

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Satbayev University

Институт металлургии и промышленной инженерии

УДК 656. 073. 437: 658.78

На правах рукописи

Сапаров И.Д.

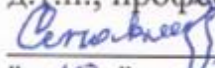
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра техники и технологий

Название диссертации «Совершенствование ступеней мобильных компрессорных установок на рудниках ПСВ»

Направление подготовки 6М072400 – Технологические машины и оборудование

Научный руководитель,
д.т.н., профессор


 Столповских И.Н.
" 10 " 12 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазНТУ им.К.И.Сатпаева»
Институт Металлургии и
Промышленной инженерии

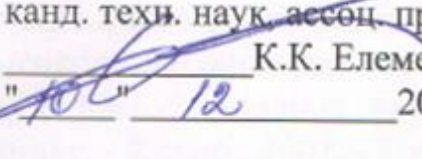
Рецензент


" 10 " 12 2019 г.

Нормоконтроль

канд. техн. наук. сениор лектор
 С.А.Бортебаев
« 10 » 12 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой ТМиО,
канд. техн. наук. ассоц. проф.
 К.К. Елемесов
" 10 " 12 2019 г.

Алматы 2019

Институт металлургии и промышленной инженерии
Кафедра "Технологические машины и оборудование"

6M072400 – Технологические машины и оборудование

**УТВЕРЖДАЮ**
Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. наук, ас. проф.
К.К.Елемесов
"15" 10 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Сапарову Игорю Давлетьяровичу

Тема: «Совершенствование ступеней мобильных компрессорных установок на рудниках ПСВ»

Утверждена приказом Ректора университета №1202м «29» 10 2018 г.

Срок сдачи законченной диссертации " 15 " 11 2019 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: данные геотехнологического полигона рудников АО «КазАтомПром»

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

а) состояние проблемы использования мобильных компрессорных установок на базе винтовых компрессоров;

б) обзор известных вариантов совершенствования конструктивных и эксплуатационных характеристик винтовых компрессоров;

в) анализ степени совершенства и параметрический анализ конструкции перфорированных и грибковых клапанов принудительного действия.

Рекомендуемая основная литература:

1 Паранин Ю.А., Наттов В.Н., Ибрагимов Е.Р. Расчётно-теоретический анализ создания ряда винтовых компрессоров высокого давления для газотурбинных энергетических установок // Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. - Казань, 2007. - Том I. - С. 89-95.

2 Проектирование эффективных винтовых компрессоров для подачи сухого воздуха / МакКрит П., Стосич Н., Смит И, Ковачевич А. II

Компрессорная техника и пневматика.- 2003. - № 2. - С. 25-28.

3 Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Винты и компрессоры шпинделя с двумя роторами: теория, расчет и разработка. - Казань: Фэн, 2000 - 638 с.

4 Юша В.Л. Газораспределительные и холодильные системы для объемных компрессоров. - Новосибирск: Наука, 2006 - 236 с.

5 Юша В. Л., Бусаро С. С. Наружное охлаждение несмазываемых компрессоров // Холодильное оборудование. - 2006. - п.2. - с. 24-28.

ГРАФИК

подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Введение		
Аналитический обзор		
Экспериментальная часть		
Заключение		

Подписи

Консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименование разделов	Консультанты ФИО (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Введение	доктор технических наук, профессор Столповских И.Н.	20.10.18	
Аналитический обзор		16.04-05.12.19	
Экспериментальная часть		—	—
Нормоконтролер	С.А. Бортебаев канд. техн. наук, сениор лектор	10.12.2019	

Научный руководитель

Столповских И.Н.

Задание принял к исполнению

Сапаров И.Д.

Дата

" 29 " 10 2018 г.

АНДАТПА

Бұл жұмыста магистерлік жұмысты орындау барысында шешілген бірқатар мәселелер қаралды:

- бұрандалы компрессорлардың конструктивтік және пайдалану сипаттамаларына талдау жүргізілді;
- бұрандалы компрессорлардың мәселелері қаралды;
- компрессорлық қондырғылар жабдықтарын жетілдіру нұсқалары қарастырылды;
- жетілдіру дәрежесі бағаланды және мәжбүрлеп әсер ететін перфорацияланған және грибокты клапандардың конструкциясына параметрлік талдау жүргізілді.

Жұмыс кіріспеден, әдеби шолудан, аналитикалық бөлімнен, эксперименталды нәтижелерді талқылаудан, қорытындылардан, 17 атаудағы пайдаланылған әдебиеттер тізімінен тұрады. Диссертациялық жұмыс 66 бетте баяндалған, 25 сурет келтірілген.

АННОТАЦИЯ

В этой работе рассмотрены ряд задач, которые были решены в ходе выполнения магистерской работы:

- проведен анализ конструктивных и эксплуатационных характеристик винтовых компрессоров;
- рассмотрены проблемы винтовых компрессоров;
- рассмотрены варианты совершенствования оборудования компрессорных установок;
- оценена степень совершенства и проведен параметрический анализ конструкции перфорированных и грибковых клапанов принудительного действия.

Работа состоит из введения, литературного обзора, аналитической части, обсуждения экспериментальных результатов, выводов, списка использованных источников из 17 наименований. Диссертационная работа изложена на 66 страницах, иллюстрирована 25 рисунками.

ANNOTATION

In this paper, we consider a number of tasks that have been solved in the course of the master's work:

1. The analysis of design and operational characteristics of screw compressors is carried out.
2. The problems of screw compressors are considered.
3. Discussed options for improvement of equipment of compressor units.
4. The degree of perfection is estimated and parametric analysis of the design of perforated and fungal valves of forced action is carried out.

The work consists of an introduction, a literary review, an analytical part, a discussion of experimental results, conclusions, a list of references from 17 titles. The thesis is presented on 66 pages, illustrated with 25 figures.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Анализ конструктивного исполнения винтовых компрессоров	9
1.1 Устройство МКУ на базе компрессора винтового типа	9
1.2 Принцип действия компрессоров винтовой группы	13
1.3 Масляная система ВК в составе КМУ	14
1.4 Виды винтовых компрессорных установок	15
1.5 Геометрия винтовой части роторов винтовых компрессоров	17
2 Особенности эксплуатации винтовых компрессоров	27
3 Проблемы винтовых компрессоров	29
3.1 Дефекты оборудования уровня «механизм»	29
3.2 Наблюдение состояния рабочих поверхностей винтов	30
3.3 Большие зазоры в подшипниках	33
3.4 Осевые вибрации винтовых компрессоров	34
4 Улучшение конструкции винтовых компрессоров	39
4.1 Энергетические показатели ВК	39
4.2 Улучшение расходной части	39
4.3 Улучшение опорных и сдвиговых узлов	43
4.4 Совершенствование оборудования компрессорных установок	43
4.5 Увеличения трудовых ресурсов	44
4.6 Снижение уровня звукового давления	44
4.7 Улучшение системы отделения масла	45
4.8 Улучшение технологии производства	45
4.9 Разработка и параметрический анализ перфорированных клапанов	45
4.10 Совершенствование конструкции грибковых клапанов принудительного действия	53
5 Инновационная технология регулирования производительности винтового компрессора	55
Заключение	59
Список литературы	61

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Ассортимент автономных мобильных установок для производства сжатого газа постоянно расширяется и включает в себя мобильные установки общего назначения для сжатого воздуха; специальные компрессоры, в том числе мобильные воздушные и азотные системы среднего и высокого давления для выщелачивания и извлечения урана; мобильные заправочные станции, в том числе АГНКС; компрессорные агрегаты низкого потребления для транспортных средств и систем жизнеобеспечения; компрессорные холодильные установки для холодильных установок; модульные компрессорные станции контейнерного типа, а также МКУ специального назначения. В диссертационном исследовании рассматриваются мобильные компрессорные агрегаты на базе винтовых компрессоров.

Обзор научно-технических достижений в области проектирования компрессоров показал, что в настоящее время все требования МКУ направлены на повышение его мобильности и автономности, предлагая большие транспортабельность (малый вес, небольшая занимаемая площадь, высокая скорость транспортировки, высокая проходимость по бездорожью) и короткое время перехода с работы на работу и наоборот; надежность, долгие доработки, минимум запчастей, максимальное время работы при фиксированном количестве перевозимого топлива; способность работать в широком диапазоне погодных условий без дополнительной подготовки и использования специальных предпусковых систем; способность адаптироваться к тяжелым условиям транспортировки (температура, давление, инерционные перегрузки, вибрация, удары, изменение пространственной ориентации и т. д.); простота обслуживания и эксплуатации при минимальном количестве обслуживающего персонала или их полное отсутствие.

Это невозможно без улучшения основных конструктивных элементов микроконтроллера - ступеней компрессора, что связано с необходимостью дальнейшего изучения процессов тепломассопереноса, происходящих в рабочей камере поршневых, роторно-поршневых и роторных компрессоров и отражающих конструктивные особенности ступени компрессора и его элементов, условия его функционирования в составе МКУ.

Задача, подлежащая решению в данной диссертационной работе, заключается в обосновании научной базы для повышения мобильности и автономности МКУ путем совершенствования элементов и ступеней винтовых компрессоров.

Цель работы. Научное обоснование и определение основных направлений повышения эффективности работы микроконтроллера за счет совершенствования элементов и рабочих процессов ступеней объемного компрессора.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие основные задачи:

1) Оценить степень совершенства мобильных компрессорных установок на базе винтовых компрессоров.

2) Провести анализ проблем винтовых компрессоров.

3) Оценить степень совершенства и провести параметрический анализ конструкции перфорированных и грибковых клапанов принудительного действия.

4) На основании результатов аналитических и экспериментальных исследований объемных без масляных операций компрессорной ступени, выявить основные направления повышения мобильности и автономности МКУ на основе ВК за счет улучшения рабочих процессов таких ступеней.

Предметом исследования являются фазы элементов и узлов винтовых компрессорных машин в составе мобильных, переносных и транспортных компрессорных агрегатов; Предметом исследования являются рабочие процессы ступеней винтовых компрессоров с однофазным сухой и газожидкостная рабочая жидкость, предназначенная для мобильных установок.

Методы исследований крупномасштабный анализ экспериментов по изучению рабочих процессов компрессорных ступеней объемного действия и их отдельных компонентов; аналитические методы расчета и анализа, математическое моделирование рабочих процессов стадии ВК без смазки однофазной неоднородной рабочей жидкостью и газожидкостной жидкостью.

Научная новизна работы. В диссертации предложена общая методологическая концепция повышения мобильности и автономности МКУ, основанная на улучшении рабочих процессов компрессорной ступени без смазки объемного действия.

Основные научные результаты работы.

1) Представлены результаты исследования влияния геометрических параметров многоканальных самоизменяющихся перфорированных клапанов на рабочие процессы бескомпрессорной ступени компрессора и их интегральные характеристики, характеристики клапана и связанные с этим возможности повышения подвижности. автономия МКУ.

2) Представлены результаты исследования влияния геометрических параметров винтов на рабочие процессы, интегральные характеристики и соответствующее увеличение подвижности и автономности микроконтроллера.

На защиту выносятся:

Научно обоснованы основные направления повышения мобильности и автономности микроконтроллера за счет совершенствования рабочих процессов ступеней объемных компрессоров, в том числе за счет обеспечения рациональных соотношений между определяющими размерами проточной части ступени, ее основными и дополнительными конструктивными элементами.

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 статья в журнале ВЕСТНИК КазНУ.

Структура диссертации. Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, списка обозначений, семи глав, резюме и списка использованной литературы из 17 статей. Общий объем диссертации составляет ... страниц, в том числе 66 страниц основного шрифта и 25 иллюстраций.

1 Анализ конструктивного исполнения винтовых компрессоров

На сегодняшний день воздушные компрессоры представляют собой широкий выбор установок, различающихся между собой по принципу действия, оснащению и устройству, рабочим и другим характеристикам. Каждый тип оборудования имеет свои преимущества и особенности, которые делают выбор той или иной установки наиболее оптимальным. Однако при этом наиболее популярными являются винтовые компрессоры, устройство которых обеспечивает высокую эффективность и надежность работы оборудования.

1.1 Устройство МКУ на базе компрессора винтового типа

Установки, входящие в группу винтовых компрессоров, могут быть различны, но при этом они имеют оснащение, общее для всех видов оборудования данного типа. Входящие в состав винтовых компрессоров устройства выполняют определенные функции, обеспечивая при этом эффективную и бесперебойную работу установок.

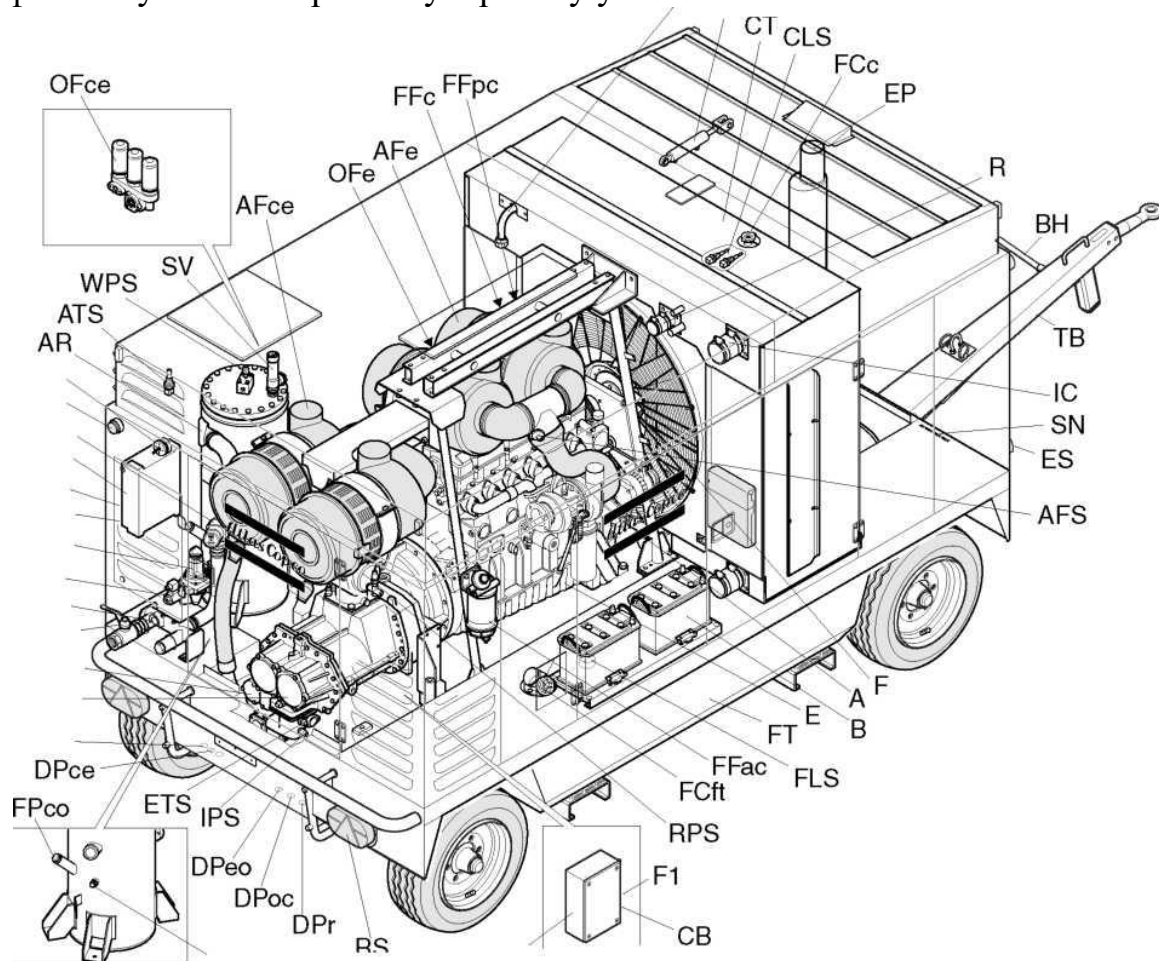


Рисунок 1.1 – Общий вид МКУ (мобильной компрессорной установки)

Таблица 1.1 – Перечень компонентов МКУ

Усл.о об-е	Наименование	Усл.ооб -е	Наименование
A	Генератор	FCft	Наливная пробка (топливный бак)
AFce	Воздушный фильтр (секция компрессора)	FCc	Наливная пробка (Охлаждающая жидкость)
AFe	Воздушный фильтр (Двигатель)	FFac	Топливный фильтр АС
AFS	Переключатель воздушного фильтра	FFpc	Топливный предфильтр, Caterpillar
AOV	Краны выпуска воздуха	FFmc	Топливный фильтр, Caterpillar
AR	Воздушный ресивер	FL	Сигнальная лампа
ATS	Датчик температуры окружающей среды	FLG	Манометр уровня топлива
B	Аккумуляторная батарея	FLS	Датчик уровня топлива
BH	Рукоятка тормоза	FPco	Наливная пробка (компрессорное масло)
CB	Автоматический выключатель	FT	Топливный бак
CBE	Отсек для компонентов электрооборудования	H	Сигнал
CEhp	Секция компрессора (высокое давление)	IC	Промежуточный холодильник
CElp	Секция компрессора (низкое давление)	IPS	Межсекционный датчик давления
CLS	Переключатель уровня охлаждающей жидкости	LV	Загрузочный клапан
CP	Панель управления	MPV	Клапан минимального давления
CT	Бак охлаждающей жидкости	OC	Маслоохладитель
CU	Блок управления	OFce	Масляный фильтр (секция компрессора)
CY	Цилиндр	OFe	Масляный фильтр (двигателя)
DPar	Сливная пробка воздушного ресивера	OLG	Указатель уровня масла
DPce	Сливная пробка секция компрессора	R	Радиатор
DPeo	Сливная пробка масла в двигателе	RPS	Датчик регулирующего давления
DPoc	Сливная пробка маслоохладителя	RS	Дорожная сигнализация
DPr	Сливная пробка радиатора	RV	Регулирующий клапан
E	Двигатель	SN	Серийный номер
EP	Выпускная труба	SV	Предохранительный клапан
ES	Кнопка аварийного останова	TB	Буксирная балка
ETS	Датчик температуры элемента	WPS	Датчик рабочего давления
F	Вентилятор		
F1	Предохранитель		

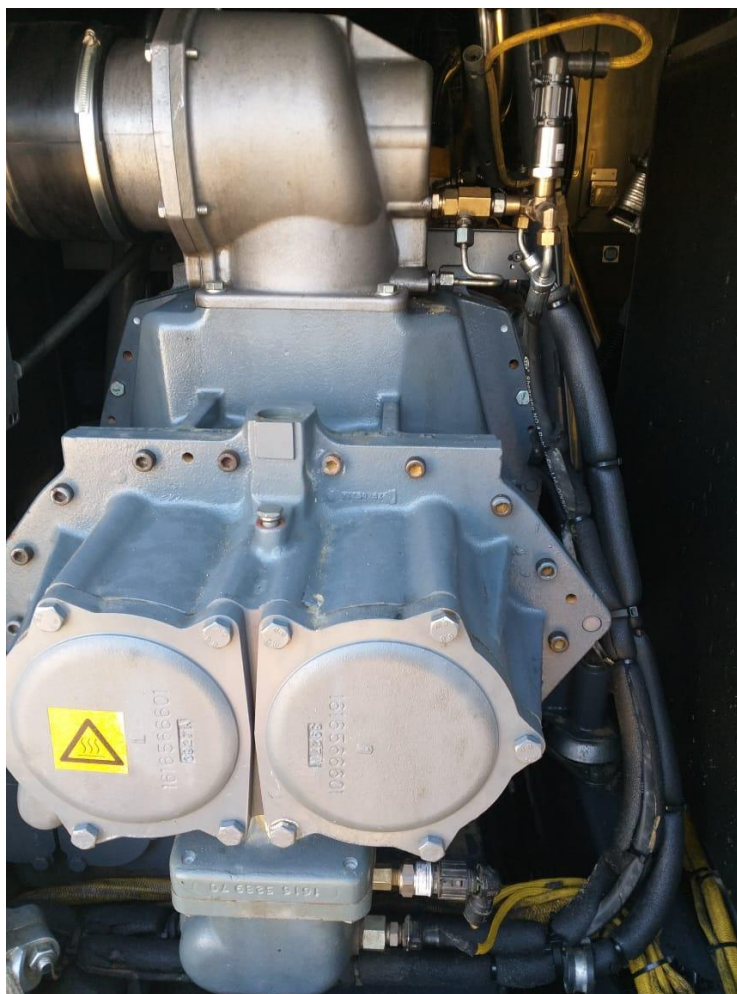


Рисунок 1.2 – Общий вид одноступенчатого винтового компрессора

Таким образом, винтовые компрессоры содержат следующие компоненты:

Фильтр впускного воздуха - выполняет функцию очистки воздуха, поступающего в компрессор. Он часто состоит из двух элементов - предварительного фильтра, расположенного в месте забора воздуха, и фильтра, расположенного перед впускным клапаном.

