет	12

Расход масляного раствора, подаваемого на впрыск в компрессор замерялся электронным счетчиком PRESSOL серии LM OG с точностью  $\pm 0,5\%$ .

### 3.3 Обработка экспериментальных данных

Результаты испытаний на первом и втором этапах обрабатывались по зависимостям, приведенным в работе [12].

Результаты испытаний на третьем этапе обрабатывались по зависимостям, приведенным ниже.

Холодопроизводительность холодильной машины с винтовым компрессором определялась калориметрическим методом по формуле

$$Q_0 = \sum_i N_i \quad (3.1),$$

где  $\sum N_i$  – суммарная электрическая мощность, потребляемая воздухонагревателем (электрокалорифером) и кипятильником, компенсирующая охлаждающее и осушающее действие воздухоохладителя.

Теплопроизводительность холодильной машины с винтовым компрессором определялась психрометрическим методом по формуле

$$Q_h = G_e (h_{e2} - h_{e1}) \quad (3.2).$$

Массовый расход воздуха  $G_e$  определялся расходомером, установленным перед воздушным конденсатором по формуле:

$$G_e = \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho_e} \quad (3.3),$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода;

$\varepsilon$  – поправочный множитель на расширение измеряемой среды;

$d$  – диаметр расходомера;

$\Delta P$  – перепад давления на расходомере;

$\rho_e$  – плотность воздуха перед воздушным конденсатором.

Значения  $\alpha$ ,  $\varepsilon$ ,  $d$  приняты из характеристики расходомера.

Параметры влажного воздуха рассчитывались по зависимостям, приведенным в [150].

Энтальпия влажного воздуха до  $h_{61}$  и после конденсатора  $h_{62}$  вычислялась по зависимости

$$h_6 = (1,0 + 1,89D) \cdot t_c + 2500D \quad (3.4),$$

где  $D$  – влагосодержание воздуха;

$t_c$  – температура воздуха по сухому термометру.

Относительная влажность воздуха  $\phi$  определялась по формуле

$$\phi = \frac{P_{nn}^M - c \cdot P \cdot (t_c - t_m)}{P_{nn}^c} \quad (3.5),$$

где  $P_{nn}^c$ ,  $P_{nn}^M$  – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре сухого и мокрого термометров;

$c$  – психрометрический коэффициент;

$P$  – абсолютное давление воздуха;

$t_c$ ,  $t_m$  – температура сухого и мокрого термометров.

Влагосодержание воздуха  $D$  определялось по формуле

$$D = \frac{\phi P_{nn}^c}{P - \phi P_{nn}^c} 0,622 \quad (3.6).$$

Расчет параметров состояния хладагента  $R134a$  производился по зависимостям, приведенным в [74]. Массовый расход хладагента  $G_a$  определялся по тепловому балансу испарителя и конденсатора.

Действительная объемная производительность компрессора по условиям всасывания

$$V_\partial = G_a / v_1 \quad (3.7),$$

где  $v_1$  – удельный объем пара на всасывании.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = V_\partial / V_T \quad (3.8),$$

где  $V_T$  – теоретическая объемная производительность компрессора.

Потребляемую электрическую мощность  $N_\partial$  вычисляли по формуле

$$N_\partial = N_A + N_B + N_C \quad (3.9),$$

где  $N_A, N_B, N_C$  – измеренная мощность в каждой фазе.

КПД электродвигателя  $\eta_{эл.дв.}$  определялся по следующим зависимостям:

$$\eta_{эл.дв} = 1 - \frac{Q_{эл.дв}}{N_{\Sigma}} \quad (3.10).$$

Теплота, подведенная в электродвигателе к всасываемому пару хладагента

$$Q_{эл.дв} = G_a \cdot (h_{1'} - h_1) \quad (3.11),$$

Где  $h_{1'}$ ,  $h_1$  – энтальпия пара хладагента на входе в полости винтов и во всасывающем патрубке компрессора.

Температура пара на входе в полости винтов замерялась термопарой.

Величины холодопроизводительности  $Q_o$ , теплопроизводительности  $Q_h$ , мощности изотропного сжатия  $N_s$ , эффективной мощности  $N_e$  и коэффициента подачи  $\lambda$  определялись по зависимостям, приведенным в [1, 12].

Величины безразмерных параметров определялся по следующим зависимостям:

$$\text{эффективный КПД компрессора } \eta_e = N_s / N_e \quad (3.12);$$

$$\text{электрический КПД } \eta_{\Sigma} = N_s / N_{\Sigma} \quad (3.13);$$

$$\text{холодильный коэффициент } \epsilon_e = Q_o / N_e \quad (3.14);$$

$$\text{отопительный коэффициент } \mu_e = Q_h / N_e \quad (3.15).$$

Обработка результатов эксперимента на четвертом этапе проводилась следующим образом.

Величины холодопроизводительности  $Q_o$ , теплопроизводительности  $Q_h$ , мощности изотропного сжатия  $N_s$ , эффективной мощности  $N_e$  и коэффициента подачи  $\lambda$  определялись по зависимостям, приведенным в [1, 12]

Эффективная мощность компрессора  $N_e$  определялась по формуле

$$N_e = N_{\varepsilon} \cdot \eta_{\text{эл.дв}} \cdot \eta_{\text{ч.п.}} \quad (3.15),$$

Где  $\eta_{\text{эл.дв.}}$  – КПД электродвигателя;

$\eta_{\text{эл.дв.}}$  – КПД частотного преобразователя.



### 3.4 Анализ экспериментальных данных

Экспериментальные данные полученные на первом и втором этапах исследования были обработаны и представлены в виде зависимости коэффициента подачи и эффективного КПД от окружной скорости. На рисунке 3.23 представлена зависимость коэффициента подачи серийного компрессора и коэффициента подачи экспериментального компрессора от окружной скорости.

