

М 358446
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ ССРС

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПЛАСТИНИН Павел Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОРИЗНОВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

Специальность 05.04.06 "Вакуумная и компрессорная техника"

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 1979

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПЛАСТИНИН Павел Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОРИШНЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

Специальность 05.04.06 "Вакуумная и компрессорная техника"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

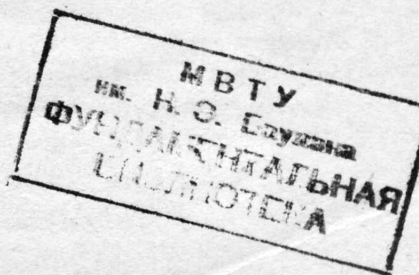
НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1358446

Пластинин П.И. Исследования

Москва - 1979



Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Кошмаров Ю.А.

доктор технических наук, профессор Фотин Б.С.

доктор технических наук, профессор Шерстюк А.Н.

Ведущее предприятие: ПО "Пензкомпрессормаш" (г.Пенза).

Защита состоится " ____ " _____ 1979 г.
на заседании специализированного совета при МВТУ
..... при Московском
высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана по адресу: Москва,
Лефортовская набережная, д.1, факультет "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба прислать в адрес совета: 107005, 2-я Бауманская ул., д.5, МВТУ им.Н.Э.Баумана, уч.секретарю.

Автореферат разослан " ____ " _____ 1979 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. Современный этап развития науки и техники характеризуется разработкой и созданием образцов машиностроения, отличающихся высокой эффективностью. Широкое применение в промышленности технологических процессов с использованием низкого вакуума ставит перед машиностроением задачу создания высокоэффективных вакуум-насосов, в том числе и поршневого типа. До проведения комплекса научно-исследовательских работ, обобщенных в настоящей диссертации, отечественные поршневые вакуум-насосы значительно уступали по технико-экономическим показателям зарубежным машинам этого типа и не полностью соответствовали требованиям существовавшего ГОСТ. Основным препятствием для создания новых высокоэффективных поршневых вакуум-насосов /ПВН/ являлось отсутствие методов расчета, основанных на физике протекающих в рабочих полостях процессов и явлений. Все существовавшие методы расчета ПВН основывались на внешних интегральных характеристиках машин, что значительно затрудняло совершенствование рабочих процессов и позволяло создать новые машины лишь с характеристиками, аналогичными характеристикам ранее испытанных вакуум-насосов. Поэтому для решения проблемы резкого улучшения весовых, габаритных и энергетических характеристик ПВН весьма актуальным было проведение комплекса научных исследований основных рабочих процессов и явлений, исследование взаимосвязи определяющих их факторов и параметров с показателями вакуум-насоса с последующим теоретическим и научным обобщением полученных результатов для разработки рекомендаций и методов расчета вакуум-насосов, обладающих возможно высокой на данном этапе развития науки и техники эффективностью.

Цель исследования. Общая цель диссертации — комплексное исследование поршневых вакуум-насосов и разработка методов расчета и рекомендаций для создания машин этого типа, отличающихся от существующих большей эффективностью, т.е. меньшими металлоемкостью, габаритами и потребляемой мощностью при заданной производительности на номинальных по давлению всасывания режимах.

Методы исследования. Поставленная выше цель достигается сочетанием экспериментальных и теоретических методов исследования с применением в необходимых случаях методов математического моделирования рабочих процессов и цикла на ЭЦМ, а также с использованием экспериментально полученных математических

моделей, отражающих влияние отдельных факторов на показатели работы всей машины.

Научная новизна. Проведено комплексное научное исследование основных рабочих процессов поршневых вакуум-насосов: всасывания и перепуска. Выявлены связи процессов с внешними характеристиками машины. Разработаны математические модели этих процессов, экспериментальным путем получены недостающие для математического моделирования данные. Научное обобщение результатов комплекса исследований позволило разработать методы расчета характеристик, основных размеров рабочих полостей и органов распределения вакуум-насоса, основываясь, впервые, не на экспериментально полученных внешних интегральных характеристиках, но, в основном, на физике явлений. Предложенные методы расчета впервые позволили создавать вакуум-насосы большей эффективности, чем существующие. Впервые экспериментально получены зависимости, позволяющие определить оптимальные режимы охлаждения цилиндрического блока поршневых вакуум-насосов. Разработана математическая модель цикла поршневого вакуум-насоса, предназначенная для определения его объемных и энергетических характеристик на стадии проектирования и для доводки новых образцов.

Практическая ценность. Разработанные теоретические основы и методы расчета поршневых вакуум-насосов с помощью моделирования рабочих процессов и цикла на ЭЦВМ позволяют определить объемные и энергетические характеристики машин на стадии проектирования, оптимизировать рабочие процессы и повысить эффективность работы насосов, т.е. снизить удельную металлоемкость, удельное потребление энергии, уменьшить габаритные размеры.

Практическая ценность предлагаемых методов расчета и полученных рекомендаций была подтверждена разработкой под руководством автора трех серийных вакуум-насосов: ЗВНП-3, 2ВНП-6 и 2ДВНП-6, выпускаемых Мелитопольским компрессорным заводом. Использование разработанных автором методов расчета позволило резко повысить эффективность вакуум-насосов. На основе разработанных в диссертации методов расчета под руководством и при непосредственном участии автора был разработан новый Государственный стандарт ГОСТ 21710-76 "Насосы вакуумные поршневые. Типы и основные параметры".

Результаты исследований используются также Московским компрессорным заводом "Борец". Предложенные расчетные зависимости и математические модели рабочих процессов и рабочего цикла ис-

пользуются в учебном процессе.

Апробация работы. Изложенный в диссертации материал докладывался на:

1. Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному и вакуумному машиностроению, Москва, 1966 г.

2. 2-ой Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, Ленинград, 1968.

3. Всесоюзной конференции по вакуумной технике, Казань, 1970.

4. Всесоюзных научных семинарах "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин", Москва, 1970 и 1973.

5. 3-й Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, Казань, 1971.

6. 4-ой Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974.

7. Заседании Комиссии по вакуумному машиностроению НТС Минхиммаша, 1975.

8. 5-ой Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Москва, февраль 1978.

9. Международной конференции "Design and operation of industrial compressors", Глазго /Шотландия/, март 1978.

10. Международной конференции по компрессоростроению "1978 Purdue Compressor Technology Conference", Гардье университет /США, штат Индиана/, 1978.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 50 печатных работ, из них 4 авторских свидетельства СССР и 1 ГОСТ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения. Текст диссертации изложен на 279 стр. машинописного текста и поясняется 149 рис. на 115 стр. Список использованной литературы приводится поглавно на 20 страницах /I глава - 43 наименования, II глава - 86, III глава - 82, IV глава - 51 и V глава - 7 наименований/. В диссертацию включено приложение.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ состояния, тенденций и особенностей развития поршневых вакуум-насосов и их исследований на различных этапах развития науки и техники, определена проблема и цели проведения комплекса исследований, проведено обоснование необходимости проведения исследований и определены задачи исследований. Развитие поршневых вакуум-насосов и их исследований классифицировано по трем этапам: первый - соответствует промышленной революции, второй - переходному периоду к научно-технической