Впускной клапан - регулирует производительность всего компрессора и оснащен пневматическим управлением. Управление работой системы обеспечивается переходом клапана в режим ожидания.

Винтовой блок - это один из основных рабочих элементов винтового типа установки. Винтовой блок состоит из двух роторов, расположенных параллельно друг другу, один из которых имеет вогнутый винтовой профиль, а другой выпуклый. Именно наличие роторов отличает конструкцию винтовых компрессоров и принцип их работы от установок других типов.

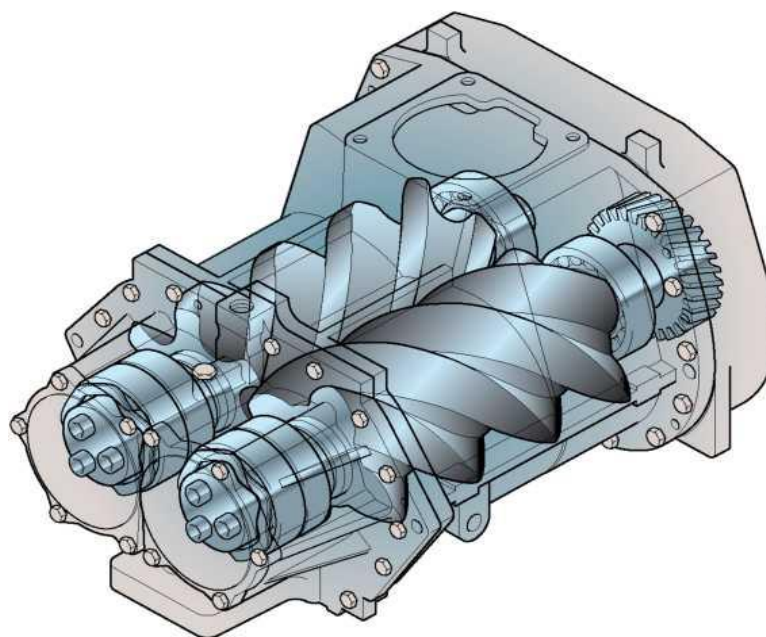


Рисунок 1.3 – Винтовой блок

Ременный привод - состоит из двух шкивов, которые определяют необходимую скорость вращения ротора. Один из шкивов находится на паре винтов, а другой - на двигателе.

Электродвигатель - позволяет вращать пару винтов с помощью сцепления, коробки передач или ременной передачи.

Фильтр масляный: очищает масло перед его возвратом в агрегат с помощью винтов

Маслоотделитель - резервуар из металла, в центре которого находится перегородка с отверстиями. Инерционная сила, возникающая при вращении потока, приводит к очистке воздуха от масла с помощью специального фильтра.

Термостат - обеспечивает наиболее оптимальный температурный режим. Когда температура масла низкая, термостат позволяет ему проходить, не влияя на радиатор охлаждения, что позволяет ускорить получение наиболее оптимальной температуры в установке.

Масляный радиатор - выполняет функцию охлаждения масла после его отделения от сжатого воздуха.

Конечный воздухоохладитель - охлаждает сжатый воздух до необходимого уровня, прежде чем он поступает к потребителю.

Предохранительный клапан: гарантирует безопасную работу устройства и предотвращает его поломку. Этот клапан срабатывает из-за значительного повышения уровня давления в масляном резервуаре, что может повредить все оборудование.

Трубопроводная система - имеет различные трубопроводы для воздушно-масляной смеси, воздуха и масла

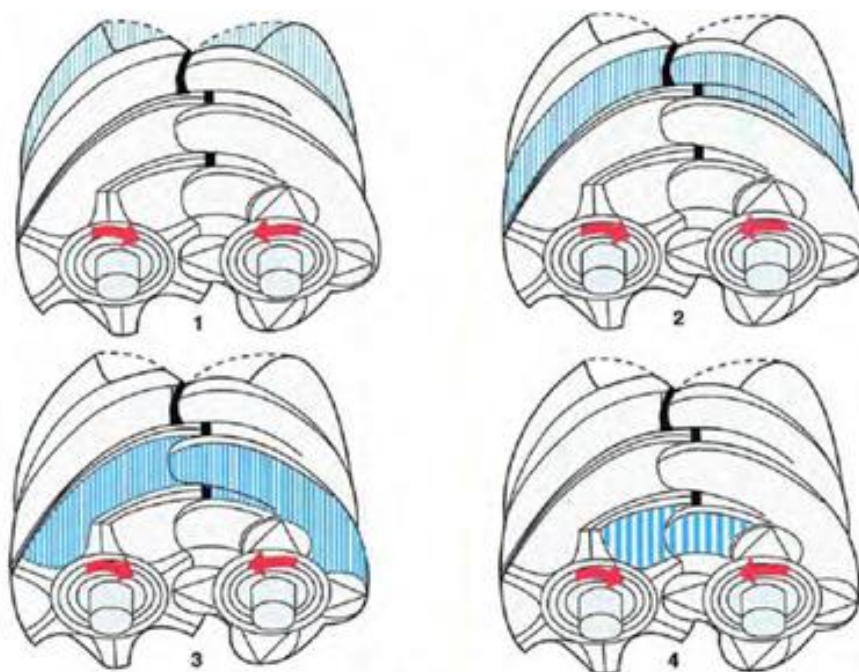
Реле давления: устанавливает параметры и режим работы установки на основе индикаторов уровня давления. Следовательно, когда достигается максимальное значение давления, работа винтовых компрессоров становится минимальной. Когда давление падает, блок снова начинает работать.

Блок управления необходим для электронного контроля и управления работой оборудования. Это также позволяет передавать все рабочие параметры и необходимые характеристики компрессора на дисплей.

Вентилятор - предназначен для забора воздуха в компрессор при охлаждении рабочих частей и элементов оборудования.

1.2 Действия винтовой группы компрессоров

Работа винтовых компрессоров заключается в следующем. С помощью двигательной установки двигатель приводит в движение пару винтов, в которые уже входит очищенный воздух. Затем воздух смешивается с маслом, которое необходимо для образования масляного клина между роторами. Поскольку роторы вращаются, зазор между ними и телом становится тесным, что приводит к сжатию воздуха и увеличению давления. Кроме того, в этом процессе масло также выполняет функцию смазки рабочих механизмов компрессорной установки.



1—воздух заполняет пространство между роторами; 2,3,4 —сжатие пространства

Рисунок 1.4 – Действия винтового компрессора

После сжатия смесь масла и воздуха поступает в специальный контейнер, где воздух отделяется от масла, затем охлаждается и подается на выход компрессорного оборудования. После охлаждения масло проходит дополнительную фильтрацию, а затем возвращается обратно в блок с помощью винтов.

Такое устройство и принцип работы винтовых компрессоров гарантируют, что оборудование обладает высокими рабочими и техническими показателями, что позволяет значительно повысить эффективность и производительность установки. Благодаря этому винтовые компрессоры являются сегодня одной из наиболее часто используемых систем, которые могут использоваться как в промышленных масштабах, так и в мелкой промышленности.

Винтовые установки могут варьироваться в зависимости от типа привода, расхода масла, количества ступеней и других параметров, в зависимости от которых следует выбрать наиболее оптимальный тип установки.

1.3 Масляная система ВК в составе КМУ

Нижняя часть воздушного ресивера (AR) выполняет функцию масляного бака.

Под воздействием давления воздуха из воздушного ресивера / маслоотделителя (AR / OS) масло поступает через масляный радиатор (OC), масляные фильтры (OF) и запорный клапан (OSV) в секцию компрессора (CEhp CEIp).

Когда компрессор останавливается и / или в системе отсутствует давление, масляный запорный клапан (OSV) предотвращает попадание масла обратно в секцию компрессора.

Перепускной клапан термостата (TBV) начинает открываться при температуре масла 80 ° C (176 ° F).

Масляная магистраль расположена в нижней части корпуса компрессорной секции. Для смазывания ротора, охлаждения и герметизации масло впрыскивается через отверстия в маслопроводе.

Смазка подшипников обеспечивается за счет впрыска масла в корпуса подшипников.

Впрыснутое масло, смешанное со сжатым воздухом из секции компрессора, снова поступает в воздушный ресивер, где оно отделяется от воздуха, Воздушный поток. Это масло собирается на дне маслоотделителя и возвращается в систему через насосную линию (SL), в которой установлен ограничитель потока (FR).

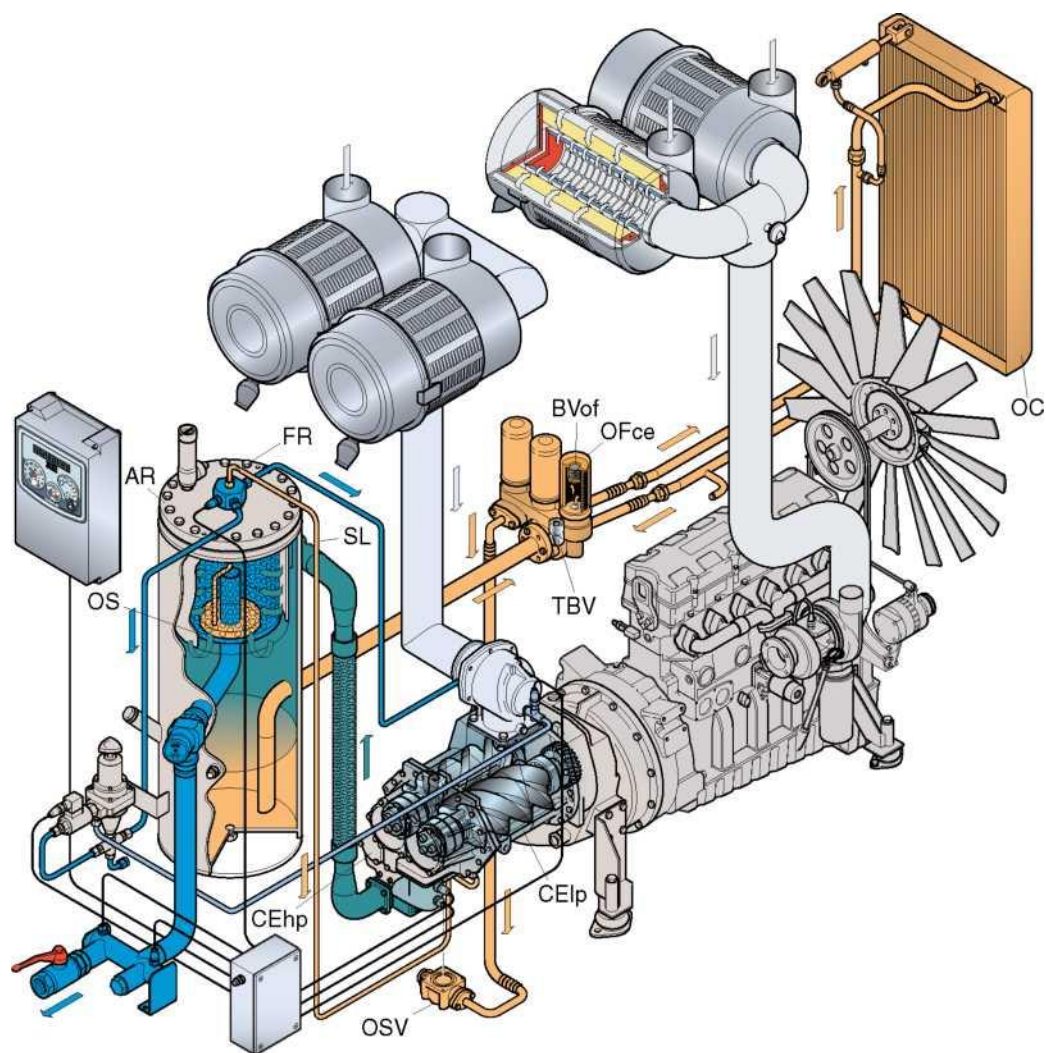


Рисунок 1.5 – Масляная система КМУ с ВК

Если падение давления в фильтре из-за его засорения превышает нормальное, то открывается перепускной клапан масляного фильтра. В этом случае масло обходит фильтр без фильтрации. В связи с этим масляный фильтр необходимо периодически заменять.

1.4 Виды винтовых компрессорных установок

Классическая модель компрессора этого типа оснащена двумя винтами (с выпуклой и вогнутой поверхностью). Однако есть два типа винтовых компрессорных агрегатов: одношнековые и двухвинтовые. В классическом варианте винтовая пара выполняет разнонаправленные вращательные движения, в результате чего осуществляется сжатие газа. Одновинтовой узел имеет основной ротор, приводимый в движение электродвигателем.

В зависимости от типа привода подразделяются компрессорные агрегаты: агрегаты с ременным и прямым приводом. В ленточных компрессорах есть два

шкива (один непосредственно на двигателе, второй расположен на паре винтов), которые задают вращение роторов. Чем выше скорость вращательных движений, тем выше уровень производительности, но ниже уровень рабочего давления. В агрегатах с прямой передачей коробка передач или прямой способ передачи используются через шарнир. В зависимости от параметра заполнения масла в баке, где вращаются винты компрессора и в котором происходит фактическое сжатие, блоки делятся на:

Масляные винтовые компрессоры. Широко применяемый тип компрессоров. Свинец обычно один винт. Ведущий ротор вращается вслед за ротором, который приводит в движение. Масло участвует в отводе тепла, которое образуется в процессе сжатия воздуха. Затем масло удаляется с помощью сепаратора, который подает чистый сжатый воздух к выпускному отверстию. Хотя 99,9% масла остается внутри компрессора, всегда остается некоторое количество масла, попадающего в сепаратор и оставляющего компрессор в сжатом воздухе, так называемое удаление масла. Поэтому эти компрессоры нельзя использовать там, где требуется сжатый воздух без примесей масла. Но для большинства заводов, мастерских и инженерных бюро низкое содержание масла не является критическим. Это существенно предотвращает образование ржавчины (внутри системы сжатия воздуха) и помогает машине работать ровно.

Преимущества:

- малошумная работа;
- обширный поток воздуха, уравновешанный поток;
- пригоден для продолжительной работы.

Недостатки:

- дорогостоящий по соотношению поршневым компрессорам;
- не используется в долгих простоях;
- расход масла.

Безмасляные винтовые компрессоры. Основной принцип работы такой же, как и у масляных компрессоров, только в этом случае масло не используется, только воздух! Поскольку масло здесь не впрыскивается во время сжатия, сжатие обычно выполняется в два этапа. Потому что если мы сжимаем воздух на этапе, например, от 1 до 7 бар, он будет очень горячим.

Стадия 1 сжимает воздух до нескольких бар (например, 2,5 бар). Воздух здесь очень горячий, поэтому он подается первым через интеркулер, поэтому он попадает во вторую ступень. Фаза 2 дополнительно сжимает воздух от 2,5 бар до желаемого значения, например, до 7 бар.

Обычно 2 прохода объединены в 1 коробку передач с электрическим 1м. двигателем, который приводит их в движение одновременно.

Если вам требуется 100% безмасляный воздух в больших количествах, вам нужен безмасляный винтовой компрессор.

Конечно, мы говорим о хорошей цене, но если вам действительно нужен 100% безмасляный воздух, у вас нет выбора.

Достоинства:

- 100% очищенный воздух от масла.

Недоработки:

- дороже масляного типа;

- техническое обслуживание / ремонт является более сложным и более дорогим процессом, чем компрессор масляного типа.

Безмасляные компрессоры имеют множество применений. Это пищевая, химическая промышленность, фармацевтика, электроника и производство полупроводников. Безмасляные винтовые компрессоры можно разделить на безмасляные компрессоры с впрыском воды в камеру сжатия, сухие компрессорные винтовые компрессоры.

Заполненные водой винтовые компрессоры

Винтовые компрессоры с впрыском воды являются единственными компрессорами с мощностью ниже 55 кВт, достигающей 13 бар. Независимо от конечного уровня сжатия во время калиброванного впрыска, температура не увеличивается более чем на 12 °. Тепловая нагрузка на элементы устройства незначительна. следовательно, срок службы, надежность и безопасность устройства в целом возрастают.

Благодаря этой технологии превосходная способность охлаждения водой обеспечивает эффективный отвод тепла к источнику.

Винтовые компрессоры с впрыском жидкости обычно не требуют правильной активации двух роторов, вращающихся в противоположных направлениях. Вода - это слой, который разделяет 2 винтовых профиля, даже если одно рабочее колесо

«Установить в движении»

разные. Этот тип компрессора может быть очень полезным для потребителя, поскольку он обеспечивает следующие преимущества:

впрыскиваемая жидкость обеспечивает внутреннее охлаждение. Некоторые газы в этом случае не полимеризуются, не работают при взрывоопасных температурах.

заполненные водой винтовые компрессоры достигают гораздо большей степени сжатия.

Типичные области применения винтовых компрессоров, наполненных водой, это рециркуляционные газы, этиленоксид, угольный газ и очень специфические газы, такие как хлорсодержащий газ.