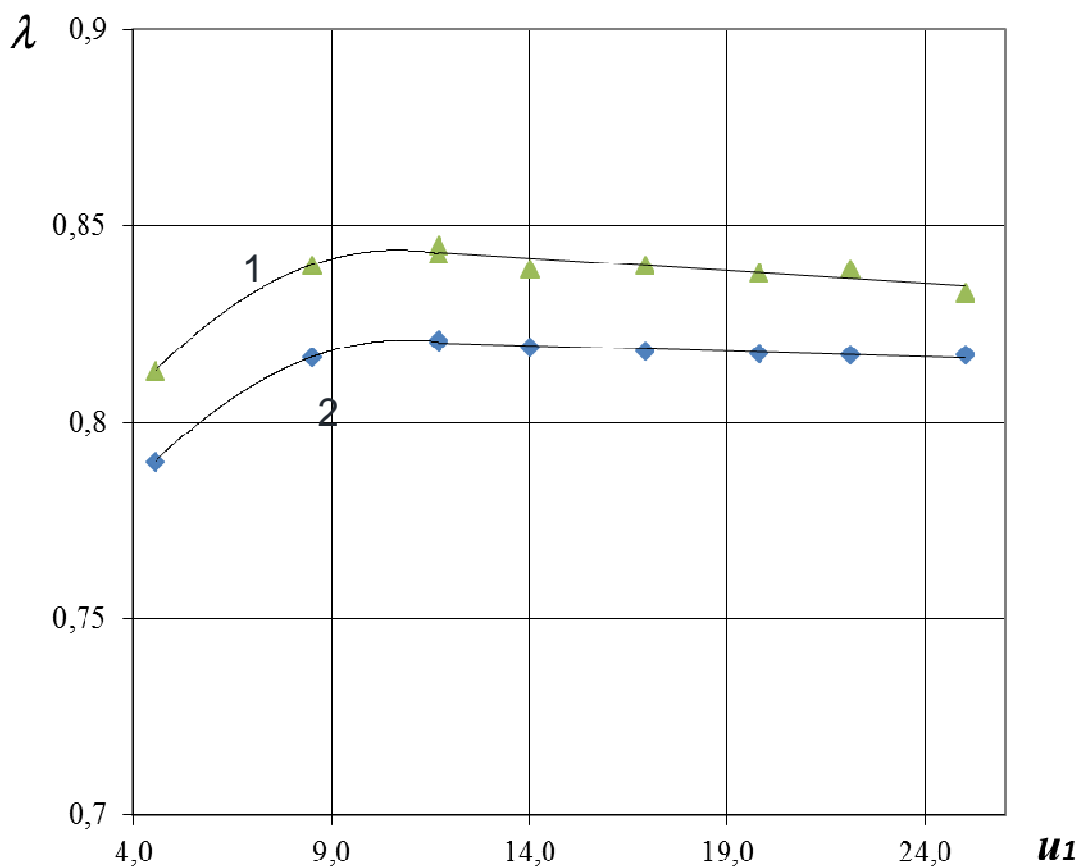


Рисунок 3.23. Зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  компрессора от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта  $u_1$ : 1 – коэффициент подачи серийного компрессора (ОАО "Машиностроительный завод "Арсенал"); 2 – коэффициент подачи экспериментального компрессора (ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе»)

На рисунке 3.24 представлена зависимость эффективного КПД серийного компрессора и эффективного КПД экспериментального компрессора от окружной скорости.

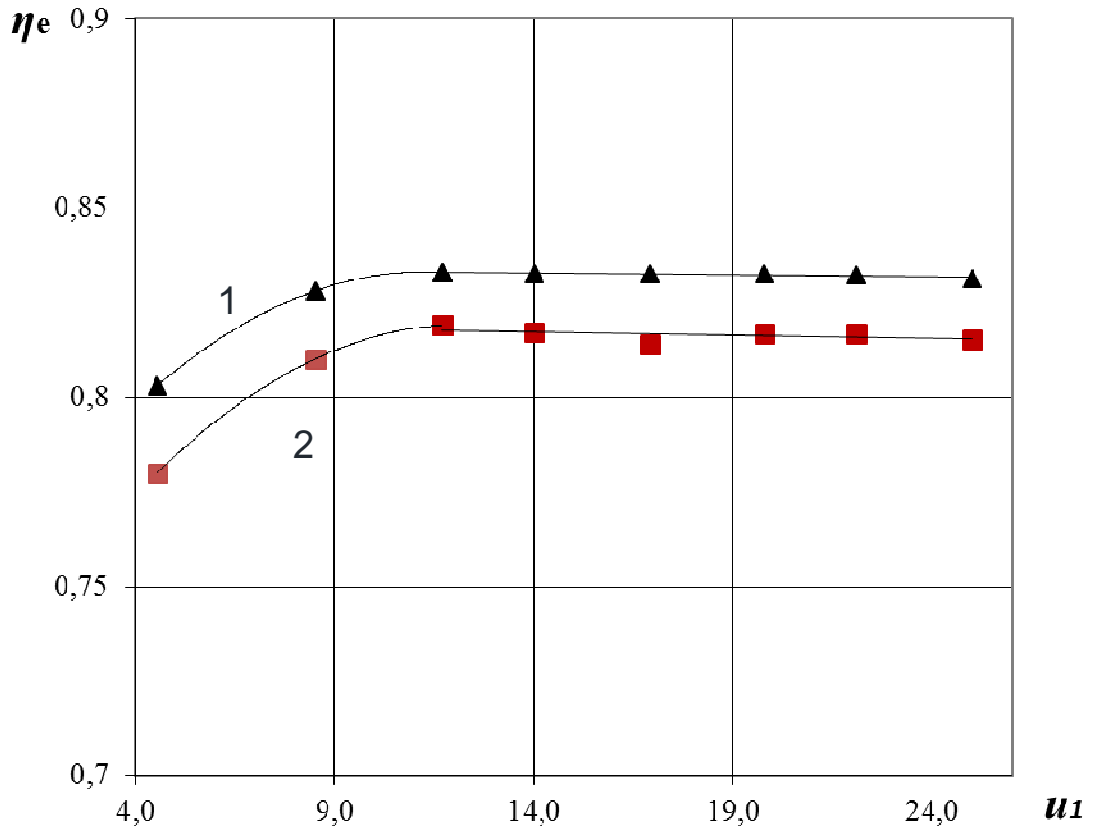


Рисунок 3.24. Зависимость эффективного КПД  $\eta_e$  компрессора от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта  $u_1$ : 1 – эффективный КПД серийного компрессора (ОАО "Машиностроительный завод "Арсенал"); 2 – эффективный КПД экспериментального компрессора (ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе»)

Сравнительный анализ показывает, что коэффициент подачи серийного компрессора выше на 2-3% коэффициента подачи экспериментального компрессора. При этом, нельзя сказать, что экспериментальный компрессор имеет недостаточно высокий коэффициент подачи. Сравнительно более низкий коэффициент подачи вызван тем, что теоретическая объемная производительность серийного компрессора выше производительности экспериментального почти в 4 раза. Диаметры и длины

винтов серийного компрессора, соответственно, больше диаметров и и длины винтов экспериментального. Известно, что уменьшение диаметров и винтов приводит к повышению протечек между винтами и снижению энергетических и объемных КПД винтового компрессора. Таким образом, характеристики экспериментального ВКМ незначительно ниже серийного, при значительно меньшей производительности. Те же утверждения относятся и к сравнению эффективных КПД компрессоров на первом и втором этапах. Также зависимости показывают, что объемные и энергетические КПД исследуемых компрессоров имеют большие значения при окружных скоростях на наружном диаметре ведомого винта от 6 до 15 м/с, а при меньших скоростях КПД значительно падают.

