

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

На правах рукописи

Бага Вадим Николаевич

УДК 621.5.02+621.22–762

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ВАЛОВ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА
ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
Бондаренко Герман Андреевич
канд. техн. наук, профессор

Сумы – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ	
ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1 Классификация уплотнений пневмоагрегатов.....	14
1.2 Влияние протечек через лабиринтные уплотнения на к.п.д. пневмоагрегатов	20
1.3 Сравнительный анализ конструкций лабиринтного уплотнения	21
1.4 Методы расчета лабиринтных уплотнений.....	25
1.5 Влияние конструктивных параметров на работу лабиринтных уплотнений.....	34
1.6 Цель и задачи исследования	42
1.7 Выводы.....	43
РАЗДЕЛ 2 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ	44
2.1 Анализ существующих проблем при моделировании	44
2.2 Методика численного исследования	44
2.3 Методика экспериментального исследования	53
2.3.1 Схема и описание экспериментального стенда	54
2.3.2 Методика измерений и обработки опытных данных	59
2.3.3 Особенности физического моделирования лабиринтного уплотнения.....	63
2.3.4 Влияние масштабного фактора.....	69
2.3.5 Программа исследований.....	75
2.3 Выводы.....	76
РАЗДЕЛ 3 РАСЧЕТНО – ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ.....	77

3.1 Анализ существующей расчетной методики протечки через уплотнение	77
3.2 Поэлементный анализ течения газа в лабиринтном уплотнении	79
3.3 Моделирование лабиринтного уплотнения с использованием теории планирования эксперимента	98
3.4 Обобщенная модель условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения	104
3.5 Построение и идентификация математической модели условного коэффициента расхода	106
3.6 Выводы.....	108
РАЗДЕЛ 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ	110
4.1 Влияние режимных параметров	110
4.2 Влияние геометрических параметров	113
4.2.1 Влияние величины радиального зазора	113
4.2.2 Влияние высоты гребней h	114
4.2.3 Влияние величины шага гребней t	117
4.2.4 Влияние эксцентриситета.....	124
4.2.5 Влияние наличия винтовой канавки на роторе.....	128
4.3 Сравнение различных конструктивных схем лабиринтного уплотнения	129
4.3.1 Исследование конструкции с переменным шагом	130
4.3.2 Исследование влияния расположения гребней.....	137
4.4 Влияние физических свойств газов.....	141
4.5 Практические рекомендации	145
4.5.1 Расчет условного коэффициента расхода уплотнения.....	145
4.5.2 Оптимизация лабиринтного уплотнения центробежного нагнетателя	146
4.6 Выводы.....	149

ВЫВОДЫ.....	151
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	154
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	164
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	165
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	166

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Условные обозначения

- p, p^* – статическое, полное давления, *Па*;
 T, T^* – абсолютная статическая, полная температура, *К*;
 R – удельная газовая постоянная, *Дж/(кг·К)*;
 ρ – плотность, *кг/м³*;
 k – показатель адиабаты;
 n – частота вращения, *об/мин*;
 m – массовый расход, *кг/с*;
 f – площадь поперечного сечения, *м²*;
 u – окружная скорость, *м/с*;
 w – скорость в относительном движении, *м/с*;
 c – скорость в абсолютном движении, *м/с*;
 a – скорость звука, *м/с*;
 N – мощность, *Вт*;
 Re – число Рейнольдса;
 Eu – число Ейлера;
 M – число Маха;
 η – коэффициент полезного действия;
 ζ – коэффициент местного сопротивления; относительная величина потерь мощности;
 μ – коэффициент расхода;
 δ – толщина гребня, *мм*;
 Δ – толщина кромки отверстия (гребня), *мм*;
 ν – коэффициент кинематической вязкости, *м²/с*;
 D – диаметр вала уплотнения, *м*;
 s – радиальный зазор;
 t – расстояние между двумя соседними гребнями;

h – высота гребней.

Индексы

u – проекция в окружном направлении;

r – проекция в осевом направлении;

w – параметр в относительном движении.

Сокращения

РТ – рабочее тело;

р.к – рабочее колесо;

СумГУ – Сумский государственный университет;

к.п.д. – коэффициент полезного действия.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Вопросы энергосбережения и более рационального использования существующего энергетического потенциала становятся все более актуальными. Известен целый ряд пневмоагрегатов обеспечивающих потребности в различных отраслях: энергетике, добыче нефти и газа, нефте - газо переработки, металлургической, горнодобывающей, химической, холодильной промышленности, строительстве, транспорта и многих других [1–7]. Под пневмоагрегатами здесь и далее понимаются пневмоприводы, расширительные турбины, осевые и центробежные компрессоры, турбодетандеры работающие как на сжатом воздухе, так и на водяном паре и технических газах. Широкий спектр использования предъявляет к ним все более высокие требования, в первую очередь повышение давления нагнетания и частоты вращения вала, что приводит к более тяжелым условиям работы уплотнений. С другой стороны требуется повышение их экономичности. Последнее связано с уменьшением вредного влияния утечек и внутренних перетеканий рабочей среды. В качестве концевых и внутренних уплотнений турбин, компрессоров, пневмоагрегатов находят широкое распространение бесконтактные лабиринтные уплотнения, которым нет альтернативы по простоте, дешевизне и надежности не смотря на их не высокую герметичность. Появившиеся в последние годы более герметичные конструкции бесконтактных уплотнений сложны, дорогостоящи и используются в основном как концевые уплотнения валов машин, использующих в качестве рабочих тел опасные газы.

Уплотнительный эффект в бесконтактных уплотнениях осуществляется за счет возникновения гидравлического сопротивления при течении газа через малый зазор. В настоящее время при создании новых пневмоагрегатов (компрессоров, турбин и др.) идет борьба за каждую десятую долю процента к.п.д проточных частей. В то же время потери к.п.д. от внутренних протечек в турбомашинах достигают иногда многих процентов, особенно в агрегатах

высокого давления с малыми поперечными размерами проточной части (например в малорасходных ступенях). Однако сложный механизм течения в лабиринтных уплотнениях до сих пор мало изучен. Строгая теория их отсутствует, а для практических расчетов протечек используется приближенная формула А. Стодолы, дополненная поправочными коэффициентами учитывающими тип уплотнения, размеры камер, форму гребней и т. д. Известные опытные данные получены на упрощенных имитационных установках, обычно плоских, без учета формы кольцевого зазора, наличия ограниченного пространства перед каждым гребнем, вращения вала, закрутки потока на входе, эксцентриситета вала и др. Такой эмпирический подход к расчету расхода через лабиринтные уплотнения используется до настоящего времени, и в ряде случаев приводит к существенным расхождениям между фактическими и расчетными значениями. Не существует строгой методики моделирования характеристик уплотнений. Системные исследования лабиринтных уплотнений не проводились. Между тем появились мощные программные CFD – комплексы, позволяющие углубленно исследовать течение в каналах сложной формы.

Многолетняя практика показала не пригодность расчетных методик, основанных на теоретических решениях задачи о течении жидкости в узких зазорах пневмоагрегатов для идеализированных расчетных схем без учета влияния реальной формы зазора, влияния внешнего потока в проточной части на формирование граничных условий и других факторов. Следует отметить, что кроме объемных потерь внутренние лабиринтные уплотнения в составе проточных частей пневмоагрегатов оказывают существенное влияние на течение в боковых зазорах между ротором и статором, что в свою очередь влияет на величину осевых сил, потери мощности на внутреннее трение. При проектировании турбомашин (паровых и газовых турбин, осевых и радиальных компрессоров, детандеров) необходимая точность определения осевых нагрузок, действующих на ротор, остается до сих пор трудно достижимой.

Исходя из вышесказанного, очевидна актуальность задачи углубленного исследования течения в лабиринтных уплотнениях.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнялась согласно с планами научно-исследовательских работ кафедр технической теплофизики и прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета в соответствии с государственной научно-технической программой «Новейшие и ресурсосберегающие технологии в энергетике, промышленности и агропромышленном комплексе». Соискатель был исполнителем госбюджетной научно-исследовательской работы: «Исследования рабочих процессов энергетических машин» (№0110U004210).

Объект исследования – рабочий процесс течения уплотняемой среды в лабиринтном уплотнении.

Предмет исследования – взаимосвязь газодинамических параметров рабочего процесса и геометрических параметров лабиринтных уплотнений пневмоагрегатов с их характеристиками.

Методы исследования. При решении поставленных задач использовался анализ и обобщение известных литературных источников, что позволило доказать актуальность темы исследования, сформулировать его цель и задачи; аналитическое исследование гидравлических потерь в проточной части лабиринтного уплотнения позволило создать математическую модель рабочего процесса; численный эксперимент, выполненный на основе законов сохранения энергии и материи в дифференциальной форме, которые являются фундаментальными в технической гидро- и аэромеханике, позволил наглядно получить картину течения в проточной части исследуемого уплотнительного узла пневмоагрегата, определить рабочие характеристики и показал высокую точность расчетов; физический эксперимент был выполнен с целью подтверждения корректности математической модели рабочего процесса и получения основных взаимозависимостей газодинамических параметров с геометрическими, как в размерном, так и безразмерном видах.

Научная новизна полученных результатов:

- впервые предложен поэлементный подход к рассмотрению рабочего процесса в лабиринтном уплотнении, позволивший уточнить физическую картину протекающих в нем процессов, выявить наличие аномальных явлений в виде флуктуаций, то есть одновременно существующих зон с различными режимами вихревого течения, определить элементы и факторы, в большей мере влияющие на эффективности уплотнения и уточнить математическую модель течения;

- впервые получены критериальные уравнения и графические зависимости влияния различных параметров на характеристики уплотнения, уточнена методика расчета уплотнения с учетом ранее не учитываемых факторов (вращение вала, масштабный фактор, и др.), рассчитаны коэффициенты отдельных видов потерь методом идентификации математической модели уплотнения;

- впервые проведен сравнительный анализ влияния свойств газов, в т.ч. с использованием экспериментальных данных полученных на водяном паре и воздухе;

- получен ряд новых и уточнены известные данные по выбору геометрических параметров лабиринтных уплотнений, обоснована необходимость увеличения геометрического объема расширительных камер по ходу течения.

Практическое значение полученных результатов:

В диссертационной работе решена научно-практическая задача развития теории рабочего процесса и усовершенствования конструкции лабиринтных уплотнений.

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

- разработана методика поэлементного расчета гидравлических потерь в проточной части лабиринтного уплотнения, которая позволяет создать более эффективную конструкцию уплотнения пневмоагрегата;

- экспериментальным путем получена критериальная зависимость условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от чисел Рейнольдса и Эйлера, что позволяет более эффективно использовать метод моделирования при проектировании узлов уплотнений;

- разработаны алгоритм и методика проектирования лабиринтных уплотнений пневмоагрегатов, что позволяет ускорить процесс их расчета и проектирования, при этом точность расчета характеристик уплотнения повышается на 10 – 25%;

- при помощи программного комплекса Flow Vision выполнено моделирование и исследование течения газа в проточной части лабиринтного уплотнения, получена картина течения с использованием визуализаций;

- результаты работы могут быть использованы при расчетах и проектировании лабиринтных уплотнений пневмоагрегатов, а именно, разработаны практические рекомендации по выбору рациональной геометрии, указаны области оптимальных значений t и h , предложена конструкция с переменными значениями параметра t и h , что позволяет снизить величину протечки до 30%;

- основные результаты теоретических и экспериментальных исследований используются при выполнении курсовых и дипломных проектов, бакалаврских и магистерских работ, внедрены в курсах «Пневмоагрегаты и вакуумная техника», «Турбокомпрессоры» и «Проектирование турбомашин», которые преподаются для студентов специальности 05060405 «Компрессоры, пневмоагрегаты и вакуумная техника», что подтверждается соответствующими актами.

