

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»
Направление подготовки -35.04.06 Агроинженерия
Магистерская программа – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

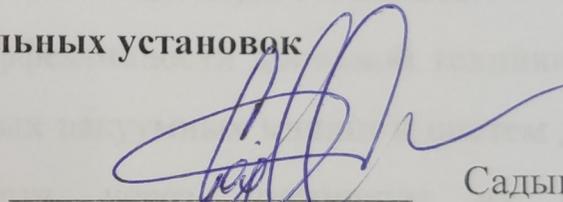
Институт механизации и технического сервиса

Кафедра машин и оборудования в агробизнесе

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

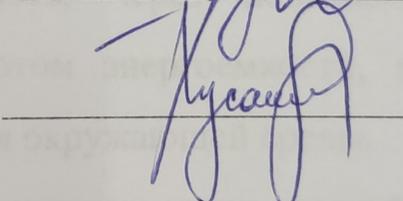
**ТЕМА: Исследование работы двухроторного вакуумного насоса для
доильных установок**

Студент магистратуры



Садыков Р.Н.

Научный руководитель.



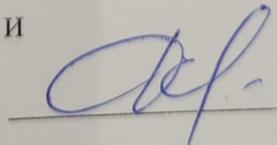
Хусаинов Р.К.

к.т.н., доцент

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите

Протокол № 08 от 26 января 2022 г.

Заведующий кафедрой машин и
оборудования в агробизнесе



Халиуллин Д.Т.

АННОТАЦИЯ

выпускной квалификационной работы (магистерской диссертации), выполненной на тему: «Исследование работы двухроторного вакуумного насоса для доильных установок», представленной на соискание степени магистра по направлению – Технологии и средства механизации сельского хозяйства.

Диссертация посвящена исследованию работы двухроторного вакуумного насоса для доильных установок.

Как известно, наиболее трудоемким процессом в обслуживании коров является доение. Сегодня известен широкий спектр различных доильных установок. Основным, и наиболее слабым звеном доильной техники является вакуумная система. Эффективность функционирования доильных машин зависит в первую очередь от надежной работы вакуумных насосов. Но и в настоящее время насосы не в полной мере удовлетворяют требованиям энергосберегающих технологий и имеют высокую стоимость.

Дальнейшее повышение эффективности доильной техники должно идти, в том числе и через создание новых вакуумных машин и систем для небольших частных и фермерских хозяйств, через повышение их надежности и долговечности, снижение при этом энергоемкости, металлоемкости, уровня шума, с исключением загрязнения окружающей среды.

Диссертация написана на русском языке, состоит из введения, четырех глав, общих выводов и содержит 76 страниц машинописного текста, в том числе 50 рисунков, 2 таблицы, 49 наименований использованной литературы и 2 страницы приложений.

ABSTRACT

final qualifying work (master's thesis), performed on the topic: "Research of the operation of a two-rotor vacuum pump for milking machines", submitted for a master's degree in the direction - Technologies and means of mechanization of agriculture.

The dissertation is devoted to the study of the operation of a two-rotor vacuum pump for milking machines.

As you know, the most time-consuming process in the care of cows is milking. Today there is a wide range of different milking installations. The main and weakest link in milking equipment is the vacuum system. The efficiency of milking machines depends primarily on the reliable operation of vacuum pumps. But even at present, pumps do not fully meet the requirements of energy-saving technologies and are expensive.

Further increase in the efficiency of milking equipment should go, including through the creation of new vacuum machines and systems for small private and farm households, through increasing their reliability and durability, while reducing energy consumption, metal consumption, noise levels, with the exception of environmental pollution.

The dissertation is written in Russian, consists of an introduction, four chapters, general conclusions and contains 76 pages of typewritten text, including 50 figures, 2 tables, 49 references and 2 pages of applications.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	9
1.1 Анализ конструкций доильных машин с вакуумными установками	9
1.2 Анализ вакуумных насосов для получения вакуума.....	16
1.3 Анализ теоретических исследований при разработке вакуумного насоса	28
1.4 Требования, предъявляемые к вакуумным системам доильных установок	36
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАСЧЕТА ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА.....	38
2.1 Аналитический метод расчета нагнетательного окна двухроторного вакуумного насоса.....	38
2.2 Аналитический метод определения подачи двухроторного вакуумного насоса.....	43
2.3 Результаты исследований и выводы по разделу	47
3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА.....	48
3.1 Программа экспериментальных исследований.....	48
3.2 Устройство и принцип работы экспериментального двухроторного вакуумного насоса.....	48
3.3 Экспериментальный стенд для исследований двухроторного вакуумного насоса.....	50
3.4. Измерительная аппаратура и методика измерения	54
3.4.1 Методика измерения подачи с помощью сопла Лавалья.....	54
3.4.2 Методика измерения мощности, давления и частоты вращения роторов	56

3.4.3 Методика измерения температуры нагрева корпуса, нагнетаемого воздуха и уровня шума.....	58
3.5 Методика статистической обработки результатов экспериментальных исследований и определение погрешности измерений.....	60
3.6 Выводы по разделу	61
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	62
4.1. Влияние величины вакуума и частоты вращения роторов на подачу и мощность вакуумного насоса.....	62
4.2. Влияние частоты вращения роторов и вакуума на температуры нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса вакуумного насоса	64
4.3 Влияние расстояния до объекта на уровень шума.....	66
4.4 Выводы по разделу	67
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	68
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	69
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	74

ВВЕДЕНИЕ

В основу совершенствования технического обеспечения сельскохозяйственного производства на современном этапе его развития должны быть положены принципы ресурсо- и энергосбережения. Известно, что в различных отраслях сельского хозяйства, в частности на молочных фермах, при машинном доении широко используют вакуумную технику.

В настоящее время при доении коров сегодня используется довольно широкий спектр доильных устройств: от индивидуальных доильных машин, обеспечивающих доение одной коровы, до современных автоматизированных доильных залов и доильных роботов, позволяющих доить коров практически без участия оператора. При этом на качество машинного доения большое влияние оказывает вакуумный режим в системе, создаваемые вакуумными насосами. Эффективность работы доильных установок во многом определяется вакуумным режимом по всей длине вакуумного молокопровода. Однако широко применяемые пластинчато-роторные насосы не удовлетворяют ряду требований: имеют низкую долговечность вследствие износа рабочих органов, характеризуются высокой затратой энергии и высоким шумом при работе. Кроме того, смазка, поступающая в рабочую камеру для смазывания, впоследствии выбрасывается в окружающую среду, что ухудшает экологическую обстановку. В последнее время также часто в доильных установках применяются водокольцевые вакуумные насосы, но и они не обеспечивают эффективную работу доильных установок [28,48,50]. Наиболее перспективными вакуумными насосами являются двухроторные насосы. На сегодняшний день, известен довольно широкий спектр двухроторных вакуумных насосов, а также воздуходувок и компрессорных машин, используемых для создания вакуума в процессе доения. Однако не весь спектр вышеперечисленных насосов удовлетворяет предъявляемым требованиям при машинном доении. Поэтому разработка вакуумной техники, имеющей требуемую производительность и создающий требуемый вакуумный режим, менее энергоемкой, отвечающей зоотехническим требованиям и обладающей высокой надежностью, долговечностью является актуальной задачей.

Для решения её на кафедре машин и оборудования в агробизнесе Казанского ГАУ спроектирована, разработана и изготовлена новая конструкция опытного образца двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов. Проведены теоретические и экспериментальные исследования, которые позволили оптимизировать конструктивно-технологические параметры двухроторного вакуумного насоса. При этом снижена металлоемкость конструкции на 12%, увеличена долговечность и надежность работы насоса. Все это позволяет разработанному новому насосу быть конкурентоспособным на современном рынке вакуумной техники.

Областью применения данного вакуумного насоса является сельскохозяйственное производство, в частности, сельскохозяйственные товаропроизводители различных форм собственности при производстве и переработке молока.

Цель работы. Исследование двухроторного вакуумного насоса, используемого для создания вакуумметрического давления в вакуумпроводе доильных установок.

Задачи исследования.

1. Провести анализ существующих доильных машин с вакуумными установками и конструкций вакуумных насосов.
2. Теоретические исследования конструктивно-технологических параметров и режимов работы двухроторного вакуумного насоса.
3. Провести экспериментальные исследования двухроторного вакуумного насоса.

Объектом исследования является двухроторный вакуумный насос с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов и его рабочий процесс.

Предметом исследования являются выявление закономерности рабочего процесса двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов.

Практическая значимость работы заключается в возможности применения конструкторскими организациями результатов теоретических и экспериментальных исследований, разработанной методики расчета

конструктивно – технологических параметров двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов при проектировании и изготовлении аналогичных насосов.

Апробация работы. Основные результаты диссертации обсуждены и доложены на ежегодных научно-технических конференциях Казанского ГАУ (2018 -2022 гг.).

Методы исследования. При исследовании двухроторного вакуумного насоса использованы методы теоретической механики, термодинамики и теплотехники, вакуумной техники, физиологии животных и др.

1 СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1.1 Анализ конструкций доильных машин с вакуумными установками

Вопросы механизации в животноводстве, в частности механизации доения, освещаются в научной литературе с начала XIX века. Впервые схема доильного аппарата была представлена в 1830 году, в том же году он был разработан и начал использоваться в производстве. С тех пор принципы работы доильных установок постоянно совершенствуются, так были разработаны установки, которые имитируют ручное доение (рисунки 1.1 и 1.2). Однако наиболее приемлемым был признан аппарат, воспроизводящий сосательные движения.

С середины XIX века в процессе доения животных используют вакуум, впоследствии был создан так называемый однокамерный доильный стакан [51, 52]. Впервые вакуумная доильная установка была изобретена в Англии в 1851 году. В 1905 году создан аппарат, по конструкции схожий с современными доильными аппаратами, в частности он содержал двухкамерный доильный стакан.

Современный аппарат действует на основе создания вакуума в подсосковой камере (рисунок 1.3) [41, 42, 43]. В состав доильного аппарата входят доильное ведро, соединённые резиновыми трубками, четыре доильных стакана, пульсатор и коллектор. При этом вместо ведра часто используется молокопровод. Пневматические импульсы передаются по одним трубкам к доильным стаканам, по другим уже оттуда молоко поступает в ведро. [44, 49]

Существуют конструкции доильных установок как с одним, так и с двумя ведрами (рисунки 1.4, 1.5, 1.6).

Мобильная доильная установка ММУ позволяет доить от восьми до десяти коров в час. Таким образом, при сравнении с ручным доением удастся повысить производительность труда в два раза и обслужить в два раза больше коров за то же время. Сокращение времени, затрачиваемого на дойку, позволяет увеличить поголовье стада. Переход от ручного к машинному доению имеет целый ряд

преимуществ, позволяет ускорить процесс доения при помощи более совершенных рабочих операций и улучшению молокоотдачи.

Поскольку доильные установки, как технические средства, функционируют в непосредственном контакте с организмом животного, их конструкции и принципы действия оказывают существенное влияние на физиологическое состояние животного. Известно, что организация доения улучшает эмоциональное состояние стада, вследствие чего повышается качество молока, и увеличиваются надои [45, 46]. Кроме того, из-за травмирующего действия доильной аппаратуры организм животного «изнашивается» за 4-5 лактаций, тогда как генетический потенциал животных рассчитан на 8-10 лактаций.

Для автоматизированного доения стада с поголовьем более 400 голов используется доильный зал «Европараллель», который устанавливается в различных вариантах до 2 x 14 мест доения и более [1, 10]. Размещение коров бок о бок позволяет существенно уменьшить длину доильного зала и значительно сократить длину рабочего пути персонала. В целом доильные залы «Европараллель» обеспечивают удобство и безопасность труда работников благодаря хорошей пропускной способности и удобной зоне входа и выхода. Система входа и размещения коров в доильном зале следующая: на доильные места коровы попадают из накопителя с помощью механического или электрического погонщика. Выход осуществляется при помощи ротационных ворот.

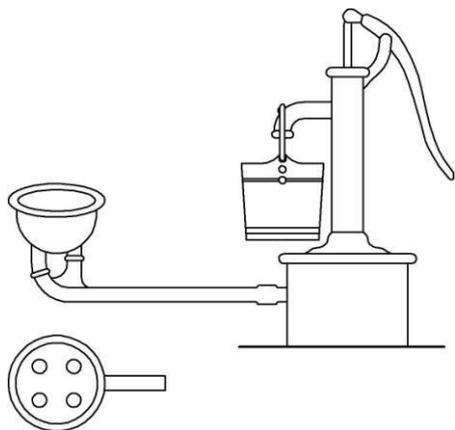


Рисунок 1.1 – Доильный аппарат

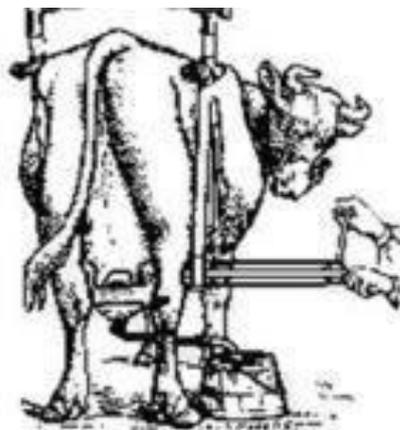


Рисунок 1.2 – Доильный аппарат



Рисунок 1.3 – Доильный аппарат «Хозяин» в комплекте с ведром из пластика (Италия)



Рисунок 1.4 – Передвижная доильная установка фирмы «Милклайн» (Италия)



Рисунок 1.5 – Доильная установка ММУ с одним ведром



Рисунок 1.6 – Доильная установка ММУ с двумя ведрами

Доильный зал ДеЛаваль «ЕвроПараллель» (рисунок 1.7) разработан для высокопродуктивного стада с большим поголовьем. Система индексации (прижима) позволяет передвигать коров к краю доильной ямы для удобного расположения при доении. Минимальное расстояние между доильными

аппаратами экономит силы и время оператора при перемещениях во время доения. Кроме того, с помощью мощных пневмоприводных цилиндров осуществляется управление выходными воротами во время заполнения зала, индексации животных и выхода из зала [19].

Доильный зал TURN-STYLES® PER – доильный зал роторного типа с параллельными стойлами (от 20 до 60 стойл) и внешним расположением оператора. Данный зал обеспечивает максимальную производительность работы дояра, даже если требуется доить поголовье в 500 или 2000 коров. Этот доильный зал создает непрерывный поток коров от накопителя к выходу из доильного зала.

Доение с помощью доильного оборудования роторного типа, подобранного с учетом всех требований, предъявляемых к конкретному объекту, является самым быстрым, удобным и эффективным. Наиболее целесообразно доильные залы «Карусель» устанавливать на крупных молочно-товарных фермах с общим поголовьем дойного стада больше 1000 животных. При этом персонал и доильное оборудование располагаются внутри платформы, доильные аппараты подключаются сбоку. Таким образом процесс смены животных, а, соответственно, доение происходит непрерывно, больше не требуется времени для ожидания при смене групп. Платформа движется с одной установленной скоростью, бесступенчато, установлена система подавления шума для того, чтобы не провоцировать стрессовое поведение коров.

Высокая скорость доения обеспечивается непрерывным движением платформы, высокой пропускной способностью, полным доступом оператора к вымени, оптимальным обзором рабочей площади и достаточным пространством. Коровы остаются на месте во время всего процесса доения.

Доильные залы "Карусель" являются одной из наиболее передовых в мире (рисунок 1.8). Оснащение оборудованием зависит от уровня автоматизации, который может позволить себе хозяйство в финансовом плане. Для отдельных хозяйств может быть выбран вариант установки полностью автоматизированных поворотных доильных залов, для других возможна установка с учетом повышения автоматизации в будущем. Корма выдаются автоматически каждому

животному в том количестве, которое занесено в компьютер. Количество выдачи концентратов рассчитывается предварительно на основании таких показателей, как удои, живая масса, упитанность и стадия лактации. Коровы входят через коридор, где осуществляется их идентификация, и проходят на вращающуюся платформу.

Доильный зал TURN-STYLES® HBR разработан как для средних так и крупных ферм. Данные доильные залы роторного типа со стойлами «Елочка» (дояр находится внутри) могут содержать от 16 до 40 стойл и предназначены для фермы со средним и большим поголовьем скота. HBR обеспечивает удобное расположение коров, что повышает результаты доения. Разделительные калитки мягко направляют корову в доильное стойло. Дополнительное оборудование для кормления животных в зале обеспечивает реализацию комплексной стратегии кормления в случае использования частично смешанного рациона, а также может использоваться для скармливания концентрированных кормов во время пастбищного сезона либо для раздачи дополнительного корма. Находясь на платформе доильного зала роторного типа, коровы чувствуют себя комфортно и безопасно.

Доильный зал "Свингер" является одной из наиболее эффективных, удобных из существующих систем доения и создает все условия для коров. В основе этой внешней привлекательности лежит доильное оборудование, воплощающее ряд инновационных научных исследований и технологий. Передовые хозяйства, занимающиеся молочным животноводством, выбирают эту систему, исходя из ее простоты в эксплуатации и высокой производительности по таким показателям, как поголовье выдоенных коров и количество молока на одного оператора в час [15].

В современном молочном животноводстве широко распространены доильные залы «Елочка» (рисунок 1.9). Этот вариант оснащения доильных залов характеризуется, прежде всего преимуществами индивидуального оборудования доильного места и высокой пропускной способностью. При этом процесс доения происходит непрерывно и отличается безопасностью условий труда: когда животное попадает на место для доения, ее положение фиксируется

подвижными упорами и оператор получает безопасный и удобный доступ поскольку подсоединение оборудования к вымени животного осуществляется сбоку.

Преимущество доильных залов «Милклайн» – это широкие возможности насыщения электронными опциями, стойловая конструкция с двусторонней гальванизацией, пропускная способность до 120 коров в час, размещение животных под углом 30, или 60 градусов (рисунок 1.10).

Доильные роботы - системы автоматизированного доения являются на сегодняшний день самым современным доильным оборудованием (рисунок 1.11). Это полноценный автоматизированный комплекс технологий, позволяющий получать молоко самым гуманным и физиологичным для коровы способом.

Процесс доения роботом происходит следующим образом:

1 – Предварительная обработка и чистка щетками, которая начинается сразу же после того, как корова вошла в стойло робота. Сканирование не требуется, т.к. робот знает координаты коровы. Это обеспечивает самую быструю и эффективную предварительную обработку, и оптимальный процесс доения.

2 – Распознавание. После очистки щетками и стимулирования система распознавания сосков TDS начинает сканирование полного вымени для определения положения каждого соска.

3 – Насаживание. Проводится полное сканирование, и определяется положение задних сосков. В данном случае проводится дальнейшее точное сканирование каждого соска с помощью 3 лазерных лучей для точной локализации, после чего насаживаются доильные стаканы.

4 – Подсоединение. После насаживания первого доильного стакана навешиваются следующие стаканы – быстро и индивидуально – в оптимальной последовательности.

5 – Доение начинается, как только подвешен доильный стакан. Благодаря самой передовой технологии на рынке оптимальное доение проводится на базе

четверти вымени. Как только четверть готова, доильный стакан очень мягко снимается.