революции, третий- современный этап соответствует научно-технической революции в общественном развитии. Задачей машиностроения в области поршневых вакуум-насосов на первом этапе было создание работоспособных машин, на втором этапе- создание работоспособных машин, уверенно обеспечивающих заранее заданные функциональные показатели /давление всасывания, производительность/ и на третьем этапе- создание вакуум-насосов максимально возможной эффективности, т.е. насосов с минимальными габаритами, металлоемкостью, удельным потреблением энергии, эксплуатационными и начальными затратами при заданных функциональных показателях. Решение проблем первого этапа обеспечивалось конструктивными совершенствованиями на базе, в основном, интуитивных представлений о работе вакуум-насосов. Решение проблем промышленности в области поршневых вакуум-насосов на втором этапе потребовало специальных научных исследований по разработке теоретических индикаторных диаграмм, по выявлению влияния основных конструктивных параметров на внешние интегральные характеристики, по разработке методов расчета производительности и мощности насосов, основанных на упрощенных представлениях рабочих процессов. Здесь следует отметить работы Вайса, Остертага, Кестера, Гинца, Буше, Доллежаля Н.А., Симоновского И.В., Лисичкина В.Е., Лубенца В.Д., Фролова Е.С. и др. Этот этап развития исследований поршневых вакуум-насосов был научно обобщен в докторской диссертации Лубенца В.Д. Во всех этих работах основным предположением было, что теоретические индикаторные диаграммы достоверно отражают внутренние процессы, происходящие в рабочих полостях. Поэтому находились коэффициенты связи между данными, полученными на основе теоретических индикаторных диаграмм и внешними интегральными характеристиками, а также изучалось влияние конструктивных факторов на эти характеристики без изучения физики протекающих в рабочих полостях процессов. Такой подход удовлетворял запросы промышленности- создавать машины с требуемыми функциональными показателями, однако эти методы исследования позволяли создать новые машины с характеристиками, аналогичными характеристикам насосов, экспериментальные данные которых использовались, при этом возможно было лишь незначительное улучшение этих характеристик. Основная научная проблема современного этапа развития поршневых вакуум-насосов заключается в разработке методов, при помощи которых возможно определить пути дальнейшего совершенствования машин этого типа, создать машины более совершенные, чем существующие. Создание максимально эффек-

тивных поршневых вакуум-насосов возможно только после изучения основных рабочих процессов, связей параметров этих процессов с внешними характеристиками, влияния конструктивных элементов на протекание этих процессов и определения путей совершенствования рабочих процессов с целью резкого улучшения объемных и энергетических характеристик.

Научному и теоретическому обобщению комплекса исследований, в который входят решения всех вышеупомянутых задач, и посвящена диссертация. Блок-схема проведения комплекса исследований /см. рис. I/ дает представление об объеме и содержании отдельных работ и о порядке их выполнения.

В главе обосновывается, что несмотря на то, что исследования проведены применительно к насосам системы MBTU, наиболее перспективному в настоящее время типу поршневых вакуум - насосов, все рекомендации могут быть использованы для любого типа поршневых насосов.

В связи с тем, что в комплексе работ впервые в применении к поршневым вакуум-насосам используется метод математического моделирования и что понятие математической модели и математического моделирования в различных отраслях и источниках имеют различное толкование, в главе приведены предложенные автором и в дальнейшем положенные в основу работы определения этих понятий применительно к вакуум-компрессорным машинам. Определения этих понятий даны на базе определения моделей в теории познания марксистско-ленинской философии. I/

Во второй главе изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса всасывания. До настоящего исследования разделение потерь производительности в поршневых вакуум-насосах осуществлялось на основе объемного баланса /Дол - лежалъ Н.А., Лубенец В.Д., Фролов Е.С., ранние работы Пластинина П.И. и др./ .Полученные из объемного баланса составляющие потерь производительности определялись без учета действительных явлений и процессов, имеющих место при всасывании, и их взаимного влияния друг на друга. Эти методы исследований не позволяли поэтому выявить влияние основных факторов и параметров на протекание процесса всасывания, т.е. не давали информации о возможностях улучшения этого процесса. Существовавшие до сих пор методики определения производительности использовали составляющие потерь производительности /как показал анализ- основные составля-

I/ См. Штоф В.А. "Моделирование и философия", М-Л., 1966.

Блок-схема комплекса исследований

I
Подготовительный этап

4. Обзор литературы. Анализ содержания вопроса.

2. Определение задач комплекса исследования. Постановка вопросов исследования.

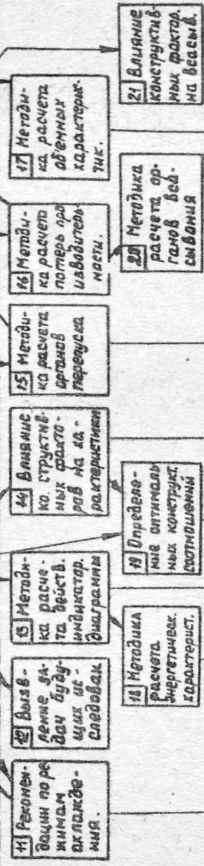
II
Теоретические и экспериментальные исследования



III
Разработка математических моделей и моделирование на ЭЦВМ



IV
Изучение и обработка результатов исследований



V
этап внедрения

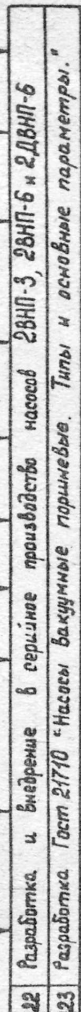


Рис. I.

ющие потери/, полученные только из экспериментальных данных об интегральных внешних характеристиках существующих машин, что не позволяло на стадии проектирования рассчитывать объемные действительные характеристики насоса.

Исходя из вышесказанного были определены следующие задачи исследования процесса всасывания:

- 1/ Уточнить существующий метод разделения потерь производительности, сделав его более удобным для использования и более насыщенным физическим смыслом.
- 2/ Исследовать влияние составляющих потерь производительности на объемную действительную характеристику вакуум-насоса.
- 3/ Исследовать взаимное влияние составляющих потерь производительности друг на друга.
- 4/ Исследовать влияние конструктивных факторов на протекание процессов всасывания, на основные составляющие потерь производительности, особенно потерь от дросселирования во всасывающем тракте.
- 5/ Исследовать возможности оптимизации конструкции органов распределения с точки зрения повышения полного коэффициента откачки с учетом взаимных влияний составляющих потерь производительности.
- 6/ Разработать инженерную методику расчета коэффициента откачки.
- 7/ Разработать инженерную методику выбора оптимальных размеров органов впуска.

Анализ, проведенный автором совместно с Едемским В.С., показал, что наиболее удобно представлять разделение потерь производительности на базе массового баланса. В этом случае составляющие потерь имеют более четкий физический смысл и могут быть описаны с достаточной степенью точности, в том числе с учетом взаимного влияния друг на друга. Исходя из массового баланса, коэффициент откачки можно представить как разность относительной величины массы газа, находящегося в полости цилиндра в конце всасывания, и суммы относительных величин массы газа, оставшегося в полости цилиндра после перепуска $\lambda'_{м0} + \lambda'_c$, натекшего извне $\lambda'_н$ и перетекшего через неплотности $\lambda'_п$ в полость всасывания, а также паров конденсата, испарившегося на стороне всасывания $\lambda'_ф$:

$$\lambda = (1 + \epsilon_0 + \epsilon_e) \cdot \lambda_{гр} \cdot \lambda_t - (\lambda'_{м0} + \lambda'_c + \lambda'_п + \lambda'_н + \lambda'_ф), \quad /I/$$

где ϵ_0 - относительная величина мертвого объема цилиндра;

ϵ_e - относительная величина внутреннего перекрытия;

$$\lambda_{gr} = \frac{P_3}{P_{вс}} ; \quad \lambda_1 = \frac{T_{вс}}{T_3} ;$$

P_3 и T_3 - давление и температура в полости цилиндра в момент закрытия окон в конце всасывания;

$\lambda'_{но}$ - относительная величина массы газа, оставшегося в мертвом объеме при условии полного перепуска;

λ'_c - относительная величина массы газа, обусловленная неполнотой перепуска.

Анализ показывает, что при $P_{вс} > 1$ мм рт.ст. потери $\lambda'_н$ и $\lambda'_ф$ пренебрежимо малы и что основными являются потери от дросселирования λ_{gr} , мертвого объема $\lambda'_{но}$, внутренних перетеканий $\lambda'_н$ и неполноты перепуска λ'_c . Как показали исследования, проведенные автором совместно с Григоровым В.П., последние потери (λ'_c) могут быть при правильно выбранных размерах органов перепуска практически сведены к нулю. Основную долю потерь от внутренних перетеканий /75+85%/ составляют перетекания через уплотнения золотниковых поршней.