Получение таких сравнительных данных способствовало продолжению эксперимента, первые тапы были признаны успешными. Эксперименты проведенные на воздухе, в качестве рабочего вещества, показали что экспериментальный компрессор показывает довольно высокие характеристики и после некоторых изменений конструкции для работы на холодильных агентах исследование может быть продолжено третьим и четвертым этапом.

Экспериментальные данные полученные на третьем и четвертом этапах исследования были обработаны и представлены в виде зависимости коэффициента подачи и эффективного КПД от наружной степени сжатия. На рисунке 3.25 представлена зависимость коэффициента подачи серийного компрессора Битцер VSK3161-15Y и коэффициента подачи экспериментального компрессора (ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе») от наружной степени сжатия.

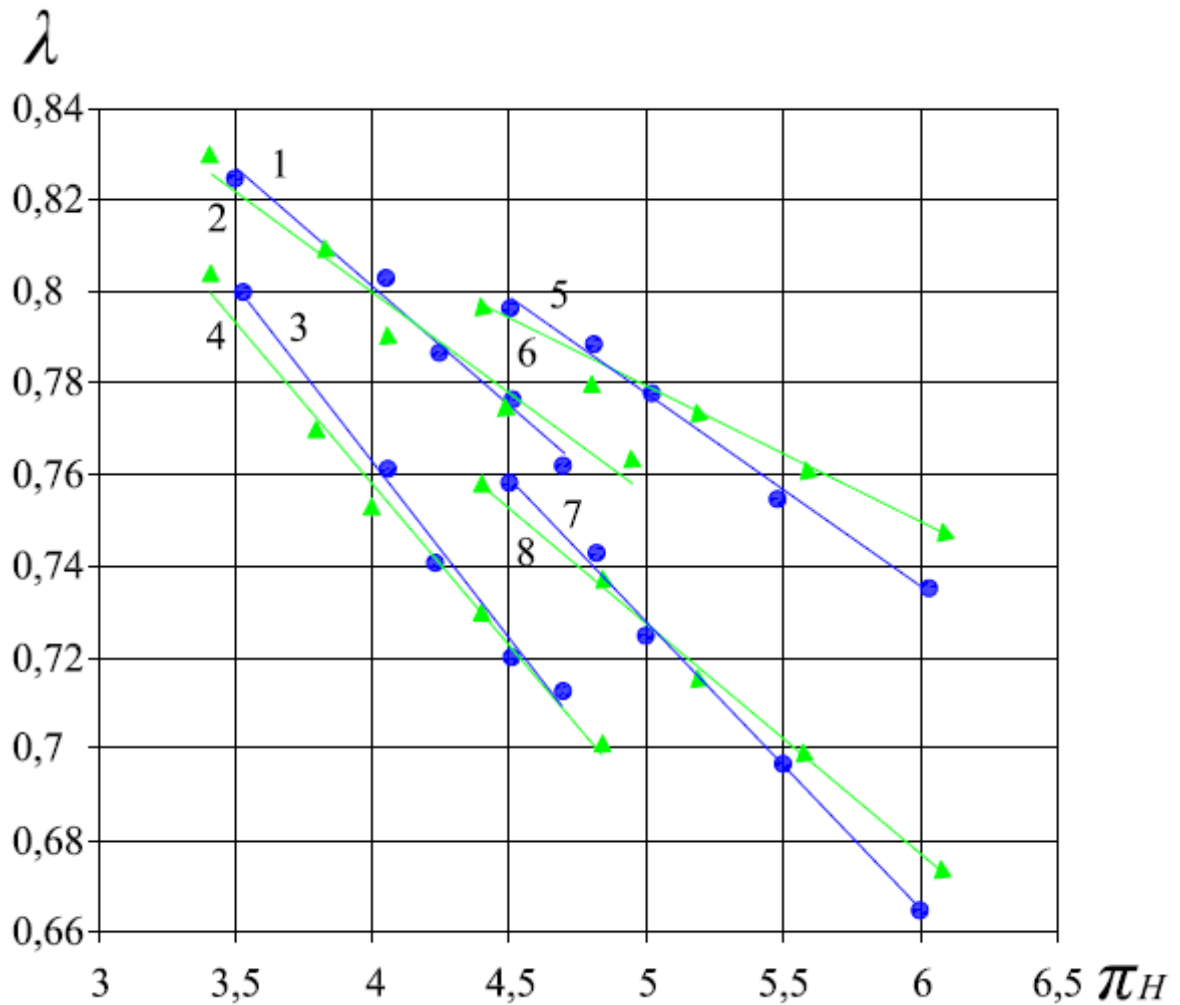


Рисунок 3.25. Зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  компрессора от наружной степени сжатия  $\pi_H$ : 1 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 2 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 3 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 4 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 5 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 6 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 7 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 8 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y

На рисунке 3.26 представлена зависимость эффективного КПД серийного компрессора Битцер VSK3161-15Y и эффективного КПД экспериментального компрессора (ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе») от наружной степени сжатия.