б – Опрыскивание. После доения каждая четверть вымени опрыскивается (рисунок 1.12). Это завершает процесс доения и обеспечивает оптимальное здоровье вымени.

При простое доильные стаканы откидываются в манипуляторе для предотвращения их повреждения коровой или загрязнения. Манипулятор остается в течение всего процесса доения под коровой, поэтому для навешивания не требуется много движений, и корова остается спокойной. Процесс доения происходит согласно заданной программе, с учетом состояния и потребностей животных. Это благоприятно сказывается на здоровье животных в целом, снижается риск заболевания вымени, соответственно, увеличивается молокоотдача и повышается качество молока.



Рисунок 1.7 – Доильный зал ДеЛаваль «ЕвроПар алмель»



Рисунок 1.8 – Доильный зал типа «Карусель»



Рисунок 1.9 – Доильные залы типа «Елочка» (Де Лаваль)



Рисунок 1.10 – Доильный зал типа «Тандем» «Милклайв» (Италия)



Рисунок 1.11 – Доильный робот-дояр «ДеЛаваль»



Рисунок 1.12 – Процесс работы доильного робота

Принимая во внимание вышесказанное, можно отметить, что на сегодняшний день существует большое разнообразие доильных машин и установок. В каждой доильной установке применяется доильная система. Главную роль в получении вакуума в доильных установках играет вакуумный насос.

1.2 Анализ вакуумных насосов для получения вакуума

На сегодняшний день существует достаточно много вакуумных насосов и другого аналогичного оборудования, различного по конструкции и устройству, которое пригодно и используется для создания вакуума в доильных установках (рисунки 1.14 а и 1.14 б) [3, 5, 11, 12].

Современные доильные установки предназначены не только для доения, но и для транспортировки молока. Серия вакуумных насосов BVP (рисунок 1.14 в) охватывает весь спектр доильных мощностей и обладает проверенной надежностью. Конструкция этих насосов делают доильную установку, в целом простой в эксплуатации и обслуживании, обеспечивая оптимальный уровень вакуума [13, 20, 24].

Масляная вакуумная установка (рисунок 1.14 г) состоит: из вакуумного насоса роторного типа производительностью 2200 л/мин, с системой непрерывной подачи масла для смазки, трехфазного электродвигателя переменного тока, вакуумного ресивера, двух последовательных глушителей с

сепараторами отработанного масла, обратного клапана для предотвращения обратного вращения насоса.

Машинное доение осуществляется под действием вакуума порядка 380-420 мм. рт. ст. Для создания такого вакуума на практике применяются вакуумные насосы объемного типа [37, 48].

С целью выявления наиболее перспективных направлений разработки вакуумных насосов, отвечающих зоотехническим и физиологическим требованиям, проведем классификацию существующих конструкций насосов (рисунок 1.15) [8, 22, 36].

Широкое распространение в доильных установках наиболее получили пластинчато-роторные и жидкостно-кольцевые вакуумные насосы (ЖКВН) [58, 78, 79]. Отличительной особенностью ЖКВН (рисунок 1.16) является то, что сжатие газа в них осуществляется жидкостным кольцом, которое приводится в движение лопастным рабочим колесом, эксцентрично расположенным в корпусе 2. Жидкостное кольцо концентрически вращается относительно оси корпуса.

Рабочая жидкость, формирующая жидкостное кольцо, подается под давлением, равным выпускному давлению насоса, что позволяет насосу автоматически восполнять количество жидкости, выбрасываемой через выхлопное отверстие, и отводить тепло, выделяющееся при сжатии.

Данный тип насосов имеет целый ряд достоинств таких как:

- 1) дешевизна изготовления;
- 2) простота конструкции;
- 3) невысокий уровень шума;
- 4) высокая надежность.

К недостаткам жидкостно-кольцевых вакуумных насосов можно отнести высокую мощность, которая необходима для вращения жидкостного кольца, следствием чего является, невысокий КПД, невысокая окружная скорость на периферии рабочего колеса, высокое остаточное давление.



a)



б)



в)



г)

а) пластинчато-роторный вакуумный насос УВД – 10.000, б) насос вакуумный водокольцевой НВМ, в) агрегат вакуумный для машинного доения коров, Алворада (Бразилия), г) масляная вакуумная установка (Италия)

Рисунок 1.14 – Вакуумные насосы установки

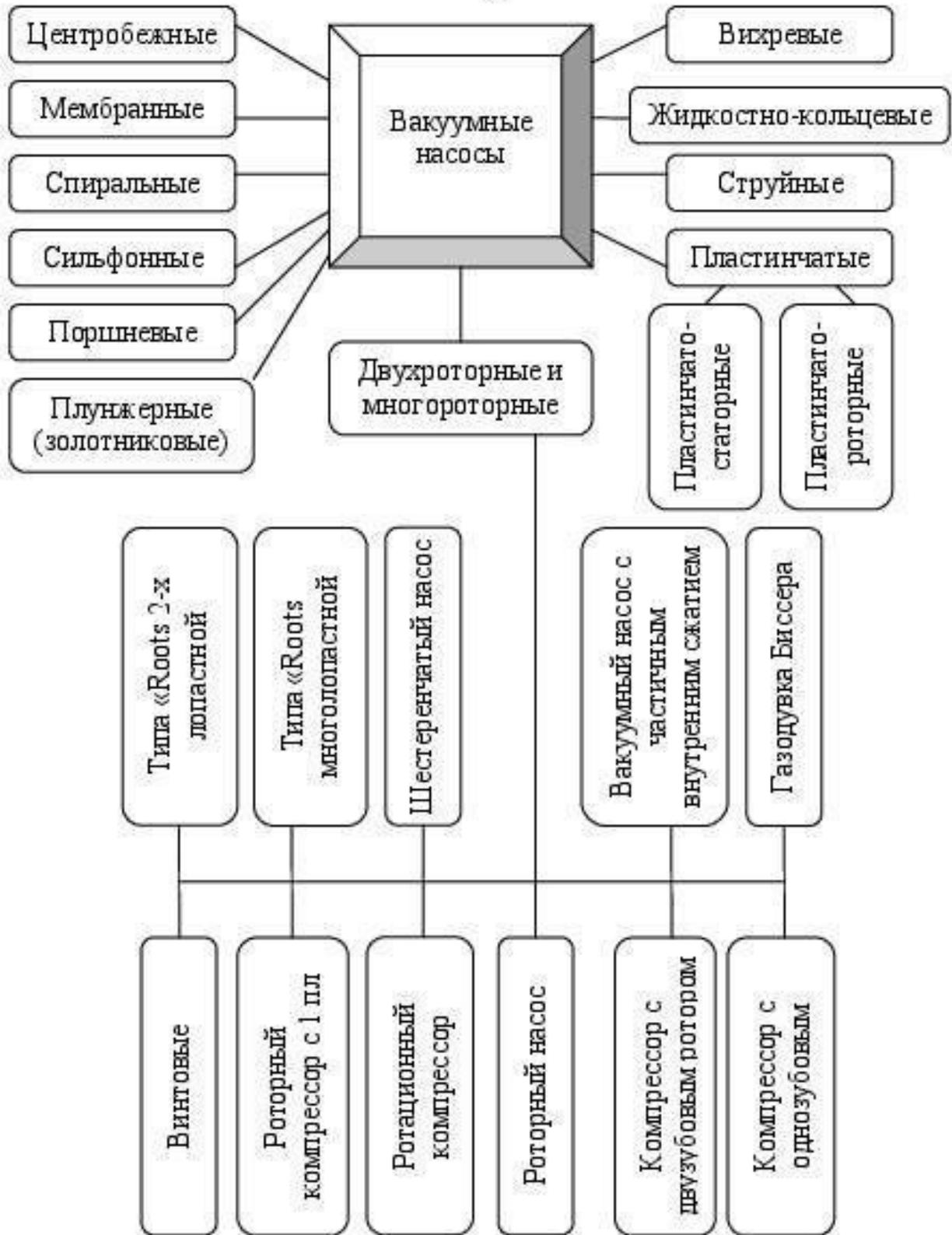
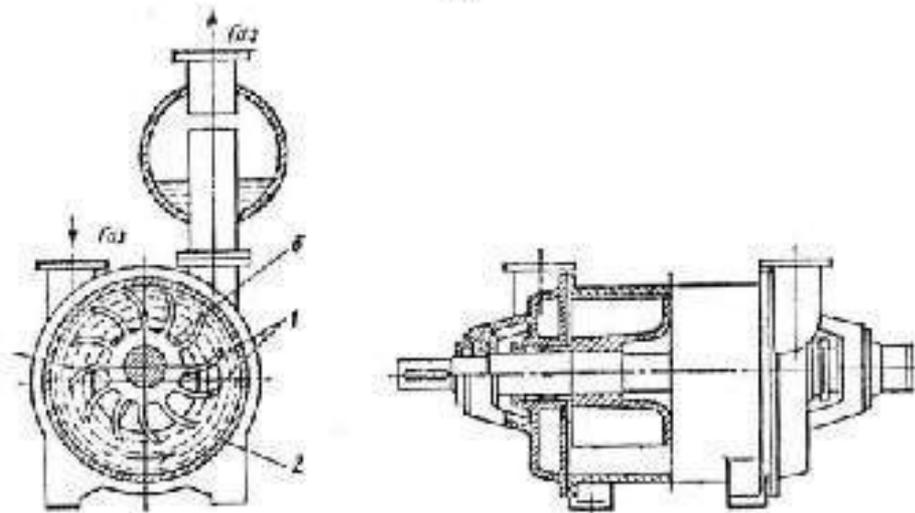


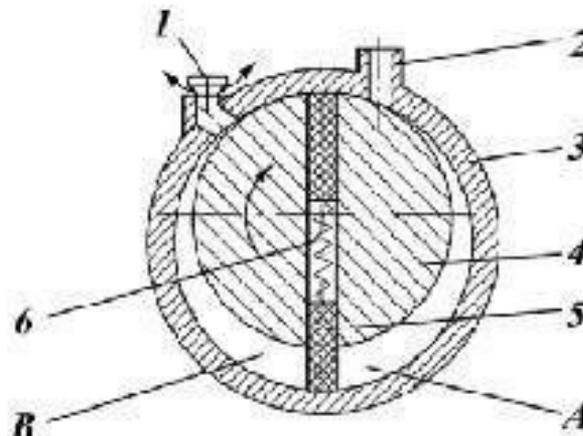
Рисунок 1.15 – Классификация вакуумных насосов



1 – лопатки; 2 – корпус; а – рабочая ячейка в начале цикла работы,
б – рабочая ячейка в конце цикла работы

Рисунок 1.16 - Конструкция жидкостно-кольцевого вакуумного насоса с осевым подводом и отводом газа

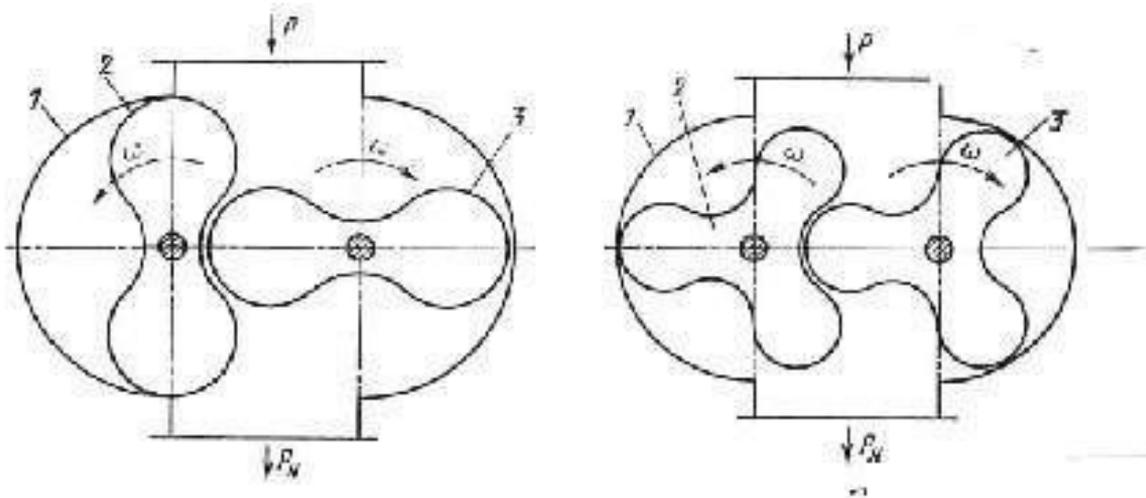
Пластинчато-роторные насосы [5, 8, 30, 31, 50, 54] (рисунок 1.17) создают большой шум, для изоляции которого требуется специальное помещение.



1 – выхлопной клапан, 2 – входной патрубок, 3 – цилиндр, 4 – ротор, 5 – пластина,
6 – пружина, А – всасывающая камера, В – нагнетательная камера

Рисунок 1.17 – Схема пластинчато-роторного вакуумного насоса типа НВР

С точки зрения практики интерес представляют двухроторные насосы типа Roots. Эти насосы характеризуются небольшими габаритами и невысокой металлоемкостью [28, 29]. Выпускаются насосы как с двухзубчатыми так и с трехзубчатыми роторами (рисунок 1.18). Однако такие насосы в заданном



1 – корпус, 2 – ведущий ротор, 3 – ведомый ротор,
 $P_{в}$ – полость всасывания, $P_{н}$ – полость нагнетания

Рисунок 1.18 – Схемы двухроторных насосов типа Roots

Причиной тому является несовершенство термодинамического процесса сжатия. У насосов типа Roots осуществляется внешнее сжатие газа, что является более энергоёмким процессом. На рисунке 1.19 представлена индикаторная диаграмма процесса сжатия в PV -координатах.

В полости нагнетания давление повышается за счёт обратных перетечек воздуха (линия 2-4). В этом случае давление газа в полости нагнетания будет изменяться по политропе 3-4. Площадь заштрихованной части (2-4-2) будет эквивалентна потерям энергии на всасывании.

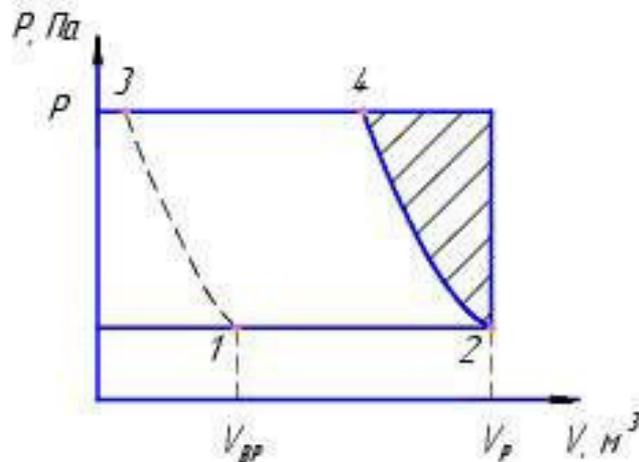
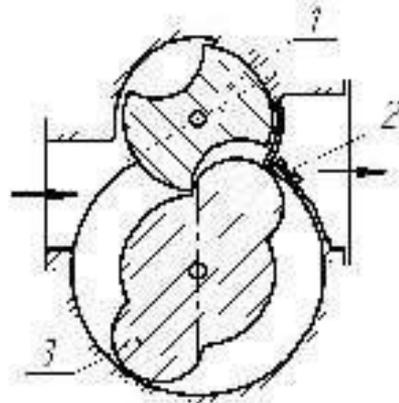


Рисунок 1.19 – Индикаторная диаграмма процесса сжатия

Двухроторные вакуумные насосы являются наиболее простыми по устройству и безотказны в работе, поэтому могут успешно применяться в доильных установках.

Существующие типы двухроторных вакуумных насосов по характеру рабочего процесса делятся на три группы: внешнего сжатия, с частичным внутренним сжатием и с полным внутренним сжатием.

Вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием (ВНЧС) по принципу действия занимают промежуточное положение между вакуумными насосами с внутренним сжатием и внешним. ВНЧС относится к насосам объемного типа. Принципиальная схема такого насоса изображена на рисунке 1.20.



1 – ведомый ротор; 2 – самодействующий клапан; 3 – ведущий ротор

Рисунок 1.20 – Схема вакуумного насоса с частичным внутренним сжатием

Преимуществом вакуумных насосов с частичным внутренним сжатием является то, что они могут работать в двух режимах: в вакуумном и вакуум-компрессорном. В первом случае они могут использоваться как отдельная ступень многоступенчатой вакуумной установки. Существенными недостаткам ВНЧС являются: высокий уровень шума при работе и сравнительно большие внутренние перетекания газа через зазоры, а также нерегулируемость фаз газораспределения и высокая удельная мощность. Для улучшения показателей использования объема цилиндра у двухроторных газодувок с внешним сжатием были разработаны различные конструкции газодувок. Хорошие эксплуатационные характеристики получены для газодувки Бисера (рисунок 1.21) (British Internal Combustion Engine Research Association).

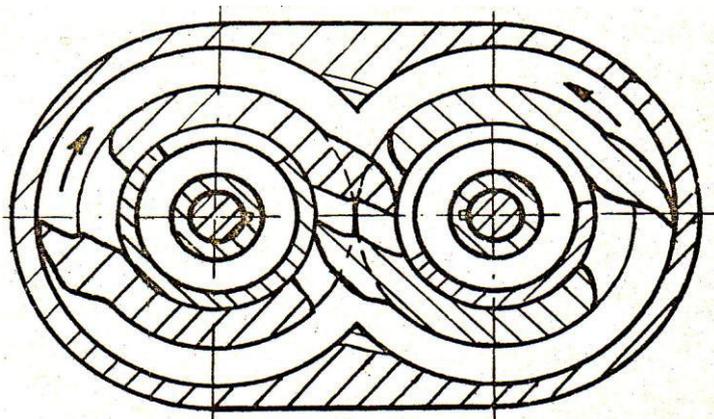
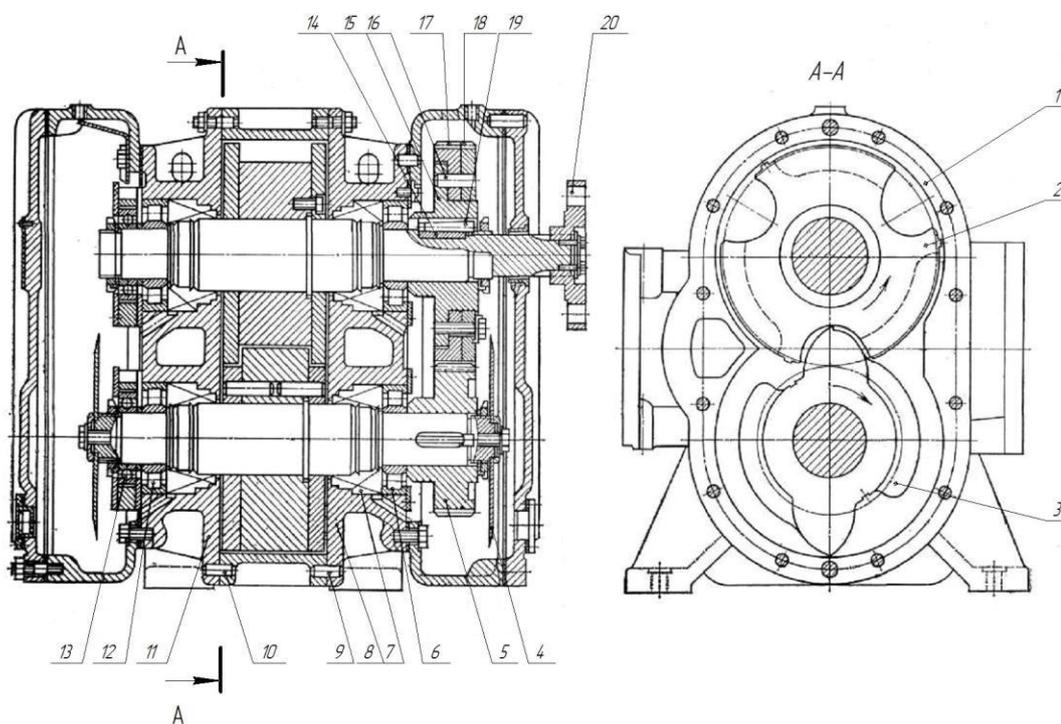


Рисунок 1.21 – Газодувка Биссера

Среди прямозубых роторных насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, большое распространение получил роторный насос типа 2ВД-12/2,5. Схема приведена на рисунке 1.22.