1.5 Геометрия винтовой части роторов винтовых компрессоров

В настоящее время в компрессоростроении очень важны вопросы выбора геометрии и оптимального профилирования рабочих органов машин с винтовыми компрессорами, решение которых сделает процесс сжатия газа более экономичным или уменьшит затраты на установку компрессора.

Проблема усугубляется требованиями к высокой точности изготовления винтов и режущих инструментов для резки винтов. Ввиду сложности формы

винтов, необходимо разработать универсальную методологию для изучения зацепления и оптимизации винтов с любыми профилями зубьев, чтобы найти наиболее рациональные профили и разработать технологию изготовления винтов. Методология должна основываться на использовании «тяжелых» систем САПР, таких как Pro / Engineer, Catia или Unigraphics.

1.5.1 Сравнение профилей. Непрерывный поиск новых типов зубчатых профилей с болтовым соединением, использование которых обеспечит более высокую производительность винтовых машин, привел к появлению множества различных типов профилей. Для бывших стран СНГ результаты таких исследований можно найти в различных публикациях [2-5], диссертационных материалах и отдельных научных статьях. В настоящее время хорошо изучены симметричные циклоидальные профили, полученные с использованием кривых эпициклоидного и гипоциклоидного типа, окружного, эллиптического и целого семейства асимметричных профилей различных типов. Асимметричные профили обычно состоят из нескольких секций уже известных профилей, отдельных дуговых сегментов, кривых, построенных по эвольвентным или расчетным формулам. Многие вопросы по улучшению винтовых профилей решаются путем выбора наилучшего варианта или объединения их из ряда профилей одного типа, используя наиболее рациональные из их положительных характеристик в рабочем диапазоне компрессора. Имеются сравнительные оценки различных типов зубных профилей роторов [4], рекомендации по улучшению их геометрических параметров [5]. Однако если проанализировать соответствующие графики зависимостей основных геометрических характеристик винтовой части роторов с различными профилями и для разных соотношений ширины зуба на его высоте [4-5], то окажется, что в Во многих случаях преимущество использования одного профиля по сравнению с другими это может быть незначительным. В настоящее время существует мнение, что возможности симметричного профиля для повышения эффективности компрессора ограничены, и для этих целей лучше работать асимметрично, для дальнейшего улучшения его формы, геометрической конфигурации прорезей, длины линии контакта зубьев, изменить площадь треугольного зазора и зажатый объем. Поэтому выбор оптимального профиля осуществляется с помощью набора профилей, созданных таким образом, путем сравнения КПД, полученного после термодинамического расчета компрессора. Следует подчеркнуть, что этот подход не учитывает тот факт, что компрессор часто работает в довольно широком диапазоне рабочих режимов, и поэтому оптимальный профиль, выбранный таким образом, может быть не самым оптимальным. Это аналогично тому, как циклические точечные профили сцепки обеспечивают полную осевую герметичность, но имеют недостатки в виде сжатого объема и увеличенной длины линии контакта по сравнению с штифтовым профилем, который не имеет этой герметичности. Но в то же время именно благодаря наличию осевой утечки профиль штифта

может обеспечить более высокие значения КПД для всей компрессорной установки в различных режимах, если компрессор работает в относительно широком диапазоне степеней сжатия [2].

Профили рабочих частей винтового компрессора подчиняются различным требованиям в отношении теоретического зацепления, технологии производства, весовых и габаритных показателей, экономии и герметичности. Наибольшие трудности возникают из-за обеспечения герметичности и соблюдения минимальной колонны, необходимой для учета возможного теплового расширения и деформации. Поиск новых винтовых профилей в основном направлен на создание сетки точек в виде кривых профиля сетки, определяющих профиль.

Профили, которые можно построить для качественно разных типов соединений, например, этого типа “поверхность-поверхность”.

Винтовые поверхности с таким вмешательством будут иметь относительно небольшую высоту, а также длинные прорези с большой траекторией дросселя, что значительно увеличивает герметичность. Аналитический расчет таких винтов окажется довольно сложным, и его будет проще получить и проанализировать с помощью систем CAD / CAM. Ввиду вышесказанного, существует необходимость в создании такой универсальной методики исследования зубчатой передачи, которая должна одинаково хорошо работать на зубьях любого профиля, чтобы облегчить выбор их наиболее рациональных геометрических форм.

Существенный прогресс здесь может быть достигнут из профиля, который позволяет нарезать винты на обычном зуборезном станке методом прокатки. (В литературе этот термин используется вместе с терминами “метод огибания”). Что касается технологичности, то в этом смысле все профили практически эквивалентны, поскольку технология винтовой резки одинакова [2]. Конечно, последнее утверждение верно, если вы не сравниваете открытый и закрытый типы профилей.

1.5.2 Показатели эффективности винтов с переменными профилями.

Известно, что при разработке винтовых компрессоров с целью упрощения теории профилирования винтов из-за сложности их аналитических расчетов и технологии изготовления делаются три основных предположения: осевой шаг постоянен, геометрия винтов в поперечном сечении постоянна, а оси винтов параллельны.

Известно, что после зацепления зубьев объем рабочей полости в таких компрессорах неуклонно уменьшается из-за постоянной скорости их роторов, когда линия ближайшего сближения поверхностей сопряженных зубьев перемещается в направлении окна выброса.

Если теоретическое изменение объема рабочих полостей за равные периоды процесса сжатия на их индикаторных диаграммах является равномерным, то получается, что процесс повышения давления в рабочей

полости и переноса Газовая энергия в виде специфической работы компрессора в этих зонах крайне неравномерна.

Чтобы проверить это, достаточно рассмотреть форму существующих графиков, чтобы заполнить полости рабочей полости в винтовых компрессорах [2-3], [5] и сравнить их по времени с соответствующими индикаторными диаграммами реального или идеального компрессора. Важно отметить тот факт, что компрессоры объемного действия практически не учитывают природу термодинамических процессов, происходящих в отдельных рабочих полостях [1], хотя были высказаны мнения о полезности дополнительного управления процессом компрессии с использованием микропроцессорной технологии [8], применяемая для поршневых компрессоров.

Применительно к винтовому компрессору термодинамический расчет обычно выполняется после расчета геометрии шнека, то есть после того, как графоаналитический или численный метод определяет изменения объема парных полостей на угол поворота роторов. Известно, что для винтового компрессора законы классической термодинамики и термодинамики тела переменной массы могут применяться только условно из-за нестационарных процессов, происходящих внутри рабочей полости.

Однако, как было отмечено [2], по мере улучшения самих винтовых компрессоров этот зазор постепенно уменьшается. Поэтому для процессов сжатия, которые происходят в компрессоре, с учетом всех возможных поправок даже на этапе предварительного расчета, следует попытаться определить наиболее экономичный с точки зрения зависимости от энергопотребления изменение объема рабочие полости во время цикла сжатия, чтобы сгладить скачки давления, падения температуры и передачи газа механической энергии.

Профилирующие расчеты рабочих органов компрессора предложены с целью максимизации постоянства удельной работы изменения давления во время процесса сжатия внутри каждой рабочей полости компрессора [1]. В результате пульсации давления в полостях сжатия уменьшаются, рассеивание части энергии, подаваемой в газ, уменьшается, силы инерции и связанные с ними сопротивления уменьшаются, а также уровень вибрации и вибрации. шум.

Кроме того, будет происходить перераспределение давления на стадионе, а также значения газовых сил и моментов, действующих на систему подшипников ротора и увеличивающихся вместе с увеличением перепада давления. Следовательно, в некоторых случаях можно избежать нежелательного перехода к многоступенчатому сжатию из-за недостаточной несущей способности подшипников, жесткости роторов и увеличения рекомендуемой степени повышения давления на стадионе. Исходя из вышеизложенного, следует определить начальную геометрию винтовой части роторов и впоследствии улучшить ее на этапе оптимизации конструкции.

«Низкие технологии». Профили: с изменяемой геометрией в поперечном сечении, с переменным шагом, конической формы или расположенные на валах с пересекающимися осями. В любом случае, термодинамический расчет должен следовать до проектирования геометрии винтовых поверхностей.

На рисунке 1.6 приведена индикаторная диаграмма идеального компрессора с распределением по нему удельной работы за равные промежутки времени, взятые из 10 и разделенные для наглядности на три линейных участка в соответствии с почти линейным законом уменьшения объема рабочих полостей. На рисунках 1.7-1.8 показаны примеры возможных конструкций винтов, которые реализуют такую схему сжатия.

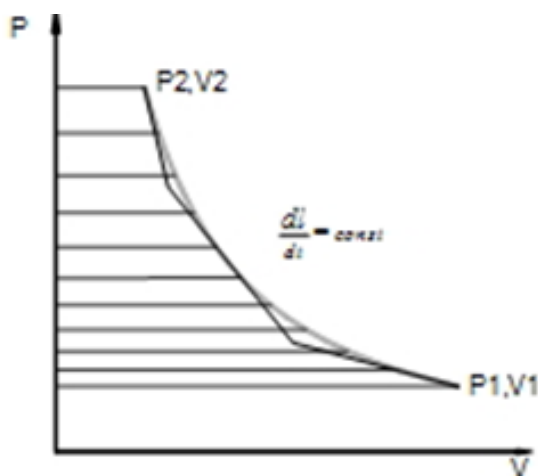


Рисунок 1.6 – Индикаторная диаграмма идеального компрессора с определенным рабочим распределением для равных интервалов

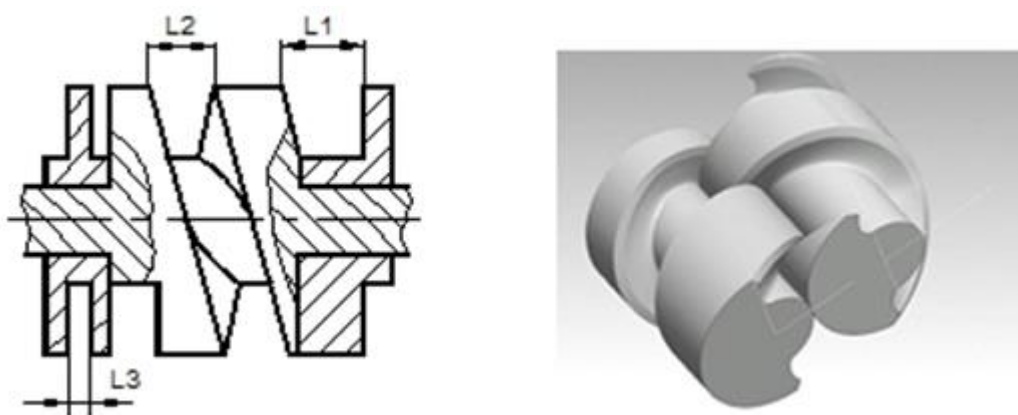


Рисунок 1.7 – Сборный ротор компрессора и два ротора в сборе

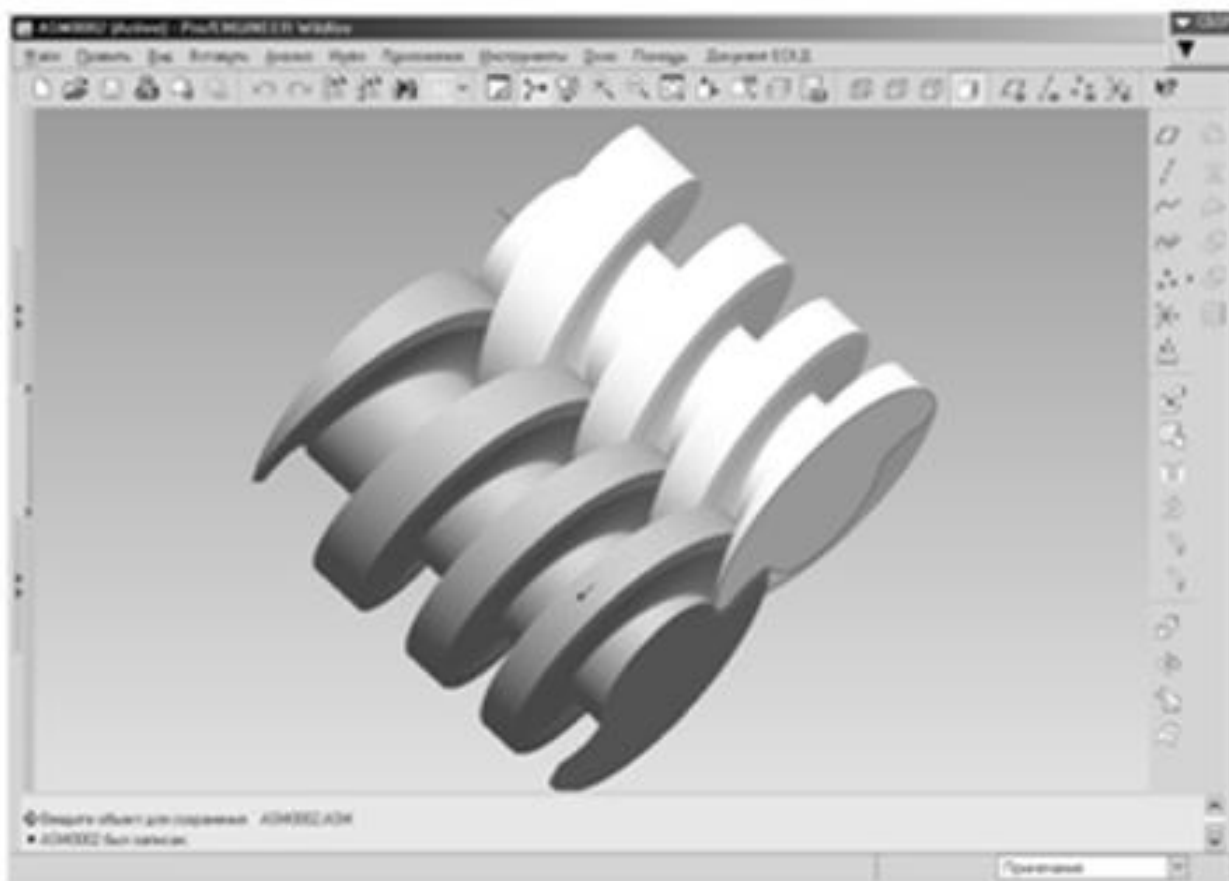


Рисунок 1.8 – Пример твердотельной трехмерной модели винта с переменным шагом

На рисунке 1.7 (слева) показан сборный ротор винтового компрессора, который для обеспечения постоянной специфической работы компрессора во время сжатия может состоять из трех ступеней, каждая из которых имеет свой осевой шаг, причем все ступени собираются на одной ступени. Дерево так следует за другим. Унифицированная серия таких роторов компрессора, в зависимости от степени повышения давления, рабочей жидкости и режима работы, может быть разработана на основе расчета и замены соответствующих ступеней.

В настоящее время в области вакуумной техники существуют аналоги таких моделей сборных роторов [9], они позволяют повысить степень повышения давления в компрессоре, но они вполне могут быть эффективными для компрессоры общего назначения. На рисунке 1.7 (справа) показаны два одинаковых ротора в зацеплении, каждый из которых имеет три секции постоянного шага, определенных с помощью графика.

На рисунке 1.8, другое решение этой проблемы предлагается в форме полупроводниковой винтовой модели с приблизительно бесконечно переменным шагом по оси. Профили рассчитывались после запуска и встраивания в систему Pro / Engineer.

1.5.3 Концепция процесса проектирования. Этап проектирования геометрии винтовых деталей ротора включает расчет, трехмерное моделирование, оптимизацию конструкции, подготовку рабочих чертежей, создание технологии производства и программ для станков с ЧПУ. Эффективная комбинация всех этих функций значительно сокращает время выхода продукции на рынок.

Построение методологии должно начаться в первом приближении с разработки расширенных алгоритмов для расчета рабочих процессов, происходящих в компрессоре, и организации обратной связи с геометрическими и структурными параметрами. Как упомянуто выше, для уменьшения затрат энергии на сжатие требуется предварительный термодинамический расчет, чтобы определить и выбрать законы, регулирующие изменение объема полости в паре с углом поворота ротора, чтобы сгладить скачки давления, температуры и температуры. и механическая энергия передается газу.

В качестве исходных данных для расчета ступени винтового компрессора необходимо знать фактические характеристики, связанные с условиями всасывания, давлением нагнетания или степенью сжатия, параметрами газа в камере всасывания, влажностью и типом газа, чтобы определить его свойства. Для некоторых профилей существуют специальные проверенные временем методы расчета болтов; Была разработана унифицированная серия геометрически похожих профилей.

В результате это позволяет значительно ускорить проектирование винтовых компрессоров, поскольку некоторые конструктивные параметры, такие как КПД, коэффициенты подачи, мощность привода недавно разработанных компрессорных машин, часто не определяются, а устанавливаются в соответствии с результатами испытаний похожие машины. На этом этапе необходимо определить теоретическую объемную производительность, основные размеры винтов, полезный объем парной полости, расчет заполненных объемов, найти мощность, потребляемую компрессором, площадь сечения окна всасывания и нагнетания

Ниже вы найдете исследование геометрии винта и всего ротора в трехмерном твердотельном исполнении, а также корпуса, торцевых крышек, прокладок и других частей компрессора, которые образуют полости или имеют косвенное влияние на процессы, которые там происходят. Затем структурные параметры уточняются методом последовательного приближения в соответствии с расчетными характеристиками конструкции изделия.

Здесь функции анализа методом конечных элементов могут использоваться для пересчета параметров рабочего процесса, пока не появится трехмерная модель продукта, оптимизированная с помощью конструктивных особенностей. После экспертной оценки технологами и использования технологических модулей, определяющих возможность изготовления, эта модель дорабатывается.

Впоследствии параметры расчета улучшаются с учетом предыдущих улучшений и получения окончательной оптимизированной трехмерной модели, создания конструкторской документации, программ для станков с числовым программным управлением и проектирования технологического оборудования.

1.5.4 К вопросу расчета производительности винтовых компрессоров.

Примечательно, что, несмотря на то, что принцип действия ВК был известен с 1878 года, широкое использование ВК началось только в 1940-х и 1950-х годах, когда возникла реальная потребность в больших удельных объемах перекачиваемой среды, и индикаторы можно оборудовать дополнительные компоненты, например, электроприводы. Появились новые технологии производства и новые материалы.

Быстрый рост и начало повсеместного использования ВК, размещение ключевых позиций на ХМ по сравнению с ПК и РК также были отражены в лавинообразном притоке патентов, увеличении производства ВК в развитых странах и расширении их использования. Это привело к интенсивному развитию Великобритании.

Благодаря переходу на новый принцип сжатия в винтовых компрессорах производительность достигла 3500 кВт, двигатель проработал более 40000 часов. Объемная мощность ВК рассчитывается по формуле: $V_T = K_{io} W_o z_1 n_1 = K_{io} Z_1 (L D_1) (f_{1n} + f_{2n}) D_{12} D_{13}$ Для ВК: $K_{io} = 1$. Поскольку для современного ВК фактический объем полости всасывания составляет приблизительно весь геометрический объем, коэффициент объема, используемого винтами, равен 1.