Личный вклад соискателя. Основные научные и практические результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно. Постановка задач исследований, анализ и обсуждение полученных результатов выполнялись соискателем совместно с научным руководителем.

В работах [8, 9] соискателем был выполнен анализ полученных результатов численного и экспериментального исследования. В работах [10, 11] роль соискателя заключалась в обобщении факторов влияющих на показатели эффективности лабиринтного уплотнения и пневмоагрегата в целом, а также разработка методики физического моделирования. В работе [12, 13, 14] соискателю принадлежит проведение физического эксперимента, обработка результатов и формулирование выводов. В работах [15, 16, 17] соискатель в соавторстве проводил расчеты в программном комплексе FlowVision с целью отработки методики численного исследования на примерах центробежной компрессорной ступени и узла лабиринтного уплотнения. Работа [18] посвящена проведению многочисленных исследований газодинамических процессов в лабиринтном уплотнении и сравнению их с физическим экспериментом, в чем соискатель принимал непосредственное участие. В работах [8, 9, 14] соискателю принадлежит обобщение существующего материала и сравнительный анализ полученных характеристик в соавторстве.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на: II и III Всеукраинских межвузовских научно – технических конференциях "Современные технологии в промышленном производстве", г. Сумы, 2012, 2014 гг.; XIV и XV Международных научно-технических конференциях: "Промышленная гидравлика и пневматика" – (г. Одесса, 2013 г., г. Мелитополь, 2014 г.); XIV Международная н.т.к. "Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования" Гервикон – г. Сумы 2014 г.; научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов Сумского государственного университета, г. Сумы, 2013 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 статей, 5 из которых в научных изданиях Украины, 1 статья опубликована в зарубежном издании, входящем в наукометрическую базу данных Scopus, а также 6 тез докладов в материалах конференций и 1 заявка на полезную модель.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Общий объем работы составляет 166 страниц, 71 рисунок и 26 таблиц по тексту, 3 приложения на 3 страницах, список использованной литературы из 108 наименований на 9 страницах.

Благодарности. Автор считает необходимым искренне поблагодарить своего научного руководителя к.т.н., проф. Бондаренко Германа Андреевича, за научную и методическую помощь, без которой появление этой работы выглядело бы очень проблематичным.

Автор также выражает искреннюю благодарность коллегам и сотрудникам кафедр технической теплофизики и прикладной гидроаэромеханики СумГУ за их полезные советы, замечания, бескорыстную помощь и моральную поддержку в процессе написания работы.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Классификация уплотнений пневмоагрегатов

Понятие «уплотнение» используется для определения и действия и устройства, что приводит к многозначности данного термина. Для определения конструкции больше подходит термин «уплотнитель», от которого отказались, поскольку в технической литературе термин «уплотнение» применяется как понятие, определяющее и действие и конструкцию [19, 20, 21].

Уплотнение является одним из самых распространенных устройств в машинах и агрегатах, использующих в качестве рабочего тела воздух, технические газы, водяной пар для предотвращения утечек (или насоса) или паразитных перетеканий рабочего тела внутри машин.

По назначению уплотнения делятся на концевые (уплотнения хвостовиков вала) и внутренние (уплотнения проточной части: междуфрагменные, надбандажные, межступенчатые, думмисные). В данной работе основной упор делается на внутренние уплотнения, поэтому рассматриваются только газовые (т.н. “сухие”) уплотнения, а уплотнения концевые с применением запорных жидких сред находятся за пределами тематики работы. На рисунке 1.1 приведена классификация уплотнений по типам. Большой вклад в развитие расчета уплотнений внесли В. А. Марцинковский [22, 23], Г. А. Бондаренко [24, 25], В. Г. Орлик [26 – 32] и др.

Уплотнения устанавливаются на подвижные и неподвижные детали и могут быть контактными или бесконтактными. В контактных уплотнениях уплотняющий эффект осуществляется в результате непосредственного контакта статорной и роторной частей, а в бесконтактных – за счет потерь энергии движущегося в зазоре потока. Бесконтактные уплотнения различают статического и динамического действия. В статических уплотнениях уплотняющий эффект происходит в результате действия гидродинамических

сил, возникающих в силу трения потока об элементы проточной части уплотнения, и местных вихреобразований.

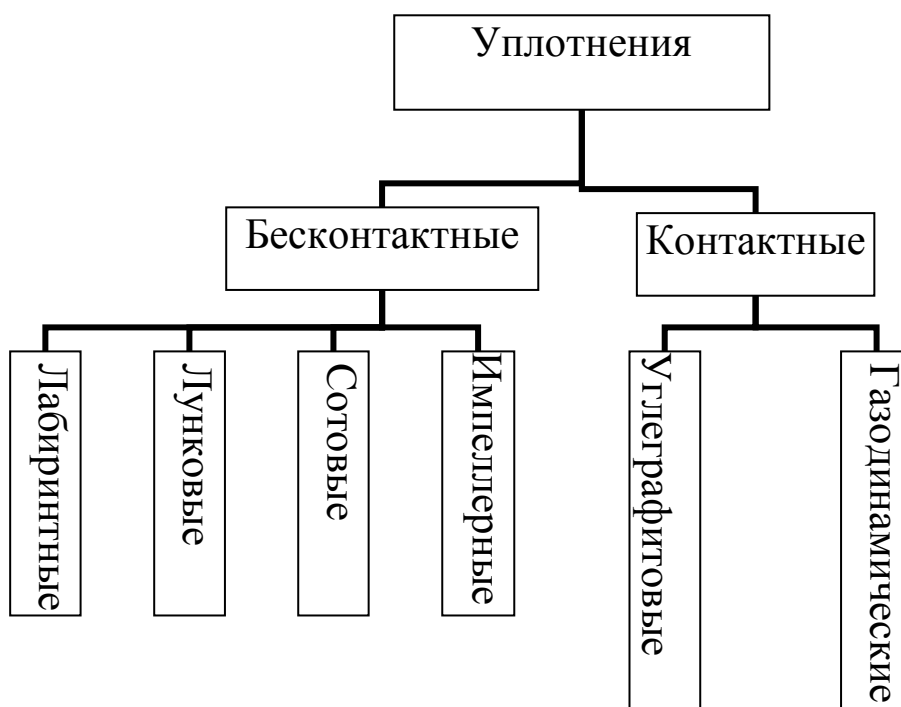


Рисунок 1.1 – Классификация уплотнений

А в динамических уплотнениях эффект дополняется развитием противодействия набегающему потоку. К динамическим относятся винтовые (винтовая нарезка на поверхности вала или внутреннего корпуса) и лабиринтно вихревые уплотнения (нарезка на обеих частях уплотнения, имеющая противоположное направление). Уплотнения с винтовой нарезкой также называемые импеллерами работают как встроенный насос, имеющий определенную производительность и соответственно требует некоторых затрат мощности, из – за чего их применение не получило широкого распространения, несмотря на высокую герметичность [33 – 38].

Имея такие преимущества как: простота конструкции, надежность, отсутствие трущихся деталей, возможность работы при больших отношениях давлений, различных средах, возможности установки на различные пневмоагрегаты можно констатировать, что на сегодняшний день нет

альтернативы лабиринтным уплотнениям с гладким валом. Поэтому в данной диссертационной работе наибольшее внимание уделено лабиринтным уплотнениям с гладким валом. На рисунке 1.2 представлены наиболее распространенные виды лабиринтных уплотнений.

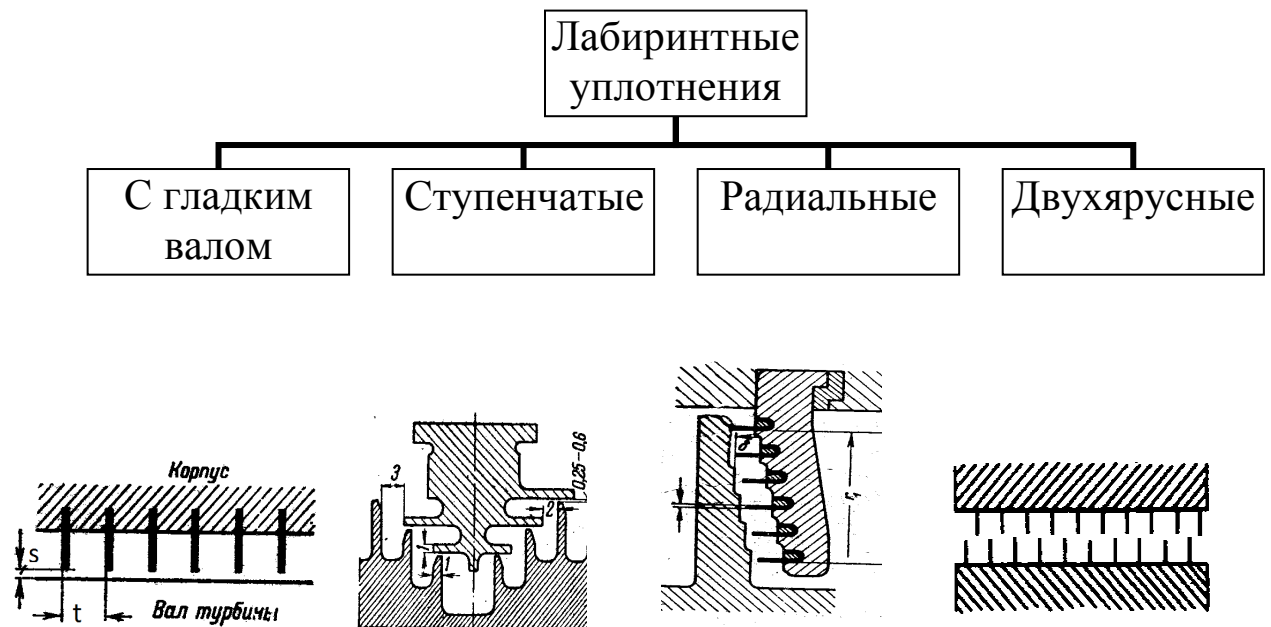


Рисунок 1.2 – Исполнения лабиринтных уплотнений

Приведенные на (рис. 1.2) лабиринтные уплотнения применяются в подавляющем большинстве конструкций пневмоагрегатов, а также турбомашин, использующих в качестве РТ сжатый воздух, пар, нейтральные и не опасные газы. Особым случаем применения лабиринтных уплотнений является их использование в шпиндельных двигателях, достигающих нескольких сотен тысяч оборотов в минуту. У таких двигателей лабиринтное уплотнение служит одновременно гидростатическим или гидродинамическим подшипником. Решающим преимуществом здесь является очень низкое трение, которое допускает такое высокое число оборотов. Следует отметить, что при больших плотностях газа и наличии эксцентриситета в лабиринтных уплотнениях могут возникать опасные самовозбуждающие колебания ротора (эффект Ломакина) и вибрация ротора [39 – 49, 22].

Разновидностью лабиринтных уплотнений является буферное уплотнение, применяющееся в качестве концевое уплотнения вала компрессоров, сжимающих опасные газы. Уплотнение состоит из двух секций между которыми вдувается нейтральный газ (азот), часть которого проникает внутрь компрессора, а другая часть сбрасывается в атмосферу. Для предотвращения таких явлений в центробежных компрессорах высокого давления нашли применения сотовые и лунковые уплотнения (рис. 1.3, а, б) [50 – 57, 22]. Большой вклад в развитии теории конструкций, технологий изготовления и внедрения таких уплотнений внесли Вниикомпрессормаш, СМНПО им. Фрунзе, СумДУ.

Наибольшее распространение получили бесконтактные уплотнения, т.к. они более долговечны чем контактные, а среди них – лабиринтные уплотнения. Лунковое уплотнения (рис. 1.3, а) состоит из втулки, на внутренней поверхности которой выполнены серповидные лунки разделенные кольцевыми гребнями в осевом направлении и перегородками в окружном. Гребни лункового уплотнения выполняют те же функции что и обычного лабиринтного, а перемычки создают дополнительное сопротивление потоку движущемуся в окружном направлении и, кроме того, разделяют полости между гребнями на малые объемы в которых автоколебания не развиваются.