Исследования показали, что объемные потери, обусловленные мертвым объемом в цилиндре, следует определять с учетом влияния дроссельных потерь. В то же время величина дроссельных потерь зависит от неплотности рабочей полости и поэтому ее следует определять с учетом потерь от внутренних перетеканий.

Исследование дроссельных потерь производительности с учетом внутренних перетеканий предложено провести при помощи математического моделирования изменения параметров газа в цилиндре в процессе всасывания. При разработке математической модели процесса всасывания приняты следующие допущения:

- 1/ давление газа на входе в цилиндрический блок постоянно и равно давлению всасывания,
- 2/ кинетическая энергия движения газа, перемещаемого поршнем, незначительна и ею можно пренебречь,
- 3/ газ принят идеальным,
- 4/ теплообмен потока газа со стенками не учитывается,
- 5/ для описания течения газа приняты уравнения установившегося потока.

Каждое из допущений обосновано и принято после специального анализа.

Математическая модель основана на уравнениях: сохранения энергии, состояния газа, расхода и кинематики поршня и золотника. Дифференциальное уравнение относительного изменения давления

газа в цилиндрической полости α_{bc} в зависимости от угла коленчатого вала с учетом внутренних перетеканий получено в следующем виде:

$$\frac{d\alpha_{bc}}{d\varphi} = - \frac{2\sqrt{2} \cdot y(\varphi) \cdot k_f \cdot \alpha_{tr} \cdot \varepsilon_p \cdot \alpha_{bc}^{0.5}}{M \cdot \pi \cdot f(\varphi)} - \frac{\pi \cdot \bar{\varphi}(\varphi) \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\varepsilon(\varphi) \cdot \pi \cdot f(\varphi)} + \frac{k \cdot (1 - \alpha_{bc}) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}}{f(\varphi)}, \quad |2|$$

где k — показатель адиабаты,

$y(\varphi)$ — отношение текущей величины открытия окон a к радиусу кривошипа золотника r_3 ,

α_{tr} — коэффициент расхода выпускного тракта,

k_f — коэффициент, учитывающий отклонение формы окон от прямоугольной,

ε_p — коэффициент расширения, $\varepsilon_p = \varepsilon_p(\alpha_{bc})$,

M — критерий скорости

$$M = \frac{F \cdot C_m}{\sum b \cdot r_3 \cdot C_{3b}},$$

F — площадь поршня,

C_m — средняя скорость поршня,

C_{3b} — скорость звука,

$\sum b$ — суммарная ширина окон,

$f(\varphi)$ — безразмерная функция, представляющая относительную величину переменного объема цилиндра

Π — критерий неплотности, $\Pi = \frac{p_3 \cdot \varphi_{nmin} \cdot C_{3b}}{p_{bc} \cdot F \cdot C_m}$,

p_3 — давление в полости цилиндра в конце процесса совместного сжатия,

φ_{nmin} — площадь условных зазоров в поршневом уплотнении в случае работы всех колец,

$\bar{\varphi}(\varphi)$ — безразмерная функция изменения площади условного зазора поршневого уплотнения,

$\varepsilon(\varphi)$ — безразмерная функция, представляющая относительный переменный суммарный объем полости цилиндра и золотника в процессе совместного сжатия.

Критерии M и Π комплексно учитывают: свойства откачиваемого газа, геометрические размеры и соотношения ПВД и характеризуют, соответственно, дросселирование газа во всасывающем тракте и перетекания через поршень. Уравнение /2/ описывает изменение давления газа в цилиндре, начиная с угла поворота коленчатого вала φ_n , соответствующего окончанию процесса выравнивания да-

лений в цилиндре и во всасывающей полости, который предшествует процессу всасывания и протекает сразу после открытия цилиндрических окон. Для определения угла φ_n использовалось дифференциальное уравнение процесса выравнивания, описывающее относительное изменение давления в цилиндре α_u на начальной стадии открытия цилиндрических окон:

$$\frac{d\alpha_u}{d\varphi} = - \frac{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \alpha_{тр} \cdot K_f \cdot \varepsilon_p \cdot f(\varphi) \cdot \alpha_u^{0.5} (1 + \alpha_u)^{\frac{2k-1}{2k}}}{\pi \cdot M \cdot f(\varphi)} - \frac{K (1 + \alpha_u) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}}{f(\varphi)} \quad /3/$$

Целью моделирования процесса всасывания является определение относительной потери давления в конце процесса всасывания α_k /в момент закрытия окон/, которая в свою очередь определяет дроссельные потери производительности.

Необходимые для математического моделирования процесса всасывания значения коэффициента расхода впускного тракта $\alpha_{тр}$, коэффициента расширения ε_p , а также величины условных зазоров поршневого и золотникового уплотнений были получены экспериментально автором совместно с Едемским В.С. на специально созданных стендах. Полученные экспериментальные данные представлены в удобном для использования в математической модели виде. Так, для величины цилиндрических окон $Q \approx 3$ мм зависимость коэффициента расхода всасывающего тракта аппроксимируется уравнением:

$$\alpha_{тр} \cdot K_f = 0.5 - 0.078 \cdot (f_{ок}/f_{чк})^3 \quad /4/$$

Как показали наши исследования, в рабочем диапазоне давлений /8+200 мм.рт.ст./ коэффициент расхода не зависит от величины давления всасывания и зависит лишь от величины открытия цилиндрических окон $f_{ок}$, площади сечения канала $f_{чк}$ и конструкции золотника.

Экспериментально полученные данные по зависимости условного зазора в уплотнении поршня с учетом переменного числа уплотняющих элементов от угла поворота коленчатого вала аппроксимировались параболой:

$$\delta_n^* = \delta_{min} \cdot [1 + (\varphi^0 - 85)^2 \cdot (0.25 \cdot \varphi_0^0 + 4.5) \cdot 10^{-4}] \quad /5/$$

а данные по условным зазорам в уплотнении золотника в зависимости от угла поворота кривошипа золотника α аппроксимировались линейным уравнением

$$\delta_3^* = \delta_{3min} \cdot (1,5 - 0,0028 \cdot \alpha^0)$$

16/

где δ_{min} и δ_{3min} - соответственно экспериментально полученные значения условных зазоров при работе всех уплотняющих элементов поршневого и золотникового уплотнений,

α^0 - угловая перекрыша в конце всасывания.

Анализ экспериментальных данных показал, что влияние давления перед уплотнением P_i на условный зазор можно учитывать эмпирической зависимостью:

$$\delta = \delta^* \frac{P_i + 0,25}{1,25}$$

17/

где δ^* - условный зазор, полученный при продувках при атмосферном давлении (см. ур-ния /5/ и /6/).

Проведение серий продувок всасывающего тракта с определением потерь давления по длине тракта позволило выявить пути улучшения конструкции элементов золотникового распределения и разработать практические рекомендации по конструированию органов впуска.

Автором совместно с Едемским В.С. и Дегтяревой Т.С. была проведена экспериментальная проверка адекватности математической модели процесса всасывания и правильности предложенных методов определения составляющих потерь производительности в широком диапазоне изменения чисел оборотов, во всем рабочем диапазоне давлений всасывания и различных значениях перекрыш. Основная трудность исследования составляющих потерь производительности и проверка математической модели процесса всасывания из-за малой абсолютной величины давления всасывания при сравнительно большом общем изменении давления в рабочей полости в течение цикла. Для индизирования процесса всасывания было разработано и изготовлено специальное устройство, позволяющее измерять разность между давлением внутри цилиндра в процессе всасывания и наперед заданным контролируемым давлением¹⁾. Специально сконструированное шунтирующее устройство предохраняло регистрирующие приборы от перегрузок, вызванных большими перепадами давления в других процессах, кроме процесса всасывания. В качестве контрольного давления использовалось давление всасывания. Поэтому было специально разработано и осуществлено устройство для соединения контрольной полости датчика с полостью всасывания.

Сравнение α_k , полученных математическим моделированием про-

1) Конструирование и разработка измерительного устройства проведено Едемским В.С. под руководством автора.