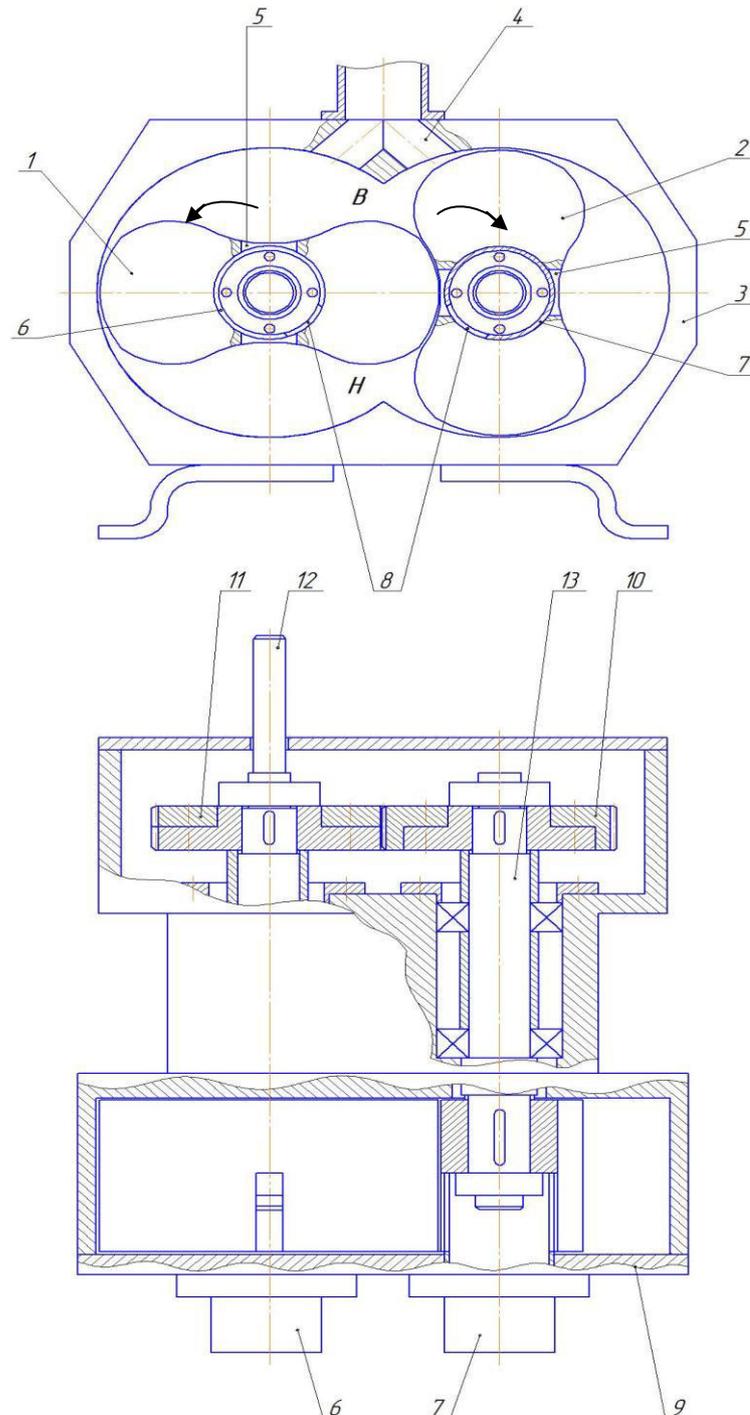
По принципу действия данный насос относится к машинам внутреннего сжатия газа в полости уменьшающегося объема. Вакуумные насосы с внутренним сжатием отличаются более совершенным рабочим процессом, в целом они более экономичны по сравнению с насосами с внешним сжатием.



- 1 – корпус; 2 – ведомый ротор; 3 – ведущий ротор; 4 – вращающийся диск;
 5 – шестерня ведущего ротора; 6 и 12 – роликовые подшипники; 7 – уплотнитель;
 8 и 11 – торцевые крышки; 9 и 10 – штифты; 13 – упорный подшипник;
 14 – шпонка; 15 – ступица; 16 и 19 – штифты; 17 и 18 – разрезной венец;
 20 – полумуфта

Рисунок 1.22 – Схема прямозубого роторного насоса типа 2ВД-12/2,5

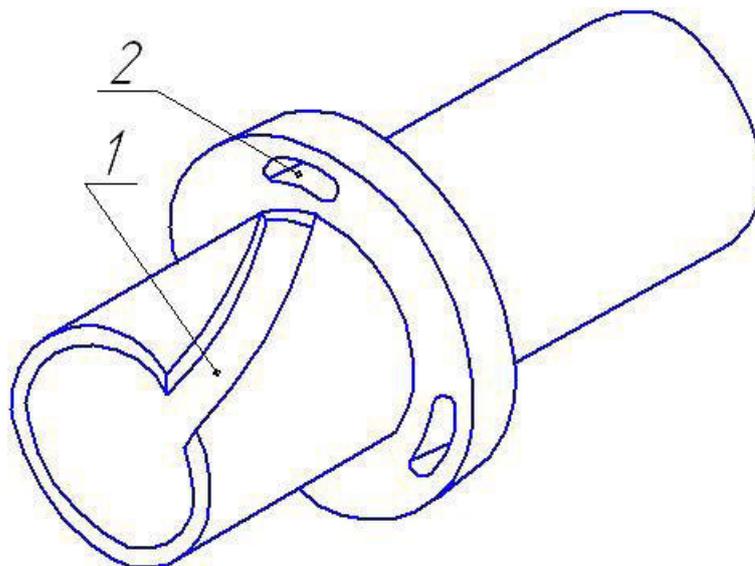
Вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов (рисунок 1.23) состоит из стального корпуса 3, двух консольно расположенных валов: ведущего 12 и ведомого 13, двух циклоидальных роторов: ведущего 1 и ведомого 2, всасывающего окна 4, нагнетательного окна 5 ротора, полых коллекторов 6 и 7, выхлопного окна 8, ведомого 10 и ведущего 11 зубчатых колес, крышки 9.



1 – ведущий циклоидальный ротор; 2 – ведомый циклоидальный ротор; 3 – корпус;
 4 – всасывающее окно; 5 – нагнетательное окно; 6 и 7 – полые коллекторы;
 8 – выхлопное окно; 9 – крышка; 10 – ведомое зубчатое колесо; 11 – ведущее зубчатое колесо;
 12 – ведущий вал; 13 – ведомый вал; *B* – полость всасывания; *H* – полость нагнетания

Рисунок 1.23 – Двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов

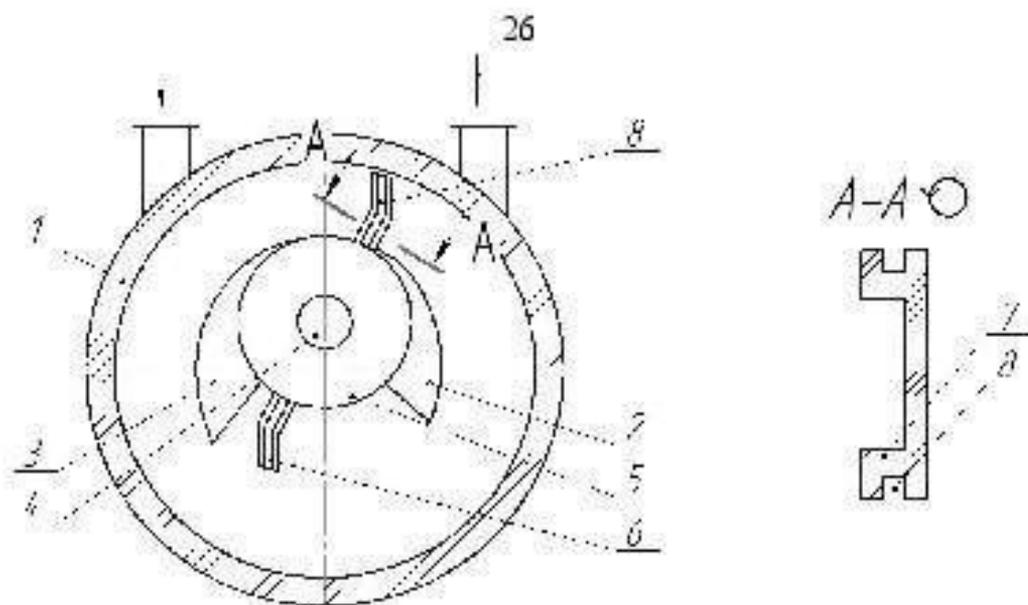
Для регулирования степени внутреннего сжатия полый коллектор (рисунок 1.24) выполнен поворотным и снабжен фиксатором положения 2.



1 – выхлопное окно; 2 – фиксатор положения для регулирования степени сжатия

Рисунок 1.24 – Полый коллектор

На рисунке 1.25 представлен водокольцевой вакуумный насос. Особенностью конструкции данного насоса, является то, что он состоит из корпуса 1, внутренняя поверхность которого имеет цилиндрическую форму. В торцовых крышках выполнены нагнетательные 2 и всасывающие 3 окна. Внутри корпуса эксцентрично установлен вал 4 на котором закреплена крыльчатка, состоящая из втулки 5 и лопаток 6. На торцах лопаток расположены ребра жесткости 7, на которых выполнены продольные каналы 8. Продольные каналы 8 имеют параллельное сечение, уменьшающееся по глубине по мере приближения к вершине лопаток, при этом на вершине лопатки канал выполнен тупиковым для удержания воды. Принцип работы следующий: при вращении крыльчатки ротора жидкость, которая подается через торцовые крышки, приводится во вращение и таким возникает вращающееся жидкостное кольцо. Между втулкой крыльчатки и внутренней поверхностью жидкостного кольца образуется замкнутый переменный объем. В полости всасывающего окна происходит расширение объема, в результате



1 – корпус, 2 – нагнетательное окно, 3 – всасывающее окно, 4 – вал,
5 – втулка, 6 – лопатка, 7 – ребро жесткости, 8 – продольный канал

Рисунок 1.25 – Водокольцевой вакуумный насос

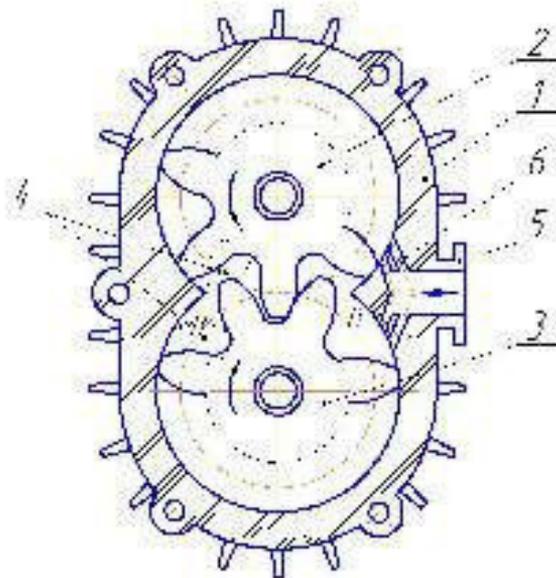
чего всасывается свежая порция газа, а в полости нагнетания вначале газ сжимается, а затем нагнетается в атмосферу через нагнетательное окно 2. Через окно 2 вместе с газом нагнетается избыток жидкости вращающегося кольца. С целью увеличения полезного объема ячеек крыльчатки, уплотнения торцевых щелей и повышения прочности лопаток с торцевой стороны на лопатках установлены ребра жесткости, что позволяет уменьшить толщину лопатки, не снижая ее прочности. При подаче жидкости через торцовые крышки происходит уплотнение торцевых щелей. Часть жидкости, растекаясь по торцевой поверхности крыльчатки, под действием центробежных сил заполняет каналы, расположенные на торцевой стороне лопаток на ребрах жесткости и, тем самым, уплотняет щели, что способствует снижению перетечек газа.

Заметим, что применение лопаток крыльчатки с ребрами жесткости на торцевой поверхности с продольными каналами позволяет улучшить технологические характеристики насоса и таким образом повысить экономичность процесса создания вакуума.

Конструктивной особенностью водокольцевого вакуумного насоса является технология изготовления лопаток, а именно: вдоль всей длины лопаток выточен канал, сечение которого уменьшается ближе к вершине лопаток. У вершины

лопаток канал имеет тупик. Описанная форма канала способствует равномерному распределению уплотняющей жидкости, что в конечном итоге обеспечивает снижение перетечек жидкости через щели.

На рисунке 1.26 представлен двухроторный шестеренчатый насос в разрезе. Он содержит корпус 1, ведущий 2 и ведомый 3 роторы, нагнетательные окна 4, выполненные в торце по профилю зуба, всасывающий патрубок 5 и всасывающее окно 6. Всасывающее окно 6 состоит из нескольких каналов, оси которых направлены по касательной к окружности впадин роторов, а боковые стенки каналов расположены параллельно своей оси.



1 – корпус; 2 – ведущий ротор; 3 – ведомый ротор; 4 – нагнетательное окно;
5 – всасывающий патрубок; 6 – всасывающее окно

Рисунок 1.26 – Насос вакуумный двухроторный

Принцип работы заключается в следующем. При вращении роторов в указанном направлении в полости всасывания «В» зуб выходит из впадины и тем самым происходит расширение объема, в результате чего засасывается порция газа из всасывающих каналов. Проходя через всасывающие каналы, поток газа движется в направлении, совпадающем с направлением вращения роторов. Каждая впадина ротора заполняется газом, который переносится в полость

нагнетания, где сжимается и вытесняется через нагнетательные окна «Н».

Проведенный анализ свидетельствует о конструктивном многообразии машин, применяемых для создания вакуума. Целью их дальнейшего развития и совершенствования на современном этапе является снижение энерго- и ресурсопотребления.

1.3 Анализ теоретических исследований при разработке вакуумного насоса

В работах как отечественных, так и зарубежных авторов уделяется достаточно много внимания вопросам определения отдельных параметров вакуумных насосов. В частности, это относится к таким параметрам как теоретические и действительные моменты сопротивления, подачи, мощности и пр. [7, 23, 26, 27]. Наиболее известны по данной проблематике труды Т.М. Башты, В.В. Ермакова, А.М. Мишарина, Е.М. Юдина, Karla Hoffmanna и др. [4, 35].

В технической литературе для определения теоретической подачи шестеренчатого вакуумного насоса встречается формула [32]:

$$Q_T = 2 \cdot L \cdot z \cdot n \cdot \left(\frac{T_H \cdot P_B}{T_B \cdot P_H} \cdot S_{ВП} - S_{м} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

где $S_{ВП}$ – площадь впадины, m^2 ,

$S_{м}$ – площадь сечения заземленного межзубового пространства, m^2 ,

L – длина ротора, м,

z – число зубьев,

n – частота вращения, $мин^{-1}$,

T_B, T_H – температура газа на всасывании и нагнетании, К,

P_B, P_H – давление газа на всасывании и нагнетании, Па.

Для определения теоретического крутящего момента гидравлического двигателя профессор Т.М. Башта [4] приводит следующую формулу:

$$M_m = P_b(m^2 z + m^2 - u^2), \quad (1.2)$$

где P – перепад давления,
 b – ширина шестерни,
 z – число зубьев,
 u – половина длины линии зацепления,
 m – модуль.

Иная формула для определения крутящего момента на валу насоса, полученная теоретическим путем на основе силового анализа, приводится В.В. Ермаковым [35]:

$$M = Pb(r_1^2 - r^2 - x^2), \quad (1.3)$$

где P – избыточное давление;
 r_1 – радиус окружности выступов,
 r – радиус начальной окружности,
 x – переменная величина по линии зацепления.

Заметим, что формулы 1.1-1.3 не отражают некоторые особенности работы насосов, например, в них не учитывается существование вредного объема и его влияние на конкретные параметры работы насосов. И именно поэтому рассмотренные формулы дают лишь приближенные значения определяемых параметров.

При разработке высокомоментных гидромеханических вариаторов на основе баланса энергии Фасхиевым А.Х. получена следующая формула для определения среднего значения момента сопротивления [88]:

$$M_{cp} = \frac{p_n b}{2} \left[K - \frac{p_{bm}^2}{12} \left(1 + \frac{R_{w1}}{R_{w2}} \right) \right], \quad (1.4)$$

где p_n – давление насоса;
 b – ширина шестерен;
 $K = R_{a1}^2 + R_{a2}^2 \frac{R_{w1}}{R_{w2}} - R_{w1}^2 - R_{w1}R_{w2}$ – коэффициент, связанный с геометрическими характеристиками шестерен,
 p_{bm} – давление в межзубовом пространстве,
 R_{w1}, R_{w2} – радиусы делительных окружностей шестерен;

Понятно, что указанная формула определения величины момента имеет лишь частное применение.

Е.М. Юдин для определения суммарного крутящего момента предлагает теоретическую формулу [104]:

$$M_s = P_s b (R_v^2 - r^2 - x^2), \quad (1.5)$$

где P_s – переменное давление;

R_v – радиус окружности выступов;

r – радиус начальной окружности.

Исходя из этого соотношения Юдин Е.М. получил следующие выражения для расчета среднего значения теоретического крутящего момента:

а) при неиспользовании заземленного объема:

$$M_{cp} = Pb \left(R_v^2 - r^2 - \kappa \frac{t_o^2}{12} \right), \quad (1.6)$$

где $\kappa = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$,

t_o – основной шаг;

P – среднее значение давления нагнетания.

б) при использовании заземленного объема:

$$M_{cp} = Pb \left(R_v^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{12} \right). \quad (1.7)$$

Городецким К.И. получена эмпирическая формула определения крутящего момента шестеренной гидравлической машины [32]:

$$M = p \cdot b (R_v^2 - r^2 - u^2), \quad (1.8)$$

где p – давление;

b – ширина шестерен;

R_v – радиус окружности выступов;

r – радиус начальной окружности;

u – половина длины зацепления.