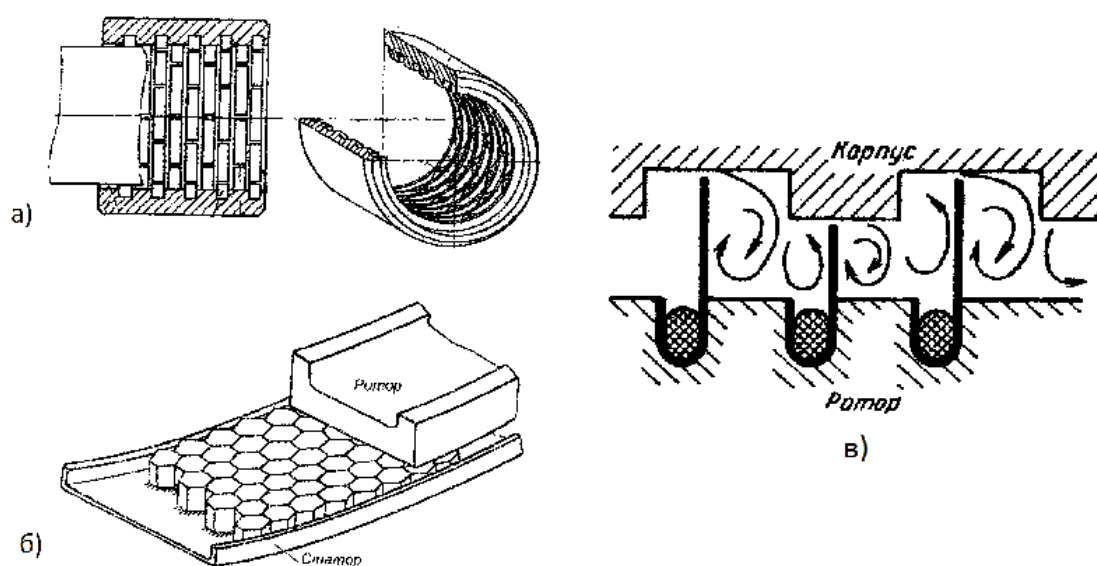


Рисунок 1.3 – Некоторые разновидности бесконтактных уплотнений:
а) - лунковое; б) - сотовое; в) - ступенчатое

Сотовые уплотнения (рис. 1.3, б) применяются в центробежных компрессорах высокого давления (для производства синтеза аммиака), газотурбинных двигателях, насосах и т. д., в качестве межступенчатых, концевых и думмисных уплотнений. Высокая жесткость сотовой конструкции позволяет выполнять стенки намного тоньше чем гребни лабиринтных уплотнений (до 0,05 мм), что допускает безззорную сборку за счет прирабатывания торцев сот при незначительном их нагреве. Сотовая обойма применяется как с гладким так и с гребенчатым валом. Ступенчатое исполнение сотового уплотнения повышает его эффективность, но существенно усложняет конструкцию и технологию изготовления.

Наряду с лабиринтными в небольших паровых турбинах используют контактные угольные уплотнения [58]. Стальные гребни угольно – лабиринтного уплотнения (рис. 1.4, а) при работе вырабатывают в угольной втулке канавки, которые образуют в пространстве между гребнями уплотнительный эффект. Данная конструкция допускает работу уплотнения при чрезвычайно малых зазорах, однако очень чувствительна к осевым смещениям ротора.

В качестве бесконтактного уплотнения на (рис. 1.4, б) показано импеллерное уплотнение [59 – 62], которое состоит из установленного на вал вращающегося импеллера с лопатками 1 и кольцевой неподвижной камеры 2. При вращении импеллера, рабочее тело находящееся в камере вовлекается во вращательное движение, в результате чего возникает противодействие p_0 , обеспечивающее герметичность уплотнения.

На (рис. 1.4, в) показано торцовое газодинамическое уплотнение [63 – 66], состоящее из роторной втулки 1 и диска 2, аксиально – подвижного графитового кольца 3, поджимающегося к диску 2 пружиной 4, размещенной в корпусе уплотнения 5. На торцовой поверхности роторной втулки 1 со стороны проточной части компрессора выполнены профильные лопатки 6 наклоненные по ходу вращения ротора 7. Герметизация зазора обеспечивается за счет

прижатия кольца 3 к рабочим поверхностям дисков 2 изготовленных с высокой точностью.

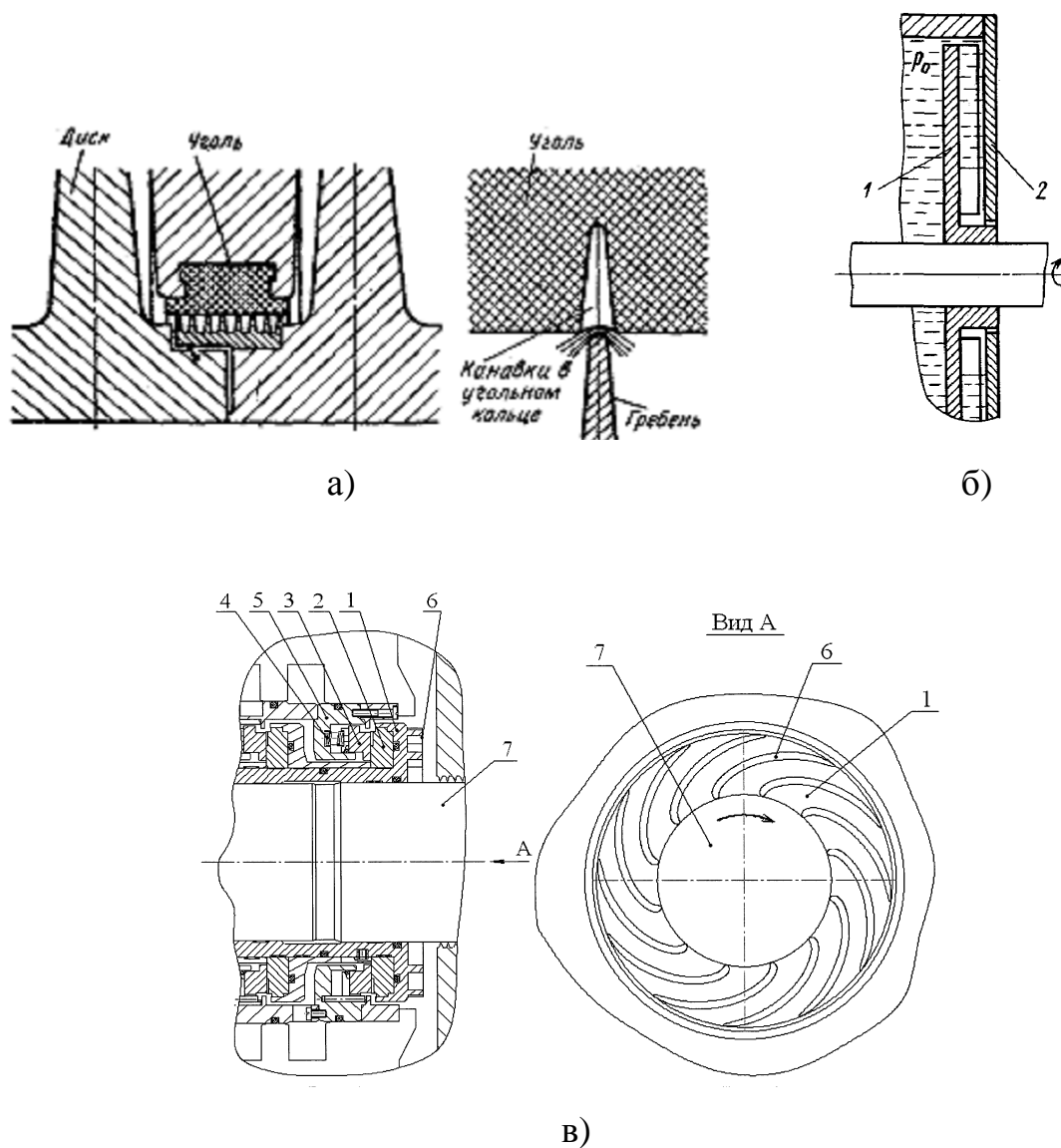


Рисунок 1.4 – Варианты исполнений уплотнений: а) - графитное; б) - импеллерное; в) - газодинамическое

Из вышесказанного видно, что повышение эффективности уплотнений происходит за счет существенного усложнения их конструкции, использования сложных технологий изготовления, дорогостоящих материалов, что приводит к резкому возрастанию цены.

1.2 Влияние протечек через лабиринтные уплотнения на к.п.д. пневмоагрегатов

Несмотря на разнообразие конструктивных схем лабиринтных уплотнений рабочий процесс в них осуществляется идентично. Поэтому с точки зрения упрощения методики исследований целесообразно в качестве базовой характеристики принять “классическое” лабиринтное уплотнение с гладким валом. При этом основной упор делается на исследование внутренних уплотнений, характеризующихся обычно небольшими уплотняемыми перепадами p_1 / p_2 и небольшим количеством гребней, но очень существенно влияющими на экономичность пневмомашин.

Внутреннее уплотнение – это уплотнение в зазорах между элементами вращающегося ротора и неподвижными элементами статора. Для лопаточных машин относительно протечек $\beta_{np} = m_{np} / m$ означает долю либо увеличения затрачиваемой работы на сжатие (в компрессоре), либо невыработку полезной механической энергии (в турбине). Характерным примером является степень центробежного компрессора [67] (рис. 1.5, а).

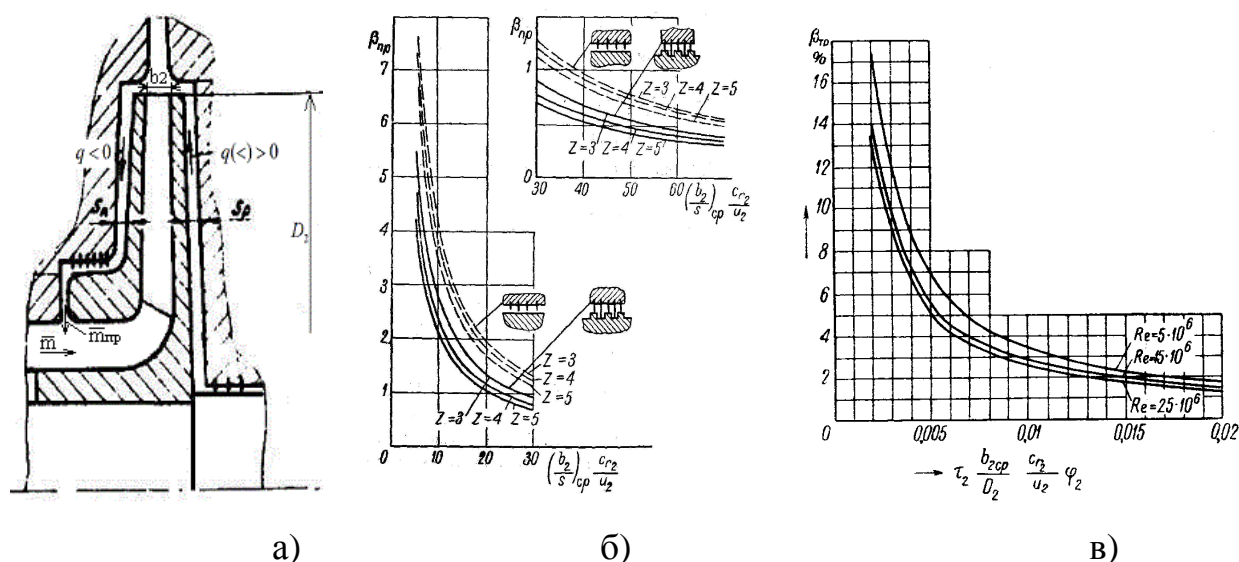


Рисунок 1.5 – Схема ступени центробежного компрессора (а) и влияние протечки через лабиринтное уплотнение на параметры, определяющие ее эффективность (б, в)

На рисунке 1.5, б, в приведены данные для наиболее распространенных конструкций уплотнений с гладким и ступенчатым валом. Видно, что при малых значениях ширины рабочего колеса на выходе b_2 потери на протечки могут превышать значения 5 %, в зависимости от ширины лопаток. Потери на протечку рассчитывают по формуле $\beta_{np} = \frac{\overline{m_{np}}}{\overline{m}} = \frac{\overline{m_{np}}}{\Phi \cdot \rho_0^* \cdot D_2^2 \cdot u_2}$, что согласно уравнению турбомашин Ейлера эквивалентно увеличению мощности на сжатие газа в ступени $h_i = h_T(1 + \beta_{np})$ [67, 68].