цесса всасывания и экспериментально, показывает хорошую сходимость результатов при широком диапазоне чисел оборотов и φ_e . Максимальное расхождение не превышало 8+10%. Наилучшее совпадение результатов имело место при номинальном режиме работы насоса по давлению ($T=20$). Эти проверки доказали адекватность математической модели и возможность использования ее для определения дроссельных потерь производительности и для применения ее при определении размеров цилиндрических окон и каналов.

Экспериментальная проверка показала, что предложенный способ определения коэффициента откачки на стадии проектирования дает результаты хорошо совпадающие с экспериментальными данными. Это подтверждает также справедливость предложенного метода разделения потерь.

Разработка математической модели, адекватной с точки зрения $\mathcal{Z}_k$, позволила автору совместно с Едемским В.С. провести численные эксперименты с целью выявления влияния различных факторов на производительность вакуум-насоса.

Основные результаты, полученные численным экспериментом:

1. Показано, что значение начальных условий при решении уравнения /2/ практически не влияет на $\mathcal{Z}_k$. Т.о. при определении $\mathcal{Z}_k$ можно отказаться от решения уравнения /3/, т.е. не учитывать процесс выравнивания давлений в момент открытия всасывающих окон.

2. Показано, что увеличение критерия скорости M приводит к значительному возрастанию $\mathcal{Z}_k$, т.е. к уменьшению $\lambda_{др}$. Т.о. необходимо при увеличении средней скорости поршня C_m стремиться сохранить неизменным значение M или хотя бы ограничить его увеличение. Достичь этого можно за счет увеличения радиуса золотника r_z и суммарной ширины окон Σb .

3. Установлено, что при значениях относительного мертвого пространства $\xi_o > 0,15$ его изменение не влияет на $\mathcal{Z}_k$, т.е. на потери производительности от дросселирования газа во всасывающем тракте.

4. Выявлено, что дроссельные потери в нижней полости цилиндра /со стороны механизма движения/ больше приблизительно в 1,5-2 раза, чем в верхней полости /полости крышки/. Основная причина этого - влияние конечной длины патуна основной линии. Поэтому расчет органов распределения необходимо вести отдельно для каждой цилиндрической полости с учетом величины отношения радиуса кривошипа к длине патуна. Исследования показали, что влияние дли-

ны шатуна золотниковой линии на потери от дросселирования незначительно.

5. Показано, что стремление увеличить сечение цилиндрических окон за счет увеличения величины окон не всегда целесообразно, т.к. зависимость λ_k от относительной величины высоты цилиндрических окон $y_m = \frac{a_0}{r_3}$ /где r_3 - радиус кривошипа золотниковой линии/ имеет форму, близкую к гиперболе и зависит от значения критерия скорости M . Величина λ_k практически не зависит от y_m при $M \leq 0,05 + 0,06$ и при значениях y_m до 0,4.

6. Обоснована возможность незначительного на $5-10^0$ отклонения угла развала кривошипов θ от 90^0 . Такое увеличение угла развала кривошипов незначительно увеличивает дроссельные потери при условии, что перекрыша в конце всасывания остается неизменной. Показано, что существует оптимальное значение угла θ_{opt} , соответствующее минимальным потерям производительности. Оптимальное значение может быть получено из выражения

$$\theta_{opt} = 90^0 + \frac{\varphi_{a_2} - \varphi_{a_1}}{2} \quad /8/$$

Наличие θ_{opt} объясняется сильным влиянием угловой перекрыши в конце всасывания φ_e на производительность, т.к. φ_e не только уменьшает рабочий объем цилиндра, но и определяет скорость поршня в конце процесса всасывания. φ_{a_1} в уравнении /8/-угол перепуска в i - полости.

7. Математическая модель процесса всасывания позволила получить упрощенную зависимость для определения λ_{gr} , которая предназначена для инженерно-технических работников нуждающихся в оценке влияния на λ_{gr} изменения режима работы, рода откачиваемого газа или конструктивных соотношений органов распределения. Для получения упрощенной зависимости была использована концепция "черного ящика" и проведен на ЭЦМ многофакторный численный эксперимент с использованием ранее полученной математической модели. Исходя из этого получены приближенные уравнения для определения λ_{gr} :

а/ при $0,02 \leq M < 0,058$

$$\lambda_{gr} = 1,0064 - 1,47 M^2 - 0,002 \cdot \varphi_e + 0,600095 \cdot \left(\frac{1}{y_m}\right)^2 - 0,0068 \cdot \lambda_R - 0,887 M^2 \cdot \varphi_e - 2,79 M^2 \cdot \left(\frac{1}{y_m}\right)^2 + 30,2 M^2 \cdot \lambda_R + 0,0027 \cdot \varphi_e \cdot \lambda_R \quad /9/$$

б/ при $0,058 \leq M < 0,08$ и $0,4 < y_m < 0,6$

$$\lambda_{gr} = 1,186 - 24,5 M^2 - 0,006 \cdot \varphi_e - 0,0071 \cdot \left(\frac{1}{y_m}\right)^2 - 0,092 \cdot K_e + 0,083 \cdot \lambda_R + 0,00436 \cdot \varphi_e \cdot \lambda_R$$

Максимальная ошибка от упрощения при этом не превышает 3%.

Изменение конструктивных факторов с целью уменьшения потерь производительности, обусловленных дросселированием, приводит к перераспределению потерь между составляющими и увеличению других составляющих потерь. Так увеличение проходного сечения цилиндрических окон и каналов с целью уменьшения потерь производительности от дросселирования, т.е. уменьшения λ_k , приводит к увеличению мертвого объема, т.е. к увеличению потерь λ'_{mo} .

Поэтому, говоря об оптимизации конструктивных параметров насоса, следует иметь в виду минимум суммарных потерь производительности.

Для быстроходных вакуум-насосов основными потерями являются потери от мертвого объема и от дросселирования газа во всасывающем тракте. Отсюда, определение оптимальных с точки зрения производительности, основных размеров органов распределения и других конструктивных параметров вакуум-насосов следует вести по минимальной сумме λ' дроссельных и объемных потерь. Объемные потери при этом необходимо определять с учетом влияния на них дросселирования газа во всасывающем тракте.

Анализ влияния различных факторов на λ' показал, что основными факторами, влияющими на λ' , являются: угол γ , на котором расположены цилиндрические окна; относительная высота окон Y_m ; параметр K_e ; отношение хода к диаметру золотника $(\frac{S}{d})_3$; отношение объемов, описанных золотником и поршнем K_v .

Минимум суммарных потерь находится при слишком больших значениях K_v и $(\frac{S}{d})_3$. Поэтому выбирать значения K_v и $(\frac{S}{d})_3$ следует из конструктивных соображений в пределах: $K_v = 0,15-0,2$; $(\frac{S}{d})_3 = 0,8-1,2$.

Значением параметра K_e /отношение площади цилиндрических окон и площади цилиндрического канала/ следует задаваться в пределах 0,9-1,0. Показано, что в случае соблюдения вышеприведенных рекомендаций можно получить γ_{opt} и Y_{mopt} для любого сочетания основных конструктивных параметров вакуум-насоса. Для этого автором совместно с Едемским В.С. была решена задача определения зависимости между входами и выходами "черного ящика". Т.е. были получены зависимости для определения основных размеров цилиндрических окон:

$$\left. \begin{aligned} Y_{mopt} &= 0,16 + 0,18 \cdot C_m + 0,014 \cdot Y_e - 0,1 \cdot (\frac{S}{d})_3 - 0,085 \cdot \lambda_k - 0,026 \cdot C_m \cdot Y_e + \\ &\quad + 0,075 \cdot C_m \cdot \lambda_k \\ \gamma_{opt} &= 70 + 2,8 \cdot Y_e - 0,19 \cdot T + \lambda_k + 100 K_e - 0,012 \cdot Y_e \cdot T \end{aligned} \right\} /10/$$

944898 M

В третьей главе приведены результаты исследований процесса перепуска, проведенных автором совместно с В.П. Григоровым /при участии Дегтяревой Т.С./. До проведения комплекса исследований, обобщенных автором в диссертации, было лишь несколько работ, посвященных частичному исследованию процесса перепуска /Лубенец В.Д., Вершок А.Б./. Кроме того было опубликовано несколько рекомендаций по практическому выбору размеров перепускных органов /Доллежал Н.А., Лубенец В.Д., Фролов Е.С., Вершок А.Б. и ранняя работа Пластинина П.И./. Однако, специальным исследованиям процесса перепуска не уделялось внимания. Рекомендации по выбору размеров органов перепуска, в основном, базировались на исследованиях внешних интегральных характеристик, а не на физике явлений. Поэтому имевшиеся рекомендации давали возможность создавать новые машины лишь на уровне существовавших. Развитие методов расчета перепускных каналов сдерживалось отсутствием информации о коэффициентах расхода μ перепускных каналов, об изменениях температуры и давления в полостях наполнения и опорожнения и рядом других данных.