На практике его нельзя использовать для повышения производительности. $K_l = L \setminus D$ - Казалось бы, увеличение производительности может быть достигнуто за счет неограниченного увеличения коэффициента длины. Однако такая возможность наталкивается на серьезные технические и экономические препятствия. С одной стороны, увеличение l приводит к увеличению размеров и массы винтов и уменьшению жесткости ротора и, следовательно, к уменьшению передаваемой на него силы. С другой стороны, увеличение длины винтов серьезно влияет на потерю объема через зазоры, которые будут увеличиваться с увеличением длины. Это приведет к резкому снижению коэффициента подачи и эффективности ВК. $K_f = (f_{1n} \times f_{2n}) \setminus D_{12}$ - Коэффициент использования площади также ограничен по проектным причинам, поскольку он ограничен диаметром винтов и толщиной зубца ведомого винта. Его оптимальное значение $k_f = 0.1184-0.1191$. Z - Увеличение количества шурупов также не приводит к увеличению производительности, поскольку, в свою очередь, ухудшает коэффициент использования площади, а также значительно усложняет технологию изготовления и сборки ВК.

Как и прежде, единственным фактором, рост которого повлек бы за собой интенсивное увеличение производительности, было увеличение скорости вращения ротора. Однако для ВК было обнаружено, что с увеличением

скорости рост объемных и энергетических показателей наблюдается только при определенной величине. При дальнейшем увеличении n они падают. С увеличением скорости коэффициент продвижения увеличивается, однако с увеличением скорости потери из-за зазоров, которые принципиально необходимы для работы ВК, значительно возрастают.

Следовательно, дополнительное увеличение производительности за счет увеличения скорости вращения ротора становится энергетически нецелесообразным из-за больших потерь энергии. Кроме того, изменяя внешние условия, ВС не смог обеспечить принципиально удобное изменение степени внешнего сжатия из-за неизменной степени геометрического сжатия. На практике это приводит к нерациональной потере работы, особенно если $R_{vn} > R_n$.

Скорость ротора стала ограниченной. В настоящее время она варьируется для различных хладагентов и сжатых газов в диапазоне 50-80 м / с. Минимальная температура, достигаемая ВС при хороших объемно-энергетических показателях, соответствует $t_0 = -400^\circ \text{C}$. В то же время условия охлаждения требуют более низких температур, что по отношению к компрессорам влияет на более низкие и более низкие значения плотности (удельного объема) всасываемого пара и, следовательно, низкого давления.

В связи с этим проблема повышения производительности ХМ и достаточного сжатия рабочего тела при работе с повышенной степенью увеличения давления поднимается с новой силой. С уменьшением температуры охлаждения объем всасывания увеличивается, и для увеличения Q_0 необходимо увеличить λ и V_t .

Из формулы

$Q_{0req} = \lambda \rho l V_t q_0 = \lambda \rho l V_t p_{jm}$, мы видим, что при падении ρl (или среднего давления индикатора p_{jm}) требуемые характеристики могут быть достигнуты только путем увеличения теоретических характеристик и изменения объемных показателей, но они неразрывно связаны. Для ВС процесс прерывистого сжатия также приводил к обратному потоку пара, сжатого через промежутки к стороне всасывания. Это увеличивало давление всасывания и предотвращало движение паров испарителя, создавая противодействие и, следовательно, уменьшая давление всасывания.

Для всех типов машин объемного сжатия увеличение числа цилиндров (число пластин, полостей и т.д.) И увеличение скорости после определенного предела, безусловно, привело к ухудшению показателей объемной энергии. С уменьшением плотности всасываемого пара это уменьшение коэффициента доставки становится все более катастрофическим. Поэтому с известными способами (увеличение V_c и n) было невозможно получить требуемые характеристики с минимальными потерями и размерами.

Это исчерпало большинство способов улучшения и развития машин объемного сжатия. Все эти причины дали жизнь принципам динамического сжатия, основанным на непрерывной передаче энергии потоку за счет увеличения его кинетической энергии при обтекании лопастей колеса.

Интересно отметить, что он возник как часть метода объемного сжатия, поскольку он перешел от чисто поршневого к ступени последовательного сжатия.

"По окружности". (РК) и, наконец, линия осевого сжатия стала полностью соответствовать направлению потока. В этом случае принцип механического сжатия потока не изменился.

2 Индивидуальность эксплуатации винтовых компрессоров

Одной из конструктивных особенностей винтовых компрессоров является наличие специализированного оборудования для плавного контроля производительности. Разгрузка компрессора при запуске происходит путем приведения регулятора в положение с минимальной производительностью. Перед запуском электродвигателя, насоса системы смазки компрессора и при наличии гидравлического регулятора мощности насос регулятора мощности должен быть включен. Температура смазочного масла поддерживается в соответствии с инструкциями путем циркуляции охлаждающей воды через масляные радиаторы или путем включения электрических нагревателей.

Винтовой компрессор включен в работу с открытыми и закрытыми всасывающими клапанами. Компрессор выгружается с помощью регулятора, который перед запуском переводится в положение минимальной производительности (10%). В конструкциях винтовых компрессоров многих производителей предусмотрен концевой выключатель, использование которого исключает возможность запуска электродвигателя, если регулятор не находится в положении минимальной производительности. Если давление в системе испарения находится в пределах, разрешенных спецификациями компрессора, всасывающий клапан можно открыть до запуска двигателя во время ручного запуска. С системой испарения с подогревом и высоким давлением паров хладагента компрессор запускается с закрытым всасывающим клапаном.

После включения электродвигателя контролируются показания манометров, установленных на масляном насосе и на стороне нагнетания компрессора, а также показания амперметра. Если допустимый ток или давление нагнетания превышено, при отсутствии давления в системе смазки или при наличии ударов компрессор немедленно останавливается, чтобы определить причины аномального функционирования. Во время нормальной работы компрессора впускной клапан постепенно открывается, контролируя перегрев пара, всасываемого в компрессор, и температуру впрыскиваемого пара.

Запуск компрессора при закрытом впускном клапане и медленном открытии после того, как электродвигатель достиг нормальной скорости, исключает возможность гидравлического удара, вызванного скоплением жидкого хладагента или масла во впускной трубе, а также возможного затопления жидкого хладагента в затопленном состоянии. может испаритель с сильным перепадом давления Всасывающий клапан открывается так, что давление всасывания в компрессоре не превышает значение, близкое к рабочему давлению кипения. Процесс понижения давления в испарительной системе идет медленно, но вероятность работы компрессора мокрая.

Если давление в испарительной системе достигает рабочей температуры кипения, всасывающий клапан полностью открывается, а регулирующий клапан открывается для минимального прохода. Температура нагнетания

компрессора в этот момент должна составлять от 60 до 80 ° С. После того, как всасывающий клапан полностью открыт, производительность компрессора увеличивается с помощью регулятора производительности, постоянно отслеживающего показания амперметра.

При работе винтовых компрессоров периодически проверяйте показания приборов, заменяйте фильтрующие элементы, смазочное масло и изношенные детали. При эксплуатации маслonaполненных винтовых компрессоров убедитесь, что давление масла после масляного насоса на 50–300 кПа выше, чем давление пара в выпускной камере компрессора. Отечественные винтовые компрессоры смазываются марками HA-30 и HS-40. Температура масла, подаваемого в компрессор, должна составлять от 25 до 45 ° С.

При работе винтовых компрессоров хладагент в виде сжимаемых паров охлаждается смазочным маслом. Поэтому температура сжатого пара всегда ниже, чем температура, полученная при адиабатическом сжатии, и при приемлемых условиях работы компрессора не превышает 105 ° С.

Если влажный пар поступает в винтовой компрессор с приводом от аммиака, смазочное масло остывает, его вязкость увеличивается, нагрузка на электродвигатель увеличивается, уровень шума резко возрастает, а при отсутствии надлежащей защиты электродвигатель это может потерпеть неудачу. Если нагрузка двигателя контролируется во время мокрой работы, компрессор автоматически останавливается с помощью системы защиты. При большом потоке жидкого хладагента в винтовом компрессоре возможно заклинивание ротора и разрушение подшипника.

Перед остановкой компрессора следует принять меры для облегчения и обеспечения безопасности его последующего пуска. В ручном режиме, чтобы избежать работы мокрого компрессора во время его последующего запуска, сначала закройте регулирующий клапан на трубопроводе подачи жидкого хладагента к испарительной части системы и остановите насос хладагента в системе циркуляции. Компрессор продолжает работать и откачивать пар из испарителя в течение 5-10 минут с закрытым регуливающим клапаном, чтобы понизить уровень хладагента. Затем закройте запорный всасывающий клапан на компрессоре, снизьте давление в картере до 0,02–0,03 МПа (~ 0,2–0,3 кгс / см²) и выключите электродвигатель.

Компрессор запускается автоматически при открытии нагнетательного и всасывающего клапанов. После запуска производительность компрессора увеличивается автоматически. Перегрузка двигателя не возникает.

3 Проблемы винтовых компрессоров

3.1 Неисправности оборудования уровня «механизм»

Газовые компрессоры, в которых рабочий газ прокачивается двумя винтами с взаимным вращением, часто являются предметом исследований специалистов по вибродиагностике. Конструктивно винтовой компрессор организован довольно просто. Он состоит из двух довольно длинных винтов, таких как несколько винтов шнека, расположенных параллельно и вращающихся в разных направлениях. Кинематическое соединение между винтами обусловлено двумя шестернями, расположенными на одной стороне винтов.

Количество потоков зависит от единицы. Например, компрессор, в котором один винт имеет 5 пусков, второй имеет 6. Число зубьев компрессора обычно определяется пропорциями - 5/6, 6/7, 7/8 и т. Д., Где цифры отражают количество пусков первичных и вторичных винтов. Рабочая жидкость компрессора (перекачиваемый газ) движется в полостях, возникающих между зубьями болтов, которые при вращении болтов перемещаются в направлении продольной оси компрессора.

Помимо обычных проблем с вибрацией вращающегося оборудования, на которых мы не будем сейчас останавливаться, винтовые компрессоры также имеют специфические дефекты из-за особенностей их конструкции. Основное внимание в этом разделе будет уделено диагностике именно этих проблем.

Возможные проблемы, связанные с повышенным уровнем вибрации винтовых компрессоров, измеренным на упорных подшипниках, могут включать следующие дефекты оборудования:

Плохой осевой монтаж и фиксация рабочих винтов

Увеличение рабочих зазоров между рабочими винтами, обычно возникающее по причине общего износа винтов или опорных подшипников.

Увеличение рабочего зазора между рабочими винтами, как правило, связано с общим износом винтов или подшипников.

Увеличенный зазор в радиальных и упорных подшипниках, в которых вращаются роторы.

Износ зубчатых колес пары зубчатых колес, соединяющих рабочие винты друг с другом.

Все эти причины довольно тесно связаны, например, появление увеличенного зазора в упорных подшипниках автоматически вызывает изменение зазоров между винтами и т. Д.

Определите, как обнаружить дефекты в техническом состоянии винтовых компрессоров с помощью диагностики вибрации.

Как мы уже отмечали, основное внимание будет уделено конкретным проблемам, характерным для данного типа оборудования. Чтобы рассмотреть возможность использования вибрационных методов для диагностики неисправностей оборудования, общих для всех вращающихся узлов, таких как

дисбаланс, перекос, состояние зубчатых пар и т.д. Мы рекомендуем обратиться к соответствующим разделам данного руководства. руководство.

3.2 Наблюдение состояния рабочих поверхностей винтов

Проблема обеспечения стабильности рабочего зазора между болтами и, следовательно, идеальной рабочей поверхности болтов, во многом определяет эффективность всех винтовых компрессоров. Эта проблема имеет несколько аспектов, главным из которых, конечно, является качество рабочих болтов. Во-вторых, когда работают компрессоры, изменяется внешняя поверхность болтов, износ, изменение формы, появление оболочек, сколов и т. д.

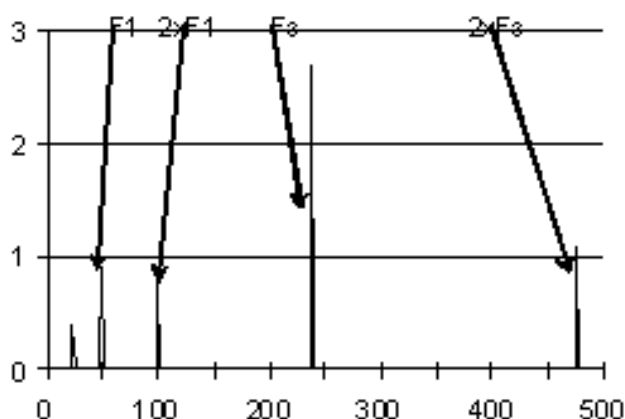


Рисунок 3.1 – Спектр вибрации винтового компрессора, находящегося в удовлетворительном состоянии

Посмотрим, как все эти отклонения от рабочей поверхности винтов могут появляться на спектре вибрационных сигналов. Для этого обратимся к рисунку 3.1., Где показан, например, спектр сигнала, записанного на одном из подшипников винтового компрессора. Мы предполагаем, что этот компрессор находится в хорошем состоянии и не имеет серьезных неисправностей.

Наибольшее внимание к этому спектру следует уделить частоте гармоник винтовых зубчатых колес. Эта частота равна произведению числа посещений любого винта на частоту его вращения. Еще раз, мы помним, что количество пусков на каждом винте компрессора различно, поэтому скорость винтов также варьируется. В случае 5/6-колесного компрессора и частоты вращения асинхронного электродвигателя и первого винта 48 Гц спектр вибрационного сигнала показан на рисунке 3.2. Частота первой гармоники зубьев рабочих винтов составляет 238 Гц.

В спектре колебаний винтового компрессора теоретически всегда должны присутствовать гармоники зубьев рабочих винтов компрессора, как в классической зубчатой паре трансмиссии или имеющегося множителя. Он всегда должен сопровождать нормальную работу винтового компрессора под

нагрузкой. Амплитуда этих гармоник зависит от нагрузки компрессора и его технического состояния. Почти всегда гармоника частоты передачи винтового компрессора имеет вторую, третью и даже четвертую гармонику. Если амплитуда всех этих гармоник мала, наличие этих гармоник не является признаком дефектов.

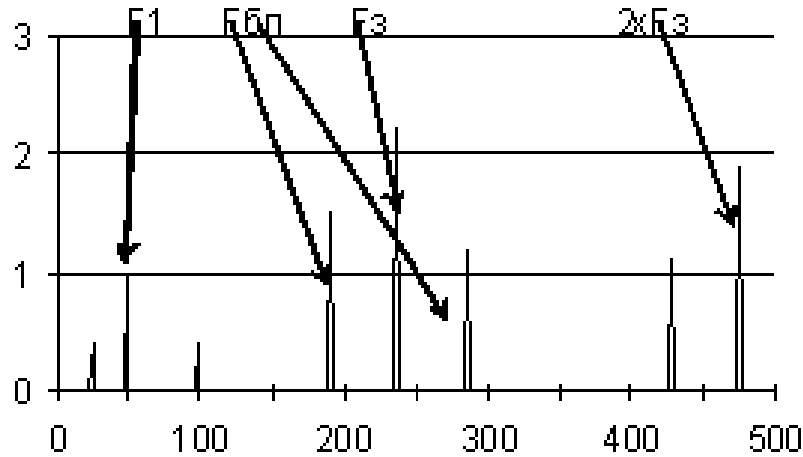


Рисунок 3.2 – Спектр вибрации винтового компрессора с износом или дефектами рабочей поверхности винтов

В данном спектре вибрационного сигнала есть три дополнительные информационные гармоники - их можно условно дифференцировать как малую масляную гармонику, первую обратную гармонику и вторую гармонику обратной частоты входного вала компрессора. Условно, анализатор спектра с разрешением всего 200 линий был использован для записи и анализа этого спектра. По этой причине нет способа точно дифференцировать полученный спектр.

«Происхождение» гармоники с частотой 50 и 100 Гц. Не ясно, являются ли они гармониками электромагнитного характера события или частотой вращения ротора асинхронного двигателя. Всегда следует помнить, что при первом измерении вибрации

В винтовом компрессоре величина амплитуды гармоник зубчатых колес может использоваться только в качестве ориентира для дальнейших исследований. Величина этой амплитуды не может правильно оценить пороги состояния, поскольку степень демпфирования колебаний от пары зубчатых колес внутри компрессора неизвестна. Это связано с широким изменением интенсивности внутреннего затухания вибрационных сигналов внутри винтового компрессора.

Качество наружных рабочих поверхностей винтов компрессора, чтобы оценить степень износа и повреждения, наилучшим образом достигается за счет амплитуды амплитуд боковых гармоник, возникающих вблизи частоты зубьев винтов компрессора. В качестве диагностического параметра лучше

всего использовать отношение амплитуд боковых гармоник к амплитуде основной гармоники спиральных зубьев.

Пример спектра колебаний винтового компрессора с этими боковыми гармониками, зафиксированными на упорных подшипниках, показан на рис. 3.3.

Появление боковых гармоник в спектре колебательного сигнала объясняется довольно просто. Наличие локального дефекта в одном из винтов модулирует частоту передачи этого дефекта. Поскольку дефект повторяется с каждым оборотом винта, результирующие боковые гармоники смещаются от частоты зубчатой передачи на скорость винта с дефектом рабочей поверхности.

Независимо от типа первопричины, которая привела к возникновению ошибок или даже отклонений наружной поверхности шнеков от идеала, это связано с увеличением амплитуды паразитных волн в спектре вибрационного сигнала. Это первый диагностический признак этого дефекта. Чем выше относительная амплитуда боковых гармоник, тем больше износ и даже разрушение рабочих поверхностей винтового компрессора.

Важность смещения частоты боковых гармоник относительно частоты передачи имеет первостепенное значение для диагностики наличия дефекта на рабочей поверхности винтов. Это смещение всегда численно равно частоте вращения вала компрессора, на котором неисправность наиболее выражена, в этом случае износ рабочей поверхности винта. Мы уже заметили, что валы винтового компрессора вращаются с разными скоростями. Дерево, на котором винт имеет большее количество пусков, вращается медленнее. Вал с меньшим количеством винтов вращается быстрее. Разница в частотах вращения вала определяется соотношением количества посещений виноградных лоз - $5/6$, $6/7$, $7/8$. Также очень важно знать, какой вал компрессора соединен с приводным двигателем, коробкой передач и т.д. Какой вал является основным. Это обоснование очень важно для правильной диагностики параметров вибрации и будет постоянно использоваться ниже для идентификации вала винтового компрессора, на котором будет обнаружен диагностированный дефект. Знание этой особенности винтового компрессора значительно облегчает практическую диагностику при обнаружении места неисправности. С точки зрения количественного сравнения амплитуды боковых гармоник можно сказать, что если при номинальной нагрузке компрессора боковые гармоники превышали значение 20% амплитуды частоты зубчатой передачи, это сигнал тревоги. Степень опасности дефекта может быть обнаружена только в процессе наблюдения, когда обнаруживается тенденция к ухудшению состояния компрессора, в этом случае будет происходить значительное увеличение амплитуды боковых гармоник.