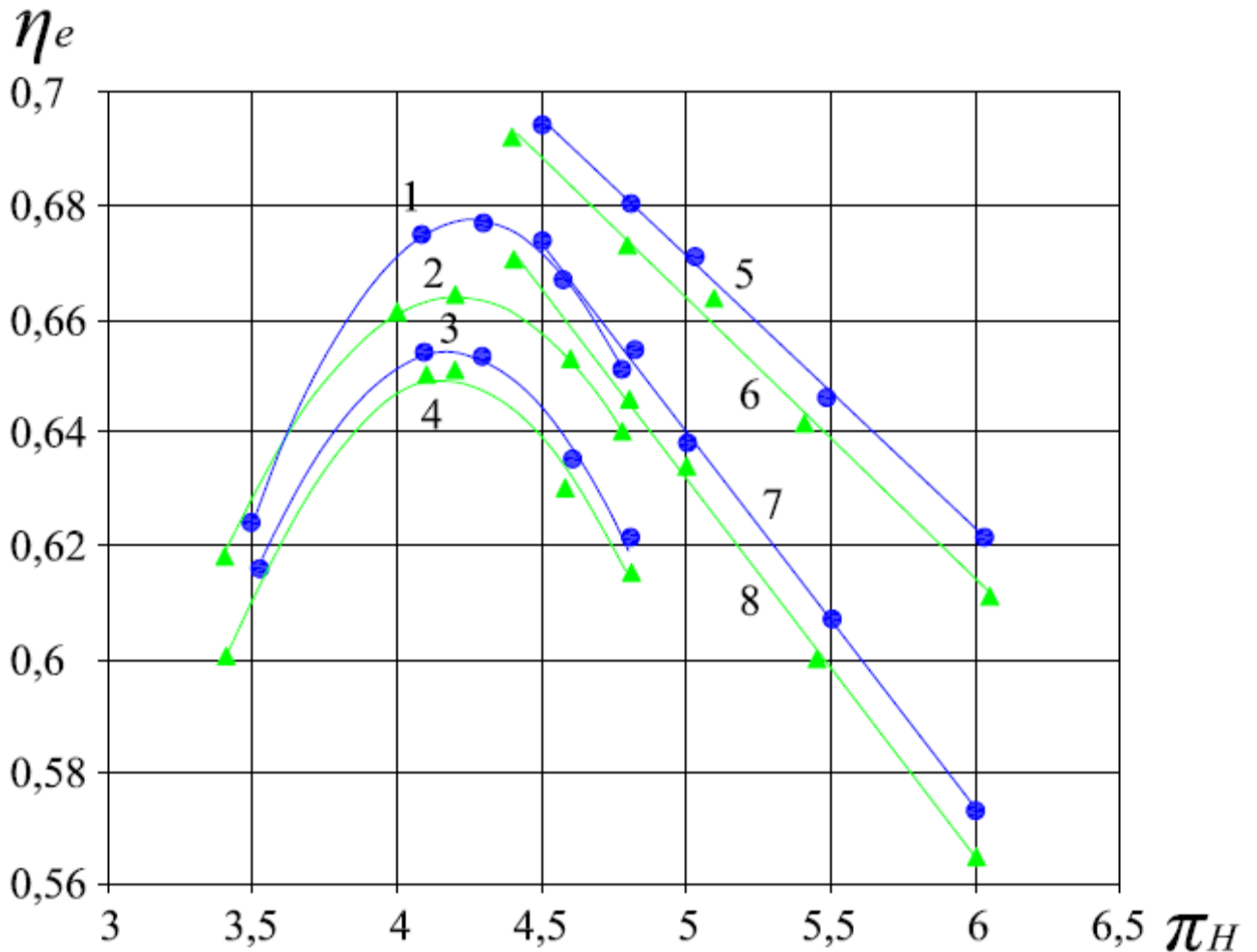


Рисунок 3.26. Зависимость эффективного КПД  $\eta_e$  компрессора от наружной степени сжатия  $\pi_H$ : 1 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ с}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 2 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ с}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 3 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ с}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 4 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ с}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 5 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ с}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 6 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ с}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y; 7 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ с}^{-1}$ , компрессор экспериментальный; 8 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ с}^{-1}$ , компрессор VSK3161-15Y

Анализ экспериментальных данных полученных на третьем и четвертом этапах показал, что коэффициент подачи и эффективный КПД экспериментального компрессора отличаются не более чем на 1,5-2% коэффициента подачи и эффективного КПД серийного компрессора Битцер VSK3161-15Y.

На рисунке 3.27 представлена зависимость коэффициента подачи экспериментального компрессора (ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе») от наружной степени сжатия и зависимость коэффициента подачи, рассчитанного по уточненной методике от наружной степени сжатия.