Исходя из анализа состояния вопроса основные задачи исследования процесса перепуска были сформулированы следующим образом:

1. Построение математической модели процесса перепуска, основанной на физических закономерностях явлений с тем, чтобы входами в эту модель были геометрические размеры вакуум-насоса и его внешние параметры, а выходами — размеры перепускных каналов, а также конечные и текущие параметры процесса перепуска.

2. Исследование возможностей упрощения математической модели с целью упрощения расчетов.

3. Получение экспериментальной информации, необходимой для разработанной математической модели, в частности коэффициента расхода μ перепускных каналов, диаграммы изменения давления и температур в полостях опорожнения и наполнения, а также экспериментальная проверка адекватности математической модели перепуска.

4. Оценка влияния конструктивных факторов на величину коэффициента расхода μ с целью разработки рекомендаций по конструктивному оформлению органов перепуска.

5. Определение влияния мертвого объема на относительную величину хода перепуска.

6. Определение влияния относительного хода перепуска на объемные и энергетические характеристики вакуум-насоса.

М.В.Т.
В.О. Баумана
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

7. Определение влияния быстроходности вакуум-насоса n_0 об/мин на органы перепуска и на внешние характеристики вакуум-насоса.

8. Определение влияния отношения значений мертвого объема и хода перепуска на объемные и энергетические характеристики вакуум-насоса.

9. Определение влияния относительного повышения давления в цилиндре на размеры органов перепуска, с целью разработки рекомендаций по выбору размеров органов перепуска для вакуум-насосов, работающих в режиме, отличном от регламентированного в ГОСТ.

10. Разработка удобного для практического использования инженерного метода определения размеров перепускных каналов.

Процесс перепуска рассматривался как три одновременно протекающих и взаимосвязанных процесса: 1/ опорожнение одной полости переменного объема при переменном количестве газа; 2/ течение газа по перепускному каналу переменного сечения с переменным давлением на входе и на выходе; 3/ наполнение второй полости переменного объема при изменяющемся количестве газа. Таким образом, процесс перепуска может быть описан в общем виде системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} dq_1 = -dq_2; \\ dq_1 = \frac{1}{R \cdot T_{01}} \cdot P_{01}^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_1^{\frac{1}{n}} \cdot dV_1 + \frac{V_1}{n \cdot R \cdot T_{01}} \cdot P_{01}^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_1^{\frac{1-n}{n}} \cdot dP_1; \\ dq_1 = -\frac{\mu \cdot F \cdot \psi}{\sqrt{R \cdot T_{01}}} \cdot P_{01}^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_1^{\frac{n+1}{2n}} \cdot dt; \\ dq_2 = \frac{1}{R \cdot T_{02}} \cdot P_{02}^{\frac{m-1}{m}} \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot dV_2 + \frac{V_2}{m \cdot R \cdot T_{02}} \cdot P_{02}^{\frac{m-1}{m}} \cdot P_2^{\frac{1-m}{m}} \cdot dP_2; \\ F = F(t); \\ V_1 = V_1(t); \\ V_2 = V_2(t); \\ \mu = \mu(F, \gamma); \\ \psi = \psi(\gamma); \\ \gamma = \frac{P_2}{P_1} \end{array} \right. \quad //1/$$

где: F — площадь проходного сечения перепускного органа;

m — показатель условной политропы процесса, протекающего в

полости наполнения;

n - показатель условной политропы процесса, протекающего в полости опорожнения;

p - давление;

q - количество газа в полости цилиндра;

R - газовая постоянная;

T - температура;

t - время;

V - объем;

M - коэффициент расхода;

Ψ - газодинамическая функция :

$$\Psi = \Psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad \text{при } \gamma \leq \gamma_{кр};$$

$$\Psi = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\gamma^{\frac{2}{\kappa}} - \gamma^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)} \quad \text{при } \gamma > \gamma_{кр},$$

κ - показатель адиабаты;

индексы :

0 - начальное значение параметра;

I - полость опорожнения;

2 - полость наполнения;

$\kappa_{кр}$ - критическое значение параметра - значение параметра, при котором происходит переход от закритического режима истечения газа к докритическому режиму истечения.

Система уравнений /II/ описывает процесс перепуска в любом вакуум-насосе объемного типа или объемном компрессоре.

Анализ возможных упрощений показал, что для поршневых вакуум-насосов возможны упрощения этой системы уравнений, основанные на следующих допущениях:

1/ в поршневых вакуум-насосах общего назначения температуру газа в полостях опорожнения и наполнения можно считать постоянной;

2/ величину коэффициента расхода можно считать постоянной и равной осредненному значению M как в закритической, так и в докритической областях истечения.

После упрощений из системы уравнений /II/ для поршневых насосов с перепускными каналами на зеркале цилиндра могут быть получены зависимости для определения изменения давления в полости опорожнения:

$$\begin{cases} \frac{dP_1}{P_1} = - \frac{d\varepsilon_x}{\varepsilon_0 + \varepsilon_x} \pm E(\varepsilon_0 + \varepsilon_x) \cdot \frac{d\varepsilon_x}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_x) \sqrt{\varepsilon_x}} \pm E \cdot \frac{d\varepsilon_x}{\sqrt{\varepsilon_x}} & \text{при } Y \leq Y_{кр}; \\ \frac{dP_1}{P_1} = - \frac{d\varepsilon_x}{\varepsilon_0 + \varepsilon_x} \pm A_g \cdot \Psi \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon_x) \frac{d\varepsilon_x}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_x) \sqrt{\varepsilon_x}} \pm A_g \cdot \Psi \frac{d\varepsilon_x}{\sqrt{\varepsilon_x}} & \text{при } Y > Y_{кр}, \end{cases}$$

где ε_0 - относительная величина мертвого пространства,

ε_a - относительная величина пути перепуска,

ε_x - относительное расстояние от поршня до мертвой точки.

$$E = \frac{4 \cdot \mu_3 \cdot \bar{e} \cdot \sqrt{R \cdot T_{01}} \cdot \Psi_{max}}{\pi \cdot C_m \cdot \sqrt{1 \pm \lambda_w}} \cdot \frac{S}{D_n},$$

$$A_g = \frac{4 \cdot \mu_g \cdot \bar{e} \cdot \sqrt{R \cdot T_{01}}}{\pi \cdot C_m \cdot \sqrt{1 \pm \lambda_w}} \cdot \frac{S}{D_n},$$

μ_3 и μ_g - осредненные значения коэффициента расхода для закритической и докритической областей течения газа,

$\bar{e}$ - параметр, характеризующий соотношение между величиной проходного сечения перепускного органа и размерами поршня,

C_m - средняя скорость поршня,

λ_w - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (знак перед λ_w положительный, если поршень находится вблизи мертвой точки),

S и D_n - ход и диаметр поршня.