К аналогичным результатам приводит и влияние протечки в радиальном зазоре между лопатками и корпусом осевой турбинной ступени (рис. 1.6) [67]: потери к.п.д. составляют от 5 до 30 % в зависимости от увеличения режима ее работы (при этом увеличивается коэффициент потерь с утечкой ξ_y).

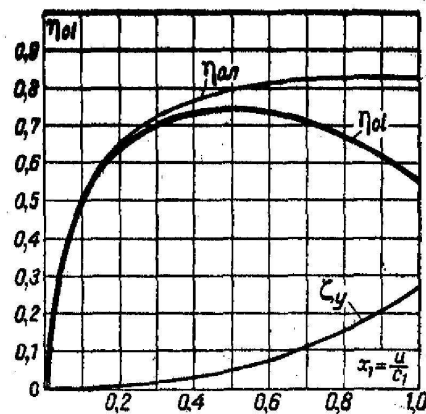


Рисунок 1.6 – Влияние потерь от перетекания на к.п.д. реактивной турбинной ступени

1.3 Сравнительный анализ конструкций лабиринтных уплотнений

На рисунке 1.7 показаны наиболее распространенные конструкции лабиринтных уплотнений. Там же приведены размеры и значения коэффициентов расхода, который определялся как $\mu = m_o / m$ [67].

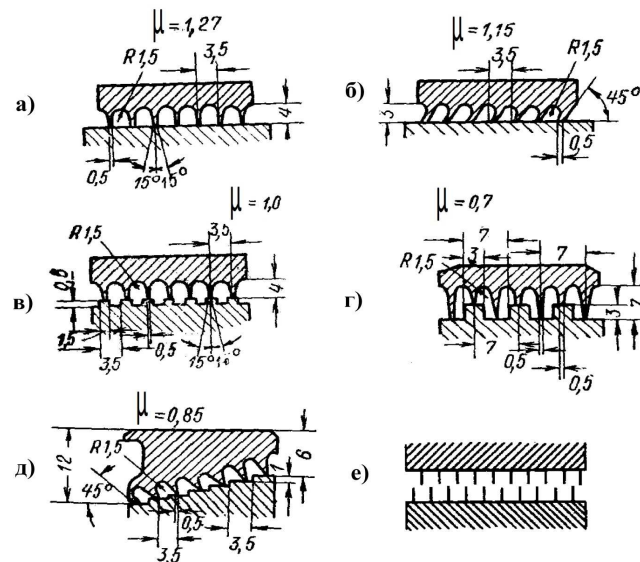


Рисунок 1.7 – Типы и характеристики уплотнений испытанных С. М. Шляхтенко: а, б) – с гладким валом; в, г, д) – ступенчатые; е) – двухярусное

Менее эффективными являются конструкции с гладким валом *а, б*, но в то же время являются наиболее распространенными, поскольку они не теряют своей работоспособности при осевых смещениях ротора, в отличие от более эффективных ступенчатых конструкций *в, г, д*, которые более технологически сложны в изготовлении и сборке. Для конструкции *е* не несут опасности осевые перемещения ротора, но ее эффективность зависит от количества совпадающих гребней расположенных на статорной и роторной его частях. Поэтому данную конструкцию целесообразно устанавливать при большом количестве гребней.

Лабиринтные уплотнений обычно слабо нагружены центробежными силами и усилиями от перепада давления и обладают большими преимуществами перед другими типами уплотнений:

- простота конструкции;
- высокая надежность;
- отсутствие трущихся деталей;
- отсутствие внутреннего трения;
- неограниченность окружных скоростей вала;
- возможность работы при высоких отношениях давлений;

- возможность широкого выбора материалов;
- возможность сохранения стабильной производительности агрегата на протяжении нескольких межремонтных периодов.

Основным недостатком лабиринтных уплотнений с гладким валом является их низкая эффективность, а ступенчатых конструкций – опасность выхода из строя вследствие даже небольших осевых перемещений вала (2 – 3 мм), поэтому их часто устанавливают около упорного подшипника, где эти перемещения наименьшие. Такие проблемы особенно остро проявляются при тепловых деформациях, неточностях при сборке, действие осевых газодинамических сил и др. Также при использовании лабиринтных уплотнений, как говорилось выше, возможно возникновение автоколебаний ротора.

Материал уплотнений выбирают в зависимости от назначения агрегатов, на которые они устанавливаются и условий их эксплуатации, главными из которых являются агрессивность среды, параметры ее температуры, давления, вязкости и конструктивные особенности самого уплотнения. При конструировании лабиринтных уплотнений стремятся решить несколько задач [58]:

а) конструкция гребня и следующей за ним расширительной камеры должны быть выполнены так, чтобы в камере по возможности гасилась кинетическая энергия, приобретенная газом при протекании через узкое сечение предыдущего зазора. Если этого не будет соблюдено, то расход уплотняемой среды через уплотнение увеличивается;

б) расположение гребней лабиринтов должно быть наиболее компактным с тем, чтобы в пределах заданной длины вала разместить наибольшее количество гребней. При этом, не следует допускать слишком малых размеров расширительных камер, так как это повлечет не пополноту гашения кинетической энергии;

в) конструкция уплотнения должна выполняться таким образом, чтобы малые зазоры между неподвижными гребнями и ротором не могли стать

причиной аварии. Радиальный зазор в уплотнении принимается равным $s = 0,001d_y$, но не менее чем 0,2 - 0,3 мм.

В ответственных конструкциях и при особо тяжелых условиях эксплуатации применяют комбинированные уплотнения, представляющие собой модификации или комбинацию уплотнений различных типов. Составными частями в таких уплотнениях нередко выступают лабиринтные. На рисунке 1.8 в качестве примера приведены некоторые варианты исполнений таких уплотнений [69].

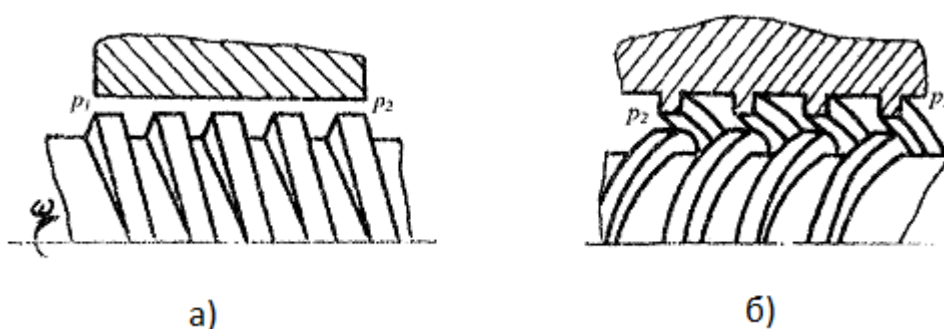


Рисунок 1.8 – Винтовое (а) и лабиринтно – вихревое уплотнение (б)

Винтовое уплотнение (рис. 1.8, а) состоит из гладкого корпуса и вала с винтовой нарезкой, установленного с гарантированным зазором. Лабиринтно – вихревое уплотнение, в отличие от винтового, имеет одно – или многозаходную нарезку противоположного направления на статоре и роторе. Число заходов является главной определяющей характеристикой, правильный выбор которой позволяет увеличивать величину уплотняемого давления. Особенностью данных уплотнений является то, что они представляют собой мини – насос, подающий уплотняемый поток и потребляющий мощность. Их применение очень ограничено [70, 71].

1.4 Методы расчета лабиринтных уплотнений

Теория лабиринтных уплотнений основывается на теории истечения струи жидкости из сопла и отверстия [72 – 77]. Исходным моментом является формула Сен – Венана для адиабатического истечения из сопла в неограниченное пространство, дополненная эмпирическим коэффициентом расхода μ [58]:

$$m = 0,99 \mu F \sqrt{\frac{p_1}{\rho_1}} \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z}} \quad (1.1)$$

Для большинства технических применений важно иметь минимальное гидравлическое сопротивление при истечении, поэтому используются сопла с плавными отводами. Но для уплотнения необходимо наоборот повысить гидравлическое сопротивление щели или отверстия, чему способствуют острые кромки.

До настоящего времени отсутствует строгая теория рабочего процесса в лабиринтных уплотнениях. Принято рассматривать лабиринтное уплотнение как ряд последовательно установленных отверстий с острыми кромками или сопел [58, 67, 68]. Данное положение весьма приближенно, поскольку в обычном лабиринтном уплотнении острая кромка находится только с одной стороны, и щель не плоская а кольцевая, имеет место вращения вала, объем за каждым гребнем ограничен расширительными камерами и т. д. Из сопоставление относительных расходов пара для сопла и отверстия с острой кромкой приведенных на рисунке 1.9, в видно их существенное различие как качественное, так и количественное. Прежде всего для отверстия характерно т.н. второе критическое отношение давлений, намного меньше, чем у сопел.

Процесс расширения пара в лабиринтном уплотнении в $i - s$ диаграмме изображен на (рис. 1.9, а). Падение давления по всем гребням уплотнения принимают равномерным (рис. 1.9, б).

В общем случае течение сжимаемой жидкости в канале описывается дифференциальными уравнениями Навье – Стокса и уравнениями неразрывности, состояния [72 – 77].

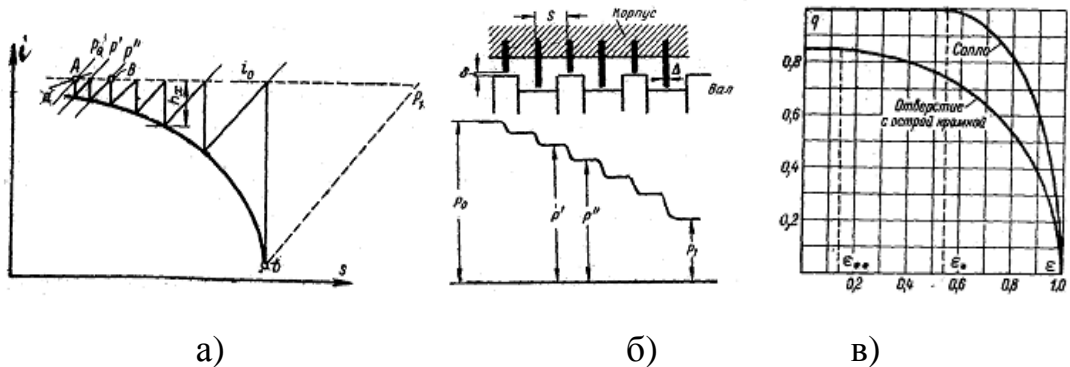


Рисунок 1.9 – *i – s* диаграмма расширения в лабиринтном уплотнении (а) и распределение давления по длине лабиринта (б), относительные расходы пара для сопла и отверстия с острой кромкой (в)

Расчет процесса истечения идеального газа из щели с острыми кромками был дан С.А. Чаплыгиным [72, 78].

$$m = \lambda \cdot \frac{\mu}{\mu_1} \cdot F \sqrt{\frac{g \cdot P_0}{v_0}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{2}{k}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{(k-1)/k}\right)} \quad (1.2)$$

где m – массовый расход через щель;

F – площадь зазора;

p_0 - давление газа перед щелью;

p_1 / p_2 - отношение давлений за и перед щелью;

k – показатель адиабаты;

μ - коэффициент сужения вследствие сжимаемости и свойств

рабочего тела;

μ_1 - то же для несжимаемой жидкости.