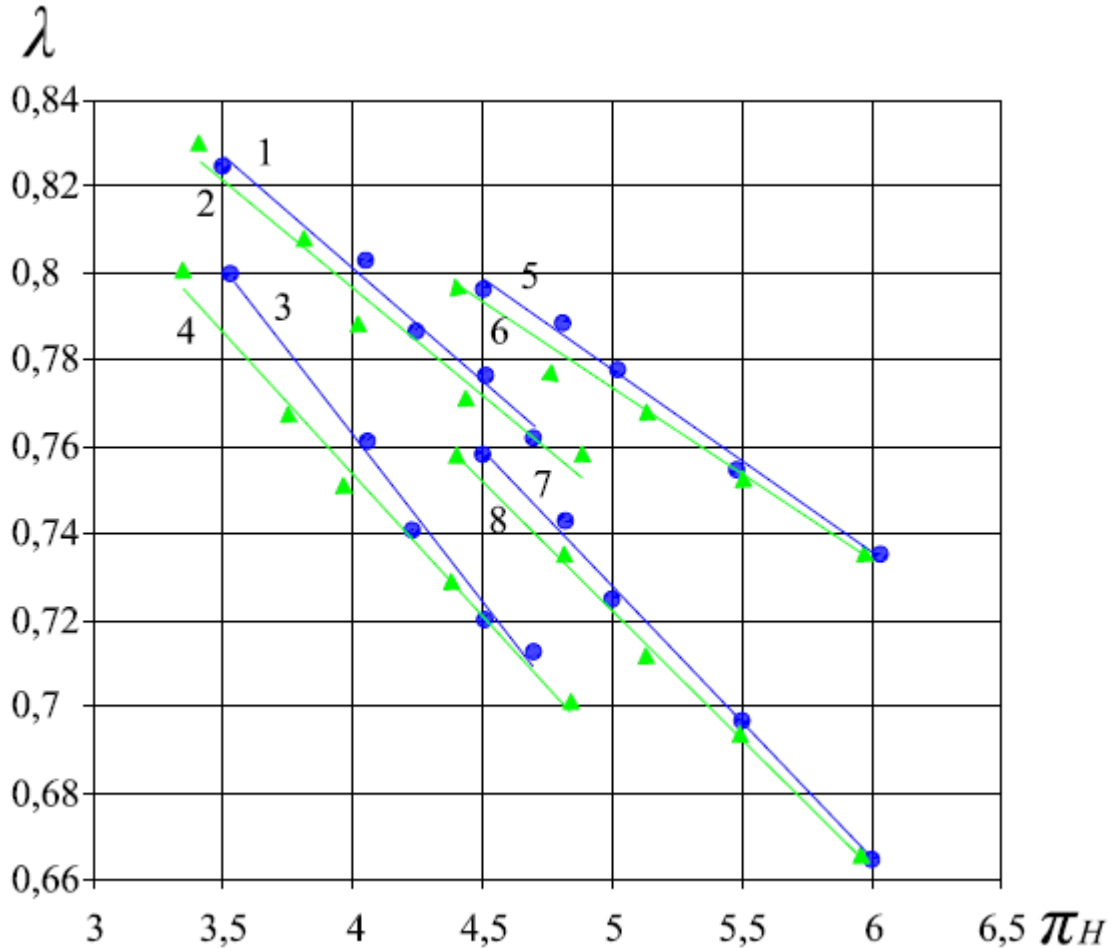


Рисунок 3.27. Зависимость значений коэффициента подачи  $\lambda$  компрессора от наружной степени сжатия  $\pi_H$  полученных в результате эксперимента и расчетным способом: 1 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$  – эксперимент; 2 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$  – расчётная характеристика; 3 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$  – эксперимент; 4 –  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$  – расчётная характеристика; 5 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 50\text{ c}^{-1}$  – эксперимент; 6 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  – расчётная характеристика; 7 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$  – эксперимент; 8 –  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $n_2 = 30\text{ c}^{-1}$  – расчётная характеристика

Таким образом, экспериментальный компрессор с новым профилем зубьев показал сравнительно высокие характеристики и после совершенствования технологии изготовления и доработки может быть рекомендован для последующего серийного производства в России.

## ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель и методика расчета протечек компримируемой среды через щели в проточной части компрессора с учетом подвижности их стенок.
2. Уточнена методика расчета сил и моментов, действующих на рабочие органы винтового маслозаполненного компрессора.
3. Расчетные данные полученные с использованием предложенных методик хорошо согласуются с экспериментальными данными.
4. Разработан и изготовлен винтовой маслозаполненный компрессор малой производительности с новым профилем зуба.
5. Спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд для испытаний опытного образца компрессора на различных режимах.
6. Проведены экспериментальные исследования опытного образца винтового маслозаполненного компрессора малой производительности на озонобезопасных рабочих веществах.
7. Предложенные методики расчета внедрены в ФГУП «Конструкторское бюро «Арсенал» имени М.В. Фрунзе», в ОАО «Компрессор», в ОАО НТЦ «Завод Ленинец» и используются в учебном процессе Университета ИТМО.
8. Произведена оценка эффективности работы опытного образца винтового маслозаполненного компрессора в сравнении с серийно выпускаемыми машинами сходных параметров.
9. Доказана перспективность производства и эксплуатации винтового маслозаполненного компрессора малой производительности с испытанным профилем зуба и геометрическими параметрами винтов опытного компрессора.
10. Выданы рекомендации по конструктивному совершенствованию и повышению эффективности винтовых маслозаполненных компрессоров малой производительности.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков А.В., Калнинь И.М., Бежанишвили Э.М. и др. Холодильные компрессоры: Справочник. – М.: Колос, 1992. – 304 с.
2. N. Stosic, I. Smith, A. Kovacevic. Screw Compressors. Mathematical Modelling and Performance Calculation. – Berlin: Springer, 2005. – 144 с.
3. Холодильные машины. Под ред. Л.С. Тимофеевского. – С.-Пб.: Политехника, 2006. – 944 с.
4. Канышев Г.А., Чистяков Ф.М. Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора // Холодильная техника: М., 1979. вып. 12. с. 12-16.
5. Пронин В.А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: Автореферат диссертации доктора тех. наук. - С.-Пб., 1998. – 30 с.
6. Одновинтовые компрессоры производства McQuay International (дополнение к статье в Техническом бюллетене №2, 2003 г.). Проспект фирмы McQuay (Япония).
7. Screw-rotor machine with straight flank sections. Patent US4140445 A. Lauritz, B. Schibbye. Svenska Rotor Maskiner
8. Быков А. В., Калнинь И. М., Канышев Г. А., Шнепп В. Б., Шварц А. И., Верный А. Л. Освоение холодильных винтовых компрессоров // Холодильная техника: М., 1974. № 2. с. 8-12
9. Холодильные машины. Под общей ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
10. Калнинь И. М., Шварц А. И., Зискин Г. Д. Холодильная система с винтовым компрессором и двухступенчатым дросселированием хладагента // Холодильная техника: М., 1983. № 4. с. 7-9.
11. Сакун И.А. Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкции. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.

12. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
13. Быков А.В., Калнинь И. М., Канышев Г. А. и др. Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одоступенчатым винтовым компрессором // Холодильная техника: М., 1976. №6. с. 10-14.
14. Холодильные установки. /Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. / – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
15. Мозгина В.И., Чернопятава Л.М. Новое в развитии винтовых холодильных компрессоров // Холодильная техника: М., 1976. № 10. с. 58-60.
16. «Revue Pratique du Froid et du Conditionnement dai'r», 1974, №9, p. 15.
17. «Revue Generale du Froid», 1974, №7, p. 765.
18. Моземанн Д., Манн В., Ионов А. Г., Кан А. В. Повышение энергетической эффективности работы холодильных винтовых компрессоров // Холодильная техника: М., 1978. № 9. с. 11-13.
19. Регулирование производительности винтовых холодильных компрессоров / А.Н. Нуждин, В.И. Васильев // Холодильное машиностроение. Сер. ХМ-7. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, -1988. – 35 с.
20. Проспект фирмы “Grasso” (Голландия).
21. Проспект фирмы “Frick” (США).
22. Проспект фирмы “YORK” (США).
23. Проспект фирмы “Sabroe” (США).
24. Проспект фирмы “Howden” (США).
25. Проспект фирмы “Mysom” (Япония).
26. Проспект фирмы “SRM” (Швеция).
27. Проспект фирмы “Fu Sheng Precision Co” (Тайвань).
28. Проспект фирмы “Carlyle” (США).
29. Проспект фирмы “Frascold” (Италия).
30. Проспект фирмы “Hitachi” (Япония).
31. Проспект фирмы “Bitzer” (Германия).