3.3 Большие зазоры в подшипниках

Основные спектральные признаки наличия и диагностики основных зазоров в подшипниках скольжения описаны выше в специальном разделе данного методического руководства. Здесь мы рассмотрим только конкретные признаки проявления этого дефекта в подшипниках скольжения, свойственные только винтовым компрессорам.

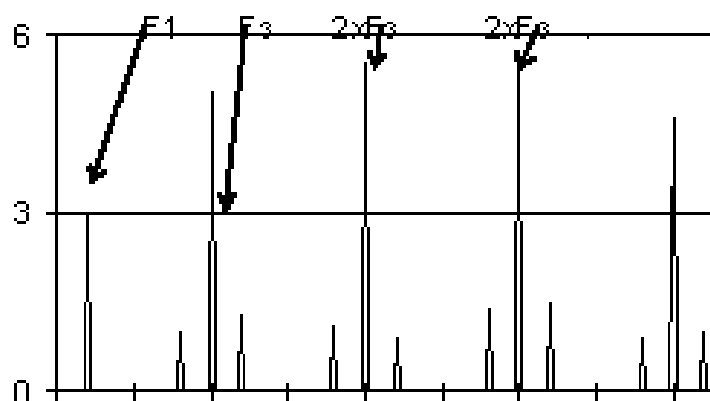


Рисунок 3.3 – Спектр вибрации винтового компрессора с увеличенным зазором в подшипниках скольжения

На рисунке 3.3 примере показан спектр сигнала вибрации с упорным подшипником винтового компрессора, который увеличивает зазор в подшипниках. Измерение проводилось в направлении, перпендикулярном плоскости, проходящей через осевые линии болтов.

Характерной особенностью этого спектра является наличие в нем нескольких гармоник от частоты зуба, которые имеют значительную амплитуду. Если в большинстве других механизмов с увеличением зазоров в подшипнике скольжения имеется большое количество гармоник целых чисел частоты вращения ротора, это немного отличается. В спектре присутствуют некоторые полные гармоники частоты зубца (винта), а гармоники обратной частоты основного вала компрессора (вала приводного двигателя), обычно присутствующие с большим зазором в подшипнике, могут полностью отсутствовать в спектре вибрационный сигнал. Амплитуда первых трех-пяти гармоник зубчатой частоты винтового компрессора с увеличением номера гармоники обычно мало меняется. При дальнейшем увеличении числа гармоник их амплитуды начинают уменьшаться довольно быстро. При больших зазорах в подшипнике амплитуды первых гармоник частоты передачи могут даже увеличиваться с увеличением номера гармоники, но в будущем они все равно начнут уменьшаться, скорее всего из-за более сильного затухания высокочастотных гармоник внутри винтовой компрессор, на пути от зоны дефекта до места установки датчика вибрации. Обычно в спектре вибрационного сигнала при наличии такого дефекта все гармоники частоты

зуба окружены боковыми гармониками. Соотношение амплитуды гармоник зубчатых колес и боковых гармоник приблизительно сохраняется во всем спектре. Количественно амплитуда боковых гармоник указывает на общее техническое состояние рабочих поверхностей винтов, а шаг частоты их смещения от зубчатой гармоники указывает обратную частоту вала, к которой относится дефект подшипника. Мы уже объяснили это выше. Подводя итог, в этом случае я хотел бы еще раз напомнить вам, что винтовой компрессор очень чувствителен к величине зазора в подшипнике скольжения. Любое увеличение зазора подшипника, даже небольшое, всегда приводит к появлению нескольких гармоник частоты передачи одновременно. Гармоники частоты вращения вала, которые характерны для увеличенных зазоров подшипников в других механизмах, появляются в спектре сигналов вибрации от подшипников винтовых компрессоров значительно позже, даже при относительно высоких рабочих зазорах.

3.4 Осевые вибрации винтовых компрессоров

Во время работы винтового компрессора сжимаемый газ «Порция», объем которого равен элементарным объемам, закрытым между винтами, движется в осевом направлении вдоль винтов. В результате возникает перепад давления на обеих сторонах вала, на входной стороне и на выходной стороне рабочего газа, и осевые силы действуют на волны, модулируемые количеством частей рабочего газа в единицу времени. Для компенсации статических осевых сил, действующих на рабочие шпиндели, упорные подшипники различных типов используются достаточно эффективно. Для компенсации динамических осевых сил, вызванных наличием периодических

«Перерывы потока газа» на выходе из рабочей зоны винтового компрессора это практически невозможно; следовательно, этот динамический процесс всегда происходит в спектре колебаний, зарегистрированных в осевом направлении. Анализ этих переменных усилий дает много полезной информации для оценки технического состояния рабочей зоны винтового компрессора.

В спектре сигнала вибрации, зарегистрированного на упорных подшипниках винтового компрессора в осевом направлении, может быть обнаружена особенность, присущая только винтовым компрессорам. Этот эффект можно кратко назвать.

«Появление вторичных боковых гармоник вблизи боковых гармоник частоты передачи» рабочий винт. Этот эффект можно обнаружить во всех проекциях измерения вибрации, но именно в осевой проекции вибрации он наиболее заметен.

Следует сразу отметить, что такая спектральная диаграмма может быть фактически записана и доступна только для анализа, если используются высококачественные анализаторы спектра колебаний, имеющие ширину

линии в диапазоне, по меньшей мере, 1600, а более предпочтительно 3200. Это не должно быть устройство начального уровня для записи и анализа вибраций.

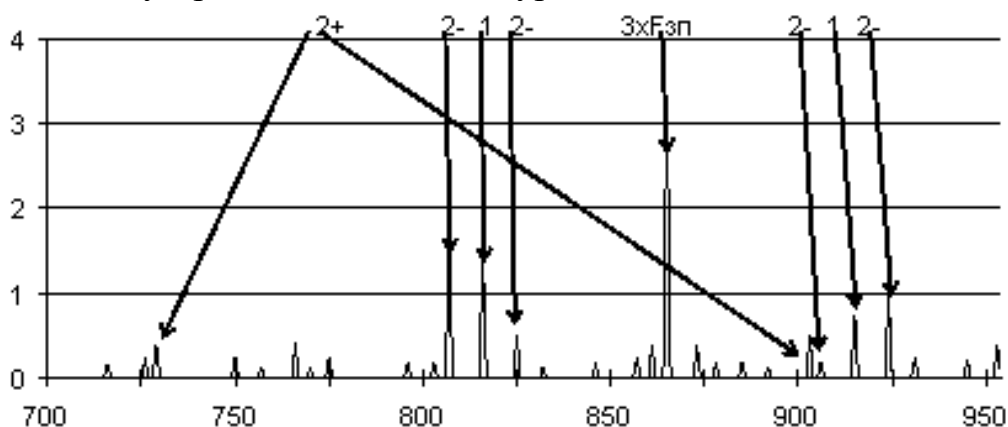


Рисунок 3.4 – Спектр колебаний винтового компрессора в осевом направлении с наличием боковых гармоник двух уровней возникновения

Пример участка спектра вибрационного сигнала, записанного на реальном винтовом компрессоре в осевом направлении, показан на рисунках 3.2 -3.4. Этот раздел спектра, для ясности объяснения, «Взятые» в области третьей гармоники частоты передачи рабочих винтов, где для управляемого винтового компрессора описанный эффект модуляции боковых гармоник оказался более выраженным.

Частота вращения ротора асинхронного двигателя и входного вала винтового компрессора составляет приблизительно 2883 оборота в минуту или также приблизительно 50 Гц. Первая гармоника частоты передачи рабочих винтов в спектре составляет 282 Гц, что соответствует 6 ходам на винте, соединенном через муфту с приводным двигателем.

Боковые гармоники также смещены от гармоники трансмиссии на 50 Гц, что соответствует скорости электродвигателя и первому винтовому валу компрессора.

В выбранном участке спектра, показанном на рисунке, имеется третья гармоника частоты передачи 846 Гц и две вторичные гармоники 799 и 893 Гц в диапазоне частот 700-950 Гц. Боковые гармоники частоты передачи рабочих винтов находятся в спектре по числу заявил "1"

В данной части спектра присутствуют две такие гармоники, что полностью соответствует всем описанным выше характеристикам работы винтовых компрессоров.

В этом спектре нас больше всего интересуют вторичные гармоники.

Мы называем это тем, что эти боковые гармоники возникают вокруг боковых гармоник частот передачи рабочих винтов, которые в этом случае называются боковыми гармониками первого уровня. На рисунке все боковые гармоники второго уровня обозначены цифрами "2".

Эти боковые гармоники второго уровня в спектре сдвинуты относительно боковых гармоник первого уровня с частотой 9 Гц как в положительном, так и

в отрицательном направлении. Степень возникновения такого сдвига частоты боковых гармоник второго уровня по сравнению с гармониками первого уровня требует некоторого объяснения, хотя и довольно проста.

Выше уже указывалось, что ротор вращается с частотой 2883 об / мин или 47 Гц, что соответствует смещению ротора поля статора на 3 Гц. Другими словами, мы можем сказать, что Винтовой асинхронный двигатель компрессора работает с проскальзыванием 6%, что соответствует той же частоте 3 Гц.

Итак, мы определили частоту отставания ротора относительно поля статора, которая соответствует первой обратной гармонике. Совершенно очевидно, что в зоне, где третья гармоника скорости передачи рабочих винтов имеет решающее значение, сдвиг между всеми соответствующими гармониками увеличивается в три раза и составляет 9 Гц. Такое же смещение происходит между боковыми гармониками первой и второй плоскостей, которые возникают вокруг гармоник передачи.

В части спектра вибрационного сигнала, показанной на рисунке, боковые гармоника второго уровня, более удаленные от третьей гармонике частоты передачи, превосходят гармониками первого уровня по амплитуде.

Внутренние боковые гармоника второго уровня, ближе к частоте гармоник коробок передач, имеют меньшую амплитуду, чем боковые гармоника первого уровня. Однако эта картина взаимосвязи между амплитудами боковых гармоник между ними, как на разных уровнях, так и

На чертеже часть спектра вибрационного сигнала, записанного в осевом направлении, произвольно выбрана с таким отношением амплитуд боковых гармоник двух уровней. В других частях спектра, например, даже в том же винтовом компрессоре, но вблизи первой гармонике частоты передачи, гармоника первого уровня вдвое превосходят гармоника второго уровня, и среди гармоник второго уровня, максимум «Внутренний» гармоника.

Причина появления боковых гармоник второго уровня довольно специфична для винтовых компрессоров. Это в основном связано с присутствием

Дефекты, когда объемы газа проходят через них, приводят к модуляции (особенно в осевом направлении) боковых гармоник первого уровня боковыми гармониками второго уровня, сдвинутыми на разность частот удара валов.

Эта частота связана с величиной скольжения ротора асинхронного двигателя привода.

Для лучшего понимания этого можно использовать некоторые дополнительные, но значительно упрощенные модели, описывающие работу винтового компрессора. Винтовой компрессор может быть представлен в виде конвейерной ленты, а насосные элементарные порции газа - в виде элементарных локальных масс, перемещаемых по конвейеру.

Первая аналогия сразу становится понятной: когда элементарная нагрузка проходит через зону дефекта (ротор), возникает динамический эффект, сила которого пропорциональна степени развития дефекта. Вторая аналогия также

проста: скорость перемещения масс элементов вдоль конвейера связана со скольжением электродвигателя, так что боковые гармоники (вторая плоскость) смещаются точно на частоту скольжения (относительно гармоник первого уровня).

Если вы хотите, глубина анализа вибрационных процессов в винтовых компрессорах может быть увеличена еще больше, хотя следует честно сказать, что объяснение этих особенностей просто вряд ли удастся. Поэтому те, кто не очень интересуется большими сложностями работы винтовых компрессоров, могут просто пропустить конец этого раздела без особого ущерба для диагностики стандартных ситуаций.

Наличие двух валов в винтовом компрессоре, вращающихся с разными частотами вращения, из-за разного количества входов на винтовых валах обязательно приводит к появлению частот биений этих частот вращения, разности и суммы в спектре вибрационного сигнала. Эти частоты определяются частотой вращения входного винта и соотношением pitches рабочих винтов компрессора.

Например, для винтового компрессора с отношением pitch 5/6 винтов, где число пиков 5 соответствует входному валу, дифференциальная частота хода валов будет равна 0,8 частоты вращения входной вал. Общая частота сердечных сокращений будет в 2,2 раза больше рабочей частоты.

Семейства гармоник генерируются с одинаковой кратностью, где основной частотой будет частота передачи рабочих винтов компрессора и частота удара винтов. Еще раз подчеркнем, что в компрессоре имеется дефект типа

Каждая из рассмотренных частот удара по винту создает свое семейство гармоник, в котором число этих гармоник составляет не менее четырех-пяти.

В целом можно сказать, что по спектру колебательного сигнала общее количество значимых гармоник превышает несколько десятков. Понятно, что анализ такого спектра совсем не прост.

Очевидно, что все эти различные характеристики спектров колебательного сигнала, записанные в осевом направлении, в основном объясняются характером распределения дефектов рабочей поверхности вдоль винтов. Каждая винтовая пара имеет свой набор дефектов и свой спектр, связанный с производственными и эксплуатационными возможностями каждого винтового компрессора.

В целом, два основных отношения верны:

1) Какова периодичность распределения дефектов вдоль винта вблизи такой зубчатой гармоники и является ли максимальная вторая гармоника второй плоскости?

2) Поскольку дефекты от двух винтов накладываются (или вычитаются) во время работы компрессора, этот тип боковых гармоник второго уровня будет преобладать (сумма или разность).

Боковые гармоники первого уровня определяются распределением поверхностных дефектов винтов в угловом направлении, от зуба к зубу.

Можно сказать, что такие гармоники зависят от углового положения дефектов на рабочей поверхности винтов. Колебания таких частот возникают при всех аномалиях процессов зубного ряда и максимальны при проекции вибраций перпендикулярно плоскости, проходящей через ось болтов.

Боковые гармоники второго уровня определяются распределением дефектов рабочей поверхности вдоль оси винтов. Как мы уже отмечали, они возникают вокруг боковых гармоник первого уровня и показывают распределение дефектов в продольном направлении.

Если дефект (который чаще всего возникает при износе рабочей поверхности) равномерно распределен вдоль оси винта, никакие боковые гармоники второй плоскости не появятся в спектре. Когда дефект концентрируется в одной зоне винта (вдоль оси винта), в спектре обязательно появляются боковые гармоники второго порядка.

Говоря очень образно, можно предположить, что боковые гармоники двух уровней - это двумерные координаты зоны дефекта рабочей поверхности винта, а гармоники первого уровня - угловая координата, а гармоники второго уровня - продольная координата дефекта. Задача специалиста по вибродиагностике верна

Дефекты концевых подшипников (опор) могут интенсивно проявляться в осевой вибрации винтовых компрессоров, и в их спектральном проявлении этот дефект будет близок к изображению, описанному выше. Особенностью будет то, что при достаточно больших дефектах упорных подшипников вибрация на частоте вращения вала резко возрастает.

В заключение, по этому вопросу я хотел бы еще раз повторить, что только в том случае, если группа обслуживания вибродиагностики имеет анализатор спектра с разрешением 3200 или более линий, она может справиться с диагностикой винтовых компрессоров.

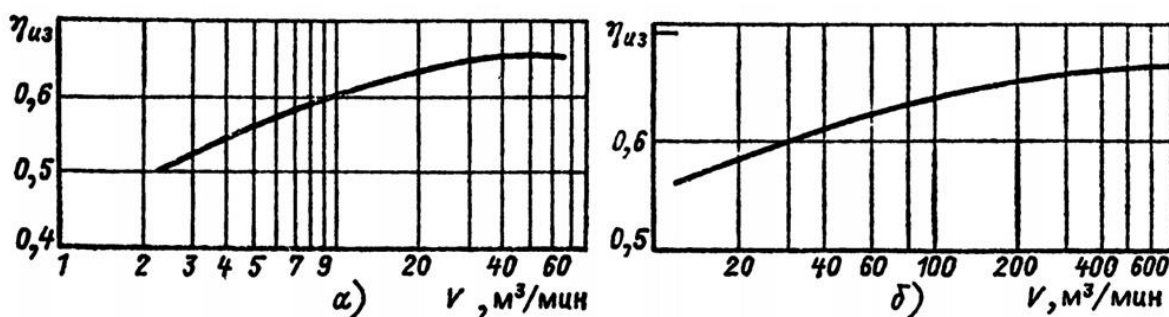
Только тогда обслуживающий персонал может принять его и иметь возможность проанализировать большинство специфических проблем, описанных выше и связанных с диагностикой различных дефектов винтовых компрессоров. Если такого устройства нет, то вам придется ограничиться только диагностикой

4 Улучшение конструкции винтовых компрессоров

4.1 Энергетические показатели ВК

С точки зрения энергетических характеристик и параметров, винтовые компрессоры достигли уровня лучших поршневых и центробежных компрессоров. Как видно на рисунке 4.1а, максимальные значения изотермической эффективности составляют от 0,66 до 0,68 для машин с масляной баней и от 0,64 до 0,66 для сухих компрессоров (рисунок 4.1.б).

Винтовые компрессоры конкурируют с альтернативными и центробежными машинами в диапазоне производительности от 6 до 400 м³ / мин с давлением нагнетания до 2,0 МПа.



а - маслonaполненный тип; б - сухое сжатие

Рисунок 4.1 – Изотермическая эффективность современных винтовых компрессоров

4.2 Улучшение расходной части

Внутренний поток газа в компрессоре зависит от поверхности промежутков между его рабочими элементами. Размеры этих пазов определяются выбором профиля зубьев шурупов, поэтому внимание уделяется изучению профилей. Компрессоры 1950-х и 1960-х годов имели винты с асимметричным профилем или симметричным круговым профилем.

На рисунке 4.2, а показывает увеличение эффективности асимметричного профиля по сравнению с круговым в зависимости от степени увеличения давления в соответствии с адиабатической эффективностью и коэффициентом потока для масляного холодильного компрессора.

Увеличение адиабатической эффективности составило 5–7%, а коэффициент подачи существенно не изменился.

Увеличение эффективности асимметричного профиля по сравнению с ранее примененным изотермическим эллиптическим по эффективности показано на рисунке 4.2, б.