И.Е. Волковым разработана оригинальная методика определения теоретического момента сопротивления шестеренчатого вакуумного насоса [14, 16, 17, 18, 21]. Согласно этой методике среднее значение момента сопротивления M_c определяется:

$$M_c = \Delta P \cdot L \left(\int_{y_1}^{y_2} y dy - \int_{x_1}^{x_2} x dx \right), \quad (1.9)$$

где M_c – момент сопротивления, Н·м,
 ΔP – средний перепад давления, Па,
 x ; x_2 ; y ; y_1 – предел.

По этой же методике моменты сопротивления для ведущего и ведомого роторов определяются:

$$M_x = M_{2c} = \frac{\Delta P b}{2} (R_*^2 + R_{**}^2 - X_1^2 + 2R_* X_1 \cdot \sin \alpha), \quad (1.10)$$

где R_* , R_{**} – радиусы окружностей выступов и впадин.

В развитие подхода Волкова И. Е. при разработке двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов И.Н. Гаязиевым получена формула для определения момента сопротивления [29]:

$$M_c = \frac{\Delta P \cdot L}{2} \cdot R_0^2 \cdot (2,5 - \cos^2 \alpha) \cdot \eta. \quad (1.11)$$

где R_0 – радиус основной окружности, м,

$\Delta P = P_H - P_B$ – среднее значение перепада давления на профиле ротора, Па,

P_* – давление нагнетания, Па,

P_* – давление всасывания, Па,

L – длина рабочей части роторов, м,

η – КПД двухроторного вакуумного насоса.

Для определения крутящего момента шестеренного пневмодвигателя Р.Р.

Лукмановым получена формула при условии $\Delta P_1 \approx \Delta P_2 = \frac{\Delta P}{2}$ и $\varepsilon > 1$:

$$T_{\text{пр}} = \Delta P b_m \left(R_e^2 - R_i^2 - \frac{(3 - \varepsilon)}{2} (R_n^2 - R_i^2) + \frac{t_0^2 (\varepsilon^3 - 9\varepsilon^2 + 18\varepsilon - 12)}{24} \right) \quad (1.12)$$

где ΔP – перепад давления между всасывающим и нагнетательным окном, кПа ,

$\Delta P_1, \Delta P_2$ – перепад давлений, которые испытывают зубья находящиеся в зацеплении,

$b_m = \text{const}$ – ширина зуба, м ,

R_e – наружный радиус окружности зубчатого колеса, м ,

R_i – радиус окружности впадин зубчатого колеса, м ,

R_n – радиус начальной окружности зубчатого колеса, м ,

ε – коэффициент перекрытия,

t_0 – шаг основной окружности, м .

Развивая теорию шестеренных пневмодвигателей, А.М. Мишарин при рассмотрении действия давления в зубчатом зацеплении получил следующую формулу для момента сопротивления:

$$M = b \left[(P - P_t) (R_e^2 - r_o^2 - 2r_o^2 \text{tg}^2 \alpha) + (P - P_t) \rho_{\lambda 1} \cdot \right. \\ \left. (2\rho_o - \rho_{\lambda 1}) + (P_1 - P_t) (2\rho_{\lambda 1} - 2\rho_o - t_o) t \right], \quad (1.13)$$

где P, P_1, P_o – давление воздуха в камере сжатия (на входе), в отсеченном между зубьями пространстве и в камере выхлопа,

α – угол зацепления,

$\rho_{\lambda 1}$ – радиус кривизны эвольвенты, равный длине отрезка, построенного по линии зацепления от точки касания ее с основной окружностью до точки зацепления (переменная величина),

ρ_o – радиус кривизны эвольвент обеих шестерен в полюсе зацепления,

t_o – шаг по основной окружности.

Далее автор допускает, что в межзубовом пространстве давление

отсеченного воздуха изменяется симметрично, и при этом допущении определяет максимальную величину теоретического крутящего момента с помощью следующего математического соотношения:

$$M_{\max} = b(P - P_o)(R_v^2 - r^2). \quad (1.14)$$

Понятно, что указанное соотношение справедливо лишь в частном случае и не применимо для расчета шестеренных вакуумных насосов в целом.

Иной подход к определению параметров вакуумных насосов изложен А.А. Усовым. В частности, он рекомендует геометрическую подачу шестеренного насоса Q за один оборот определять по формуле:

$$Q_z = 2\pi r_o \left[\operatorname{tg}^2 \alpha_v - \operatorname{tg}^2 \alpha_k - \frac{\pi^2}{z^2} \left(\varepsilon^2 - 2\varepsilon + \frac{4}{3} \right) \right] b, \quad (1.15)$$

где r_o – радиус основной окружности, м,
 α_v – угол давления в точке профиля на окружности выступов,
 α_k – угол давления в точке профиля на начальной окружности,
 z – число зубьев ротора,
 ε – коэффициент перекрытия,
 b – ширина роторов, м.

В иностранных источниках для расчета теоретической подачи насоса предлагается соотношение:

$$Q_m = 2\pi \left(R_v^2 - \frac{A_k^2}{4} - \frac{t_o^2}{3} \right) b, \quad (1.16)$$

где R_v – радиус окружности выступов шестерен,
 A_k – межцентровое расстояние,
 t_o – основной шаг.

Очевидным недостатком указанного соотношения является то, что оно не учитывает существование вредного объема.

Используя теорию зацепления и силовой метод расчета профессор Т.М. Башта, вывел другую зависимость для определения подачи вакуумного насоса:

$$Q = \frac{2ubz\pi A_k^2}{r_{осн}} \left(r_{дат}^2 - r_{нач}^2 - \frac{u^2}{3} \right), \quad (1.17)$$

- где u – половина длины линии зацепления, мм,
 n – число оборотов ведущей шестерни в минуту, об/мин,
 $r_{дат}$ – радиус окружности головок шестерни, мм,
 $r_{нач}$ – радиус начальной окружности, мм,
 $r_{осн}$ – радиус основной окружности, мм.

Позднее Т.М. Башга предложил соотношение, с помощью которого можно определить среднюю величину теоретической подачи [4]:

$$Q_{\text{тин}} = \frac{\pi D_o (D_c - D_o) b n}{10^3}, \quad (1.18)$$

- где D_o , D_c – диаметры делительной окружности и окружности головок, см.

В целом рассмотренные формулы, на наш взгляд, имеют общие недостатки: они слабо связаны с геометрическими особенностями конкретной вакуумной машины, не учитывают существования вредного объема и его влияния на работу насоса.

Частично эти проблемы решаются в теоретических исследованиях Е.М. Юдина. Для расчета теоретической подачи шестеренного насоса он предлагает формулу:

$$Q_m = 2\pi b n \left(R_v^2 - r^2 - k \frac{t_o^2}{12} \right) 10^{-6}, \quad (1.19)$$

- где r – радиус начальной окружности,
 k – коэффициент, выражающийся следующей зависимостью:
 $k = 4 - 6 + 3\varepsilon^2$,
 ε – коэффициент перекрытия.

А.М. Мишарин для определения теоретической подачи предлагает соотношение:

$$Q_m = \frac{1,2b\pi n}{10^4} \left[R_v^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{4} \left(\varepsilon^2 - 2\varepsilon + \frac{4}{3} \right) \right], \quad (1.20)$$

В развитие теоретических исследований И.Е. Волкова для определения теоретической подачи двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов И.Н. Гаязиев предлагает зависимость [29]

$$Q_T = \frac{9}{8} \pi \cdot R_0^2 \cdot z \cdot \left(1 - \frac{\Delta P}{P_H}\right) \cdot L \cdot n \cdot \eta_v, \quad (1.21)$$

где R_0 – радиус основной окружности, м,

z – количество зубьев, шт.;

$\Delta P = P_H - P_B$ – среднее значение перепада давления на профиле ротора, Па,

P_H – давление нагнетания, Па,

P_B – давление всасывания, Па,

L – длина рабочей части роторов, м,

η_v – коэффициент наполнения. Для насосов доильных установок значение η_v можно принять 0,5...0,65.

Н.З. Хисметов для определения теоретической подачи шестеренчатого насоса, приведенной к условиям нагнетания, получил формулу (с учетом коррегирования впадин роторов-шестерен)

$$Q_m = 2vz\pi n \left[\left(\frac{T_n P_a}{T_a P_n} (S_{en} - \Delta S) \right) - (S_{mz} - 2\Delta S) \right], \quad (1.22)$$

где v – ширина ротора, м,

z – число зубьев, шт.;

n – частота вращения, мин^{-1} ,

T_a, T_n – температура газа на всасывании и нагнетании, К,

P_a, P_n – давление газа на всасывании и нагнетании, кПа,

S_{en} – площадь впадины, м^2 ,

S_{mz} – площадь сечения заземленного межзубового пространства, м^2 ,

ΔS – площадь сечения, на величину которой уменьшилась площадь впадины ротора-шестерни.

Для определения теоретического расхода свободного воздуха шестеренным пневмодвигателем Р.Р. Лукманов предлагает:

$$Q_0 = \frac{P_a}{30\Delta P} \pi n b_m \left(R_2^2 - R_1^2 - \frac{(3-\varepsilon)}{2} (R_2^2 - R_1^2) + \frac{t_0^2 (\varepsilon^3 - 9\varepsilon^2 + 18\varepsilon - 12)}{24} \right), \quad (1.23)$$

где $b_m = const$ – ширина зуба, м,

R_2 – наружный радиус окружности зубчатого колеса, м,

R_1 – радиус окружности впадин зубчатого колеса, м,

ε – коэффициент перекрытия,

R_n – радиус начальной окружности зубчатого колеса, м,

t_0 – шаг основной окружности, м.

Проводя анализ представленных выше закономерностей для определения параметров вакуумных насосов, следует отметить, что большая часть указанных соотношений пригодна лишь для частных случаев, результаты, полученные по ним, дают лишь приближенные значения вычисляемых параметров. Кроме этого в этих соотношениях слабо просматривается связь с конструктивными особенностями вакуумных насосов.

1.4 Требования, предъявляемые к вакуумным системам доильных установок

Разработка и практика использования вакуумных установок в машинном доении должны осуществляться с учетом физиологических и зоотехнических требований [40].

Наиболее важными из них, на наш взгляд, являются:

- безотказная работа,
- стабильная производительность,
- регулировка подачи вакуумного насоса в зависимости от количества животных, подлежащих доению,
- невысокая энергоемкость,
- функционирование рабочих органов без смазки с целью исключить загрязнение окружающей среды,
- небольшой шум в работе,
- безопасность для коров при доении.

Кроме перечисленных, предъявляются чисто технические требования, такие как низкие энерго- и ресурсоемкость, надежность и долговечность средств механизации, стабильность вакуумного режима.

Наличие перечисленных, достаточно жестких требований повышают актуальность дальнейшего совершенствования существующих доильных установок и создания вакуумных насосов нового поколения, обеспечивающих необходимую подачу и вакуумный режим, менее энергоемких, отвечающих зоотехническим требованиям и обладающих высокой надежностью и пониженным уровнем шума.

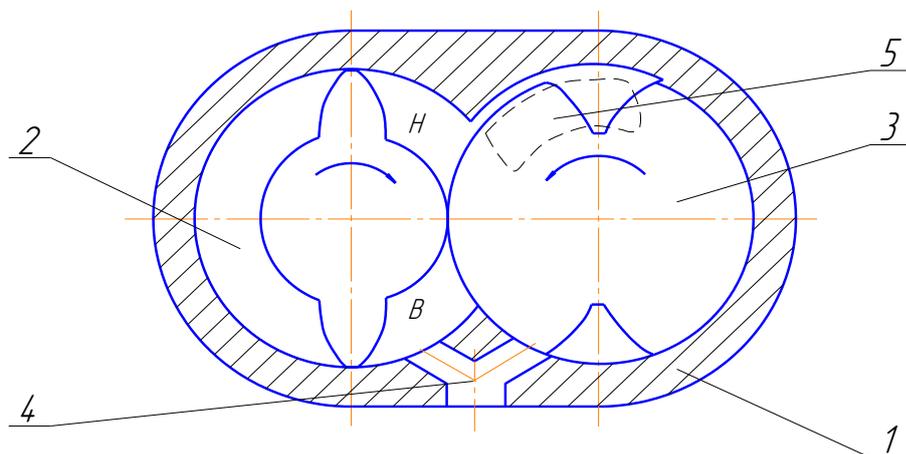
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАСЧЕТА ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

2.1 Аналитический метод расчета нагнетательного окна двухроторного вакуумного насоса

С целью усовершенствования процесса сжатия разработана опытная конструкция двухроторного вакуумного насоса с внутренним сжатием (рисунок 2.1). Зубья и впадины рабочих поверхностей роторов имеют эвольвентный профиль. Для того, чтобы на всасывании добиться снижения потерь энергии, всасывающие каналы располагаются по направлению касательной к основной окружности роторов.

В плоскости ведомого ротора, который, как было сказано, имеет впадины эвольвентного профиля, расположено нагнетательное окно определенной конфигурации. Для того, чтобы роторы вращались согласованно в торце насоса установлен механизм синхронизации, который состоит из пары мелкозубчатых колес. В корпусе насоса в области нагнетания имеется канал перепуска воздуха. При этом сжатие воздуха происходит в тот момент, когда нагнетательное окно оказывается закрытым торцевой поверхностью ведомого ротора. При совмещении межзубовой впадины с нагнетательным окном, происходит процесс нагнетания сжатого воздуха. Наши исследования показывают, что геометрические параметры вакуумного насоса, такие как форма нагнетательного окна, его размеры и месторасположение существенно влияют на температуру нагрева корпуса, степень внутреннего сжатия, а также уровень шума и затраты энергии. Поэтому очень важно с целью обеспечения эффективной работы двухроторного вакуумного насоса точно определить границы и размеры нагнетательного окна.

На рисунке 2.2 показаны различные циклы рабочего процесса насоса. Наряду с усовершенствованием процесса сжатия, нами разработана конструкция, где улучшен процесс всасывания газа.



1 - корпус насоса; 2 – ведущий ротор; 3 – ведомый ротор;
4 – всасывающее окно; 5 – нагнетательное окно

Рисунок 2.1 – Схема двухроторного вакуумного насоса

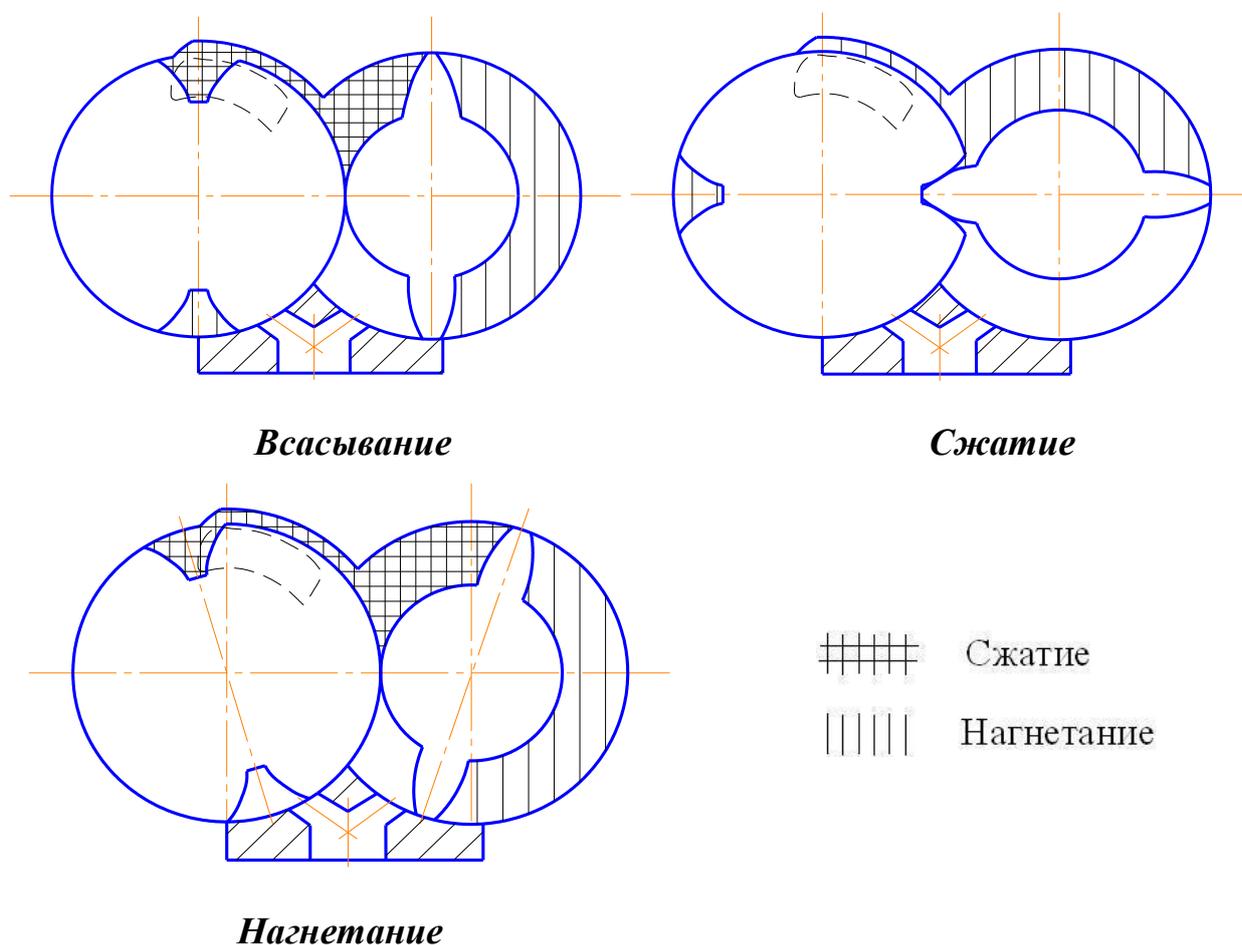


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема работы двухроторного вакуумного насоса

Таким образом, перевод процесса с внешнего сжатия на внутреннее и усовершенствование процесса всасывания газа по теоретическим расчётам позволяет снизить потери энергии до 30%.

Процесс нагнетания сжатого воздуха происходит до тех пор, пока зуб ведущего ротора не будет находиться в точке пересечения двух окружностей выступов радиусом R_{e1} и R_{e2} (рисунок 2.3). В этот момент межзубовая впадина ведомого ротора будет располагаться с отставанием от зуба ведущего ротора на половину углового шага τ . Тогда для величины угла $\varphi_{ок}$ получаем следующую зависимость [6]:

$$\varphi_{ок} = \varphi + \frac{\tau}{2} = \arccos \frac{R_{H2}}{R_{e2}} + \frac{t_{R2}}{2 \cdot R_{\psi}}, \quad (2.1)$$

где R_{H2} – радиус начальной окружности межзубовой впадины ведомого ротора;

t_{R2} – длина дуги по наружной окружности радиусом R_{H2} ;

τ – угловой шаг.

Величина длины дуги по наружной окружности определяется:

$$t_{R2} = \frac{\pi \cdot d_{e2}}{z}, \quad (2.2)$$

где d_{e2} – диаметр окружности выступов ведомого ротора;

z – расчетное число зубьев.

Для чтобы определить площадь нагнетательного окна считаем, что его границы (верхняя и нижняя), соответственно описываются по радиусу R_{max} и R_{min} , а r – радиус, по которому описываются боковые грани нагнетательного окна.