32. Проспект фирмы “Refcomp SPA” (Италия).
33. Проспект фирмы “Trane” (США).
34. Проспект фирмы “Hanbell Precise Machinery” (Тайвань).
35. Проспект фирмы “Copeland” (США).
36. Проспект фирмы “Daikin Industries” (Япония).
37. Проспект фирмы “Mitsubishi Electric” (Япония).
38. Проспект фирмы “Mc-Quay” (Daikin, Япония).
39. Проспект фирмы “J&E Hall” (Daikin, Япония).
40. Проспект фирмы “Vilter” (Emerson, США).
41. Компрессоры винтовые. Винты // Руководящий технический материал РТМ 26-12-19-77: Минхимнефтемаш, 1977. - 55 с.
42. Канышев Г.А. Современное состояние и тенденции развития винтовых холодильных компрессоров в СССР и за рубежом. Обзорная информация. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1985. - 48 с.
43. Ein Blick in die Production: Verdichter fur die Kaite - und Klimatechnik. Im Blickpunkt: Bitzer Kuhlmaschinenbau GMBH, Sindelfingen. Die Kalte und Klimatechnik. -1983. -№9. -Р. 392-398.
44. Носков А.Н., Петухов В.В. Выбор рабочих зазоров между профильными поверхностями маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Проблемы техники и технологии пищевых производств: Сб. под ред. А.Я. Эглита. С.-Пб., -2005 г.,- 156 с. ДЕП ВИНТИ, №465-В 2005.
45. Matsui A., Shigekawa K., Mareki K., Mareki K. New Rotor profil for Screw Compressors // Kobe ceiko dicho, Kobe Steel Eng. Repts. -1983. -v. 33. -Р. 85-88.
46. Пронин В.А., Пекарев В.И. Однороторные винтовые компрессоры // Холодильная техника: М., 1982. №10. с. 56-57.
47. Быков А. В., Канышев Г. А. Развитие отечественных винтовых холодильных компрессоров, агрегатов и машин // Холодильная техника: М., 1987. № 1. с. 12-17.
48. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. Баренбойм А.Б. – М.: Машиностроение, 1974. – 224 с.

49. Техническая информация фирмы “Битцер”. Screw compressors for economizer operation. ST-610-2.
50. Техническая информация фирмы “Битцер”. Refrigerant report 17. A-501-17.
51. Технический бюллетень фирмы “Mc-Quay”. Обоснование выбора хладагента для винтовых компрессоров.
52. Докукин В.Н. Перспективы применения тепловых насосов в пищевой промышленности // Межвузовский сборник научных трудов «Ресурсосберегающие технологии и оборудование пищевой промышленности»: СПб., 2006, с. 8-10.
53. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
54. Astberg A, 1982: Patent GB-A-2092676.
55. Screw-rotor machine with an ellipse as a part of its male rotor. Lee H-T, 1988: US Patent 4,890,992.
56. Helical rotary engine. Nilson, 1952: US Patent 2,622,787.
57. Screw rotor machine. Lysholm A, 1967: US Patent 3,314,598.
58. Hough D, Morris S.J, 1984: Patent Application GB 8413619.
59. Chia-Hsing C, 1995: US Patent 5,454,701.
60. Rinder L, 1987: US Patent 4,643,654.
61. Stosic N, 1996: Patent Application GB 9610289.2.
62. Люлько В.Н. Получение геометрии винтовой части роторов винтовых компрессоров с использованием систем САПР // ТРУДЫ Международной научно-технической конференции по компрессоростроению: “Компрессорная техника и пневматика в XXI веке”, 15-17 сентября 2004 года. – Сумы. – 2004. – Т. II. – С.74-83.
63. Люлько В.Н, Давиденко А. К., Галенко В. П., Янченко А. П. Методика нахождения сопряженных профилей винтов и профилирование инструмента // Компрессорная техника и пневматика. - 2004 . - №7. – С. 33-36.

64. Люлько В.Н. Методика поверхностного геометрического моделирования концевых фрез для изготовления винтовых поверхностей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2005. - №4. – С. 46-47.
65. Саун И.А. О повышении эффективности винтовых компрессоров холодильных машин // Холодильная техника: М., 1981. вып. 6. с. 18-21.
66. Stosic N., Smith I. K, Kovacevic A. and Zhang W. M., 2005: An Investigation of Liquid Injection in Refrigeration Screw Compressors, ICCR the 5th International Conference on Compressors and Refrigeration, Dalian, July 2005.
67. В.Н. Докукин, В.А. Пронин. Стенды для экспериментальных исследований винтовых холодильных маслозаполненных компрессоров // Холодильная техника и технология: Одесса, 2013, вып. 5. - с. 82-87
68. В.Н. Докукин, А.Л. Емельянов, А.Н. Носков. Результаты испытаний маслозаполненного винтового компрессора малой производительности в высокотемпературных режимах // Вестник международной академии холода: М – С.-Пб., 2009. вып. 1. с. 6-8.
69. Онучин М.Ф., Давыдов В.А. Новые профили зубьев роторов винтовых компрессоров // Экспресс-информация. Сер. ХМ-5 (зарубежный опыт). – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1986. №3. с. 1-4.
70. Катерухин В. В., Малютин В. А., Хлеба А. А. Судовой холодильный винтовой компрессорно-конденсаторный агрегат 21AK100-2-5-ОМ. // Холодильная техника: М., 1992. №6.с. 29-32.
71. Балашов Е. П., Гарифов К. И., Зискин Г. Ф., Налимов В. Н., Паранин Ю. А. Экспериментальные исследования винтового компрессора высокого давления для газотурбинных установок. // Компрессорная техника и пневматика: СПб., 2010 №3. с. 12-14.
72. Завелион Г. Е., Жураковский А. С. Комплекс средств автоматического управления винтовой холодильной машиной. // Холодильная техника: М., 1990. №3. с. 5-8.