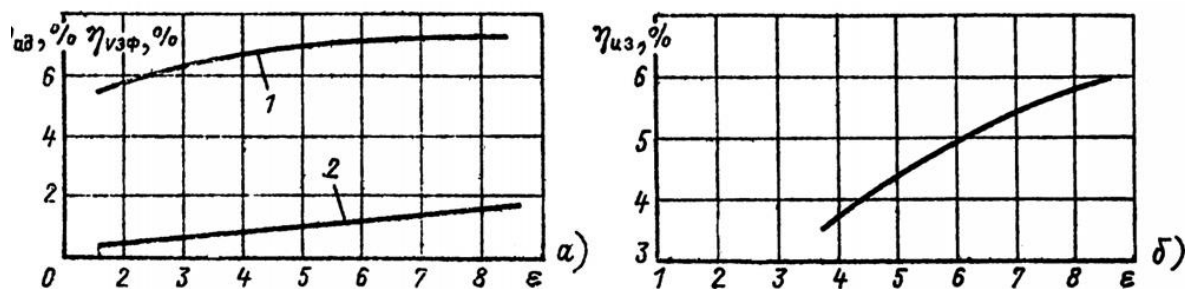


Рисунок 4.2 – Диаграмма

а - зависимость адиабатической эффективности и коэффициента подачи от степени повышения давления при периферийной скорости 30 м / с, показывающая эффективность асимметричного профиля по сравнению с

б - зависимость изотермической эффективности от степени повышения давления при периферийной скорости 40 м / с, показывающая эффективность асимметричного профиля по сравнению с эллиптическим

В настоящее время этот профиль заменен более продвинутыми асимметричными профилями.

В процессе улучшения проточной части углы поворота винтов значительно увеличиваются. Это позволило увеличить выпускное окно и уменьшить динамические утечки газа внутри него.

Если создание новых профилей в основном способствовало уменьшению длины трещин в компрессоре, тем самым уменьшая высоту трещины, проводится работа по нанесению мягких покрытий на рабочие органы компрессора с хорошей адгезией к металлам.

Нанесение этих покрытий на проточную часть компрессора может значительно сократить зазоры между рабочими органами, увеличивая эффективность и скорость продвижения машины. Резервы для повышения эффективности также можно найти в улучшении проточной части всасывающего и нагнетательного трактов, в использовании инерционного наддува, в снижении потерь на трение роторов на газе, в уменьшении периферийных скоростей и т. д.

Винтовой компрессор - это машина объемного сжатия с принудительным распределением газа, поэтому он работает более экономично только при увеличении давления в зависимости от геометрической степени сжатия и теплофизических свойств газа. Если степень повышения давления отличается от оптимальной, возникают потери, снижающие эффективность компрессора.

Несмотря на это, зависимость эффективности от ϵ является плоской, что позволяет достаточно экономично работать в широком диапазоне изменений степени повышения давления.

На рисунке 4.3 показана зависимость коэффициента подачи и адиабатического КПД компрессора сухого сжатия от степени повышения давления.

Совершенствование газораспределительных органов и винтовых профилей. Винты компрессора обычно находятся в отверстии корпуса с входными и выходными отверстиями (окнами), которые являются газораспределительными органами, которые принудительно открывают полость винтов.

Известно, что парные полости представляют собой полости ведущего и приводного винтов, которые соединены сжатием и впрыском газа. Всасывающий и нагнетательный патрубки расположены с обеих сторон центральной плоскости и наклонены к ней под углом 45° , а плоскость их фланцев перпендикулярна этой плоскости.

Предлагается другая конфигурация всасывающего и нагнетательного окон винтового компрессора в зависимости от профиля зубьев болта, в данном случае эллиптического.

Контуры окон в соответствующей зоне зубьев очерчены вдоль линии зацепления зубьев, вдоль дуги окружности выступающего винтового выступа и вдоль кривой профиля зубца приводного винта, совпадая с окружностью зубьев. ваши депрессии.

Такая конфигурация контура нагнетательного окна в клиновидной секции исключает поток жидкости из нагнетательной камеры в зону всасывания через зазор между профилями зубьев винтов. Тем не менее, имеется некоторое уменьшение площади выпускного окна, и технология изготовления является сложной.

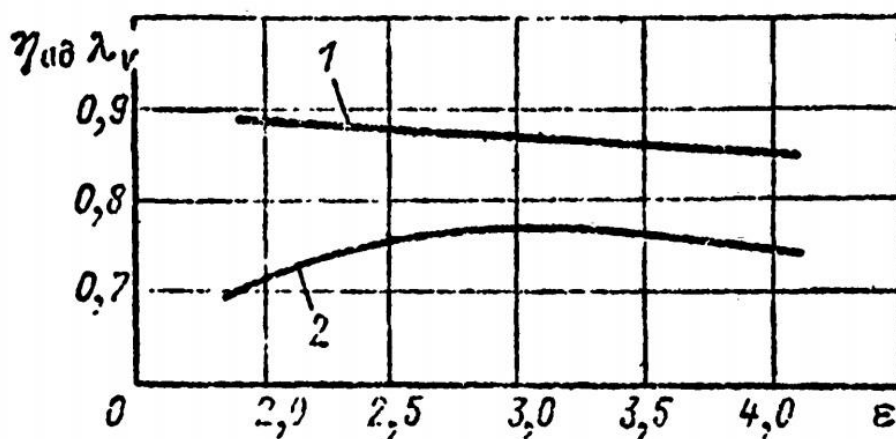


Рисунок 4.3 – Зависимость коэффициента подачи и адиабатического КПД компрессора сухого сжатия от коэффициента давления

Учитывая, что в начальный момент зацепления винта пространство небольшое и соизмеримо с пространством между винтами, контур выпускного окна в области соединения зубьев очерчен вдоль линии зацепления и прямой

линии, параллельной линии роторные центры и далее по дуге окружности полостей ходового винта.

Для уменьшения гидравлических потерь в нагнетании площадь окна впрыска, очерченная линией зацепления, представляет собой прямую параллельную линию центров, кривую выступов ведомого винта и кривую впадин Приводной винт, увеличивается, за счет чего снижаются скорость и гидравлическое сопротивление в окне. Чтобы исключить влияние сжатых объемов, форма выпускного окна в части кривой внутренней окружности пазов ведомого винта выполняется по радиусу, меньшему, чем радиус окружности углублений.

Профиль всасывающего окна очерчен вдоль линии зацепления и вдоль дуги круга выступов ведомого винта, соединенного с окружностью полостей направляющего винта.

Все винтовые профили (кроме круглых) характеризуются образованием сжатых объемов на всасывающей и нагнетательной сторонах, повреждающий эффект которых частично устраняется за счет установки глухих ключей на внутренних торцевых стенках корпуса и винта передачи.

Недостатками таких машин являются пониженная экономическая эффективность и повышенный уровень шума из-за того, что канавки не связаны с процессом создания сжатых объемов и физическими явлениями во время разгрузки.

Чтобы уменьшить влияние сжатых объемов и уровней шума, глухие канавки на внутренних торцевых стенках расположены максимально близко к сетке вне контуров всасывающего и выпускного окон.

Соответственно, канавки зубьев винта очерчены вдоль кривой, соединяющей геометрический центр зажимаемого объема с пересечением внешнего диаметра ведомого винта и контура зубца приводного винта в момент полного зацепления зубьев.

Форма канавки возле линии зацепления повторяет конфигурацию этой линии. Во время разбавления зажимаемого объема сжимаемая среда проходит канавку и заполняет этот объем, тем самым предотвращая дальнейшее образование вакуума в нем.

Когда зубья высвобождаются, захваченный объем соединяется с всасывающей полостью через всасывающее окно.

Потеря энергии из-за образования ограниченного объема при расцеплении зубьев еще более выражена из-за большого увеличения объемного давления, особенно в маслонаполненных компрессорах.

Процесс выгрузки захваченных объемов в канавки, образованные на винтах, начинается не с образования захваченного объема, а начинается с его интенсивного изменения.

В винтовых компрессорах сжатие газа в полостях кабеля и ведомых винтов, образующих однопарную полость, не начинается одновременно и происходит с различной интенсивностью. Давление газа в двухвинтовых плоскостях в начале процесса сжатия отличается.

Когда давление газа в винтовых полостях выравнивается, возникают взаимные переполнения, которые происходят при высоких скоростях, что приводит к значительным потерям. Удалось значительно уменьшить высоту зазора в маслonaполненном винтовом компрессоре.

Разница температур из-за менее интенсивных температур уменьшается вдвое по сравнению с компрессорами сухого сжатия. Кроме того, масло заполняет зазоры, помогая уменьшить внутреннюю утечку. Переход в современных компрессорах от подачи масла через форсунку к определенному месту дифференцированного впрыска вдоль роторов существенно приблизил процесс сжатия к изотермическому процессу.

Повышению механической эффективности способствует переход от сухих компрессоров к высокоскоростным подшипникам качения, особенно в компрессорах с низкой производительностью, где доля механических потерь в общих потерях высока.

4.3 Улучшение опорных и сдвиговых узлов

Компрессоры для сжатия легких газов должны работать на высоких периферийных скоростях. Таким образом, для сжатия водорода при давлении 0,3-0,4 МПа периферийная скорость на наружном диаметре приводного ротора должна составлять от 300 до 400 м / с. Поэтому для таких машин исследования динамики ротора имеют особое значение.

Винтовые компрессоры работают при давлениях нагнетания до 4,0 МПа.

Для создания машин при более высоких давлениях необходимо разработать опорные и упорные узлы, которые воспринимают большие радиальные и осевые нагрузки.

4.4 Совершенствование оборудования компрессорных агрегатов

Параметры компрессорной установки и надежность ее работы зависят не только от самого компрессора, но и от других компонентов, из которых состоит компрессорная установка. Таким образом, повышение надежности и эффективности привода компрессора, запорные и регулирующая арматура, устройство автоматики, масляные насосы и т.д., также улучшает качество и надежность компрессорных агрегатов с винтовыми компрессорами.

Моноблочные блоки теперь доступны и полностью работоспособны. Изготовленные без фундамента, они могут быть установлены на земле. Большинство блоков доступны в двух версиях: с воздушным или водяным охлаждением.

Установка и ввод в эксплуатацию такой системы минимальна и заключается в подключении ее к пневматической и электрической сети, а в случае водяного охлаждения - и к водопроводу.

На заводах, где всасывающая труба расположена в нижней части корпуса, а выпускное отверстие в верхней части, используются компрессоры. Как показал опыт, когда компрессор работает с запыленными газами, твердые включения попадают обратно в компрессор, когда компрессор останавливается с верхним положением выпускной трубы, в зазор между винтами, что может привести к их заклиниванию.

4.5 Увеличение трудовых ресурсов

Современный компрессор предъявляет минимальные требования к техническому обслуживанию во время работы. Поэтому усовершенствование винтовых компрессоров призвано максимально повысить надежность и увеличить срок службы до ремонта.

Время между плановыми проверками и текущим ремонтом определяется сроком службы подшипников и смазочного масла.

Использование разгрузочных устройств и совершенствование конструкций подшипниковых узлов позволяют увеличить срок службы подшипников, то есть подшипники не заменяются в течение всего срока службы компрессора.

4.6 Снижение уровня звукового давления

В начале производства первых винтовых компрессоров с сухим трением было отмечено, что одним из основных недостатков был высокий уровень звукового давления, создаваемого этими компрессорами.

Для эффективного подавления шума используются специальные звукоизолирующие кожухи, которые снижают уровень шума на 20-25% и в которых высокие частоты наиболее поглощены.

В появившихся позднее маслозаполненных винтовых компрессорах В более поздних масляных винтовых компрессорах проблема шума была не такой острой. Эти машины работают на более низких скоростях вращения, и, кроме того, масло, впрыскиваемое в полость сжатия, помогает снизить аэродинамический шум. Тем не менее уровень звукового давления маслонаполненных компрессоров составлял 90-95 дБ (А) на расстоянии 1 м.

Благодаря использованию звукоизолирующего кожуха обычной конструкции современные маслонаполненные компрессорные агрегаты имеют уровень звукового давления не более 85 дБ (А), а в версиях со специальными кожухами - не более 60-75 дБ (А).

4.7 Улучшение системы отделения масла

Масляные винтовые компрессоры могут реализовать свои преимущества только в том случае, если они имеют надежную систему откачки масла. Большинство конструкций компрессорных агрегатов оснащены двухступенчатыми маслоотделителями. На первом этапе капельное масло отделяется из-за резкого снижения скорости (до 90-95% от количества закачанного масла). На втором этапе масло в состоянии тумана отделяется.

После двухступенчатого маслоотделителя унос масла не превышает 30-35 мг / м³.

В последних разработках компрессоров появились трехступенчатые маслоотделители. На третьем этапе масло отделяется абсорбцией. Унос масла в этих установках снижается до нескольких миллиграммов на м³ сжатого воздуха.

4.8 Улучшение технологии производства

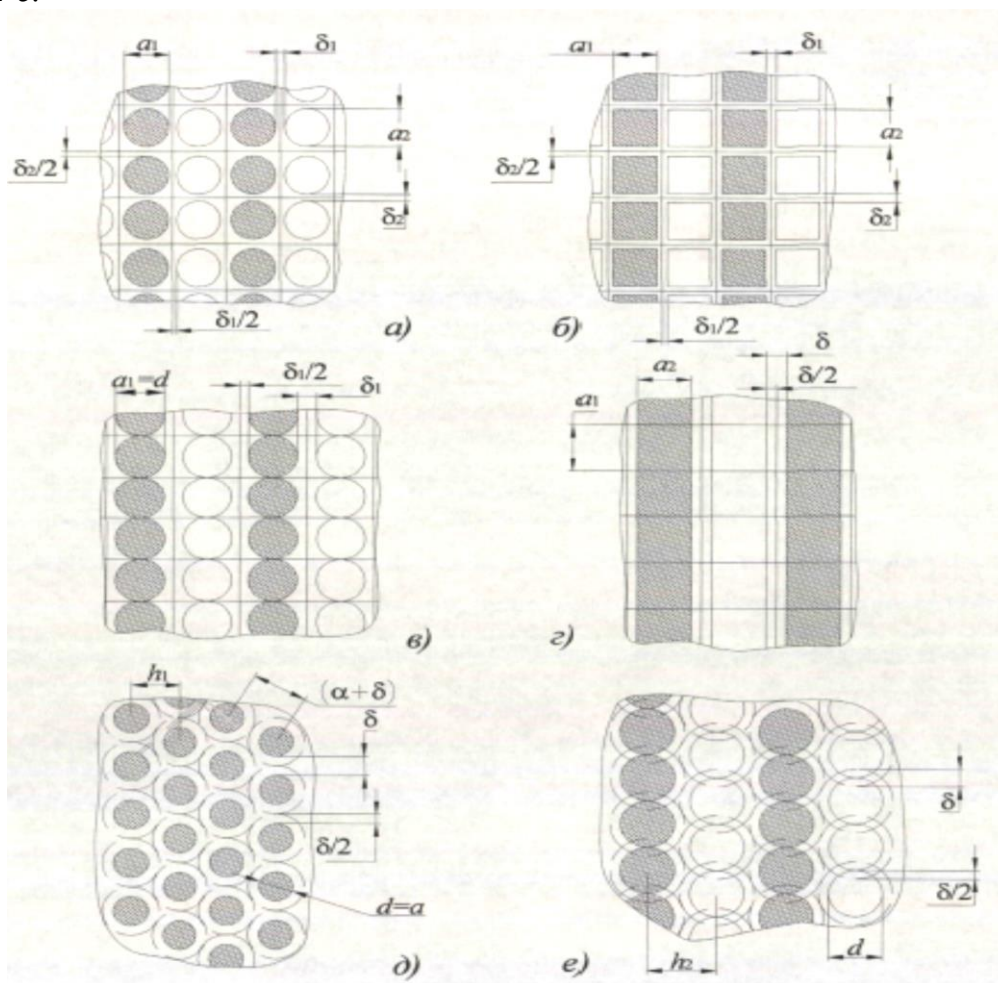
Винтовая часть роторов первых компрессоров была вырезана на универсальном оборудовании. В настоящее время специальные резьбонарезные станки обеспечивают удовлетворительную точность изготовления при минимальных зазорах в рабочих органах компрессоров.

Благодаря работе в этих областях винтовые компрессоры с современным дизайном в определенном диапазоне производительности имеют КПД, приближающийся к КПД двухступенчатых поршневых компрессоров и превосходящий другие типы компрессоров по показателям надежности, ресурса и других показателей.

4.9 Разработка и параметрический анализ перфорированных клапанов

Рассмотрим конструкцию перфорированного клапана, который может быть разработан как индивидуально для конкретной рабочей камеры РКНС или другого объемного компрессора, так и в виде унифицированного узла. Под перфорированным клапаном будем в дальнейшем понимать многоканальный клапан с малыми размерами проходных сечений в проточной части, то есть с малыми диаметрами отверстий в седле и малой высотой подъема запорного органа, который также является перфорированным (рисунок 4.4). В принципе, форма отверстий в седле и запорном органе может быть различной. Ближайшими аналогами перфорированного клапана, по-видимому, следует считать дисковые и многотарельчатые клапаны, описанные М.И. Френкелем, а также многолепестковые клапаны.

Перфорированный клапан позволяет увеличить величину $\varphi_{гц}$ за счет лучших компоновочных возможностей (рисунок 4.4). Что касается величины $\varphi_{гц}$ перфорированного клапана, то она будет зависеть от геометрии его проточной части: от формы и размеров отверстий в седле и запорном органе и от их взаимного расположения. Проведем сравнительный анализ некоторых типов многоканальных клапанов, в том числе перфорированных. На рис. 4.5...4.6 представлены расчетные схемы наиболее очевидных компоновочных вариантов таких клапанов. В работе [2] описана принципиальная схема перфорированного клапана с наиболее рациональной схемой расположения отверстий в его проточной части, один из вариантов которой представлен на рис. 4.4 е.



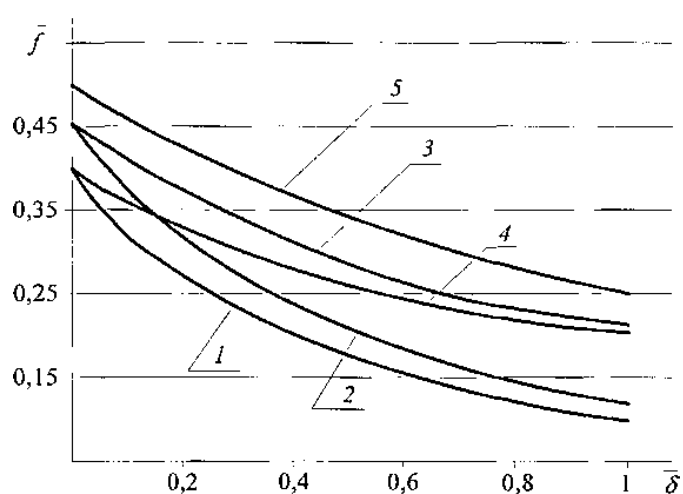
(схема I - а, схема I-б, схема II - в, схема IV - д, схема V - е) и ленточных (схема III - з) клапанов с параллельным расположением элементов проточной части

Рисунок 4.4 – Расчетные компоновочные схемы перфорированных

Возвращаясь к анализу представленных выше результатов визуализации можно отметить, что в более стеснённом пространстве между проточками в седле и запорном органе следует ожидать меньших потерь энергии, чем на

выходе из периферийной щели. Поскольку в перфорированном клапане лишь часть потока проходит через периферийную щель и движение потока в проточках седла и запорного органа характеризуется меньшими определяющими размерами, изложенное выше в известной степени может служить объяснением результатов сравнительных экспериментальных продувок однопоточных клапанов и многопоточных перфорированных клапанов, согласно которым при снижении определяющих размеров проточной части клапана, то есть при лучшей организации потока, возрастает величина коэффициента расхода газа через клапан.