Тогда площадь нагнетательного окна можно определить по формуле:

$$S_{ок} = \frac{1}{2} (R_{max}^2 - R_{min}^2) \cdot \beta + \pi \cdot r^2, \quad (2.3)$$

где β – угол, определяющий длину дуги окна по минимальному радиусу, рад. Он зависит от степени внутреннего сжатия.

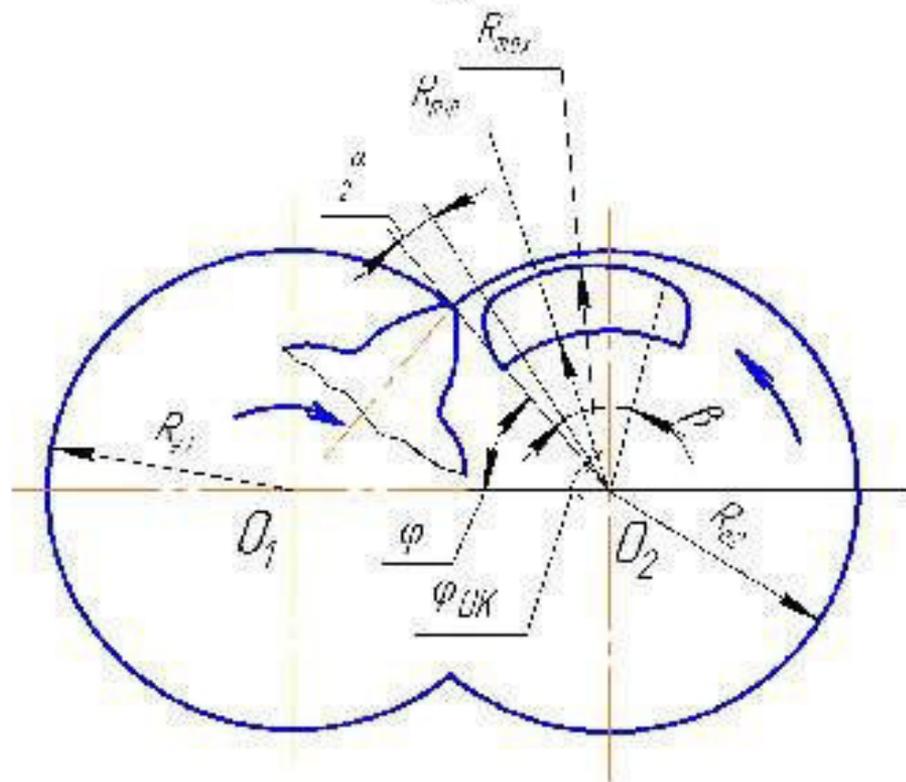


Рисунок 2.3 – Схема к расчету нагнетательного окна

Выражаем величину бокового радиуса r через R_{\max} и R_{\min} получаем выражение для определения площади нагнетательного окна.

$$S_{ок} = \frac{1}{2} [(R_{\max}^2 - R_{\min}^2) \cdot \beta + \frac{\pi}{2} (R_{\max} - R_{\min})^2]. \quad (2.4)$$

Очевидно, что полезная площадь нагнетательного окна увеличится, в случае если его боковые грани будут выполнены по профилю впадины ведомого ротора. В нашем случае, боковые грани выполняются по эвольвенте (рисунок 2.4), и соответственно полезная площадь нагнетательного окна определяется из соотношения:

$$S_{ок} = \frac{1}{2} (R_{\max}^2 - R_{\min}^2) \cdot \beta + R_0 \left[\frac{(\gamma_e + inv \gamma_e)^3}{3} - inv \gamma_e \right], \quad (2.5)$$

где R_0 – радиус основной окружности,

γ_e – угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба;

$inv \gamma_e = tg \gamma_e - \gamma_e$ – эвольвентная функция угла γ_e .

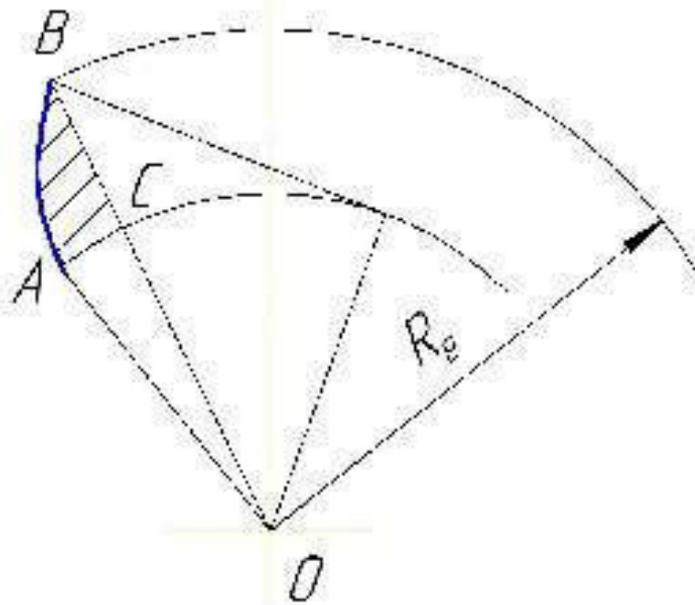


Рисунок 2.4 – Схема к расчету нагнетательного окна с боковым эвольвентным профилем

На рисунке 2.5 изображены теоретические зависимости площади нагнетательного окна $S_{ок}$ от следующих параметров: β , R_{max} и R_{min} ($m = 12$ мм).

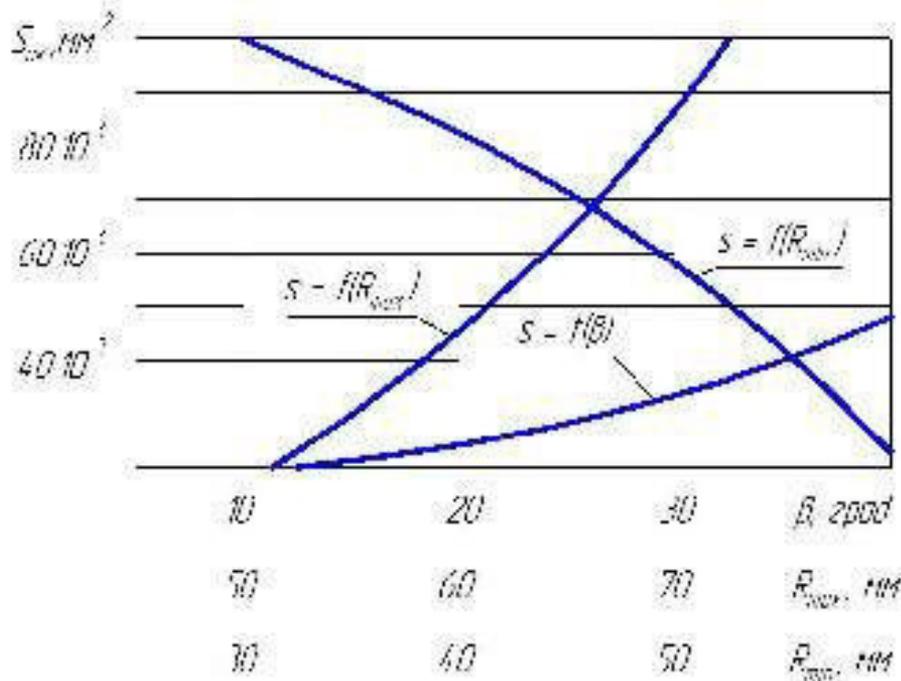


Рисунок 2.5 – Теоретическая зависимость площади нагнетательного окна от конструктивных параметров для модуля $m = 12$

Заметим, что предельными значениями для радиусов R_v и R_v являются:

$$R_{max} \leq R_v \quad \text{и} \quad R_{min} \geq R_v,$$

где R_v и R_v – радиусы соответственно окружностей выступов и впадины ведомого ротора.

На основании полученных зависимостей можно определить площадь нагнетательного окна рассмотренной конфигурации.

2.2 Аналитический метод определения подачи двухроторного вакуумного насоса

Рассматриваемый двухроторный вакуумный насос имеет два ротора: ведущий с двумя зубьями и ведомый с двумя впадинами. Тот факт, что зубья и впадины имеют одинаковый (эвольвентный) профиль, обеспечивает минимальные зазоры при входе зуба во впадину. С целью синхронного вращения роторов привод осуществляется зубчатыми колесами, которые находятся в масляной камере.

В процессе работы вакуумного насоса воздух попадает из полости всасывания в полость нагнетания посредством впадин, находящихся между зубьями на ведущем роторе, и впадин ведомого ротора. Когда зуб входит во впадину он вытесняет порцию воздуха перекачиванием эвольвентных поверхностей. Понятно, что сжатый воздух вытесняется через нагнетательное окно в плоскости ведомого ротора.

При проведении расчетов конструктивных параметров насоса считаем, что перегородки воздуха через зазоры отсутствуют [47].

Тогда подача за один оборот ротора определяется по формуле:

$$Q_T = L \left[(2S_{вд1} - 2S_{зб1}) + 2S_{вд2} \right], \quad (2.6)$$

где L – длина активной части ротора, м,

$S_{вд1}$ – площадь впадины ведущего ротора, м²,

$S_{зб1}$ – площадь зуба ведущего ротора, м²,

$S_{вд2}$ – площадь впадины ведомого ротора, м².

Выражая площадь через геометрические размеры (рисунок 2.6), получили:

$$Q_T = L \left[\left(\frac{\pi(D_e^2 - d_o^2)}{4} - 2S_{\text{вс}} \right) + 2S_{\text{от}} \right], \quad (2.7)$$

где D_e – диаметр окружности выступов ведущего и ведомого роторов, м,

d_o – диаметр основной окружности, м.

Площади зуба и впадины определяются по следующим формулам [87]:

$$S_{\text{вс}} = R_v^2 \left[\frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right] + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha + \text{inv } \gamma_e \right), \quad (2.8)$$

$$S_{\text{от}} = R_e^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \gamma_e - \text{inv } \alpha \right) - R_v^2 \left[\frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right], \quad (2.9)$$

где R_v – радиус окружности выступов, м,

R_e – радиус основной окружности, м,

R_i – радиус окружности впадин, м,

φ – центральный угол, соответствующий дуге начальной окружности, в рад,

α – угол зацепления передачи, в градусах,

γ_e – угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба, в градусах,

$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ – эвольвентная функция угла α , в радианах,

$\text{inv } \gamma_e = \text{tg } \gamma_e - \gamma_e$ – эвольвентная функция угла γ_e , в радианах.

Используя зависимости (2.8) и (2.9) в соотношении (2.7), получаем выражение для определения подачи насоса на всасывании за один оборот:

$$Q_T = 2 \cdot L \cdot n \cdot \left(1 - \frac{\Delta P}{P_H} \right) \left[(R_e^2 - R_i^2) \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2z} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv } \alpha \right) - R_v^2 \frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} \right]. \quad (2.10)$$

где n – частота вращения роторов, мин^{-1} ,

$\Delta P = P_H - P_B$ – среднее значение перепада давления на профиле ротора, Па.

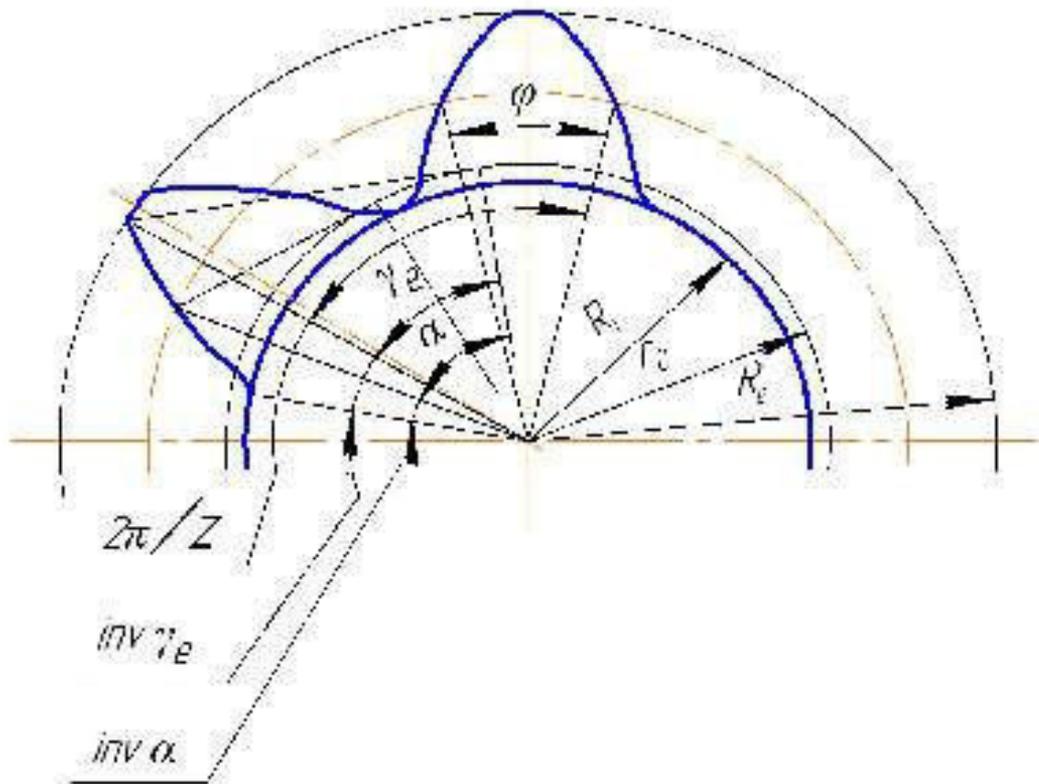


Рисунок 2.6 – К определению площади зуба и впадины

На рисунках 2.7 и 2.8 представлены зависимости теоретической подачи от величины вакуума и ширины рабочей поверхности ротора при различной частоте вращения роторов.

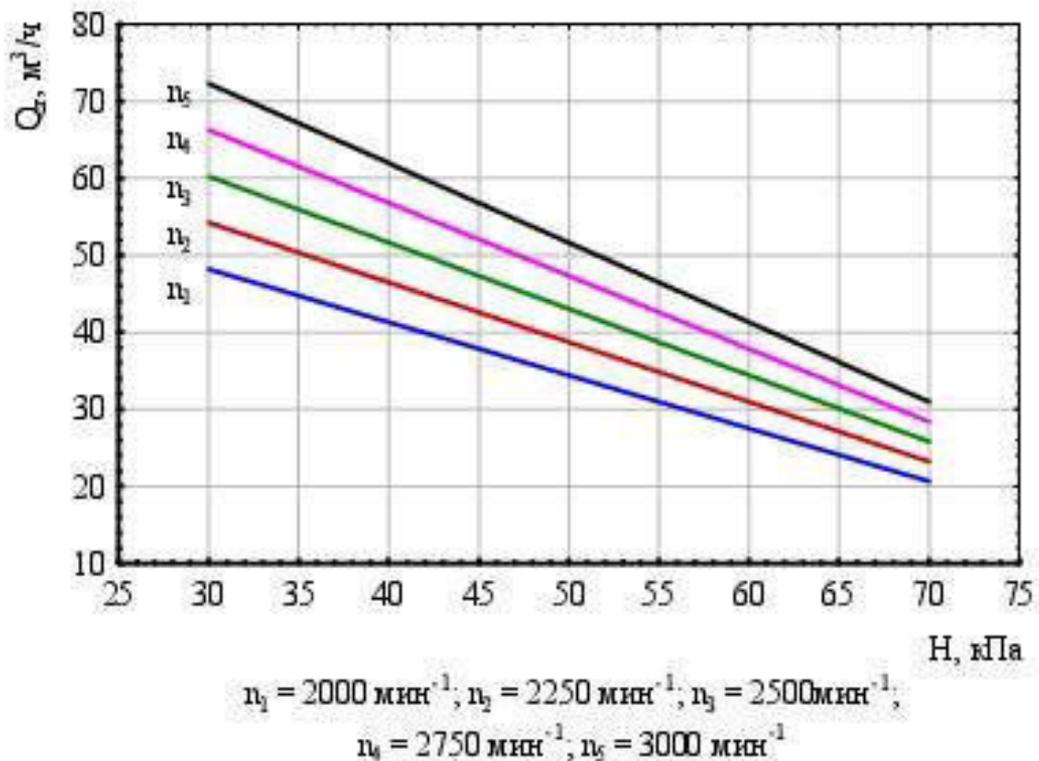


Рисунок 2.7 – Зависимость теоретической подачи Q_T от вакуума H при различной частоте вращения n

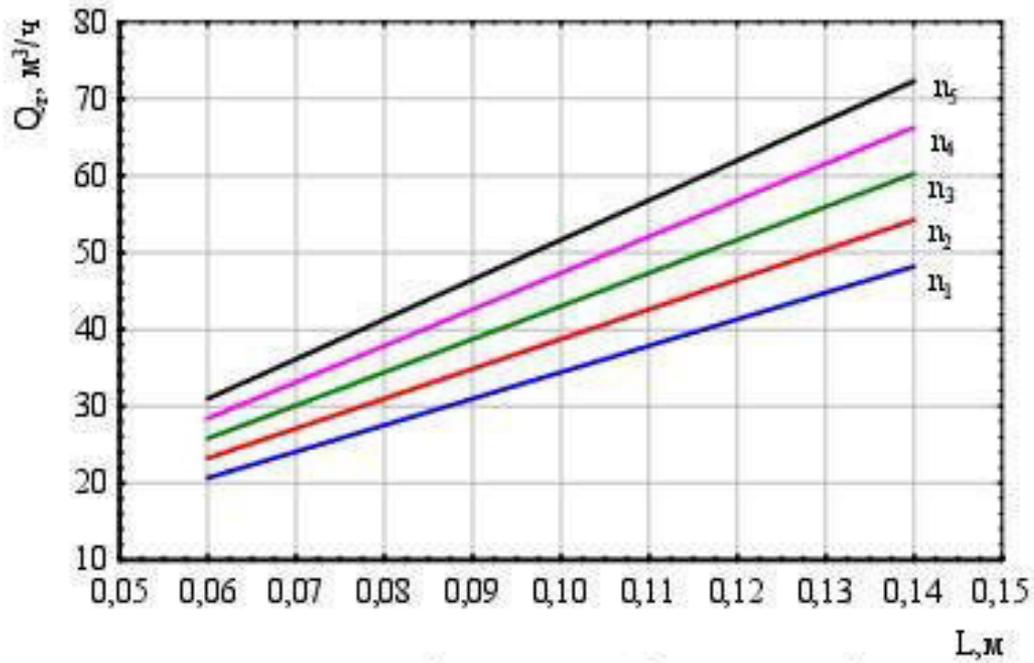


Рисунок 2.8 – Зависимость теоретической подачи Q_T от ширины рабочей поверхности ротора L при различной частоте вращения роторов n , при вакууме $H=50 \text{ кПа}$

На рисунке 2.9 показана зависимость теоретической подачи от ширины роторов при различных модулях.