Формула Чаплыгина отличается от известной формулы Сен – Венана – Вентцеля для адиабатического истечения из сопла наличием составляющей

$\lambda \cdot \frac{\mu}{\mu_1}$, и дает существенные расхождения при расчете щелей даже с небольшим притуплением кромки.

Для расчета величины протечки через лабиринтное уплотнение А. Стодола предложил использовать формулу [67, 68] для определения расхода через отверстие с острой кромкой или сопла, дополнив ее экспериментальными коэффициентами, учитывающими все особенности работы уплотнения:

$$m = \mu F \rho_{cp} \sqrt{2\Delta p / z \rho_{cp}}, \quad (1.3)$$

где μ – коэффициент расхода;

Важно отметить что формула Стодола предполагает равномерную разбивку перепада по гребням $\Delta p_i = \Delta p / z$, плотность газа предполагается усредненной, т.е. уплотнение заменяется последовательно работающими идентичными отверстиями числом z , что весьма условно.

Расчетную формулу для определения величины протечки через лабиринтное уплотнение выбирают в зависимости от режима течения (достижения критического и второго критического отношения давлений).

Ниже приведены другие виды формул Стодола согласно [61], не затрагивающие ее изначальной сути. Для ступенчатого уплотнения с острыми кромками величина протечки определяется по формуле:

$$m = m_{**} q = \mu 0,667 F \sqrt{p_1 / v_1} \sqrt{(1 - \varepsilon^2) / z(1 - \varepsilon_{**})},$$

где $\varepsilon = p_2 / p_1$; $\varepsilon_{**} = p_{кр}^2 / p_1 = p^{**} / p_1 = 0,13$.

Для сопел (идеальное уплотнение):

$$m = m_* q = \mu 0,99 F \sqrt{p_1 / v_1} \sqrt{(1 - \varepsilon^2) / z},$$

где μ – учитывает влияние формы гребня.

Под описание идеальных, наиболее подходящими являются ступенчатые уплотнения, в которых осуществляется не только расширение сечения струи, но и ее поворот в каждой камере уплотнения, что повышает его эффективность.

Для реального уплотнения [58]:

$$m = 0,99 \mu_y k_y F \sqrt{p_1 / v_1} \sqrt{(1 - \varepsilon^2) / z},$$

где $k_y = \mu_{zn} / \mu_{cm}$ – поправочный коэффициент, учитывает наличие гладкого вала, определяется из кривых Эгли [58], (рис. 1.10, а); μ_y – эмпирический коэффициент расхода, значения которого получены опытным путем Б. М. Трояновским [79] с учетом влияния формы гребня (рис. 1.10, б).

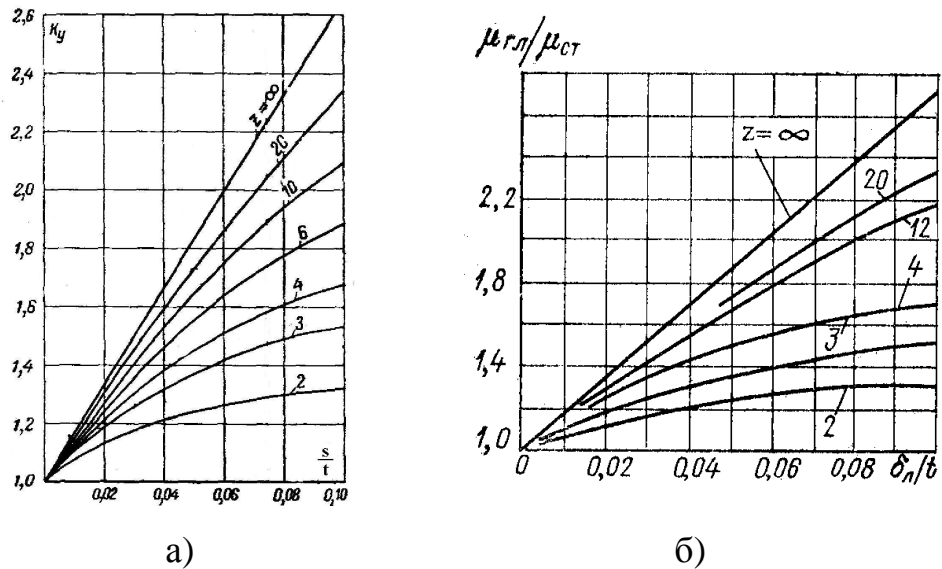


Рисунок 1.10 – Поправочные коэффициенты для определения теоретического расхода через уплотнение: а) - опыты Б.М. Трояновского; б) - кривые Эгли

Для конструкции ступенчатого уплотнения изображенной на рис. (1.11, а) в котором осуществляется полное гашение кинетической энергии, величину протечки предлагается рассчитывать по формуле [80]:

$$m = 0,0404 F \mu \beta \frac{p_1}{\sqrt{T_1}}, \quad (1.4)$$

где μ – коэффициент расхода;

β – коэффициент учитывающий число гребней, определяется графически (рис. 1.11, б);

T_1 – температура перед уплотнением, К.

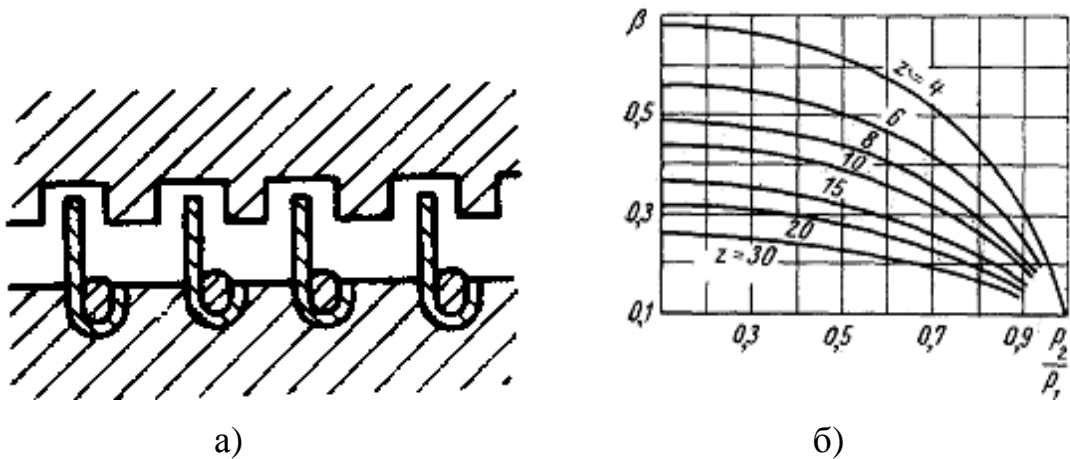


Рисунок 1.11 – Исполнение ступенчатого уплотнения (а), зависимость для определения поправочного коэффициента β (б)

В [67] для расчетов протечек в центробежных компрессорах была предложена формула Стодола, которая дополнялась коэффициентом μ , учитывающим все геометрические особенности уплотнения полученным по экспериментальным опытам С.М. Шляхтенко [81]:

$$m_{np} = \mu \cdot D \cdot s \sqrt{\frac{1 + \frac{p}{p_1}}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p) \cdot \rho_1}, \text{ кг/с} \quad (1.5)$$

где D - диаметр уплотнения, м;

s - радиальный зазор под гребнем уплотнения, мм;

z – число гребней уплотнения;

ρ_1 - плотность потока перед уплотнением, $\text{кг} / \text{м}^3$;

Такой полуэмпирический подход к определению протечек через лабиринтные уплотнения используется в турбо– и компрессоростроении вплоть до настоящего времени, несмотря на довольно грубое приближение, лежащее в его основе.

С.М. Шляхтенко было испытано 5 конструкций имеющих одинаковую габаритную длину, среди которых более эффективными оказались уплотнения со

ступенчатым расположением гребней. В данных опытах отношение шага уплотнений t к зазору s изменялось в пределах $t/s = 9 \div 35$. Абсолютные размеры испытанных уплотнений были несколько меньше, чем применяемые в турбиностроении, поэтому необходимо их увеличение с соблюдением геометрического подобия в пределах зазоров s , в указанном диапазоне t/s . Также было отмечено, что при одинаковых размерах внутренних уплотнений, имеет место возрастание протечек от первой ступени к последней. При выборе числа гребней z необходимо учитывать назначение уплотнения и располагаемое место; не рекомендуется иметь $z < 4$ и неэффективно допускать $z > 28 \div 32$.

Более обширное исследование провел проф. С.Е. Захаренко [82]. Были приняты следующие допущения: движение газа в щели установившееся, энергия к газу не подводится и не отводится, процесс дросселирование газа в щели происходит изотермически. С учетом этих допущений было выведено следующее уравнение расхода газа через щель:

$$m = \left[g \cdot \gamma'_1 \cdot P_1 \cdot l^2 \cdot h^2 \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 - 1 \right) / \left(\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 + \xi + \lambda \cdot k_{щ} \right) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1.6)$$

где l и h - длина (по фронту) и минимальная высота щели;

λ - коэффициент Дарси;

ξ - коэффициент местных потерь входа и выхода;

$k_{щ}$ - коэффициент формы щели;

γ' - удельный вес газа на выходе из щели.

Используя уравнения изменения количества движения при тех же допущениях которые делал проф. С.Е. Захаренко получено уравнение для определения удельного расхода газа через единицу площади сечения:

$$q = k_p \cdot \sqrt{\frac{g}{R \cdot T_2}} \cdot \sqrt{p_2^2 - p_1^2} \quad (1.7)$$

где k_p - опытный безразмерный коэффициент расхода, учитывающий уменьшение расхода вследствие потерь при движении газа через щель, который в первом приближении отыскивается графическим путем и лишь за тем во втором приближении уточняется его значение. Несмотря на длительную процедуру отыскивания коэффициента расхода, в нужной мере не удалось повысить точность расчета протечки через уплотнение.

Для определения перепада давления Δp в уплотнении покрывного диска предлагается воспользоваться испытаниями инженера Степанова на насосах, по результатам которых получена зависимость:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{3}{4} \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \right) \quad (1.8)$$

В книге А.В. Щегляева [58] говорится о возможности рассмотрения потока пара через лабиринтное уплотнение как поток движущийся через ряд последовательных отверстий с острой кромкой [76]. При истечении из отверстия с острой кромкой при дозвуковом течении, сечение струй уменьшается и коэффициент расхода (отношение расхода через зазор с острой кромкой к расходу через сопло той же выходной площади и при тех же режимных параметрах), составляет $\mu = 0,63 \div 0,68$. При снижении давления на выходе из отверстия коэффициент расхода увеличивается и достигает (при малых значениях давления на выходе) величины $\mu = 0.85$, поэтому при истечении из отверстия с острой кромкой расход газа (или пара) продолжает возрастать даже тогда, когда отношение давлений p_2 / p_1 становится ниже критического значения.