Анализ компоновочных схем перфорированных клапанов (рисунок 4.4) и их геометрических характеристик показывает, что при равной высоте подъема запорного органа наиболее рациональной из них является схема V (рисунок 4.5).



1 - схема I, 2 — схема II, 3 - схема V, 4 — схема IV, 5 - схема III)

Рисунок 4.5 – Сравнительная оценка компоновочной эффективности $f^{\bar{}}(p_a)$ различных схем перфорированных и ленточных клапанов при одинаковом определяющем размере седла

Прямоточный клапан также можно отнести в вариант III. Однако, вследствие того, что в нем посадочные поверхности запорного органа и седла располагаются перпендикулярно плоскости площадки F , их проекция на эту площадку равна нулю, то есть для принятых обозначений у прямоточного клапана $\delta = 0$. Тогда, теоретически для прямоточного клапана $\varphi_{\text{ци}} < 0,5$, что близко к идеальному случаю системы газораспределения с самодействующими клапанами. Но при этом $h_{\text{нр}} = d$, что по сравнению с рассмотренными выше схемами ведет к ухудшению динамических характеристик клапана: к увеличению скорости соударения запорного органа с седлом и ограничителем подъема и к увеличению угла запаздывания. Наряду с большим осевым размером эти факторы являются недостатками прямоточных клапанов. Анализ ком-

поновочных схем перфорированных клапанов (рисунок 3.4) и их геометрических характеристик показывает, что при равной высоте подъема запорного органа наиболее рациональной из них является схема V (рисунок 4.4).

Степень её приближения к ленточному и прямоточному клапану целесообразно оценить для условия $h_v = H_m = h_{np} = h^*$, где h^* — допустимая величина высоты подъема запорного органа для фиксированных режимных и конструктивных условий, определяющая идентичные динамические характеристики применительно к рассматриваемым перфорированным, ленточным и прямоточным клапанам. Учитывая, что для лучшего из рассмотренных выше вариантов перфорированного клапана $d_v \approx 4h'$, для ленточного клапана $d_{л} \approx 2h^*$, для прямоточного клапана $d_{пр} \approx h^*$, можно записать: $d_v = 2d_{л}$ и $d_v = 4d_{пр}$. Тогда

$$f_m / f_v = 4d_m \sqrt{0,75 + \delta / d_m + \delta^2 / (4d_m^2)} / \pi(d_m + \delta) \quad (4.1)$$

$$f_{np} / f_v = 4 \sqrt{0,75 + \delta / (2d_{np}) + \delta^2 / (16d_{np}^2)} / \pi \quad (4.2)$$

Полученные соотношения иллюстрируются графическими зависимостями, представленными на рисунках 4.6, 4.7. Очевидно, что эффективность конструкции перфорированного клапана в значительной степени зависит от геометрии проточной части и величины δ . В ряде случаев его $\varphi_{гц}$ сравнима не только с ленточным (полосовым) и кольцевым, но даже с прямоточным клапаном.

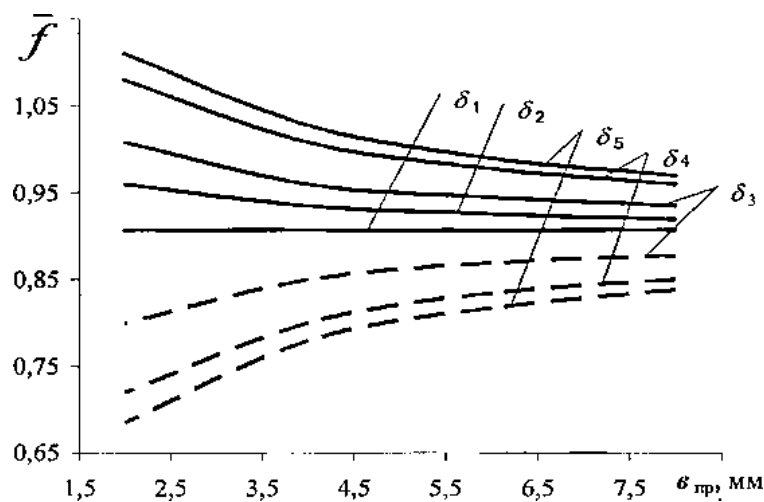


Рисунок 4.6 – Сравнительная оценка компоновочной эффективности

Вес клапана, H_m и \bar{V}_c перфорированных клапанов должны приближаться к аналогичным показателям лепестковых клапанов, что заметно лучше, чем у

рассмотренных унифицированных клапанов типа КТ, ПИК, ЛУ и ЦПК (рис. 4/6). Сравнение со справочными данными по величине мёртвого объёма прямооточных и кольцевых унифицированных клапанов, проведённое для условия равенства геометрических площадей этих клапанов и перфорированного клапана с учётом результатов его прочностного анализа, показало заметное снижение величины мёртвого объёма у перфорированного клапана. Даже с учётом более высокого коэффициента расхода у прямооточного клапана и некоторой идеализации конструктивной схемы перфорированного клапана, при величине посадочного диаметра клапана менее 0,15 м преимущество перфорированного клапана представляется достаточно очевидным (рисунок 4.7).

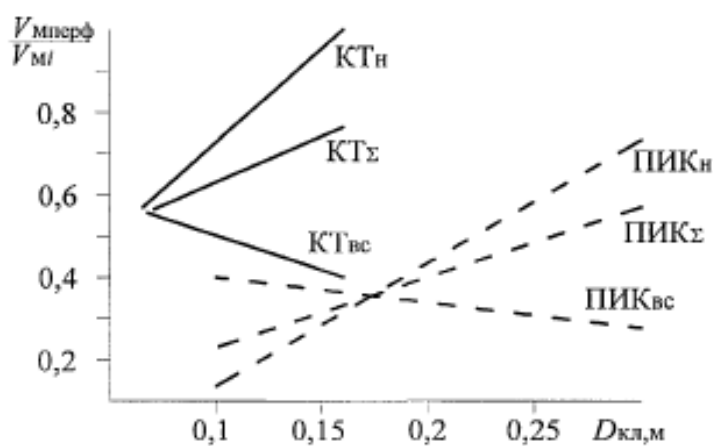


Рисунок 4.7 – Сравнительная оценка перфорированных клапанов с прямооточными и кольцевыми клапанами по величине мёртвого объёма при равенстве геометрических площадей их проточной части и при необходимом запасе прочности ($n > 5$)

КТ — сравнение с кольцевыми клапанами при допускаемом перепаде давления 10,0 МПа; ПИК - сравнение с прямооточными клапанами при допускаемом перепаде давления 0,4 МПа; индексы: «н» — для клапанов нагнетания; «вс» - для клапанов всасывания; «2» — для суммарного мёртвого объёма клапана всасывания и клапана нагнетания, размещённых в одной рабочей камере

Представленные результаты сравнительного анализа позволяют рассматривать перфорированные клапаны как один из перспективных вариантов конструкций самодействующих клапанов, а приведённые ниже результаты расчётно-экспериментальных исследований позволяют оценить их индикаторную и эксплуатационную эффективность. Ранее для определения коэффициента расхода перфорированного клапана было получено соотношение следующего вида:

$$\mu = A1 Re^{B1} (f_w / f_c)^{C1} Z^{D1}, \quad (4.3)$$

где $A1, B1, C1, D1$ - эмпирические коэффициенты.

Обобщённая графическая зависимость μ от числа Re и комплекса $(f_w Z / f_c)$, представлена на рис. 4.9. Анализ выражения (5.23) позволяет проиллюстрировать зависимость коэффициента расхода перфорированного клапана от числа Re от соотношения величин h_w и d_c (высоты подъема запорного органа и диаметра отверстий в седле), которое удобно выражать в виде отношения площадей проходного сечения щели и седла (f_w / f_c) , а также от количества этих отверстий Z (рисунке 4.8, 4.9). Ранее было отмечено, что число Re и соотношение (f_w / f_c) , часто применяются при расчете коэффициента расхода клапанов различных конструкций и типоразмеров. Влияние же величины Z на коэффициент расхода, по-видимому, является отличительной особенностью перфорированных клапанов и, возможно, многоканальных клапанов типа ПИК, ЛУ, КТ, ЦПК. Последнее, впрочем, требует проведения дополнительных исследований.

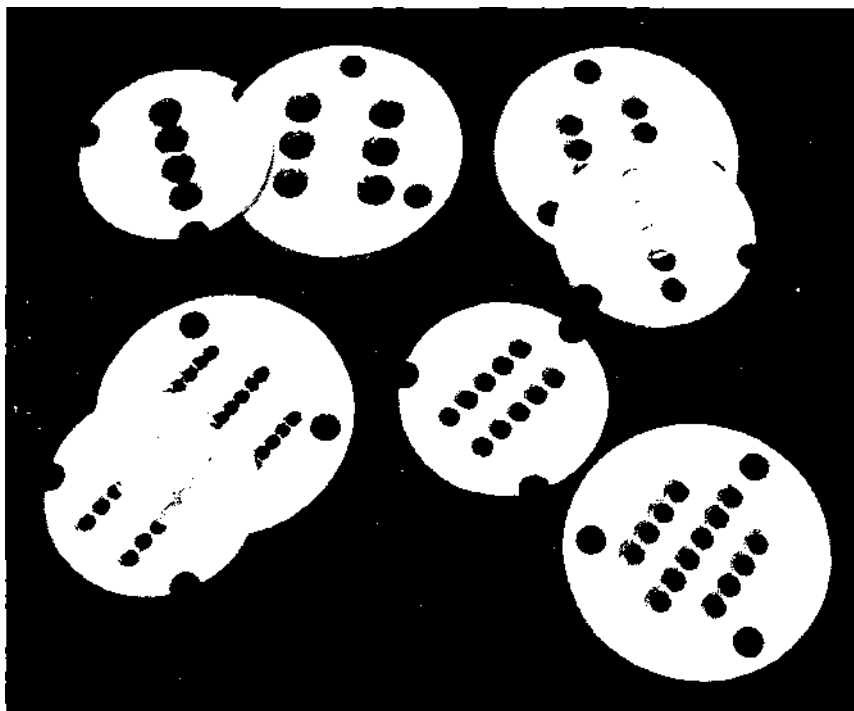


Рисунок 4.8 – Общий вид запорных органов и сёдел экспериментальных перфорированных клапанов

при $Z = 8$: 1 — $Re = 10^3$; 2 - $Re = 9 \cdot 10^3$;
3 — $Re = 15 \cdot 10^3$

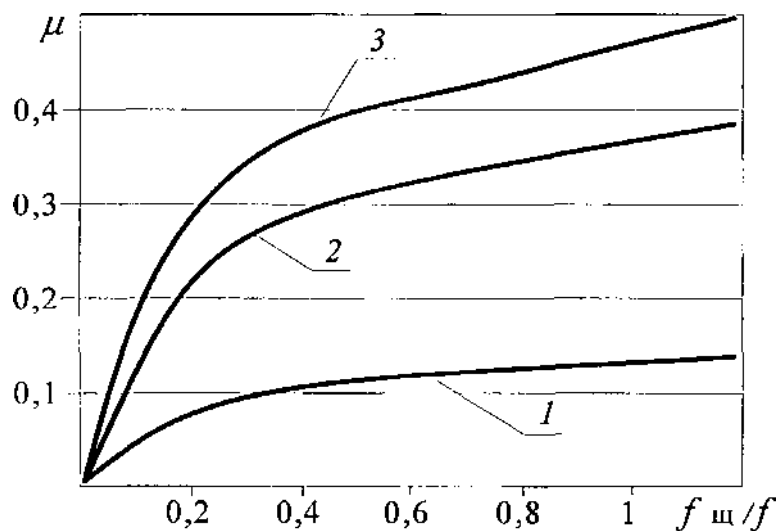
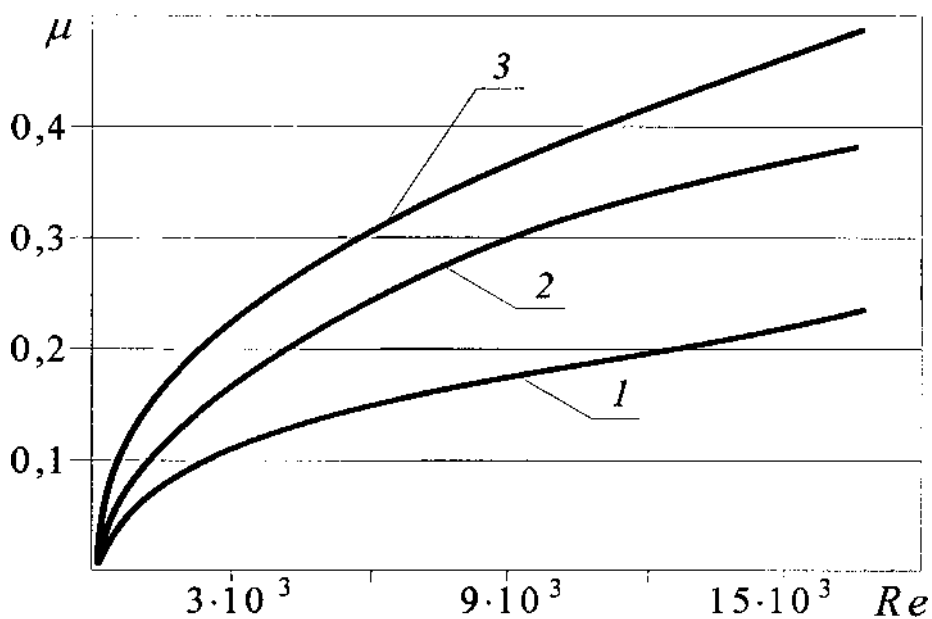


Рисунок 4.9 – Зависимость коэффициента расхода экспериментальных перфорированных клапанов от высоты подъема запорного органа, определяющего соотношение f_u/f_c

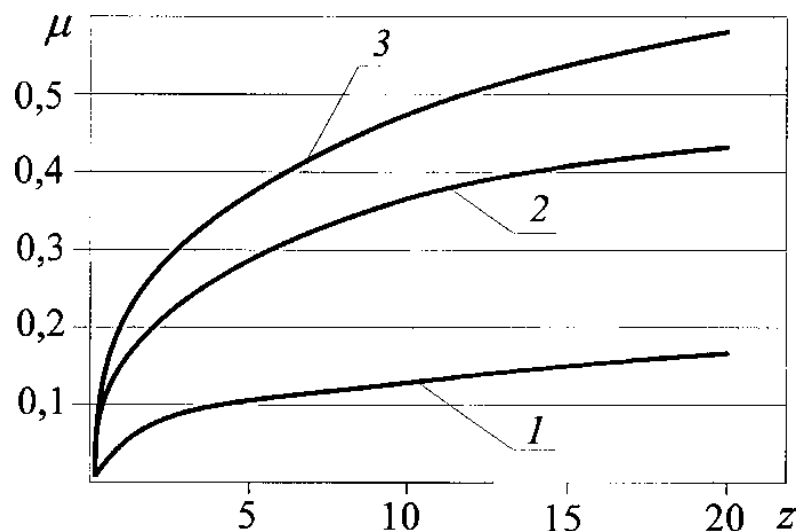


(при $Z = 8$): 1 - $f_u/f_c = 0,15$; 2 - $f_u/f_c = 0,4$; 3 - $f_u/f_c = 1$

Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициента расхода экспериментальных перфорированных клапанов от режима течения газа через них

$f_u/f_c = 1$; 1 - $Re = 10^3$; 2 - $Re = 9 \cdot 10^3$; 3 - $Re = 15 \cdot 10^3$

Рисунок 4.11 – Зависимость коэффициента расхода экспериментальных перфорированных клапанов от количества отверстий в седле при неизменной суммарной площади проходного сечения седла и при f_u/f_c



При визуализации течения в однопоточном клапане наблюдалась следующая картина: имеется существенная неравномерность линий тока на входе в клапан, в проточке седла, на выходе из щели; имеются существенные макрозавихрения всего потока на выходе из щели. По-видимому, наблюдаемые факторы и определяют имеющиеся в таком клапане потери давления и соответствующую им величину коэффициента гидравлического сопротивления (и, следовательно, величину коэффициента расхода существенно меньшую 1).

Для перфорированного клапана при визуализации наблюдалась следующая картина течения: имеется более равномерное, чем в однопоточном клапане, распределение линий тока на входе в клапан, в проточках седла и запорного органа; имеются существенные макрозавихрения части потока на выходе из периферийной щели и отсутствие заметных макрозавихрений в пространстве между проточками в седле и проточками в запорном органе, а также на выходе из проточек в запорном органе той части потока, которая не проходит через щель.

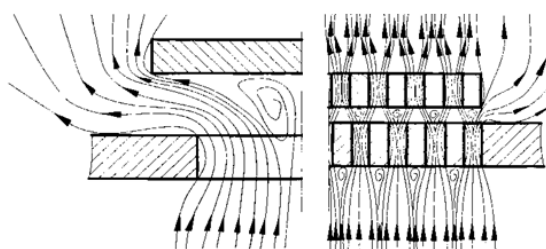


Рисунок 4.12 – Изменение характера течения газа и жидкости через клапан при уменьшении определяющего размера проточной части

Таким образом, представленные результаты визуализации позволяют говорить о более совершенной организации потока в клапане перфорированного типа по сравнению с однопоточным клапаном. Это подтверждает и предположения, высказанные в работе [12] и объясняющие увеличение коэффициента расхода дискового клапана при уменьшении ширины кольцевых проточек за счёт возможного по мнению авторов

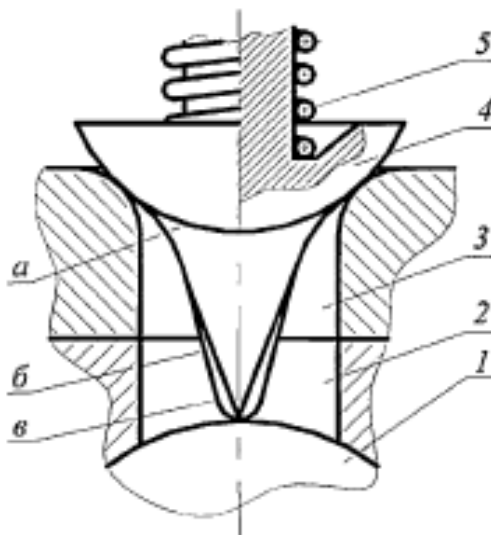
указанной работы улучшения организации потока через клапан.