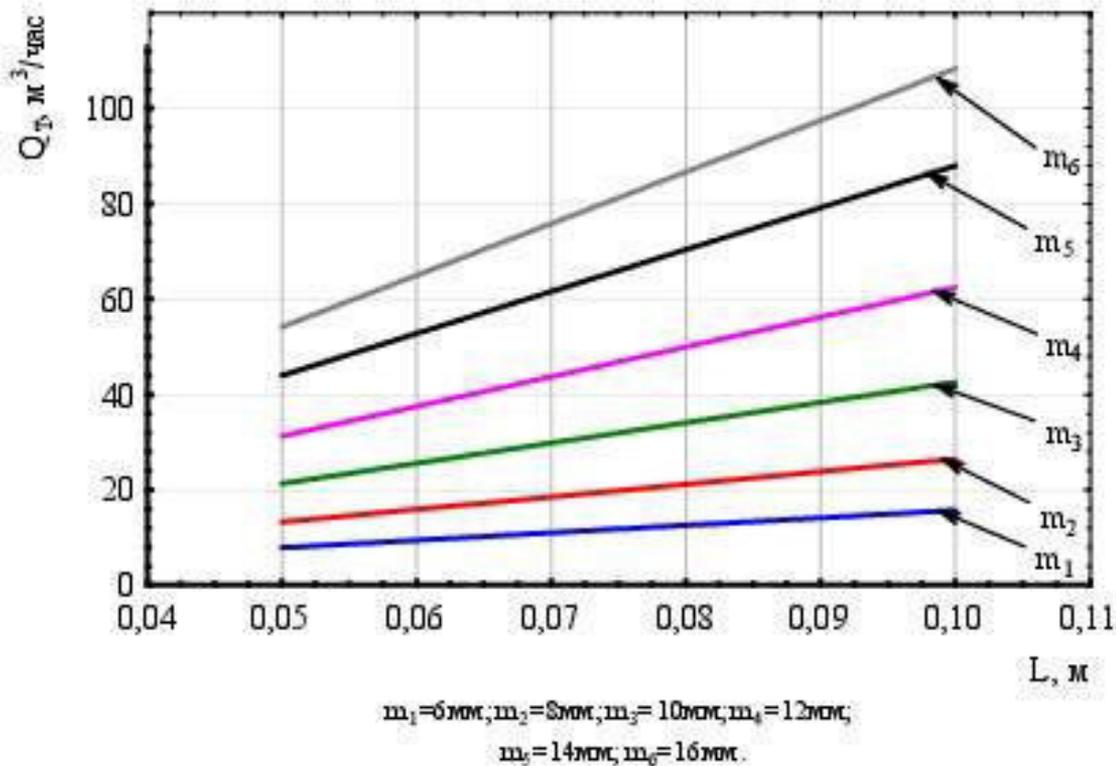


Рисунок 2.9 – Зависимость теоретической подачи Q_T от ширины роторов L при различных модулях m

Проанализировав характер изменения подачи во всех вышеуказанных зависимостях, следует отметить, что с увеличением

а) частоты вращения и снижением вакуума подача вакуумного насоса увеличивается;

б) частоты вращения и ширины роторов возрастает подача вакуумного насоса;

в) ширины роторов и модуля зубьев значение теоретического расхода воздуха возрастает.

Таким образом, полученные зависимости и приведенные графики позволяют осуществлять предварительный выбор конструктивных параметров роторов и рассчитывать теоретическую подачу двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов.

2.3 Результаты исследований и выводы по разделу

Определена теоретическая основа расчета и проектирования двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев роторов, а также определены действительные значения подачи и других параметров.

3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

3.1 Программа экспериментальных исследований

Задачей исследований являлись теоретические исследования конструктивно-технологических параметров и режимов работы двухроторного вакуумного насоса.

Поставленная задача определила программу экспериментальных исследований двухроторного вакуумного насоса, которая предусматривает определение следующих характеристик:

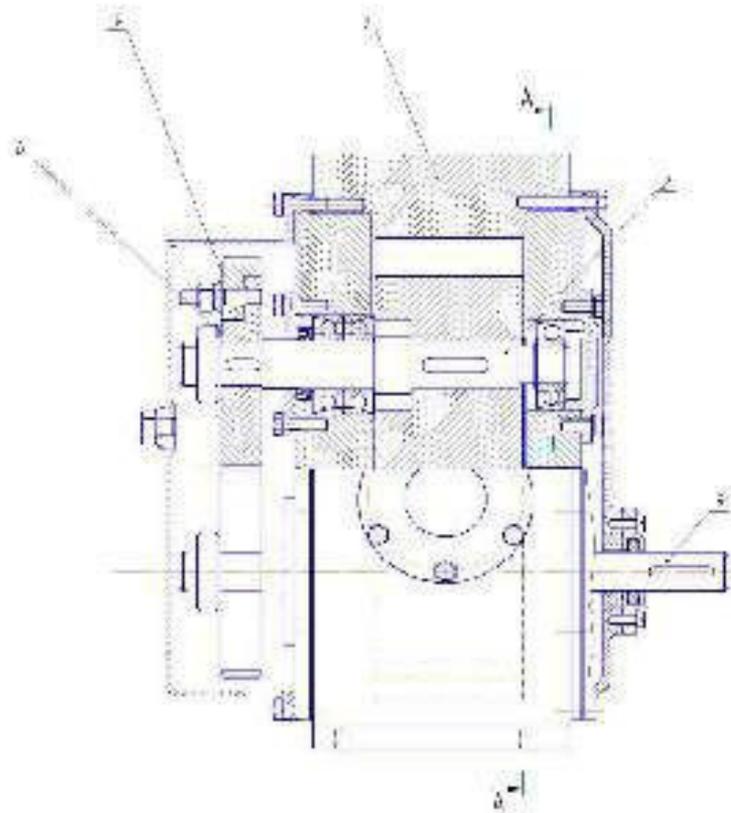
- зависимости подачи, мощности и температуры нагрева газа и корпуса от конструктивных параметров насоса;
- зависимости подачи, мощности и температуры нагрева нагнетаемого газа и корпуса от уровня создаваемого вакуума;
- определение уровня создаваемого шума при работе двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев;

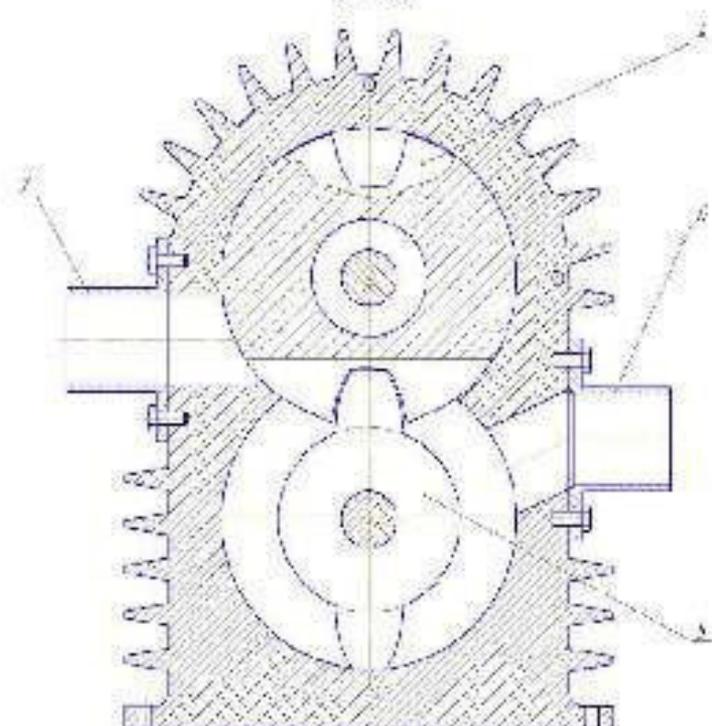
3.2 Устройство и принцип работы экспериментального двухроторного вакуумного насоса

Важным фактором надежного функционирования доильной установки является стабильный вакуум, создаваемый насосом во время его эксплуатации. Именно работа вакуумного насоса является слабым звеном в цепочке технологического оборудования для доения. В свете решения данной проблемы на кафедре машин и оборудования в агробизнесе Казанского ГАУ разработан экспериментальный двухроторный вакуумный насос, который имеет два ротора: ведущий с двумя зубьями и ведомый с двумя впадинами [25] (рисунок 3.1). Тот факт, что зубья и впадины имеют одинаковый (эвольвентный) профиль, обеспечивает минимальные зазоры при входе зуба во впадину. С целью синхронного вращения роторов привод осуществляется зубчатыми колесами, которые находятся в масляной камере.



Рисунок 3.1 – Экспериментальный двухступенчатый вакуумный насос
 Двухступенчатый вакуумный насос изображен на рисунке 3.2.





1 – корпус насоса; 2 – ведомый вал; 3 – ведущий вал; 4 – ведомый ротор; 5 – ведущий ротор; 6 – всасывающее окно; 7 – нагнетательное окно; 8 – маховик; 9 – венец маховика

Рисунок 3.2 – Двухроторный вакуумный насос

В конструкцию насоса входят дюралюминиевый корпус 1, валы ведомый 2 и ведущий 3, роторы ведомый 4 и ведущий 5, всасывающее окно 6, нагнетательное окно 7, маховик 8 и венец маховика механизма синхронизации.

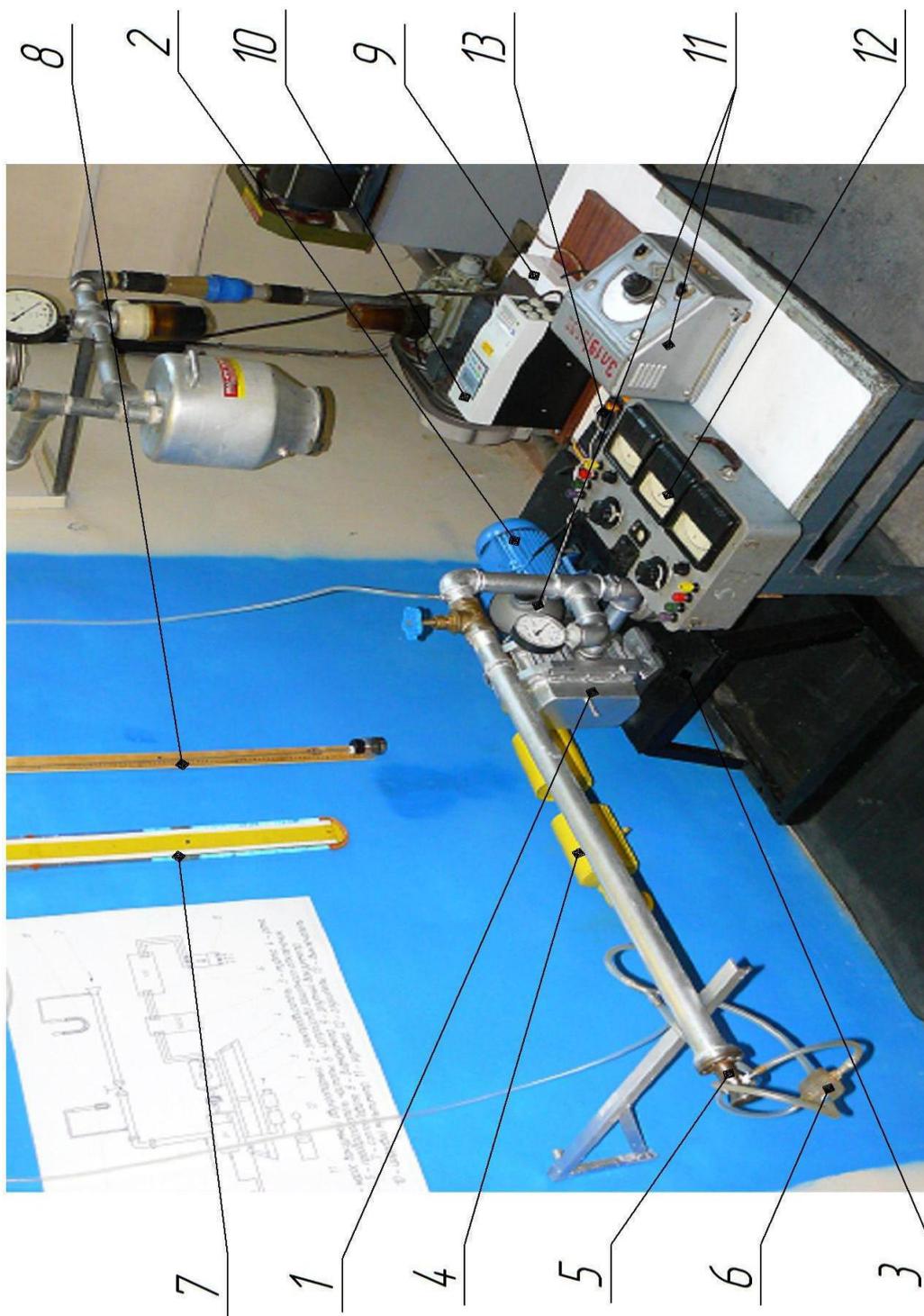
В процессе работы вакуумного насоса воздух попадает из полости всасывания в полость нагнетания посредством впадин, находящихся между зубьями на ведущем роторе 5, и впадин ведомого ротора 4. Когда зуб входит во впадину он вытесняет порцию воздуха перекачиванием эвольвентных поверхностей. Понятно, что сжатый воздух вытесняется через нагнетательное окно 7 в плоскости ведомого ротора.

3.3 Экспериментальный стенд для исследований двухроторного вакуумного насоса

Для исследования опытного двухроторного вакуумного насоса на кафедре машин и оборудования в агробизнесе Казанского ГАУ разработан экспериментальный стенд (рисунок 3.3). Схема стенда показана на рисунке 3.4.

Основные свойства вакуумного насоса можно изучить, измеряя следующие параметры:

- 1) расход или подачу насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- 2) величину создаваемого вакуума, кПа ;
- 3) температуру нагнетаемого газа и корпуса, $^{\circ}\text{C}$;
- 4) частоту вращения, мин^{-1} ;
- 5) мощность двухроторного вакуумного насоса, кВт.



- 1 – экспериментальный насос; 2 – электродвигатель; 3 – рама; 4 – глушитель;
- 5 – сопло Лаваля; 6 – разветвитель; 7 – дифманометр; 8 – ртутный вакуумметр;
- 9 – устройство защитного отключения; 10 – преобразователь частоты; 11 – стробоскопометр;
- 12 – комплект измерительной аппаратуры К-51; 13 – цифровой мультиметр;

Рисунок 3.3 – Экспериментальный стенд для исследования двухроторного вакуумного насоса

Исследуемый двухроторный вакуумный насос (1) имеет электропривод (2), состоящий из упругой втулочно-пальцевой муфты (3), все это установлено на раме (4). Изменение и измерение частоты вращения, а также мощность, потребляемая вакуумным насосом, осуществляется преобразователем частоты TWERD MFC710 (5), который подключен через устройство защитного отключения (6). В качестве датчика измерения подачи воздуха экспериментального вакуумного насоса используется сопло Лавала (7). Для измерения перепада давления на диафрагме применяется дифманометр (8) с жидкостной трубкой.

В процессе испытания величина вакуума измеряется ртутным вакуумметром с миллиметровой шкалой деления (9).

Измерение производится после обкатки и прогрева установки на установившихся режимах.

Для изучения тепловых режимов насоса предусмотрено измерение температуры газа на всасывании и нагнетании, а также температуры корпуса насоса. В этих целях использован цифровой мультиметр DT-9208A (10), состоящий из термопары и соединительных проводов.

Уровень шума замеряется при помощи прибора для измерения уровня шума AZ 8922 (11).

Для уменьшения шума выхлопных газов применяется глушитель (12).

3.4 Измерительная аппаратура и методика измерения

С целью получения полной технической или эксплуатационной характеристики вакуумного насоса нужно знать следующие параметры:

- 1) расход или подачу,
- 2) уровень вакуума;
- 3) температуру нагнетаемого газа и корпуса;
- 4) частоту вращения;
- 5) момент и потребляемую мощность насоса.

Для получения этих характеристик экспериментального двухроторного вакуумного насоса применялась общепринятая методика. Кроме этого также была использована оригинальная методика, которая включает, в частности, измерение подачи экспериментального вакуумного насоса. Для этой цели было использовано сопло Лавалья, с помощью которого проводились замеры подачи в пределах $0,3 \dots 1,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

3.4.1 Методика измерения подачи с помощью сопла Лавалья

Для проведения экспериментов использовалось сопло Лавалья, предназначенное для измерения больших перепадов давления, получения скоростей истечения, которые превышают критическую или скорость звука. Сопло Лавалья (рисунок 3.5) состоит из расширяющейся конической насадки и короткого суживающегося участка.



Рисунок 3.5 – Вид на сопло Лавалья

Тарирование дифманометра проводилось при помощи сопла Лавалья (рисунок 3.6) на основании предварительных расчетов.

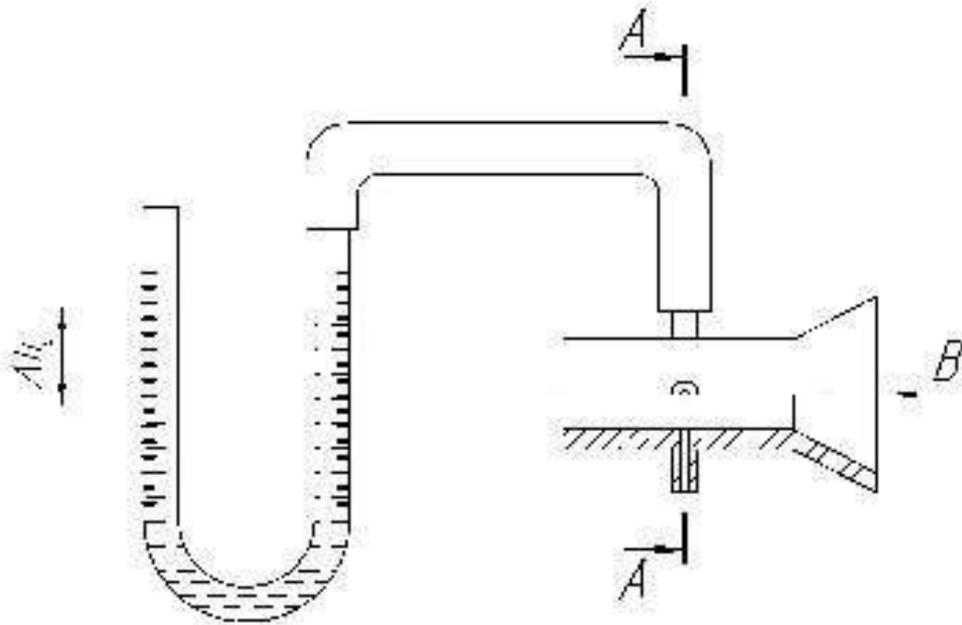


Рисунок 3.6 – Схема к расчету измеренной подачи вакуумного насоса

1. Абсолютное давление в сечении $A-A$.

$$P_c = 133,4 \cdot B - 9,81 \cdot \Delta h_c, \quad (3.1)$$

где B – барометрическое давление, мм рт. ст.

Δh_c – разрежение на сопле, мм рт. ст.