Для реализации полученных математических моделей необходимо знание коэффициентов расхода μ перепускных каналов. До комплекса работ, обобщенных в диссертации, не было данных о коэффициенте расхода μ перепускных каналов вакуум-насосов. Поэтому автором совместно с Григоровым В.П. были определены значения μ экспериментальным путем, используя метод статических продувок на специально созданном стенде. При экспериментах по определению μ изменялись давления до и после канала, величина открытия канала f , его глубина h , форма перепускного канала, форма поршня, открывающего канала, число уплотнительных поршневых камер, количество перепускных каналов (для исследования взаимодействия струй, вытекающих из рядом расположенных каналов). Исследования показали, что в одноступенчатом ПВН величина μ зависит от отношения давлений, f , h и комплекса E и не зависит от уровня давлений. Аналитические исследования показали, что отклонение значения μ на 10+15% не приводит к существен-

ному изменению характеристик ПВН. Поэтому при расчете органов перепуска рекомендуется пользоваться осредненными значениями

$$\mu : \mu_3 = 0,62 \quad \text{и} \quad \mu_2 = 0,56.$$

Анализ результатов продувок каналов с различными формами поршня и канала позволил сформулировать рекомендации по конструированию органов перепуска: перепускные каналы следует выполнять с "прямоугольным" поперечным сечением, изменение формы входной и выходной кромки поршня практически не влияет на процесс перепуска, количество поршневых колец на поршне и взаимодействие струй газа, выходящих из рядом расположенных каналов, практически не сказывается на течение газа по перепускным каналам ПВН.

Для оценки влияния неполноты перепуска на энергетические характеристики автором совместно с Григоровым В.П. предложена новая схематизация индикаторных диаграмм.

Теоретические исследования с использованием математической модели и новой схематизации индикаторных диаграмм позволили исследовать влияние различных факторов на перепуск и влияние процесса перепуска на внешние характеристики. Основные результаты этих исследований:

1. Исследования показали, что неполнота перепуска значительно ухудшает характеристики вакуум-насосов. Поэтому перепускные органы следует проектировать и изготавливать, исходя из обеспечения полного выравнивания давлений в полостях.

2. Допустимые отклонения ε_a возможны только в сторону увеличения, при этом увеличение не должно превышать абсолютного значения 0,01.

3. При увеличении мертвого объема (ε_0) для обеспечения полного перепуска следует увеличивать время открытия перепускного канала, т.е. увеличивать ε_a . При этом ухудшаются характеристики ПВН. Влияние величины ε_0 на величину ε_a и характеристики ПВН тем сильнее, чем меньше значение комплекса E . Наиболее сильно это влияние при $E < 10$.

4. Исследования влияния величины τ_4 (отношения давлений в цилиндре) на величину ε_a , необходимую для полного перепуска, показали, что размеры органов перепуска следует определять для $\tau_4 = 20$. Перепускные органы, размеры которых выполнены для $\tau_4 = 20$, обеспечивают практически полное выравнивание давлений в широком диапазоне давлений всасывания, рекомендованном ГОСТ для применения одноступенчатых ПНН.

5. Показано, что влияние конструктивных факторов насоса на размеры органов перепуска можно оценить через безразмерный параметр E , величина которого не зависит от размера ПВН. Это влияние конструктивных факторов зависит от значения E , поэтому в работе исследовано влияние параметра E на величину ξ_a , необходимую для полного перепуска, энергетические и объемные характеристики ПВН. Уменьшение E по необходимости сопровождается увеличением ξ_a , что резко ухудшает характеристики всей машины.

6. Увеличение C_m должно сопровождаться увеличением ξ_a . Увеличение C_m сопровождается увеличением работы, затраченной на сжатие и перемещение газа. Расчеты показали, что при $E > 4$ и всех реально возможных значениях ξ_0 увеличение C_m приводит, несмотря на снижение коэффициента откачки, к увеличению производительности.

7. Исследования показали, что в поршневых вакуум-насосах большое значение имеет выбор параметра $\frac{S}{D_n}$, т.к. уменьшение $\frac{S}{D_n}$ приводит к уменьшению E , а следовательно – увеличению ξ_a , что может значительно ухудшить характеристики ПВН.

На основании исследования влияния различных факторов на величину ξ_a построена номограмма, позволяющая по заданным величинам ξ_0 , τ_4 и E определить величину ξ_a , необходимую для осуществления полного перепуска через каналы, расположенные на зеркале цилиндра (см. рис.2).

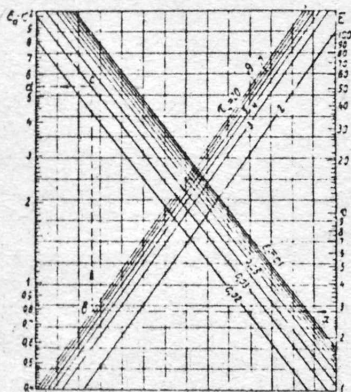


Рис.2.

В четвертой главе описана разработанная автором математическая модель рабочего цикла ПВН, результаты исследований внешних характеристик ПВН и результаты исследований режимов охлаждения цилиндрических блоков насосов. Принципиальный подход к составлению математической модели ПВН был идентичным с подходом, использованным при составлении модели для компрессора двойного действия /см. учеб.пособие Пластинин П.И.,

Твалчредидзе А.К. "Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров", М., 1976/.

При разработке математической модели были сделаны и обоснованы следующие допущения: 1/ газ идеальный; 2/ рассматриваемая система однородна по всему выделенному объему; 3/ параметры рабочего тела на входе и нагнетании насоса постоянны; 4/ кинетической энергией за счет перемещения поршня пренебрегаем; 5/ вращение кривошипа равномерно; 6/ течение газа по всему тракту вакуум-насоса описывается зависимостью для адиабатического установившегося течения /отклонения учитываются специальными коэффициентами/; 7/ конвективный теплообмен между газом и стенкой цилиндра может быть описан формулой Ньютона; 8/ коэффициент теплоотдачи изменяется во времени и описывается зависимостью

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot B$$
, где A, B, n и m — коэффициенты, полученные нами экспериментально¹⁾; 9/ для динамики пластины нагнетательного клапана используется линеаризация зависимости давления в золотниковой рабочей полости.

Центральным в системе уравнений модели ПВН является уравнение сохранения энергии

$$d(u_i \cdot m_i) = dQ_i - p_i \cdot dv_i + \sum dE_{ji}, \quad /12/$$

 где $d(u_i \cdot m_i)$ — изменение внутренней энергии в i -той полости,
 dQ_i — внешний теплоприток от стенок рабочей полости,
 $p_i \cdot dv_i$ — работа, совершаемая над газом,
 E_{ji} — энергия, вносимая в i -тую полость массой газа, поступающей из j -той полости.

В модели используются четыре уравнения /12/ — для каждой рабочей полости: двух полостей цилиндра и двух рабочих полостей золотника. Т.е. моделируется изменение состояния газа в четырех полостях.

Во всех процессах в золотниковых и цилиндрических полостях /кроме процессов всасывания и перепуска/ в качестве определяющих в критерии Re брались параметры: мгновенная скорость золотника или поршня, диаметр золотника или поршня. В процессах впуска и перепуска в качестве определяющей бралась скорость газа при протекании через соответствующий канал с учетом гашения скорости при отражениях газовой струи внутри рабочей полости (по рекомендациям Петриченко Р.И. и Оносовского В.В.). Температуры поверхностей, ограничивающих рабочие полости были получены автором совместно с Дегтяревой Т.С. экспериментально в зависимости

¹⁾ Форма зависимости $Nu = f(Re, Pr)$ заимствована из работ Фотина Б.С. и Прилуцкого И.К. (ЛПИ).

ти от температуры и расхода охлаждающей воды, давления всасывания и числа оборотов коленчатого вала.

Во всех случаях при описании dm_{ji} / для определения $\sum dE_{ji}$ использовались коэффициенты расхода или условные проходные сечения, полученные автором совместно с Григоровым В.П., Едемским В.С. путем статических продувок или по рекомендациям Френкеля М.И.

Автором были проведены специальные экспериментальные исследования, подтверждавшие адекватность разработанной математической модели. Проверка показала хорошую сходимость смоделированных и экспериментально полученных внешних интегральных характеристик. Расхождение не превышало 4%. Т.о. разработанная математическая модель рабочего цикла ПВН может быть использована для определения объемных и энергетических характеристик ПВН на стадии проектирования и при доводке новых образцов. Математическая модель рабочего цикла ПВН была успешно использована при разработке нового ГОСТ 21710-76 на типы и параметры ПВН при определении требований к ограничению удельного потребления энергии.