73. Цветков О.Б., Цветков О.Н., Лаптева Ю.А. Свойства холодильных масел и маслофреоновых растворов: Учебное пособие. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2010. – 188 с.
74. Tillner-Roth R, Baehr, H.D. An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa. J. Phys. Chem. Ref. Data, 1994; 23: 657-729.
75. B. Petersson, H. Thorsell. Comparison of the refrigerants HFC 134a and CFC 12. Volume 13, Issue 3, 1990, P. 176-180.
76. Huagen Wu, Jianfeng Li, Ziwen Xing. Theoretical and experimental research on the working process of screw refrigeration compressor under superfeed condition. International Journal of Refrigeration. Volume 30, Issue 8, 2007, P. 1329–1335.
77. Kai Wang, Feng Cao, Shouguo Wang, Ziwen Xing. Investigation of a performance of a high-temperature heat pump using parallel cycles with serial heating on the water side. International Journal of Refrigeration. Volume 33, Issue 6, 2010, P. 1142–1151.
78. P.K Bansal, T Dutto, B Hivet. Performance evaluation of environmentally benign refrigerants in heat pumps 2: An experimental study with HFC134a. V. 15, Issue 6, 1992, P. 349-356.
79. Саулс Дж. Взаимодействия между холодильной установкой с воздушным охлаждением и конструкцией винтового компрессора. // Компрессорная техника и пневматика: СПб., 2002. №2. с. 19-22.
80. Чагина М. А., Силина Л. Б. Проблемы разработки смазочных масел для озонобезопасных хладагентов. // Холодильная техника: М., 1991. №10. с. 5-7.
81. Железный В.П. Термодинамические свойства озононеразрушающих хладагентов и их растворов с маслами (Эксперимент, методы прогнозирования, проблемы экологии): Дис. докт. техн. наук: 05.14.06 – Одесса, 2002. – 457с.

82. Zhelezny V.P., Nichenko S.V., SemenyukYu.V., Kosoy B.V., Ravi Kumar. Influence of Compressor Oil Admixtures on Efficiency of a Compressor system // International Journal of Refrigeration 2009, V.32, № 7. P. 1526-1535.
83. В.Н. Докукин, А.Н. Носков, Д.Ю. Муштуков. Результаты испытаний холодильного маслозаполненного винтового компрессора малой производительности с новым профилем зубьев в высокотемпературных режимах // Вестник международной академии холода: М – С.-Пб., 2011. вып. 1.с. 17-21.
84. Lysholm A. Rotary screw apparatus. - Patent specification, USA, 1938.- №2.- P.174-522.
85. Nilson N.R. Rotary piston engines. - Patent specification, USA, 1965.-№3.- P. 245-612.
86. Bammert K. Intermeshing screw rotor machine with specific thread profile. - United States Patent, 1982. - Sep. 21. - №4. – P.350-480.
87. Riegler G. Rotary screw compressor with specific tooth profile. - United States Patent, 1986. - Sep. 30. - №4. – P.614-484.
88. Bowman J.L. Helical screw rotor profile. - United States Patent, 1983.- Nov.1.-№4.-P.412-796.
89. Cheng H.J. Rotors for screw compressor. - United States Patent, 2001. - Feb.27. В.1. - №6.-P.193-491.
90. Хисамеев И.С., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: Теория расчет и проектирование. – Казань. - Изд-во «Фэн», 2000. – 638 с.
91. Пат. 2109170 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Носков А.Н. 1998.
92. Пат. 2193113 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Ванеев Ю.П., Кураева Н.С., Козырев П.А., Алексеенко Д.Б. 2001. Патентообладатель: Федеральное государственное унитарное предприятие "Конструкторское бюро "Арсенал" им. М.В.Фрунзе"

93. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – Москва. Издательство «Наука», 1968. – 584 с.
94. Канышев Г.А. Объемные и энергетические характеристики винтового маслозаполненного холодильного компрессора с учетом свойств масляных растворов: Дис. канд. техн. наук. -М., 1980. - 226 с.
95. Канышев Г.А., Чистяков Ф.М. Влияние свойств масел на энергетические характеристики фреоновых маслозаполненных винтовых компрессоров // Холодильная техника. - 1980. №7. с. 6-10.
96. Stosic N., Kovacevic A., Hanjalic K. and Milutinovic Lj. Mathematical modelling of the oil influence upon the working cycle of screw compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1988, 355.
97. Stosic N., Milutinovic Lj., Hanjalic K. and Kovacevic A. Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process. International Journal of Refrigeration. Volume 15, Issue 4, 1992.
98. Fleming, J. S., Tang, Y. and Cook, G. The helical twin screw compressor. Part 1: development, applications and competitive position. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 212, 355–367.
99. Fleming, J. S., Tang, Y. and Cook, G. The twin helical screw compressor. Part 2: a mathematical model of the working process. Proc. Instn Mech. Engrs, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 212, 369–380.
100. Tang, Y. Computer aided design of twin screw compressors. PhD thesis, University of Strathclyde, Scotland, 1995.
101. A new model of screw compressor for refrigeration system simulation. International Journal of Refrigeration. Volume 35, Issue 4, 2012, P. 861-870.
102. Рабочие тела пароконпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение: монография / В.П. Железный, Ю.В. Семенюк. – Одесса: Феникс, 2012. – 420 с.
103. Теплофизические свойства растворов хладагентов в компрессорных маслах / В.П. Железный, Ю.В. Семенюк. – Одесса: Феникс, 2013. – 419 с.



104. Litvin F.L. Development of Gear Technology and Theory of Gearing. – Lewis Research Center Cleveland, Ohio: National Aeronautics and Space Administration, 1997. – 120 p.
105. Litvin F.L., Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, 1994.
106. Litvin F.L., Applied Theory of Gearing: State of Art, Special Issue of the J. of Mechanical Design and the J. of Vibration and Acoustic, June, 1995, Vol. 117, pp. 128-134.
107. Litvin F.L., Chen, NX, and Chen, J.-S., Computerized Determination of Curvature Relations and Contact Ellipse for Conjugated Surfaces, J. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1995, 125, pp. 151-170.
108. Litvin F.L., et al, Kinematic and Geometric Models of Gear Drives, J. of Mechanical Design, Dec., 1996, Vol. 118, pp. 544-550.
109. Л и т в и н Ф. Л. Некруглые зубчатые колеса. М.—Л., Машгиз, 1956.
110. Н.И. Колчин, Ф.Л. Литвин. Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий. Приложение аналитической теории к геометрии зацеплений. М.-Л.: Машгиз, 1952. - 270 с.
111. Н.И. Колчин. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений. М.-Л.: Машгиз, 1949.-210 с.
112. История механики в России, 1987, с. 81—83.
113. Кетов Х.Ф. Эвольвентное зацепление. Л.- М.: ГНТИ, 1934. -135 с.
114. Кетов Х.Ф., Колчин Н.И. Теория механизмов и машин. Л.-М.: Машгиз, 1939. – 288 с.
115. Fleming, J. S. and Tang, Y. The analysis of leakage in a twin screw compressor and its application to performance improvement. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part E, Journal of Process Mechanical Engineering, 1995, 209(E2), 125–136.
116. Tang, Y. and Fleming, J. S. Clearances between the rotors of helical screw compressors: their determination, optimization and thermodynamic consequences. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part E, Journal of Process Mechanical Engineering, 1994, 208(E2), 155–163.

117. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 5.10. User’s Guide. The National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, 1996.
118. Holtzaple MT. Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air-conditioning using liquid recycle—part III: comparison to other energy-saving cycles. *ASHRAE Trans* 1989; 95:199–205.
119. Shcherba VE, Berezin IS, Danilenko SS. Efficient injection of cooling liquid into rotary compressor with a rolling rotor. *Khimicheskoe I neftyanoe Mashinostroenie* 1987; 12:18–21.
120. Dutta AK, Yanagisawa T, Fukuta M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration*. Volume 24, Issue 6, 2001, P. 577–587.
121. Honghyun Cho, Jin Taek Chung, Yongchan Kim. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*. Volume 26, Issue 1, 2003, P. 87–94.
122. S. Jonsson, Performance simulations of twin-screw compressors with economizer. *International Journal of Refrigeration*. Volume 14, Issue 6, 1991, P. 345–350.
123. Huagen Wu, Xueyuan Peng, Ziwen Xing, Pengcheng Shu. Experimental study on P–V indicator diagrams of twin-screw refrigeration compressor with economizer. *Applied Thermal Engineering*. Volume 24, Issue 10, 2004, P. 1491–1500.
124. Huagen Wu, Ziwen Xing, Pengcheng Shu. Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw refrigeration compressor. *International Journal of Refrigeration*. Volume 27, Issue 4, 2004, P. 331–338.
125. X. Peng, Z. Xing, T. Cui, L. Li, Analysis of the working process in an oil-flooded screw compressor by means of an indicator diagram, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 216 (A6) (2002) 465–470.

126. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины. - Л.: Судпромгиз, 1961. – 251 с.
127. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы. - М.: Машиностроение, 1971. -128 с.
128. Xing Z.W. Screw Compressors: Theory, Design and Application, (in Chinese), China Machine Press, Beijing, China, 2000.
129. Rinder L. Schraubenverdichter (Screw Compressors), Springer Verlag, New York, 1979. – 252 p.
130. Зотов Н.М. Исследование процессов течения воздуха через плоские микрощелевые каналы: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Волгоград, 1969. - 19 с.
131. Зотов Н.М. К вопросу об исследовании процессов течения воздуха в плоских щелевых каналах // Науч. тр. Волгоградского политехнич. ин-та. - Волгоград, 1967. - с. 189-195.
132. Секунова О.Н. О работе сальника поршневого компрессора // Сб. НИИхиммаша, №22. - М., 1958. - с. 33-64.
133. Захаренко С.Е. К вопросу о перетечках газа через щели // Труды ЛПИ: Л., 1953. №2. - с. 144-160.
134. Захаренко С.Е. Экспериментальные исследования протечек газа через щели // Тр. ЛПИ: Л., 1953. №2. - с. 161-170.
135. Гинзбург И.П. Истечение вязкого газа из подвижной щели // Вестник ЛГУ: Л., 1953. №11. - с. 73-87.
136. Ден Г.Н., Пронин В.А., Воеводский А.А. К расчету протечек через зазоры между полукруглым зубом отсекаателя и винтом однороторного малозаполненного винтового компрессора // Исследование и совершенствование конструкций холодильных машин: Сб. Научн. тр. ЛТИХП: Л., 1990. - с. 52-59.
137. Верный А.Л. Исследование и метод расчета винтовых маслозаполненных компрессоров // Процессы, технология и контроль в криогенном машиностроении: Балашиха, 1978. - с. 72-82.

138. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теоретическая физика. В 10-ти т. Т. VII. Теория упругости: Учебное пособие – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 248 с.
139. Ландау Л.Д. Механика сплошных сред. – М.: Гостехиздат, 1950. - 753 с.
140. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
141. Амосов П.Е. Влияние физических свойств газов на скорость вращения винтовых компрессорных машин // Компрессорное и холодильное машиностроение: Л., 1966. № 11. с. 23-24.
142. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
143. Гиршфельдер Дж., Кертисс Ч., Берд Р. Молекулярная теория газов и жидкостей. – М.: Изд. иностр. литература, 1961. – 929 с.
144. В.Н. Докукин, В.А. Пронин. Влияние компримируемой среды на силовые факторы, действующие в винтовом маслозаполненном компрессоре // Вестник международной академии холода: С.-Пб., 2013. вып. 3.с. 58-61.
145. ГОСТ 8.563.1-97 «Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения. Технические условия».
146. ГОСТ 8.563.2-97 «Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств».
147. Лавренченко Г. К., Рувинский Г. Я., Хмельнюк М. Г., Возный В. Ф. Энергетические характеристики циклов малой холодильной машины, работающей на R134a // Холодильная техника: М., 1990, №7. – с. 14-18.
148. ГОСТ 28547-90 «Компрессоры холодильные объемного действия. Методы испытаний».
149. ГОСТ Р 51360-99 (ИСО 917-89) «Компрессоры холодильные объемного действия. Методы испытаний».

150. Языков В.Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. – Л.: Судостроение, 1967. – 412 с.
151. В.Н. Докукин, А.Н. Носков. Особенности применения различных рабочих веществ в тепловых насосах с винтовым компрессором // Сборник трудов III Международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» СПб., 2007, с. 95-101.
152. В.Н. Докукин. Испытание винтового маслозаполненного компрессора в режиме теплового насоса // Тр. XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике / ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа». – Казань, 2011. – Т. 1. – с. 74-81.
153. В.Н. Докукин. Выбор рабочего вещества для испытания холодильного винтового маслозаполненного компрессора в высокотемпературных режимах // Сборник тезисов докладов VII Международной научно-технической конференции "Современные проблемы холодильной техники и технологии". – Одесса, 2011. – с. 25-27.