2. Термодинамическая температура в сечении $A-A$.

$$T_c = 273,15 + t_c, \quad (3.2)$$

где t_c – температура воздуха $^{\circ}\text{C}$.

3. Плотность воздуха в сечении $A-A$.

$$\rho_c = \frac{P_c}{R_{\text{ст}} \cdot T_c}, \quad (3.3)$$

где P_c – абсолютное давление, Па;

$R_{\text{ст}}$ – газовая постоянная для воздуха ($R_{\text{ст}} = 287,2$ Дж/кг · К);

T_c – термодинамическая температура, К.

4. Массовая подача

$$G = E_p \sqrt{\Delta h_c \cdot \rho_c}, \quad (3.4)$$

где $E_p = \pi \frac{d_c^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81}$ – коэффициент сопла;

ρ_c – плотность воздуха, кг/м³,

d_c – диаметр сопла Лавалья ($d_c = 0,016$ м).

3.4.2 Методика измерения мощности, давления и частоты вращения роторов

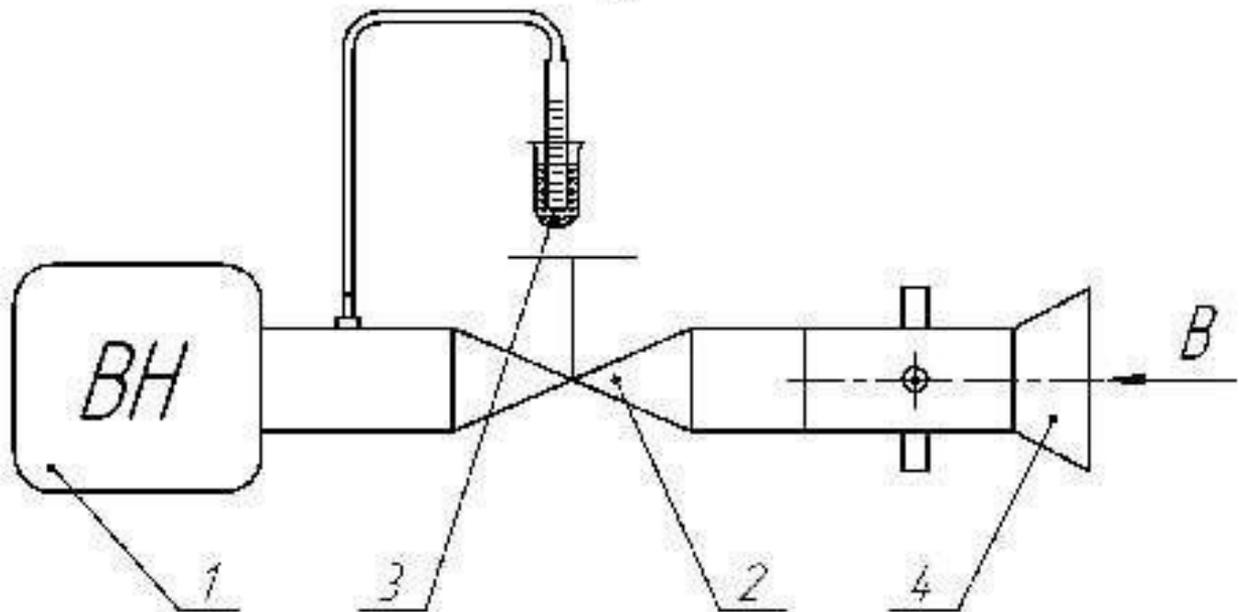
Для определения потребной мощности двухроторного вакуумного насоса использовался измерительный комплект К-50, который позволяет замерять силу тока, напряжение, активную и реактивную мощности. При определении результатов измерений действительные величины мощности N получали из выражения:

$$N = C_w \alpha_w, \quad (3.5)$$

где C_w – постоянная ваттметра, Вт/дел,

α_w – значение по шкале ваттметра, дел.

На рисунке 3.7 представлена схема стенда для измерения давления, создаваемого вакуумным насосом. Для регулирования вакуума, создаваемого насосом, используется вакуумный вентиль. Для замера уровня вакуума при исследовании насоса использовался ртутный вакуумметр с миллиметровой шкалой деления. С данным прибором можно провести замеры уровня вакуума с точностью до 133 Па в пределах от $h = 0$ до $h = 100$ кПа.



1 – вакуумный насос; 2 – вакуумный вентиль; 3 – ртутный вакуумметр,
4 – сопло, *B* – всасываемый воздух, *BH* – вакуумный насос

Рисунок 3.7 – Схема для измерения давления

Частота вращения двухроторного вакуумного насоса исследовалась с помощью преобразователя частоты TWERD MFC710 (рисунок 3.8), который также предназначен для плавного пуска, контроля и защиты асинхронных трехфазных электродвигателей с короткозамкнутым ротором. Частотный преобразователь выполнен на основе 3-фазного инвертора с ШИМ-модуляцией, преобразующего сетевое напряжение в напряжение с регулируемой амплитудой и частотой. Микропроцессорная система управления гальванически развязана от силовых цепей, обеспечивает регулируемый пуск и торможение, обеспечивает защиту двигателя и преобразователя при возникновении аварийных ситуаций. Преобразователи частоты MFC-710 изготавливаются под трехфазное напряжение 380 В. Рабочая температура окружающей среды: от -10°C до $+40^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 3.8 – Преобразователь частоты MFC 710

3.4.3 Методика измерения температуры нагрева корпуса, нагнетаемого воздуха и уровня шума

Замер температур на всасывающем и нагнетательном патрубках, а также температура корпуса двухроторного вакуумного насоса проводилась с помощью цифрового мультиметра DT-9208A (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Цифровой мультиметр DT-9208A

Данный мультиметр предназначен для измерения тока, напряжения, сопротивления, параметров диодов и транзисторов, а также частоты.

Как известно, шум, который создается в процессе работы вакуумного насоса является стресс фактором и отрицательно сказывается и на поведении животного, и на продуктивности молочного стада. Все это сопровождается значительными экономическими потерями. Именно поэтому проблема снижения шума, создаваемого вакуумным насосом с электроприводом, требует решения. С целью уменьшения шума в экспериментальный вакуумный насос был установлен двухступенчатый глушитель.

Для замеров шума возникающего при работе вакуумного насоса воспользовались измерителем уровня шума AZ 8922 (рисунок 3.10) [33, 34].



**Рисунок 3.10 –
Измеритель уровня
шума AZ 8922**

Измеритель уровня шума AZ 8922 предназначен для измерений звука, вибрации, электрических и магнитных полей, действующих на человека в производственных условиях. Важная задача при измерении шума - устранить влияние фонового шума. Поэтому прибор имеет поглотитель фонового шума, который позволит точно измерять шум даже при сильных фоновых помехах. В процессе непрерывных измерений прибор покажет максимальные и минимальные пределы шума в помещении.

Измерения уровня шума определялись техническим методом (степень точности 2) по стандарту ГОСТ 31275. Измерения проводились не ближе 1 м от стен, не ближе 1,5 м от окон помещения, на высоте от 1,2 до 1,5 м от уровня пола. Продолжительность измерения в каждой точке определялась характером шума: для непостоянного шума до тех пор, пока эквивалентный уровень шума в течении 30 с изменялся не более чем на 0,5 дБА, для постоянного шума время фиксирования показаний не менее 15 с (приложение Б). Объем помещения, где проводился замер уровня шума, составляет 39 м³.

3.5 Методика статистической обработки результатов экспериментальных исследований и определение погрешности измерений

Для построения эмпирических зависимостей использованы данные опытов, представленные в виде графиков, таблиц. При построении графиков применялось «графическое сглаживание», сущность которого заключается в том, что сумма отрезков нормалей, опущенных из опытных точек на кривую, должна равняться нулю, а сумма абсолютных величин этих отрезков должна быть минимальной [53]. Если соединить все опытные точки прямыми и провести плавную кривую, то сумма площадей, отсеченных кривой по обе ее стороны, должны быть равны нулю.

Погрешность измерения потребной мощности для привода двухроторного вакуумного насоса подсчитывается по формуле:

$$\frac{\Delta(N)}{N} = \pm \left(\frac{\Delta(U)}{U} + \frac{\Delta(I)}{I} \right), \quad (3.17)$$

где $\frac{\Delta(U)}{U}$ – погрешность измерения напряжения 0,5...1%,

$\frac{\Delta(I)}{I}$ – погрешность измерения силы тока, потребляемого установкой 0,5...1%.

Погрешность измерения потребной мощности составляет $\pm 1...2\%$.

Предельная относительная ошибка при измерении частоты вращения определяется выражением:

$$\frac{\Delta(n)}{n} = \pm \left(\frac{\Delta(\Gamma n)}{\Gamma n} + \frac{\Delta(I)}{I} \right), \quad (3.18)$$

где $\frac{\Delta(\Gamma n)}{\Gamma n}$ – максимальная погрешность строботакметра – 1%,

$\frac{\Delta(I)}{I}$ – погрешность при разметке объекта измерений $\pm 0,5\%$.

Суммарная погрешность измерений частоты вращения не превышает 1,5%.

Погрешность определения подачи при работе насоса равна:

$$\frac{\Delta(Q)}{Q} = \pm \left(\frac{\Delta(H)}{H} + \frac{\Delta(C)}{C} + \frac{\Delta(t)}{t} \right), \quad (3.19)$$

где $\frac{\Delta(H)}{H}$ – погрешность измерительного прибора - 0,5%;

$\frac{\Delta(C)}{C}$ – погрешность сопла Лавала - 2...2,5%;

$\frac{\Delta(t)}{t}$ – погрешность измерения времени - 0,2...0,6%.

Общая погрешность измерения подачи равна 2,5...3,7%.

Предельная погрешность при измерении температуры равна:

$$\frac{\Delta(T)}{T} = \pm \left(\frac{\Delta(\Pi)}{\Pi} + \frac{\Delta(T_r)}{T_r} \right), \quad (3.20)$$

где $\frac{\Delta(\Pi)}{\Pi}$ – предельная погрешность измерительного прибора – 0,3%;

$\frac{\Delta(T_r)}{T_r}$ – погрешность при градуировании температуры 0,7...2,7%.

Суммарная погрешность измерений в этом случае составляет 0,5...2,5%.

3.6 Выводы по разделу

Таким образом, с помощью вышеописанных методик и перечисленных современных измерительных приборов можно получить достаточно точные результаты по определению конструктивных параметров двухроторного вакуумного насоса, таких как подача, мощность, частота вращения и температуры нагнетаемого воздуха и корпуса.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В разделе приведены результаты экспериментальных исследований двухроторного вакуумного насоса.

Содержанием данного раздела является исследование зависимости влияния давления всасывания, вредного объема на основные характеристики двухроторного вакуумного насоса, таких как подача, мощность, температура нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса.

Экспериментальные исследования проводились при различных режимах работы двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев и впадин роторов. Опыты повторялись пятикратно.

По результатам данных исследований получены зависимости:

- зависимость подачи вакуумного насоса от величины вакуума при различной частоте вращения роторов (рисунки 4.1);
- зависимость мощности вакуумного насоса от вакуума при различной частоте вращения роторов (рисунки 4.2);
- зависимость температур нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса насоса от вакуума при частоте вращения роторов 3000 мин^{-1} (рисунок 4.3);
- зависимость температур нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса насоса от частоты вращения роторов при вакууме 50 кПа (рисунок 4.4);
- зависимость уровня шума от расстояния до исследуемого насоса (рисунок 4.5).

4.1 Влияние величины вакуума и частоты вращения роторов на подачу и мощность вакуумного насоса

На рисунках 4.3 и 4.4 представлены зависимости подачи насоса от вакуума при различной частоте вращения роторов.

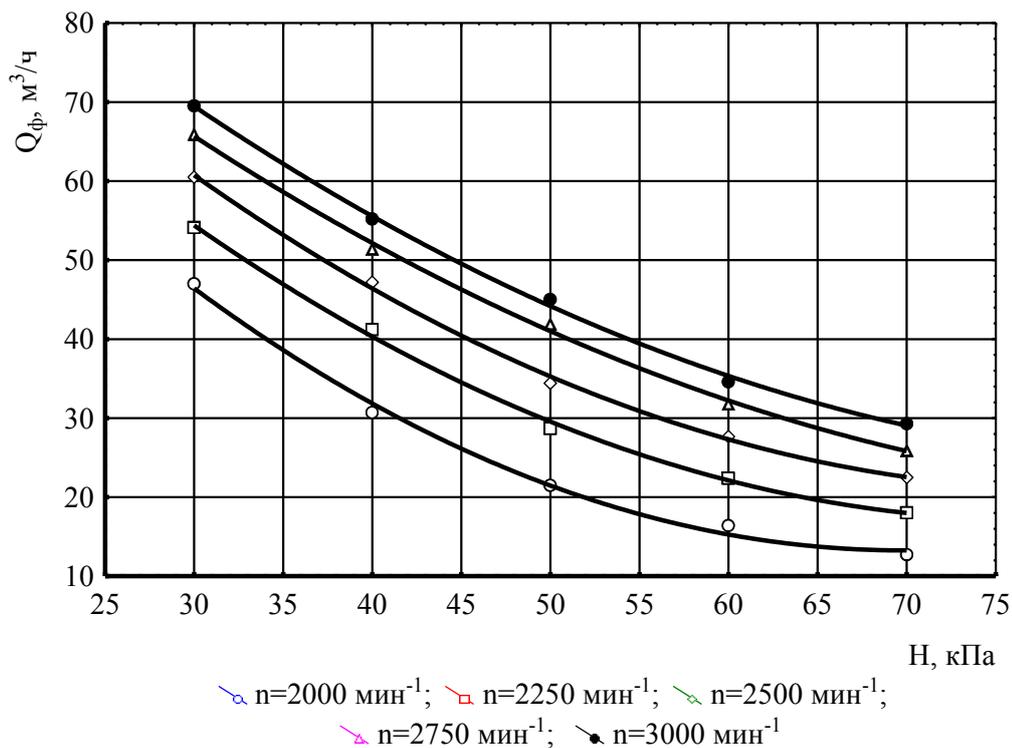


Рисунок 4.1 – Зависимость подачи насоса от вакуума при различной частоте вращения роторов

Анализируя результаты исследования технологических параметров вакуумного насоса, следует отметить, что с увеличением частоты вращения роторов и снижением вакуума, подача вакуумного насоса увеличивается.

На рисунках 4.6, 4.7 представлены зависимости мощности двухроторного вакуумного насоса от частоты вращения роторов и вакуума.

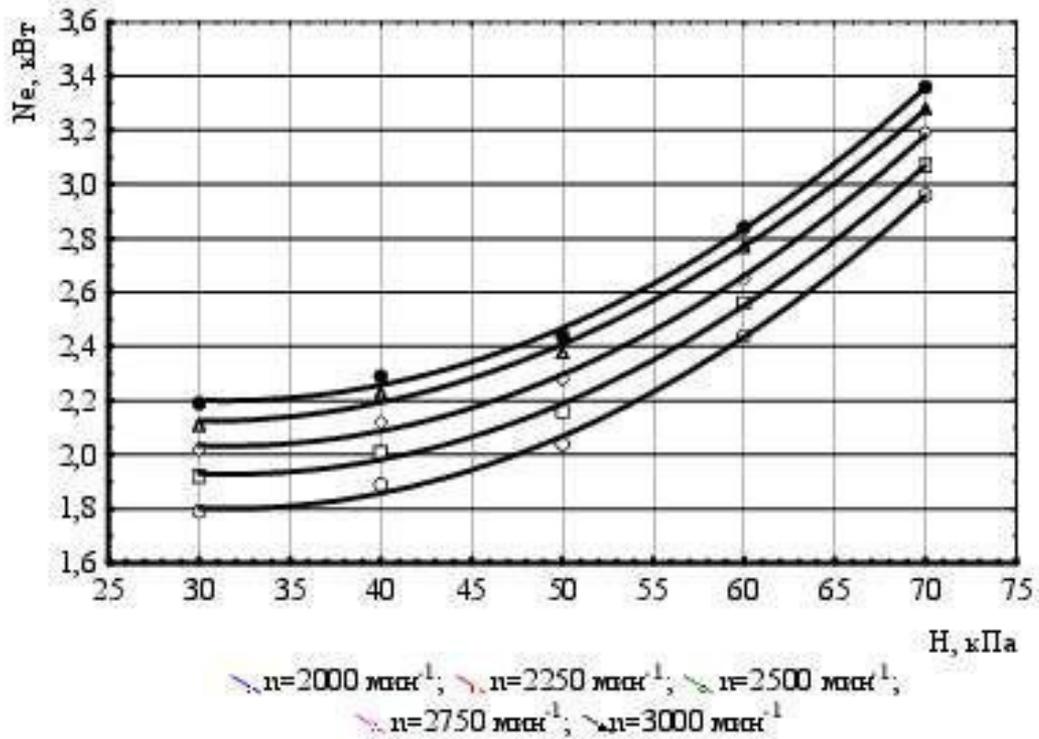
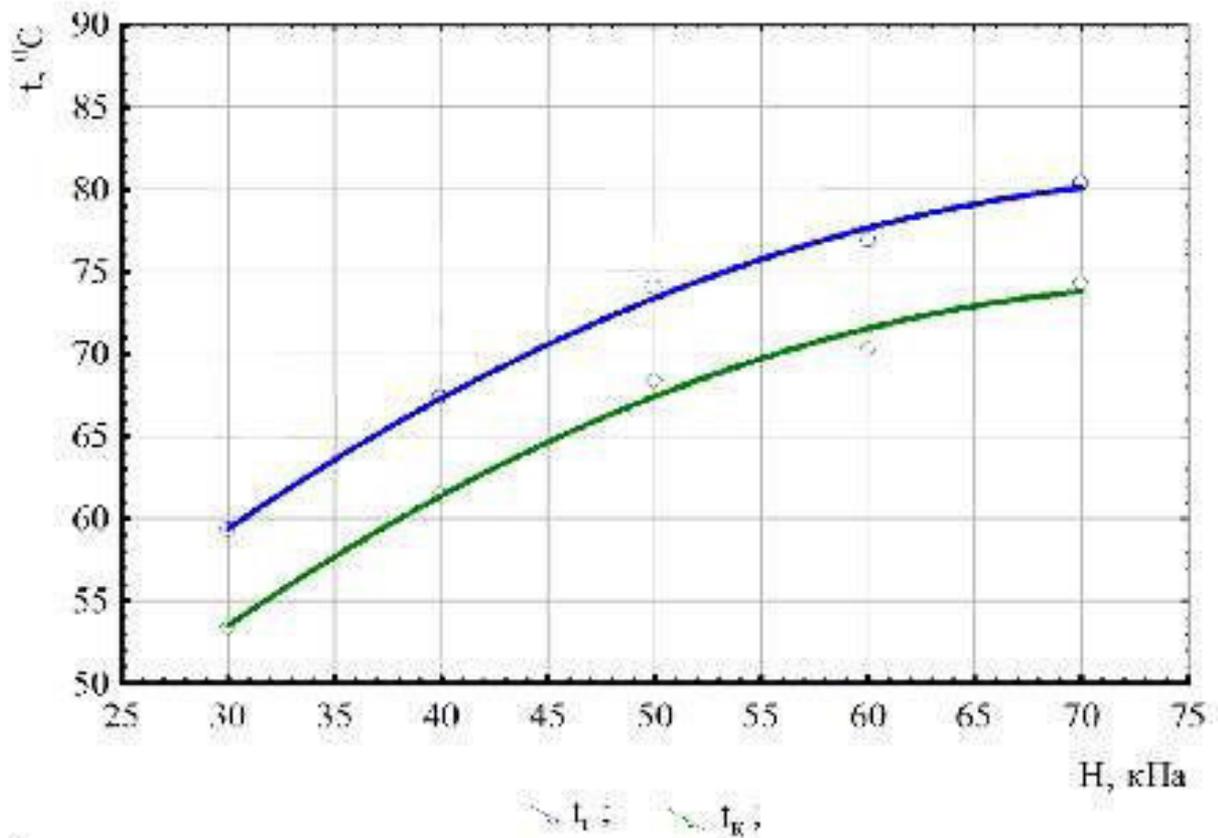


Рисунок 42 – Зависимость мощности вакуумного насоса от вакуума при различной частоте вращения роторов

Как видно из зависимостей с увеличением частоты вращения роторов и увеличением вакуума мощность двухроторного вакуумного насоса увеличивается.