К.П. Селезневым [68] в предположении, что ни в одной из щелей не возникает скорость равная скорости звука, и что число элементов (щелей, камер) велико, так что перепад давления на одну щель мал и сжимаемостью

газа в пределах одной щели можно пренебречь, было предложено в формулу А. Стодолы с целью учета реальных условий движения газа ввести коэффициент расхода μ , который учитывает:

- сужение потока, приводящее к тому что фактическое живое сечение струи в щели меньше геометрической площади проходного сечения f ;
- потери в щели, приводящие к снижению скорости газа;
- сжимаемость газа, вызывающую снижение плотности газа в щели;
- возможность частичного преобразования кинетической энергии в камере в энергию давления.

Важно, что первые три фактора снижают расход газа через уплотнение, а последний – увеличивает его.

Следует отметить, что данная формула справедлива лишь для докритических скоростей в щелях. Звуковая скорость может появиться на последнем гребне уплотнения, так как здесь плотность газа минимальная при равных размерах щелей. Если в последней щели возникает скорость звука, то все уплотнение можно условно разделить на две части: первую с числом щелей $(z - 1)$, расход через которую определяется по формуле А. Стодолы, и вторую, состоящую из последнего элемента уплотнения с одной щелью, расход через которую определяется по формуле критического истечения:

$$\bar{m}_z = \mu \cdot f \sqrt{\frac{1}{(z-1) + \frac{\mu^2}{\mu_{кр} \cdot \chi^2}} \cdot \frac{p_1}{u_1}}, \quad (1.9)$$

где $\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – коэффициент, для воздуха ($k = 1,4$)

равный 0,684;

p_1, u_1 - параметры газа перед последним элементом уплотнения.

Коэффициенты расхода μ и $\mu_{кр}$ зависят от следующих факторов: конструкции лабиринта, величины зазоров δ_d , формы и толщины концов гребней, шага уплотнения t . Величина t имеет существенное значение, особенно при гладком лабиринте.

В таблице 1.1 приведены результаты расчетов протечки через уплотнения по различным формулам, из которой видно, что расхождения превышают 30%.

Таблица 1.1 – Результаты расчета протечек через уплотнение

№ п.п	Расчетная формула	m_m , кг/с	μ	$m_{прот.}$, кг/с	Ссылка
1	$m = D \cdot s \cdot \sqrt{\frac{1 + p_2 / p_1}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1}$	0,0300	1,330	0,0400	В. Ф. Рис
2	$m = F \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z}}$	0,0295	1,330	0,0393	А. И. Голубев, Л. А. Кондаков
3	$m = F \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z + \ln(p_1 / p_2)}}$	0,0290	1,330	0,0385	
4	$m = F \cdot \rho_{cp} \sqrt{2\Delta p_y / z \cdot \rho_{cp}}$	0,0295	1,273	0,0376	К. П. Селезнев
5	$m = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot p_1 \cdot v_1}}$	0,0295	1,186	0,0350	И. И. Кирилов
6	$m = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}$	0,0296	1,050	0,0310	Г. С. Самойлович
7	п. 5	0,0295	1,100	0,0325	В. Г. Орлик
8	$m = 0,99 \cdot k \cdot F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z}}$	0,0216	1,260	0,0270	А. В. Щегляев

Заострение входной кромки гребней, особенно при малых зазорах, способствует существенному снижению коэффициента расхода. На основании опытных данных можно принять для ступенчатых уплотнений с хорошо заостренными кромками $\mu = 0,67$ и $\mu_{кр} = 0,8$. При этих значениях

коэффициентов расхода формулы, связанные с критическим истечением, в случае сжатия воздуха приводятся к виду:

$$\bar{m}_l = \mu \cdot f \sqrt{\frac{1}{z + 0,5} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad (1.10)$$

$$p_{2кр} = p_1 \frac{0,65}{\sqrt{z + 0,5}} \quad (1.11)$$

1.5 Влияние конструктивных параметров на работу лабиринтных уплотнений

Основными конструктивными элементами любого лабиринтного уплотнения являются щели и промежуточные камеры. В щели происходит снижение давления потока газа. Принципиально важным является острота кромки гребня. Из опытов Б. М. Трояновского (рис.1.12, а) следует, что закругление входной кромки приводит к резкому увеличению коэффициента расхода до 1,5 раза [79].

Форма щели оказывает влияние на величину сужения вытекающей струи, что приводит к уменьшению протечки. Опыты Г. А. Домбровского (рис. 1.12, б) показали, что коэффициент сужения зависит от относительного геометрического размера щели и числа Маха [75]. В. Г Орликом (рис. 1.12, в) установлена зависимость коэффициента сужения струи от угла наклона гребня [83].

Очевидно, что размеры камеры ($t \times h$) между гребнями также должны влиять на работу уплотнения, т.к. в них происходит гашение кинетической энергии: чем больше объем камер, тем эффективнее уплотнение. Из (рис. 1.12, б) следует, что с уменьшением высоты h коэффициент расхода возрастает.

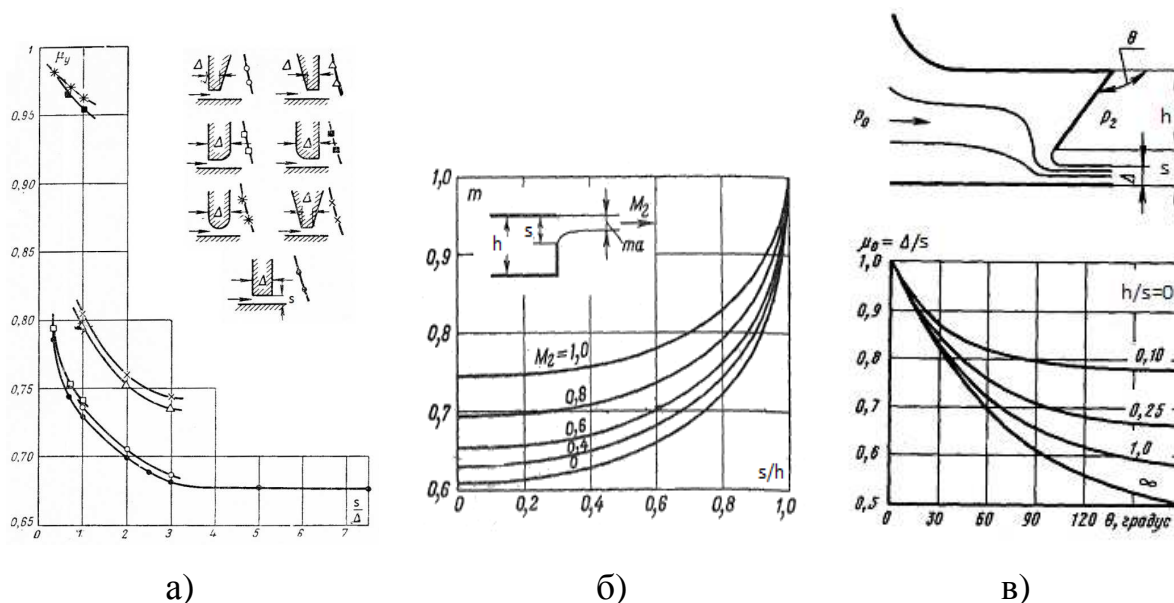


Рисунок 1.12 – Влияние формы кромки гребня на значение коэффициента расхода (а), влияние h и θ на коэффициент сужения струи μ_0 (б), (в)

В опытах С. М. Шляхтенко [81] испытывались варианты уплотнений (а – д, рис. 1. 7), имеющие отношения $t/s = 9 \div 35$. Абсолютные размеры испытанных уплотнений были несколько меньше, чем применяемые в турбиностроении, поэтому необходимо их увеличивать соблюдая геометрическое подобие в пределах зазоров s , в указанном диапазоне t/s . Также показано, что при одинаковых размерах внутренних уплотнений, имеет место возрастание протечек от первой ступени к последней. При выборе числа гребней z необходимо учитывать назначение уплотнения и располагаемое место; не рекомендуется иметь $z < 4$ и неэффективно допускать $z > 28 \div 32$. При ограниченных габаритах устанавливают елочные уплотнения.

На рисунке 1. 13 рассмотрены характеристики одиночной и групповой щели. Данное исследование позволило выявить влияние радиуса скругления входной кромки гребня на величину коэффициента расхода. Оказалось, что притупление острого гребня при кратковременном касании о вал, может способствовать снижению коэффициента расхода с $\mu = 0,611$ до $\mu = 1$

(при $r \approx 0,6s$), причем дальнейшее скругление на коэффициент расхода не влияет. На коэффициент расхода также влияет толщина гребня, что можно учесть используя графики [83].

Из вышесказанного видно, что коэффициент расхода одиночной щели существенно зависит от ее геометрической конфигурации. Коэффициент обычного гребня может изменяться более чем в два раза при его износе ($\mu = 0,611 \dots 1,415$). В целях снижения величины протечки через уплотнение, увеличивают число его гребней z , что нежелательно при ограниченной длине. В. Г. Орлик показал, что увеличение расстояния между гребнями t/s повышает эффективность уплотнения, т.к. истечение струи приближается к случаю неограниченного пространства с полным гашением скорости (рис. 1.13, б), где представлены расходные характеристики сдвоенных и строенных щелей в зависимости от их длины l . Прямоточная групповая щель, образованная гребнями со скругленными кромками (рис. 1.13, поз. 1,2) при малых значениях t ведет себя как одиночный утолщенный гребень (рис. 1.13, а, поз. 3). Соседние зазоры не оказывают влияния при $t/s > 30$.

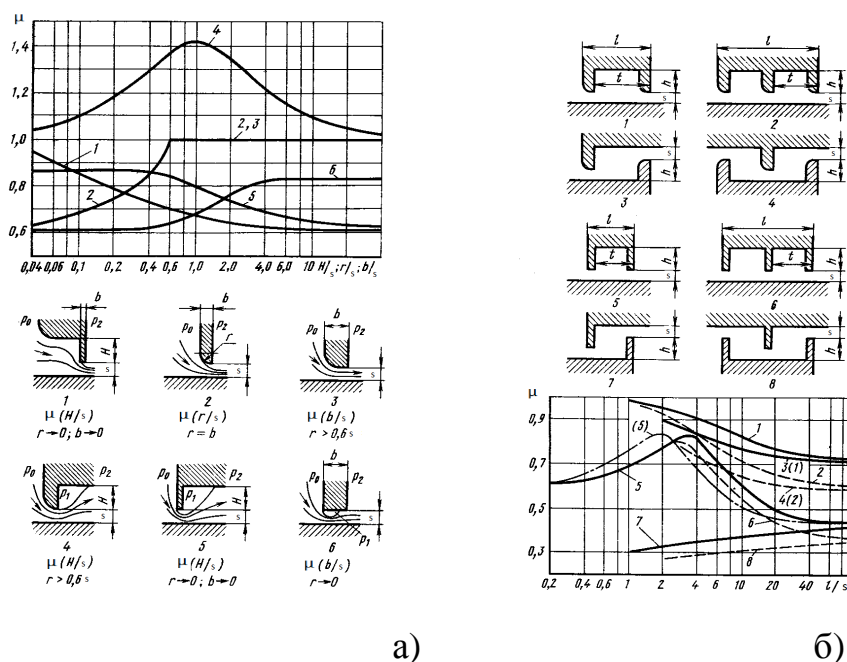


Рисунок 1.13 – Влияние конструктивных параметров на коэффициент расхода одиночной (а) и групповой (б) щели, (значения в скобках соответствуют параметру $t/h = 4$, без скобок $t/h = 1$)

На рисунке 1,13, б представлены расходные характеристики сдвоенных и строенных щелей в зависимости от их длины l . Прямоточная групповая щель, образованная гребнями со скругленными кромками (рис. 1.13, поз. 1,2) при малых значениях t ведет себя как одиночный утолщенный гребень (рис. 1.13, а, поз. 3). Соседние зазоры не оказывают влияния при $t/s > 30$.

Очевидно, что характеристики реальных уплотнений будут отличаться от тех, которые получены на упрощенных схемах, поэтому необходимо рассматривать не отдельные щели, а их работу во взаимодействии с соседними. Для этого необходимы более сложные экспериментальные установки.