Впервые автором поставлена задача исследования влияния охлаждающей воды и определения оптимального ее расхода. Специально проведенный многофакторный эксперимент / совместно автором, Дегтяревой Т.С. и Шевченко Н.Р. / позволил выявить влияние расхода W и температуры охлаждающей воды $t_{w_{вх}}$ на объемные и энергетические характеристики, к.п.д., температуру нагнетания t_n и выходящей воды $t_{w_{вых}}$, а также сформулировать рекомендацию по выбору оптимального расхода охлаждающей воды W_{opt} при работе ПВН на номинальном режиме и при заданном числе оборотов с заданными ограничениями t_n^* и $t_{w_{вых}}^*$.

В пятой главе изложены материалы внедрения результатов исследований в народное хозяйство. Под руководством автора Мелитопольским компрессорным заводом и МВТУ были разработаны с использованием предлагаемых методов расчета и полученных рекомендаций три типоразмера вакуум-насосов: два одноступенчатых - 3ВНП-3, 2ВНП-6 и двухступенчатый насос 2ДВНП-6. Все насосы были приняты межведомственной комиссией и рекомендованы к серийному произ-

водству. С 1976 года насосы ЗВНП-3 и 2ДВНП-6 серийно выпускаются Мелитопольским компрессорным заводом. Использование результатов наших исследований позволило резко повысить технико-экономические показатели машин, доведя их до значений, превышающих мировой технический уровень. Сравнение удельных показателей разработанных нами на базе исследований насосов ЗВНП-3, 2ВНП-6 и 2ДВНП-6 и показателей ранее выпускавшихся насосов 2ВНП-3, ВН-100 и ДВНП-6 приведены в таблице.

Параметр	Размерность	Вновь созданный ЗВНП-3	2ВНП-3	Вновь созданный 2ВНП-6	ВН-100	Вновь созданный 2ДВНП-6	ДВНП-6
Производительность	$\text{м}^3/\text{мин}$	3,7	3,2	6,5	6	6	6
Предельное давление всасывания	мм. рт. ст.	1,7	3	1,9	10	0,3	0,3
Диаметр поршня	м	0,3	0,31	0,3	0,45	0,3	0,44
Ход поршня	м	0,15	0,15	0,15	0,3	0,15	0,21
Число оборотов	об/мин	220	220	440	100	440	135
Удельный расход мощности	$\frac{\text{кВт}}{\text{м}^3/\text{мин}}$	0,865	1,22	0,97	1,33	0,62	1,6
Удельная металлоемкость	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3/\text{мин}}$	195	290	110	345	153	514

Результаты испытаний головных образцов серийных вакуум-насосов ЗВНП-3, 2ВНП-6 и 2ДВНП-6, проведенных на Мелитопольском компрессорном заводе межведомственной комиссией, подтвердили правильность и практическую ценность основных результатов комплекса исследований, обобщенных в настоящей диссертации.

Резкое улучшение технико-экономических показателей поршневых вакуум-насосов за счет использования результатов исследований сделало требования существовавшего ГОСТ 1867 "Вакуумные насосы низкого вакуума. Типы и основные параметры" не соответствующими современному уровню. Под руководством и при непосредственном участии автора был разработан новый Государственный стандарт ГОСТ 21710-76 "Насосы вакуумные поршневые. Типы и основные параметры", в котором учтены возможности улучшения технико-экономических показателей за счет использования результатов исследований, обобщенных в настоящей диссертации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведение комплекса исследований, обобщенного в диссертации, позволяет сделать следующие выводы:

1. На основании анализа современного состояния и тенденций развития поршневых вакуум-насосов и научных исследований в этой области показано, что выпускавшиеся отечественной промышленностью поршневые вакуум-насосы значительно уступали лучшим зарубежным образцам и не соответствовали существовавшему ГОСТ по основным показателям и что методы исследования и расчета этих машин основывались на экспериментально полученных внешних интегральных характеристиках выпускавшихся машин, а не на изучении физики явлений и процессов. С помощью этих методов расчета создавались новые насосы с показателями, практически не отличавшимися от показателей выпускавшихся машин, чьи экспериментальные данные использовались. Основным препятствием для создания новых машин этого типа являлось отсутствие метода исследования и расчета, основанного на физике протекающих в рабочих полостях явлений и процессов и позволяющего улучшить эти процессы.

2. Предложен и осуществлен комплексный подход к решению проблемы резкого увеличения эффективности поршневых вакуум-насосов, основанный на изучении основных явлений и процессов, протекающих в рабочих полостях, и исследовании взаимосвязей, определяющих протекание этих процессов и явлений, параметров и фак-

торов с показателями вакуум-насоса и последующим обобщением полученных результатов для выработки рекомендаций по организации протекания этих процессов таким образом, чтобы максимально улучшить основные технико-экономические показатели всего вакуум-насоса.

3. Впервые для исследования объемных вакуум-насосов предложено использовать метод математического моделирования. Разработаны теоретические основы создания математических моделей поршневых вакуум-насосов. Проведен анализ и обоснование возможности использования результатов исследований в области поршневых компрессоров для математических моделей, описывающих процессы в поршневых вакуум-насосах.

4. Впервые проведено теоретическое и экспериментальное исследование процесса всасывания в поршневой вакуум-насос. На основе массового баланса предложено новое разделение потерь производительности на всасывании, которое позволило уточнить физический смысл составляющих потерь и провести анализ влияния различных факторов на значения составляющих потерь производительности с учетом их взаимосвязи.

5. Разработан метод исследования потерь производительности, обусловленных дросселированием газа во всасывающем тракте, с использованием метода математического моделирования процесса всасывания на ЭЦМ. Впервые разработана математическая модель процесса всасывания, учитывающая, что гидравлические потери во всасывающем тракте взаимосвязаны с потерями от неплотностей в поршневых и золотниковых уплотнениях.

Экспериментально доказана адекватность разработанной математической модели процесса всасывания для исследования потерь производительности, обусловленных дросселированием газа.

Экспериментально получены на специально созданных стендах необходимые для этой математической модели данные: зависимости для описания коэффициентов расхода цилиндрических окон и всего впускного тракта, значения условных зазоров в поршневых и золотниковых уплотнениях с учетом работы уплотнений при изменяющемся числе уплотнительных элементов, что обусловлено наличием на зеркале цилиндра и золотниковых втулок окон и перепускных каналов.

6. Разработан и реализован способ оптимизации основных параметров и размеров поршневых вакуум-насосов, а также способ выбора геометрических соотношений органов распределения и впускно-

го тракта насоса с точки зрения повышения удельной производительности /на единицу описанного объема цилиндра/ с использованием математической модели процесса всасывания.

7. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование процесса перепуска в поршневом вакуум-насосе. Разработана математическая модель процесса перепуска. Впервые на специально созданном стенде экспериментально получены данные, необходимые для описания течения газа в перепускных каналах. Предложен метод расчета процесса перепуска и определения основных размеров органов перепуска. При помощи предложенной математической модели впервые исследовано влияние конструктивных факторов на неполноту перепуска, а также влияние неполноты перепуска на внешние характеристики вакуум-насоса.

8. Впервые разработана математическая модель рабочего цикла поршневого вакуум насоса системы MBTU, позволяющая на стадии проектирования определять действительные энергетические и объемные характеристики насоса.

9. Впервые показано, что вакуум-насосы имеют оптимальное число оборотов коленчатого вала с точки зрения максимального значения достигаемого предельного относительного повышения давления, т.е. с точки зрения минимального достигаемого остаточного давления. Показано, что быстроходность вакуум-насоса системы MBTU практически не влияет на величину удельной потребляемой мощности при $T < 200$.

10. Впервые экспериментально исследованы режимы охлаждения поршневого вакуум-насоса и их влияние на показатели работы насоса, на температурное поле поверхностей рабочих полостей цилиндрического блока. Предложен способ инженерной оценки влияния режима охлаждения на показатели работы насоса и способ оптимизации расхода охлаждающей воды.