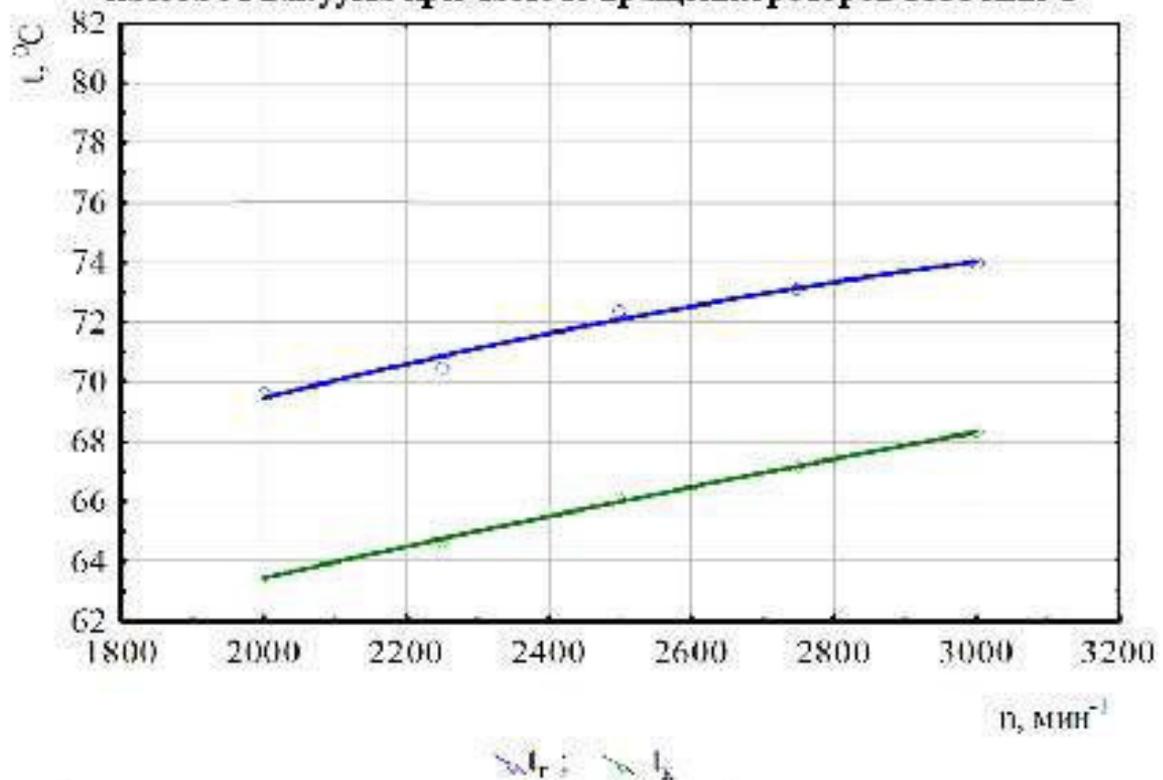
4.2 Влияние частоты вращения роторов и вакуума на температуры нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса вакуумного насоса

На рисунках 4.3 представлены зависимости частоты вращения роторов и вакуума от температуры нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса



t_g - температура нагрева нагнетаемого воздуха, t_k - температуры нагрева корпуса вакуумного насоса

Рисунок 4.3 – Зависимость температуры нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса насоса от вакуума при частоте вращения роторов 3000 мин⁻¹



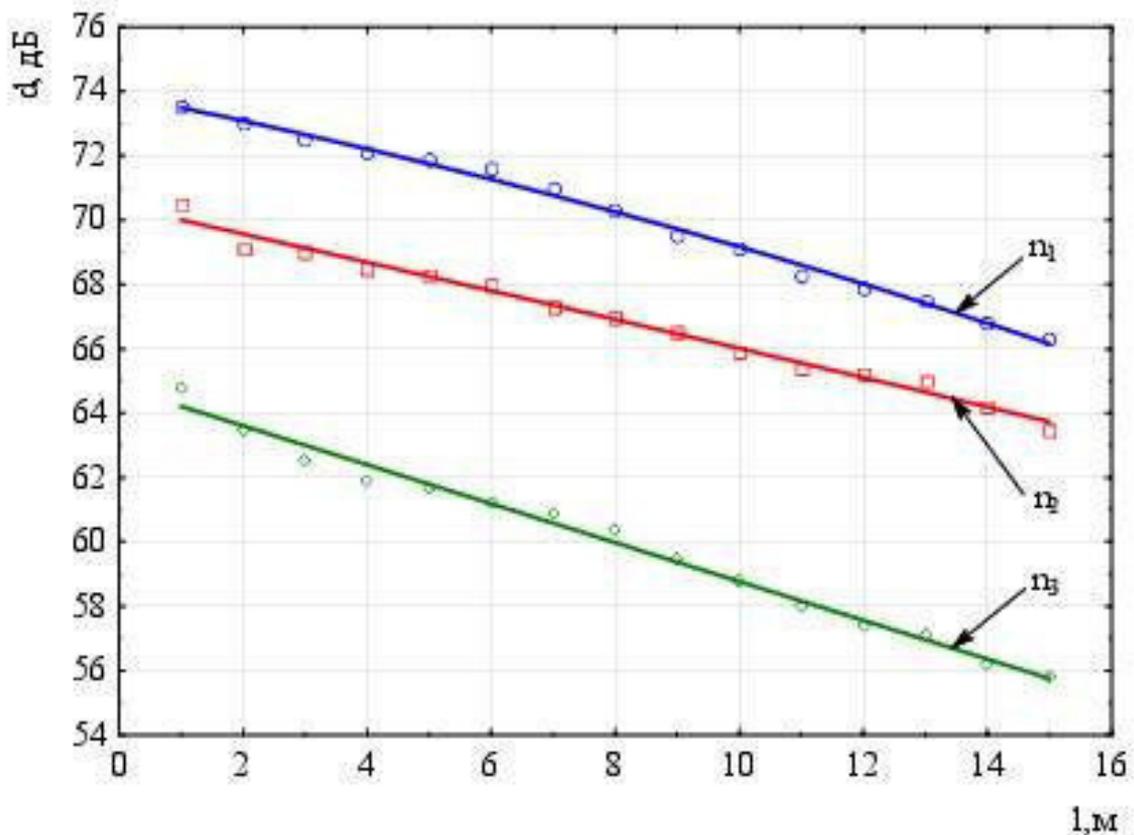
t_g - температура нагрева нагнетаемого воздуха, t_k - температуры нагрева корпуса вакуумного насоса

Рисунок 4.4 – Зависимость температуры нагрева нагнетаемого воздуха и корпуса от частоты вращения роторов при вакууме 50 кПа

Анализируя данные зависимости, можно отметить, что чем больше частота вращения роторов, тем больше степень сжатия воздуха и тем выше температура нагнетаемого воздуха.

4.3 Влияние расстояния до объекта на уровень шума

Экспериментальные исследования по уровню шума создаваемого вакуумным насосом были проведены с помощью прибора для измерения уровня шума AZ 8922. В условиях помещения с открытой дверью, в помещении закрытой легкой деревянной дверью и в помещении со звукоизоляционной дверью. На рисунке 4.5 представлены зависимости уровня шума от расстояния до исследуемого насоса.



n_1 – открытое помещение, n_2 – закрытое помещение с деревянной дверью,
 n_3 – закрытое помещение со звукоизоляционной дверью

Рисунок 4.5 – Зависимость уровня шума от расстояния до исследуемого насоса

Таким образом, значительное влияние на снижение уровня шума у вакуумного насоса оказывает размещение его в изолированном помещении со звукоизоляционной дверью, что позволяет уменьшить уровень шума в среднем на 15,5%.

4.4 Выводы по разделу

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев роторов подтвердили стабильный вакуумный режим.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ литературных источников состояния доильных машин с вакуумными установками и конструкций вакуумных насосов.

2. Определена теоретическая основа расчета и проектирования двухроторного вакуумного насоса с эвольвентным профилем зубьев роторов, а также определены действительные значения подачи и других параметров.

3. Проведены экспериментальные исследования двухроторного вакуумного насоса, с учетом таких параметров как подача, мощность, частота вращения и температуры нагнетаемого воздуха и корпуса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андреев, П.А. Винтовые компрессорные машины / П.А. Андреев. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 251 с.
2. Бинеев, Р.Э. Исследование конструкции ротационного вакуумного насоса доильных установок с целью повышения его надежности: автореф. дис. ... канд техн. наук / Р.Э. Бинеев. – Ростов – н/Д., 1980.
3. Бурмистров, А.В. Теория двухроторных вакуумных насосов. Метод расчета располагаемой и реализуемой откачных характеристик / А.В. Бурмистров, Л.А. Беляев, Г.Х. Мужамедзянов // Библиография: 10 назв. – Деп. в ЦИНТИХимнефтемаш 9.01.90. №2079-жн89. – Казань, 1989. – 28 с.
4. Вакуумная техника. Справочник – М., 1992. – 480 с.
5. Волков, И.Е. Вакуумные технологии и технические средства в молочном животноводстве / И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин, Н.З. Хисметов, А.А. Мустафин // Инженерная наука сельскохозяйственному производству: юбилейный сборник научных статей / Вятская ГСХА. – Киров, 2002. – С. 176-180.
6. Волков, И.Е. Двухроторный шестеренчатый вакуумный насос для машинного доения / И.Е. Волков, В.Ф. Фролов, Н.З. Хисметов, Б.Г. Зиганшин, А.В. Матяшин // Материалы научной конф. сотрудников ФМСХ КГСХА. – Казань, 1998. – С. 96-97.
7. Волков, И.Е. Совершенствование вакуумных средств механизации в молочном животноводстве / И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин. – Казань: Изд-во Казанского ун-та, 2006. – 276 с.
8. Волков, И.Е. Технологические и конструктивные решения повышения эффективности вакуумных средств механизации молочного животноводства: автореф. дис. ... доктора техн. наук / И.Е. Волков. – Казань, 2007. – 319 с.
9. Гавриленко, В.А. Зубчатые передачи в машиностроении / В.А. Гавриленко. – М.: Машиностроение, 1962. – 530 с.
10. Гаязиев, И.Н. Разработка и обоснование параметров двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов: дис. ... канд техн. наук / И.Н. Гаязиев – Казань, 2010. – 158 с.

11. ГОСТ 12.1.028–80 ССБТ. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума. Ориентировочный метод. – М.: Издательство стандартов, 1980. – 12с.
12. ГОСТ 12.1.050–86 ССБТ. Методы измерения шума на рабочих местах – М.: Издательство стандартов, 1986.
13. Зиганшин, Б.Г. Разработка технических средств, обеспечивающих стабильный вакуум в доильной установке / Б.Г. Зиганшин, И.Е. Волков, А.А. Мустафин // Гос. № 01.2.00.106681 Инв. №02.200.108861 ВНИИЦ г. Москва, 2000.
14. Иванов, П.Ф. Машинное доение коров / П.Ф. Иванов. – М.: Моск рабочий, 1974. – 104 с.
15. Карташов, Л.П. Машинное доение коров / Л.П. Карташов. – М.: Колос, 1982. – 301 с.
16. Квашенников, В.И. Повышение эффективности машинного доения коров путем совершенствования технических средств и эксплуатационных режимов работы доильных установок автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / В.И. Квашенников. – Санкт–Петербург, 1998.
17. Кирсанов, В.В. Механизация и технология животноводства / В.В. Кирсанов, Д.Н. Мурусидзе, В.Ф. Некрашевич. – М.: Колос С, 2007. – 584 с.
18. Кирсанов, В.В. Современные технологии машинного доения коров / В.В. Кирсанов. – М.: Агроконсалтинг, 2001.
19. Кожевников, С.Н. К определению производительности и неравномерности подачи шестеренных насосов / С.Н. Кожевников, В.Ф. Ярошенко // Машиностроение. МВТУ им. Н.Э.Баумана. – 1973. – №7.
20. Королев, Б.И. Основы вакуумной техники / Б.И. Королев. – М.: Госэнергоиздат, 1958. – 431 с.
21. Королев, В.Ф. Доильные машины / В.Ф. Королев. – М.: Машиностроение, 1969. – 279 с.
22. Королев, В.Ф. Доильные машины / В.Ф. Королев. – М.: Машгиз, 1962. – 284 с.
23. Лукманов, Р.Р. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы шестеренного пневмодвигателя устройства отключения доильного аппарата: дис. канд. ... техн. наук / Р.Р. Лукманов – Казань, 2012. – 162 с.

24. Мельников, С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1978. – 560 с.
25. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – М.: ВИМ, 1995. – 96 с.
26. Мицарин, А.М. Пневматические шестеренчатые двигатели / А.М. Мицарин. – М.: Углетехиздат, 1948. – 91 с.
27. Мустафин, А.А. Анализ результатов экспериментальных исследований двухроторного вакуумного насоса / А.А. Мустафин, Б.Г. Зиганшин // Вестник Казанского ГАУ. 2013. - №1(27). С. 63-68.
28. Налимов, В.В. Логические основания планирования эксперимента / В.В. Налимов, Т.И. Голикова // Изд. 2-е переработ. и доп. – М.: Металлургия, 1980. – 152 с.
29. Похваленский, В.П. Исследование вакуумных насосов доильных установок / В.П. Похваленский, Н.И. Мжельский // Научные труды ВИЭСХ – М., 1965. – Т. XV.
30. Райзман, И.А. Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры / И.А. Райзман. – Казань: Фэн, 1995. – 258 с.
31. Исследование работы двухроторного вакуумного насоса для доильных установок. Садыков Р.Н, Хусайнов Р.К. 80-ой студенческой (региональной) научной конференции «Студенческая наука – аграрному производству», посвященной 100-летию Казанского государственного аграрного университета, Казань – 2022.
32. Сафиуллин, Н.А. Повышение эффективности машинного доения коров / Н.А. Сафиуллин. – Казань, 1997. – 235 с.
33. Тарасенко, А.П. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства / А.П. Тарасенко, В.Н. Солнцев, В.П. Гребнев и др. – М.: Колос С, 2003. – 552 с.
34. Уитлстоун, У.Г. Принципы машинного доения / У.Г. Уитлстоун. – М.: Колос, 1964.

35. Файзрахманов, Д.И. Организация молочного скотоводства на основе технологических инноваций. Учебное пособие / Д.И. Файзрахманов, Р.Ш. Аскарлов, М.П. Афанасьев и др. – Казань: Казанская ГСХА, 2005. – 184 с.
36. Фасхиев, А.Х. Анализ распределения силового потока в гидромеханическом дифференциальном механизме / А.Х. Фасхиев, В. В. Волошко, И. Р. Мавлеев // Вестник Ижевского ГТУ. – 2007. - №4(36). С. 20-24.
37. Хисметов, Н.З. Разработка и обоснование конструктивных параметров и режимов работы вакуумной системы блочно-модульного типа для доильных установок молочных ферм и фермерских хозяйств: дис. ... канд техн. наук / Н.З. Хисметов. Казань, 1999. –170 с.
38. Цой, Ю.А. Молочные линии животноводческих ферм и комплексов / Ю.А. Цой. – М.: Колос, 1982. – 221 с.
39. Цой, Ю.А. Тенденции развития доильного оборудования за рубежом / Ю.А. Цой, Н.П. Мишуров, В.В. Кирсанов, А.И.Зеленцов – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2000. – 76 с.
40. Шварц, А.И. Современное состояние и направления развития роторных прямозубых компрессоров / А.И. Шварц, В.Н. Немчак // Обзорная информация, сер. ХМ-5. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1985. – 36 с.
41. Шитиков, Б.В. Основы теории механизмов / Б.В. Шитиков // Учебное пособие, IV выпуск. – Казань.: Татполиграф, 1971. – 86 с.
42. Яминский, В.В. Роторные компрессоры / В.В. Яминский. – М.: Машиз, 1960. – 22 с.
43. Патент РФ 2193689. Насос вакуумный двухроторный / И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин, А.А. Мустафин, заявитель и патентообладатель Казанская ГСХА. – № 2000117103/06. Заявл. 27.06.2000; опубл. 27.11.2002. – Бюлл. № 33. – 4 с.
44. Патент РФ 2382905 Насос вакуумный двухроторный / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин. Заявлено 29.04.2008, Опубликовано 27.02.2010, Бюлл. №6.
45. Патент Франция 1426541. Кл. F 04d, Compresseur a deux rotors pourvus de dents exterieures complementaires. Davey Compressor Co, 1965.

46. Патент РФ 2347109 Жидкостно-кольцевой вакуумный насос / Зиганшин Б.Г., Волков И.Е., Ситдииков Ф.Ф., Лукманов Р.Р., Кашапов И.И.; заявитель и патентообладатель Казанский ГАУ. заявл. 14.05.07; - Оpubл. 20.02.09. Бюл. №5. – 4 с.

47. Патент РФ 2226049 Установка вакуумная для машинного доения. / И.Е. Волков, Н.З. Хисметов, Б.Г. Зиганшин, Н.М. Фролов, А.В. Матяшин. Бюл. № 9, 2004. – 2 с.

48. Патент РФ на полезную модель 127136. Насос вакуумный двухроторный /Б.Г. Зиганшин, Л.Р. Лукманов, Р.Р. Гайнутдинов, Т.Р. Нуриахметов, И.И. Кашапов, И.Н. Гаязиев, А.А. Мустафин, А.Р. Валиев; заявитель и патентообладатель Казанский ГАУ. – № 2012152764/06. Заявл. 06.12.2012; опубл. 20.04.2013. – Бюлл. № 11. – 4 с.

49. Патент РФ на полезную модель 127837. Двухроторный вакуумный насос /Б.Г. Зиганшин, И.И. Кашапов, Р.Р. Гайнутдинов, Т.Р. Нуриахметов, Л.Р. Лукманов, И.Н. Гаязиев, А.А. Мустафин, А.Р. Валиев; заявитель и патентообладатель Казанский ГАУ. – № 2012152736/06. Заявл. 06.12.2012; опубл. 10.05.2013. – Бюлл. № 13. – 3 с.