В.Г. Орлик [27] проводил сравнительный анализ лабиринтных уплотнений со ступенчатым и гладким валом на основе полученных данных на экспериментальном стенде (рис. 1. 14). Образцы испытанных уплотнений имели вид плоских пластин длиной l и шириной S по 200 мм, на которых выполнены лабиринты. Испытания проводились при радиальных зазорах $s = 0,5 - 2,5$ мм, высота гребней $h = 5 - 15$ мм, шаг $t = 6 - 24$ мм, у ступенчатых конструкций осевой разбег $c = 6,5 - 35$ мм, высота выступов $h = 3,5 - 15$ мм. Испытательная установка работала при подаче воздуха под давлением до 0,6 МПа с выходом в атмосферу через расходомерное устройство. Условия опытов весьма приближенно отражали реальные: щели уплотнения плоские, отсутствие вращения вала и т.п.

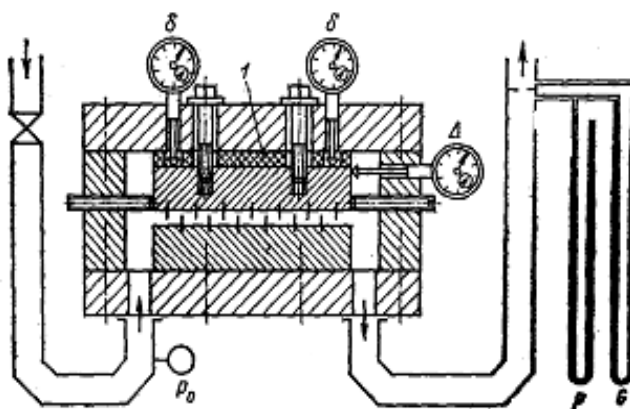


Рисунок 1.14 – Разрез экспериментальной установки

Испытано три типа уплотнений: типу А соответствуют прямоочные уплотнения, Б и В ступенчатые (В – с увеличенным числом коротких гребней). По результатам испытаний были получены значения коэффициентов расхода μ исследуемых конструкций. Помимо экспериментальных точек получены результаты теоретического расчета, учитывающего сужение струи в зазоре при различных условиях входа, что позволило выявить наличие зависимости оптимального шага от s/h , что качественно согласуется с данными [84].

В качестве расходной характеристики было введено понятие расчетного коэффициента расхода, приведенного к зазору $\mu_0 = \mu s / s_0$, где $s_0 = s + r(1 - \cos \theta_0)$.

Из рисунка 1.15 видно что коэффициент расхода уплотнения с гладким валом имеет существенно выше коэффициент расхода μ чем ступенчатая конструкция, что подтверждается опытами С.М. Шляхтенко (рис. 1.7), где среди испытанных конструкций (кроме варианта е), имеющих одинаковую длину, наилучшие результаты также показала ступенчатая геометрия, вариант г.

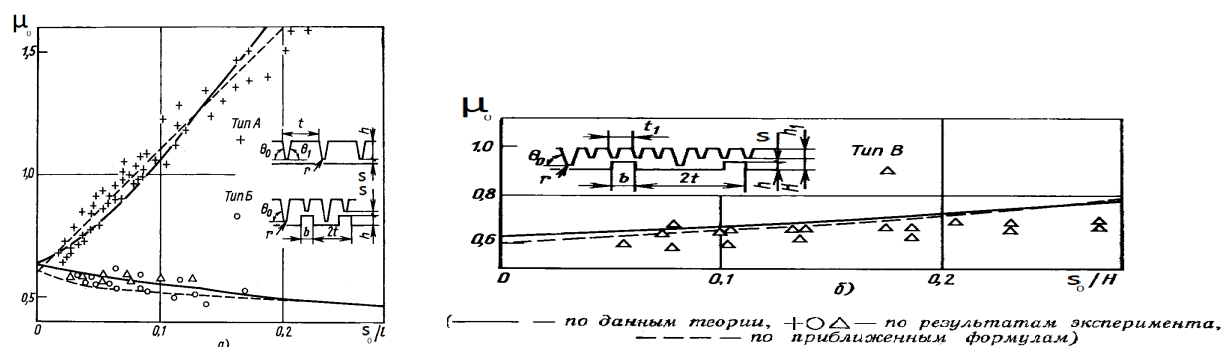


Рисунок 1.15 – Влияние геометрии на коэффициент расхода лабиринтных уплотнений μ : а) - варианты А и Б; б) - вариант В

Уплотнение с гладким валом оказалось примерно на 80% хуже по эффективности чем ступенчатое. Данные из (рис. 1.16) позволили определить оптимальную геометрию для исследованных типов уплотнений, а именно: в

уплотнении с гладким валом, с углом $\theta_0 \approx 90^\circ$ наименьшая протечка наблюдается при $(t/h)_{opt} \approx 2,5$.

Показана возможность повышения эффективности уплотнения с гладким валом за счет наклона гребней по течению, что способствует более полному гашению кинетической энергии струи. При больших значениях радиального зазора в уплотнении ($s > 0,4$ мм) ступенчатые уплотнения более предпочтительны, в отличии от малых значений ($s < 0,4$ мм) где лучше использовать уплотнение с гладким валом. Выявлено, что чрезмерно малые размеры камер уплотнения приводят к снижению его эффективности.

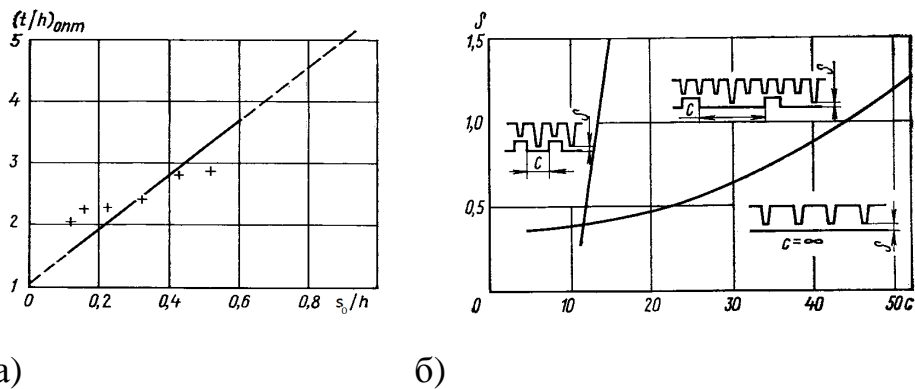


Рисунок 1.16 – Оптимальные соотношения между размерами прямоугольной камеры уплотнения с гладким валом (а) и рекомендуемые области применения исследованных уплотнений (б)

Орликом В. Г. были экспериментально исследованы конструкции приведенные на (рис. 1.17, а), где I – ступенчатое уплотнение, II – двухярусное, III – с наклонными гребнями.

Расчетное значение зазора s_0 определялось по зависимости:

$$s_0 = (s + r(1 - \cos \theta_0)) \cdot \beta,$$

где β – поправка на толщину кромки, определяется по экспериментальному графику 1.17, б.

Из таблицы 1.1 видно, что конструкции II, III эффективнее конструкции I, особенно при увеличенных значениях s . При малых значениях радиальных зазоров (до 0,7 мм) взаимное осевое смещение элементов уплотнения

увеличивает протечку на 10 – 30% вблизи крайних положений, а при больших зазорах, смещение уже влияния не оказывает. Анализ опытных данных позволил выявить, что для конструкции II оптимальной является камера квадратного сечения. Во всех рассматриваемых уплотнениях (рис. 1. 17, а) наблюдается уменьшение коэффициента расхода μ с увеличением радиального зазора уплотнения s , что характерно для ступенчатых уплотнений.

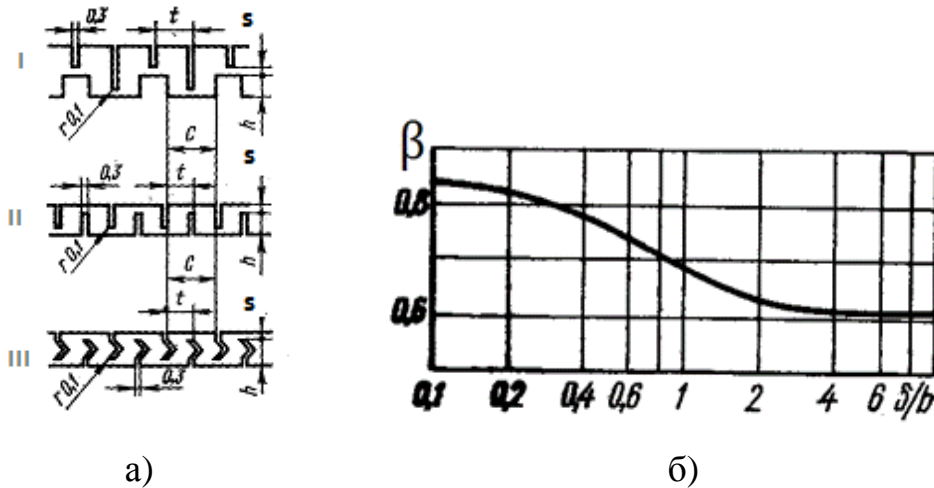


Рисунок 1.17 – Исполнения исследованных уплотнений (а), поправка на толщину кромки гребня (б)

Данное явление происходит из – за уменьшения коэффициента сужения струи с увеличением зазора s , приближаясь к идеально острой кромке.

В отличие от экспериментальных исследований В. Г. Орлика, в работе [85] экспериментальная установка А.Г. Костюка, позволяла исследовать не упрощенные плоские, а кольцевые модели лабиринтных уплотнений. Исследованные модели (рис. 1.18, а) имели равную протяженность вдоль оси вращения и диаметры. Верхняя часть уплотнений имеет статорное расположение, нижняя – роторное. Количество гребней не менее 10.

На рис. (1. 18, б) приведены расходы через испытанные модели, отнесенные к расходу через уплотнение с гладким валом (I), а для моделей IV и V показано влияние осевого относительного смещения ротора $\bar{x} = x / t_{cm}$, где x – смещение относительно статора.

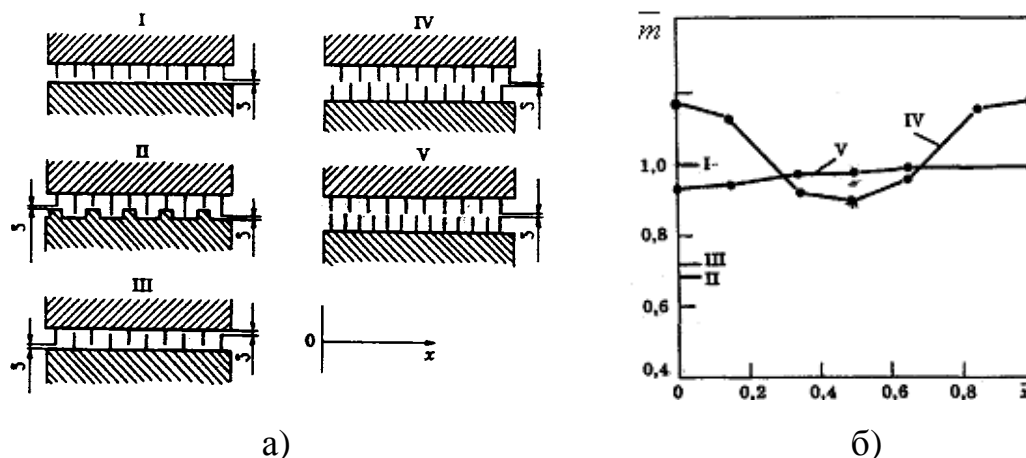


Рисунок 1.18 – Исследуемые модели уплотнений (а), сравнение конструкций по величине протечки ($p_1 = 124 \text{ КПа}$, $p_2 = 99,7 \text{ КПа}$) (б)

В экспериментах измерялась величина протечки через уплотнение m и определялся коэффициент расхода μ . В таблице 1.2 приведены результаты, полученные при $p_1 / p_2 = 0,7 \dots 0,8$.