4.10 Совершенствование конструкции грибковых клапанов принудительного действия

Несмотря на преимущества принудительных систем газораспределения с точки зрения их пропускной способности и надёжности в практике компрессоростроения сохраняют свою актуальность и системы газораспределения с самодействующими клапанами, отличающиеся разнообразием конструктивных схем и типоразмеров. Как отмечалось выше, большинство из применяемых в настоящее время унифицированных клапанов создавались применительно к тихоходным поршневым ступеням. Их динамические характеристики ($h_{cp}, \bar{\varphi}_{зап}$) оставались удовлетворительными даже при сравнительно большой высоте подъема запорного органа $h = 1,5-3$ мм. При увеличении быстроходности компрессоров такие значения h приводят к недопустимому росту V_{yd} и $\bar{\varphi}_{зап}$, следствием чего является снижение индикаторной и эксплуатационной эффективности узлов газораспределения за счет увеличения обратного потока газа между рабочей камерой ступени и камерами всасывания и нагнетания, неполного подъема запорного органа, интенсивного износа и разрушения сопрягаемых поверхностей запорного органа, седла и ограничителя подъема. Известно, что для серийно выпускаемых унифицированных клапанов геометрический коэффициент использования площади клапана ($f_2 = f_{c\Sigma} / F_{кл}$) принимает значение в диапазоне 0,11...0,3 для прямоточных клапанов и в диапазоне 0,05...0,16 для дисковых, кольцевых и ленточных клапанов [2..4]. Соответственно, геометрический коэффициент использования площади цилиндра ($f_{2ц} = f_{c\Sigma} / F_n$ для таких клапанов составляет 0,7...0,5 от $f_{2ц}$. Такие последствия применения унифицированных клапанов отмечались и в работе [7,4]. Это приводит к тому, что в реальных компрессорах контуры клапанных гнезд часто приходится выносить за контуры цилиндра, что приводит к увеличению мёртвого объема, ухудшению условий течения газа, а также к ухудшению массогабаритных и компоновочных параметров ступени. В целом можно отметить, что унифицированные клапаны не позволяют в полной мере использовать потенциальную пропускную способность ступени, так как для них ($f_{2ц}$, существенно меньше 0,5.

Оценивая величину мёртвого объема клапана необходимо отметить, что в ступенях высокого давления она может быть уменьшена за счёт специальной формы запорного органа [6, 13]. Конструктивными и функциональными особенностями таких ступеней являются большие перепады давлений, действующие на запорный орган клапана в его закрытом состоянии, что обуславливает высокие требования к его прочности, а также компоновочный фактор, или фактор миниатюризации, который в сочетании с требованиями к прочности

стенки цилиндра затрудняет размещение проточной части клапана в непосредственной близости к рабочей камере. При этом имеет место заметное увеличение мёртвого объёма (величина $V_{MKЛ}$ может достигать 60 % от величины $V_{μΣ}$), а попытки его минимизации за счёт уменьшения диаметра дополнительного канала приведут к росту индикаторных потерь в процессах газораспределения. Принципиально возможные конструктивные схемы рассматриваемого узла газораспределения и его элементов представлены на рисунке 4.13.



1 - рабочая камера; *2* - дополнительный канал; *3* - канал в седле; *4* - запорный орган; *5* - пружина; *а* — стандартный сферический запорный орган; *б* - удлиненный заостренный запорный орган; *в* — удлиненный скругленный запорный орган

Рисунок 4.13 - Конструктивная схема системы газораспределения с грибковым самодействующим клапаном

Конечно, при равных диаметрах проточной части и равных расстояниях от рабочей камеры до поверхности седла седла, самый большой мертвый объем возникает для сферического запирающего элемента; в то же время для клапанов с профилированными запирающими элементами мертвый объем намного меньше.

5 Инновационная технология регулирования производительности винтового компрессора

Винтовые компрессоры малой мощности в основном используют системы с одной или двумя ступенями управления и различными конструктивными решениями. Это только прямое вмешательство в обычный рабочий диапазон винтов, а уменьшение рабочего объема достигается с помощью поршня управления.

Очень простое и экономически эффективное решение - внутренний воздушный байпас. Для этого в рабочей зоне винтов выполнены радиальные отверстия, которые могут сообщаться с всасыванием через управляемый клапан. Это может быть, например, цилиндрический поршень (золотник), который расположен параллельно роторам в отдельном цилиндре.

При частичной нагрузке предварительно сжатый газ возвращается во всасывающую камеру, тем самым уменьшая объемный поток. Однако это конструктивное решение имеет ряд недостатков, особенно с точки зрения производительности. Сечение радиальных перепускных отверстий очень ограничено из-за больших диаметров через окно между закрытыми рабочими полостями под разными давлениями.

При работе при полной нагрузке это приводит к снижению эффективности (дополнительная утечка во время процесса сжатия), а также к увеличению теплового напряжения в зоне байпаса в условиях высокого падения давления.

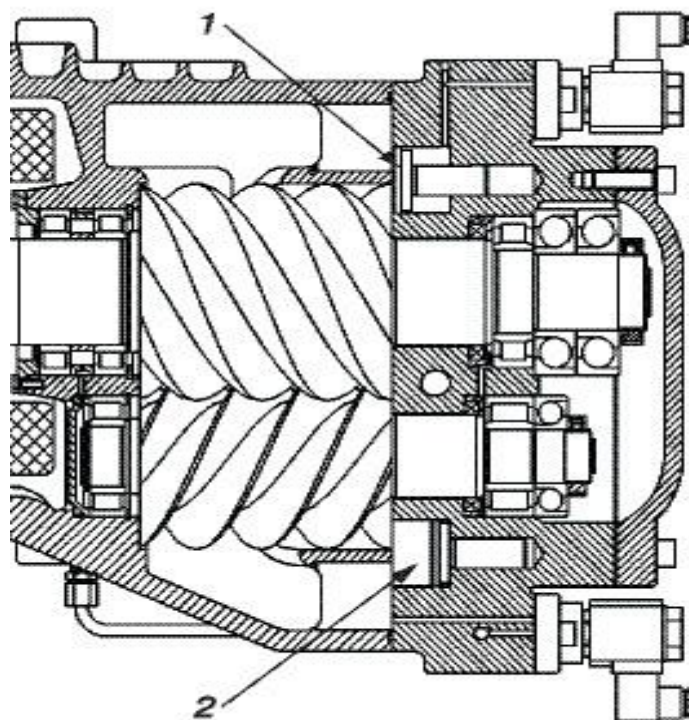
Относительно небольшие перепускные отверстия, с другой стороны, обеспечивают лишь незначительную разгрузку.

Независимо от расположения и размера перепускных отверстий потери энергии происходят из-за предварительного сжатия и больших потерь газа.

BITZER разработал гораздо более эффективный способ поэтапного регулирования производительности, который успешно использовался в модельном ряду вплоть до HS. / OS.74 в течение многих лет.

Негабаритные поршни управления расположены непосредственно в рабочей зоне - в передней части корпуса и / или радиально. Поскольку они точно адаптированы к контуру корпуса, во время сжатия предотвращается внутренняя утечка. После контакта с поршнями они открывают широкие каналы, через которые всасываемый газ уменьшенного объема поступает непосредственно в рабочую полость.

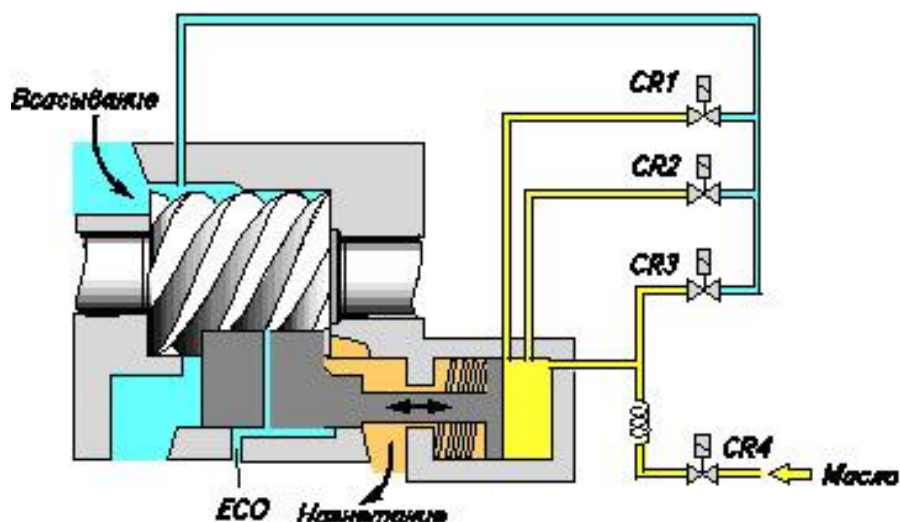
При использовании этого метода рабочая длина ротора уменьшается, а объемная производительность соответственно уменьшается. Эффективность этого метода значительно выше, чем у приведенных выше решений. Кроме того, из-за больших поперечных сечений каналов ступенчатое регулирование может быть расширено до области относительно низких парциальных нагрузок.



1 - поршень находится на одном уровне с фланцем и контуром ротора; 2 - воздуховоды большого сечения, обеспечивающие низкие потери и высокую эффективность.

Рисунок 5.1 – Регулировка производительности винтовых компрессоров с помощью поршней управления (разработано Bitzer)

Большие винтовые компрессоры обычно используют управляющие катушки, которые параллельны оси ротора и обеспечивают постепенную и плавную регулировку охлаждающей способности. В современных компрессорах золотник устанавливается непосредственно между ведущим и ведомым ротором и в то же время точно адаптируется к контуру корпуса. Это решение обеспечивает наивысшую производительность при частичной нагрузке, а также позволяет изменять степень внутреннего сжатия (V_i) по мере необходимости.



Управление мощностью компрессоров CSH65 / 75/85/95
и HS. / OS.85

Рисунок 5.2 – Схема и принцип действия «Двойной»

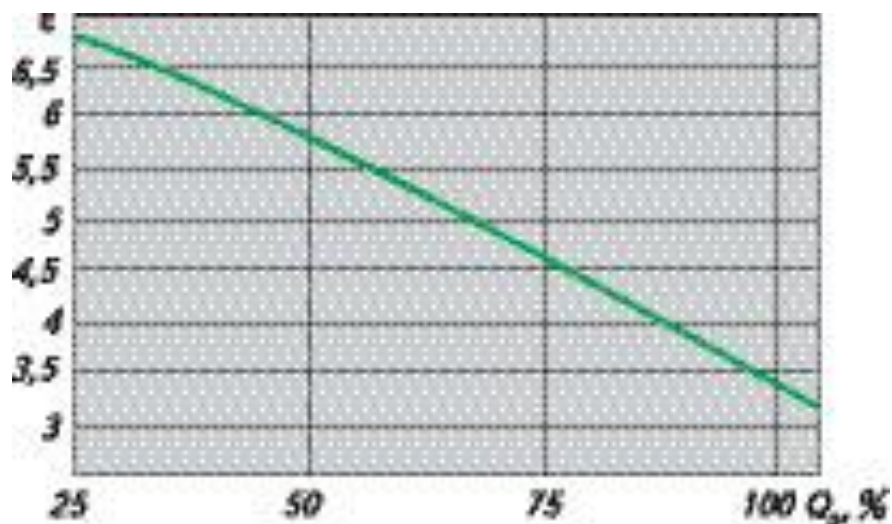
На рисунке показано основное устройство и гидравлическая схема этого способа регулировки. Когда компрессор работает при полной нагрузке, золотник находится в крайнем левом положении. В этом случае вся рабочая зона заполнена всасывающим газом (производительность 100%).

Чем больше катушка перемещается в сторону нагнетания (справа), тем меньше становится рабочая зона / активная длина ротора. Меньший объем газа засасывается и производительность снижается.

Характеристика винтовых компрессоров BITZER "двойная регулировка шоу".

Без каких-либо изменений в компрессоре возможны как 4-ступенчатый (25-50-75-100%), так и плавный (25-100%) контроль. Различные режимы достигаются просто путем правильного управления электромагнитными клапанами. Когда катушка движется, ее особая геометрия регулирует степень внутреннего сжатия (V_i) в соответствии с условиями частичной нагрузки.

Это обеспечивает особенно высокую эффективность. Еще одной уникальной особенностью этих компрессоров является наличие канала экономайзера (ECO), встроенного в золотник. В отличие от традиционных компрессоров, это обеспечивает чрезвычайно эффективную работу экономайзера во всем диапазоне регулирования (25-100%).



ε - коэффициент охлаждения; Q_0 - нагрузка (производительность); рабочие условия при полной нагрузке ($Q_0 = 100\%$): температура кипения $t_0 = 2^\circ \text{C}$, температура конденсации $t_k = 50^\circ \text{C}$, перегрев всасывания 5 К, переохлаждение 2 К

Рисунок 5.3 – Характеристики компрессора в режиме полной нагрузки и частичный с типичными условиями работы чиллера (оценка EUROVENT)

Компрессоры очень высокой эффективности с такой системой управления при работе в условиях полной и частичной нагрузки становятся особенно заметными, когда они используются в жидкостных чиллерах. Оценка эффективности проводилась в соответствии со стандартами "Eurovent-CECOMAF" для емкости 100–75–50–25%. Оценка производительности в соответствии с ARI 550/590 приводит к еще более высоким значениям коэффициента охлаждения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате обобщения, проведения аналитических исследований, разработки и внедрения новых технологий и конструктивных решений предложены решения важной задачи повышения эффективности эксплуатации мобильных компрессорных установок на базе винтовых компрессоров.

Основные выводы и рекомендации:

а) Установлены особенности эксплуатации винтовых компрессоров.

б) Выявлены проблемы эксплуатации винтовых компрессоров на уровне:

1) влияния дефектов оборудования уровня «механизм»;

2) при контроле состояния рабочих поверхностей винтов;

3) влияния увеличенных зазоров в подшипниках и осевых вибрации

на эксплуатационную надежность МКУ.

в) Предложены решения по совершенствованию конструктивного исполнения винтовых компрессоров

г) По результатам конструктивного и параметрического анализа установлена актуальность применения перфорированных клапанов и грибковых клапанов принудительного действия в конструкцию МКУ.

Перечень терминов

Компрессор - это машина для сжатия воздуха.

Компрессорная установка - компрессор с приводом.

Компрессорная установка - компрессорная установка с компонентными системами, обеспечивающими долговременную стабильную работу компрессорной установки.

Стационарная компрессорная установка - компрессорная установка на твердом основании.

Мобильная компрессорная установка - компрессорная установка, смонтированная на самоходном шасси или прицепе.

Переносная компрессорная установка - это компактная компрессорная установка (весом не более 180 кг), которая имеет устройства (ручки) для ручной транспортировки до места эксплуатации.

Степень компрессора - совокупность элементов компрессора, которые выполняют однократное сжатие объема воздуха, определяемого геометрическими параметрами этих элементов.

Рабочее давление - давление воздуха на выходе из компрессора.

Продувка и разгрузка - это процессы, которые гарантируют уменьшение пульсаций воздуха в компрессоре и отделение конденсата от воздуха.

Мощность компрессора - отношение объема подаваемого воздуха к времени.

Условные обозначения

$2 p_2, \varepsilon$ - давление нагнетания и степень повышенного давления;

p_b, T_b - параметры абсорбционного газа;

R, k - тип газа и его физические показатели;

u_1 - окружная скорость (периферическая) винта передачи;

$\varepsilon_{вн}, P_{вн}$ - внутренняя степень увеличения давления или внутреннего давления сжатия (согласно рекомендации);

λ - относительная длина винтов;

ξ - относительная высота зуба;

λ_p - коэффициент мощности;

V_t - теоретическая производительность;

d_1 - диаметр начальной окружности приводного винта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Бичевой Р., Смерека Б., Шестоперов И. Компрессоры АРИЭЛЬ высокого давления // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования-2007: Труды XIII Международного симпозиума. — СПб, 2007. - С. 152- 156. ,

2 Ваняшов А.Д., Кабаков А.Н., Коваленко С.В. Результаты исследования газодинамических характеристик самодействующих клапанов поршневых компрессорных и расширительных машин // Компрессорная техника и пневматика. - 2004. - № 5. - С. 27 - 30.

3 Воронежский А.В. Сравнительный анализ стоимости жизненного цикла для воздушных компрессоров различных типов // Компрессорная техника и пневматика. - 2002. - № 10. — С. 2 - 5.

4 К вопросу о влиянии охлаждения ступени компрессора объемного действия на его конструктивные и эксплуатационные характеристики. / Юша В.Л., Январёв И.А., Панин Ю.Н. и др. - 10 с. — Деп. рук. - ВИНТИ — 2001. - № 2108 -В2001.

5 Кузнецов Л.Г., Иванов Д.Н., Молодова Ю.Н., Верболоз А.П. Обобщенная математическая модель этапа рабочих процессов объемных машин // Компрессорная техника и пневматика. - 2000. - № 1. - С. 23 - 26.

6 Моделирование работы кольцевых и дисковых клапанов с учётом явления прилипания / Хрусталев Б.С., Хрусталёва И.В., Поска А.Й., Стриога Д. П Компрессорная техника и пневматика. - 2005. - № 6 - С. 30 - 33.

7 Оценка герметичности самодействующих клапанов поршневых компрессоров на стадии проектирования. / Иванов Д.Н., Молодова Ю.И., Прилуцкий

8 Компрессорная и пневматическая техника. А.А., Ворошилов И.В.- 2004. - № 1 - С. 39-41

9 Паранин Ю.А., Наттов В.Н., Ибрагимов Е.Р. Расчётно-теоретический анализ создания ряда винтовых компрессоров высокого давления для газотурбинных энергетических установок // Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. - Казань, 2007. - Том I. -С. 89-95.

10 Проектирование эффективных винтовых компрессоров для подачи сухого воздуха / МакКрит П., Стосич Н., Смит И, Ковачевич А. П Компрессорная техника и пневматика.- 2003. - № 2. - С. 25-28.

11 Фрашетт Д., Грольер П., Роберт Ж.Л. Проектирование клапанов компрессоров, предотвращающее их усталость // Компрессорная техника и пневматика. - 2004. - № 1. — С. 27-31.

12 Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и цилиндрические компрессоры: теория, расчет и разработка. - Казань: Фэн, 2000 .-- 638 с.

13 Юша В.Л. Системы охлаждения и газораспределения для объемных компрессоров. - Новосибирск: Наука, 2006. - 236 с.

14 Юша В. Л., Бусаро С. С. Интенсификация внешнего охлаждения безмасляных компрессоров // Холодильное оборудование. - 2006. - № 2. - С. 24-28.

15 Юша В.Л., Меренков Д.Ю. Анализ функционирования систем газораспределения микрокомпрессоров с грибковыми самодействующими клапанами // Компрессорная техника и пневматика. - 2004. - № 7. - С. 26-29.

16 Юша В.Л., Меренков Д.Ю. Анализ функционирования микроциклических газораспределительных систем с грибковыми клапанами автоматического действия // Компрессорная и пневматическая техника. - 2004 .-- № 7 .-- С. 26-29.16.

17 Юша В.Л., Новиков Д.Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере компрессоров без смазки // Вестник Международной академии холода. - 2004. - Вып. 4. - С. 8-11.