11. Разработанные методики расчетов и полученные рекомендации были использованы автором при разработке и создании вакуум-насосов ЗВНП-3, 2ВНП-6 и 2ДВНП-6, которые в настоящее время производятся серийно. Использование результатов исследований позволило резко снизить удельный расход мощности, удельную металлоемкость, начальные и эксплуатационные затраты, что привело к необходимости пересмотра существовавшего стандарта. На основе результатов исследований под руководством автора разработан новый ГОСТ 21710-76 "Насосы вакуумные поршневые. Типы и основные параметры".

Материалы диссертации используются заводами отрасли, а также нашли применение в учебном процессе.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Выбор поршневого вакуум-насоса оптимального типа. - Сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 5, 1966.
2. К исследованию процесса перепуска в поршневых вакуум-насосах - "ИВУЗ. Машиностроение", № 7, 1968 (в соавторстве).
3. Влияние некоторых конструктивных факторов на коэффициент расхода перепускных каналов в поршневых вакуум-насосах. - "ИВУЗ. Машиностроение", № 8, 1968 (в соавторстве).
4. Определение мощности привода быстроходного поршневого вакуум-насоса с золотником поршневого типа. - В сб. "Компрессорные и вакуумные машины", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, выпуск I, 1968.
5. Влияние конструктивных факторов на теоретическую характеристику вакуум-насоса. В сб. "Компрессорные и вакуумные машины", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, выпуск I, 1968 (в соавторстве).
6. Результаты исследования поршневого вакуум-насоса системы МВТУ. В сб. "Компрессорные машины", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968 (в соавторстве).
7. Результаты тепловых испытаний вакуум-насоса системы МВТУ. В сб. "Компрессорные и вакуумные машины", выпуск I, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968 (в соавторстве).
8. Исследование возможности применения вакуум-насоса 2ВНП-3 в кабельной промышленности. В сб. "Компрессорные машины", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968 (в соавторстве).
9. Течение воздуха в перепускных каналах поршневых вакуум-насосов. В сб. "Компрессорные машины", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968 (в соавторстве).
10. К учету влияния конечной длины шатуна при расчете теоретических характеристик поршневых вакуум-насосов с золотником поршневого типа. "ИВУЗ. Машиностроение", № 12, 1968 (в соавторстве).
11. Испытание двухступенчатого вакуум-насоса системы МВТУ. В сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 3, 1968 (в соавторстве).
12. Экспериментальное определение коэффициента расхода перепускных каналов поршневых вакуум-насосов. В сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 2, 1968 (в со-

авторстве).

13. Влияние быстроходности на характеристики вакуум-насоса 2ВНП-3. В сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 2, 1969 (в соавторстве).

14. О влиянии мертвого объема цилиндра на работу поршневого вакуум-насоса системы МВТУ. В сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 2, 1969 (в соавторстве).

15. К вопросу определения производительности вакуум-насоса при откачке конденсирующихся сред. В сб. материалов Всесоюзной конференции по вакуумной технике, Казань, 1970 (в соавторстве).

16. Охлаждение цилиндра поршневого вакуум-насоса. В сб. материалов Всесоюзной конференции по вакуумной технике, Казань, 1970 (в соавторстве).

17. Течение воздуха в перепускных каналах поршневых вакуум-насосов. В кн. "Исследования в области компрессорных машин", издательство "Будевельник", Киев, 1970 (в соавторстве).

18. К вопросу выбора глубины перепускного канала поршневого вакуум-насоса. "ИВУЗ. Машиностроение", № 3, 1971 (в соавторстве).

19. Экспериментальный стенд для испытания поршневого вакуум-компрессора 2ВНП-3. Труды МВТУ, вып. № 146, М., 1971 (в соавторстве).

20. Влияние быстроходности на работу поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ. Труды МВТУ, вып. № 146, М., 1971 (в соавторстве).

21. Методика определения размеров органов перепуска, открываемых при помощи поршней. Труды МВТУ, вып. № 146, М., 1971 (в соавторстве).

22. Исследования процесса перепуска в поршневых вакуум-компрессорах. Тезисы докладов III Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Казань, 1971 (в соавторстве).

23. Влияние охлаждения на объемные характеристики вакуум-компрессоров. Тезисы докладов Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Казань, 1971, (в соавторстве).

24. Исследование влияния охлаждения на энергетические характеристики вакуум-компрессоров. Тезисы докладов III Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Казань, 1971 (в соавторстве).

25. Методика расчета органов перепуска вакуум-компрессоров. Тезисы докладов III Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Казань, 1971 (в соавторстве).

26. Влияние неизотермичности процессов сжатия и перепуска на

объемный коэффициент откачки поршневого вакуум-насоса системы МВТУ. Труды МВТУ, вып. № 158, М., 1973 (в соавторстве).

27. Исследование процесса всасывания в поршневом вакуум-насосе системы МВТУ. Труды МВТУ, вып. № 158, М., 1973 (в соавторстве).

28. О математическом моделировании работы поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ. Тезисы Всесоюзного научного семинара "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин", М., 1973 (в соавторстве).

29. Экспериментальное исследование режимов охлаждения поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ при работе на номинальном режиме. Тезисы докладов Всесоюзного научного семинара "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин", М., 1973 (в соавторстве).

30. Исследование процессов всасывания в поршневом вакуум-компрессоре. Тезисы Всесоюзного научного семинара "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин", Москва, 1973 (в соавторстве).

31. Охлаждение цилиндров поршневых вакуум-компрессоров. В кн. "Физика и техника вакуума", изд. Казанского Государственного Университета, Казань, 1974 (в соавторстве).

32. Математическая модель поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ. Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974 (в соавторстве).

33. Методика расчета производительности поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ. Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974 (в соавторстве).

34. К вопросу выбора режима охлаждения поршневого вакуум-компрессора. Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974 (в соавторстве).

35. Определение оптимальных по расходу удельной мощности основных геометрических размеров поршневых компрессоров. Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974 (в соавторстве).

36. Применение ЭВМ для определения оптимальных геометрических соотношений в поршневом компрессоре двойного действия. В сб. "Компрессорное и холодильное машиностроение", ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 4, 1974 (в соавторстве).

37. Унифицированные вакуум-компрессоры системы МВТУ. Труды МВТУ, вып. № 179, М., 1975 (в соавторстве).

38. Влияние режима охлаждения на параметры вакуум-компрессора.

Труды МВТУ, вып. № 179, М., 1975 (в соавторстве).

39. Экспериментальное определение коэффициента расхода впускного тракта вакуум-насоса системы МВТУ. Труды МВТУ, вып. № 179, М., 1975 (в соавторстве).

40. Динамика пластины самодействующего клапана поршневого компрессора. Труды МВТУ, вып. № 179, М., 1975 (в соавторстве).

41. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров, Учебное пособие - изд. МВТУ, М., 1976 (Авторы: Пластинин П.И., Твалчредидзе А.К.).

42. Расчет процесса всасывания в поршневом вакуум-насосе. Тезисы докладов У Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Москва, 1978, (в соавторстве).

43. Исследование режимов охлаждения ПВН системы МВТУ. Тезисы докладов У Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Москва, 1978 (в соавторстве).

44. Plastinin P. "Mathematical Modeling of Reciprocating compressors in USSR". - Proceedings of 1978 Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette /Indiana/, USA, 1978.

45. Plastinin P. and Tvalchrelidze A. "Determination of Optimal Geometry of a Two Stage Reciprocating Compressor Using a Mathematical Model" - Paper N2, Institution of Mechanical Engineers Conference "Design and Operation of Industrial Compressors", University of Strathclyde, Glasgow, Scotland, 1978.

46. Поршневой вакуумный насос двойного действия. Авторское свидетельство СССР № 159925 /в соавторстве/.

47. Поршневой вакуум-насос двойного действия. Авторское свидетельство СССР № 233827 /в соавторстве/.

48. Поршневой вакуумный насос двойного действия. Авторское свидетельство СССР № 411226 /в соавторстве/.

49. ГОСТ 21710-76 "Насосы вакуумные поршневые. Типы и параметры" /автор диссертации являлся руководителем разработки стандарта/, изд. "Стандарты", 1976.