Таблица 1.2 – Результаты экспериментального исследования

Модель	I	II	III	IV	V
μ	1,206	0,595	0,611	0,870	0,810

Из полученных результатов видно, что при наличии значительных осевых смещений ротора наиболее подходят уплотнения IV и V. Наименьшую величину протечки имеют уплотнения II и III, но при наличии осевых смещений ротора быстро выходят из строя. Следует отметить, что варианты IV и V имеют резерв повышения экономичности, за счет уменьшения шага между гребнями.

1. 6 Цель и задачи исследований

Цель исследования – усовершенствование методов расчета и проектирования лабиринтных уплотнений валов пневмоагрегатов на основе углубленного исследования и моделирования рабочего процесса.

Задачи исследования:

- отработать методику численного моделирования течения газа в лабиринтном уплотнении с использованием программного комплекса и провести ее верификацию;
- создать универсальный экспериментальный стенд для исследования характеристик лабиринтных уплотнений, в условиях максимально приближенных к реальным, и усовершенствовать методику физического моделирования лабиринтных уплотнений на основе теории подобия;
- провести экспериментальные и численные исследования закономерностей влияния геометрических и режимных параметров на структуру течения и интегральные характеристики уплотнений;
- определить особенности процесса расширения газа и выполнить поэлементный анализ гидравлических потерь в проточной части лабиринтного уплотнения;
- усовершенствовать методику расчета протечки газа через лабиринтное уплотнение;
- оценить эффективность различных конструктивных схем уплотнений;
- выявить влияние свойств газов на характеристики уплотнения;
- разработать практические рекомендации по повышению эффективности лабиринтных уплотнений с гладким валом.

1.7 Выводы

Выполненный информационно-аналитический обзор современного состояния проблем, связанных с использованием лабиринтных уплотнений позволяет сделать следующие выводы:

1. Лабиринтные уплотнения оказывают существенное влияние на экономичность пневмоагрегатов и турбомашин и имеют большой резерв повышения эффективности, который нужно использовать.

2. Исследование лабиринтных уплотнений до сих пор базировалось на существенно упрощенных физических и математических моделях. Следует констатировать отсутствие строгой методики по расчету протечек через лабиринтные уплотнения, имеющиеся зависимости не отражают в полной мере физику течения и требуют уточнения.

3. Существующие формулы по расчету расходных характеристик лабиринтных уплотнений построены на принятой аналогии с течением через отверстие с острой кромкой с эмпирическими поправками.

4. Отсутствует корректная методика физического моделирования лабиринтных уплотнений.

5. Существуют противоречия и отсутствие данных по исследованию влияния некоторых геометрических и режимных параметров.

6. Отсутствуют данные по влиянию физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтных уплотнений.

РАЗДЕЛ 2 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

2.1 Анализ существующих проблем при моделировании

Поскольку строгое аналитическое описание рабочего процесса в лабиринтном уплотнении в настоящее время не представляется возможным, методы расчета и проектирования базируются на экспериментальных данных, обобщенных в той или иной степени. Широкое исследование ряда отечественных и зарубежных организаций существенно расширили представление о характере и особенностях рабочего процесса.

Развитие прикладной математики и вычислительных комплексов предоставляют новые возможности по моделированию физических процессов. Кроме того, использование гидродинамических программных комплексов при моделировании сложных явлений и процессов позволяет, с помощью визуализаций, познакомиться со многими процессами которые не могут быть воспроизведены никакими иными способами. Однако при этом сохраняется определяющая роль натурального эксперимента, т. к., в конечном счете, только они могут служить показателем корректности численного моделирования.

С учетом сказанного была поставлена задача более детального экспериментального и теоретического исследования процессов, протекающих в лабиринтных уплотнениях с целью улучшения их герметичности.

2.2 Методика численного исследования

Для численного моделирования использовался программный комплекс Flow Vision, который эффективно решает ряд практических задач, среди которых моделирование течения в проточных частях турбин, компрессоров, насосов, азот и жидкостей по каналам трубопроводам и т.д.

FlowVision основан на численном решении трехмерных стационарных и нестационарных уравнений динамики жидкости и газа, которые включают в себя законы сохранения массы, импульса (уравнения Навье-Стокса), уравнения состояния. Для расчета сложных движений жидкости и газа, сопровождаемых дополнительными физическими явлениями турбулентности, контактных границ раздела, теплопереноса, в математическую модель включаются дополнительные уравнения, описывающие эти явления [86, 87].

FlowVision использует конечно-объемный подход для аппроксимации уравнений математической модели. Уравнения Навье-Стокса решаются методом расщепления по физическим процессам (проекторный метод MAC).

Данный комплекс отличается простотой построения расчетной сетки, так чтобы сгенерировать сетку, достаточно задать всего лишь несколько параметров, после чего она автоматически генерируется для расчетной области, имеющей геометрию любой сложности. Препроцессор, решатель и постпроцессор объединены и работают одновременно.

Препроцессор служит для импортирования геометрии расчетной области из систем геометрического моделирования, задание модели среды, расстановки начальных и граничных условий, генерации расчетной сетки и задания критериев сходимости, после чего управление передается Решателю, который начинает процесс расчета. При достижении требуемого значения критерия сходимости процесс счета может быть остановлен.

Базовыми в программе FlowVision являются уравнения Навье-Стокса (вместе с уравнением неразрывности). Для замыкания этих уравнений в зависимости от конкретной задачи могут использоваться дополнительные соотношения, описывающие изменение плотности, турбулентный перенос и т. п. Наборы таких соотношений в совокупности с уравнениями Навье-Стокса называются моделями.

При моделировании узла лабиринтного уплотнения использовались следующие модели:

- k-ε модель турбулентного течения вязкой жидкости с небольшими изменениями плотности при больших числах Рейнольдса;
- модель полностью сжимаемой жидкости (в терминологии FlowVision): стационарное и нестационарное течение при любых числах Маха (до-, транс-, сверх- и гиперзвуковые течения).

Для решения возникающей системы линейных алгебраических уравнений использовался как неявный (более надежный) вариант итерационного процесса. Метод базируется на подходе Эйлера к описанию движения жидкости, суть которого состоит в том, что различные скалярные и векторные величины рассматриваются как функции переменных Эйлера.

Работу в препроцессоре можно разделить на несколько этапов:

Постпроцессор использовался для вывода и представления полученных в результате расчетов данных. Данные выводились на промежуточных этапах расчета, и это позволяло отслеживать динамику моделируемого процесса.

При этом шаг по времени задавался постоянным, а конец расчета определялся сходимостью всех решаемых уравнений. Главным критерием установления стационарного режима течения в уплотнении, является равенство массовых расходов газа во входном и выходном сечении.

Использовалась возможность комплекса по расчету течения в агрегате с вращающимися частями. Если вращающиеся части (роторы) могут быть окружены цилиндрическими поверхностями без пересечения границ расчётной области, применяется технология "скользящих сеток": роторы рассчитываются во вращающихся системах координат, неподвижные части (статоры, корпус) - в неподвижной системе координат. В случае моделирования узла лабиринтного уплотнения роторы не могут быть окружены цилиндрическими поверхностями, поэтому была применена технология "подвижных тел".

В качестве объекта численного исследования на первом этапе использована модельная установка (рис. 2.6), обеспечивающая условия работы, максимально приближенные к реальным. Исследования проводились как на модельных (при малых абсолютных значениях давления p), так и на натуральных условиях. Течение в зазоре считали турбулентным и осесимметричным. Использована $k - \varepsilon$ модель турбулентности. В качестве исходных данных задавались граничные условия p и T во входном сечении уплотнения, таким образом, чтобы получить требуемый диапазон расходов $m = 0,001 - 0,04$ кг/с.

В результате расчетов определялись значения величин протечки через уплотнение, распределение давления по его длине, скоростей и плотности. Получены визуализации течения в виде полей (заливок) скорости, давления, плотности, векторов, вспышек (анимации движения потока) и изолиний.

Принятые допущения:

Моделирование течения проводилось в стационарной постановке, воздух рассматривался как совершенный газ. В целях экономии вычислительных ресурсов, исследуемая модель ограничена сектором $\gamma = 3^0$. Поверхности стенок проточной части принимались гидравлически гладкими. Стенки проточной части – адиабатические.

Задание граничных условий:

Расчетная область уплотнения разделена на статорную (обойма с гребнями) и роторную часть (гладкий вал, вал с гребнями).

На данном этапе определялись типы граничных условий и их присвоение на конкретных поверхностях.

При расчёте узла лабиринтного уплотнения выделены следующие типы граничных условий:

- “Вход” — входное сечение уплотнения;
- “Периодическая поверхность” — граница, очерчиваемая расчетный сектор модели;
- “Выход” — выходное сечение уплотнения;
- “Стенка” — “тело” уплотнения;

- “Вращающаяся стенка” – роторная часть уплотнения.

Супергруппы создавались на граничных условиях «Вход» и «Выход», после чего экспортировалась в постпроцессор, как сложный фасеточный объект на котором были построены слои визуализации (заливка, вектора, изолинии, вспышки). Также строились такие характеристики, как: давление, температура, плотность и скорость. Основной необходимостью создания супергрупп на входе и выходе является обеспечение возможности сравнения массового расхода, втекающего в уплотнение и вытекающего из него. Знаки «+» и «-» соответствуют втеканию и вытеканию потока массы через рабочую область . На выходе из уплотнения в характеристиках всегда будет стоять минус перед значением массового расхода. Все параметры отсчитывались относительно заданным опорным величинам, соответствующим атмосферным условиям.

Входными краевыми условиями являются значения давления и температуры. В качестве примера в таблице 2.1 приведены модельные условия опытов для $D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм по условиям эксперимента на воздухе. Величина протечки через уплотнение для сектора $\gamma = 3^\circ$ рассчитывалась по формуле $m_\gamma = m_{полн} \cdot (3 / 360)$, кг/с.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета узла уплотнения в модельных условиях.

$\frac{p_1}{p_2}$	$p_{оп}$, Па	$p_{вх}$, Па	$T_{оп}$, К	$T_{вх}$, °С	$m_{сект}$, кг/с	$m_{упл}$, кг/с
1,07	99459	6767	273	14	0,0000245	0,00294
1,1	99459	9571	273	14	0,0000310	0,00372
1,13	99459	12631	273	14	0,0000350	0,00420
1,2	99459	19427	273	14	0,00004375	0,00525
1,25	99459	24664	273	14	0,00004920	0,00590

Также проводилось расчетное исследование при натуральных условиях, для нагнетателя ГПА – Ц – 6,3 (табл. 2.2).

Таблица 2.2 – Исходные данные для расчета узла уплотнения на натуральных условиях

$\frac{p_1}{p_2}$	$p_{оп}$, Па	$p_{вх}$, Па	$T_{оп}$, К	$T_{вх}$, °С	$m_{сект}$, кг/с	$m_{упл}$, кг/с
1,06	$6 \cdot 10^6$	-340000	273	40	0,00375	0,45
1,132	$6 \cdot 10^6$	-700000	273	40	0,00567	0,68
1,15	$6 \cdot 10^6$	-782609	273	40	0,00600	0,72
1,21	$6 \cdot 10^6$	-1041322	273	40	0,00683	0,82

Для получения удовлетворительной сходимости расчетов на натуральных условиях, необходимо в качестве опорных величин задавать давление на входе в уплотнение, соответственно во входном сечении задается $p = 0$, а давление на выходе со знаком “–“. Температура на входе принималась неизменной при любых значениях уплотняемого перепада p_1 / p_2 , в силу незначительного ее влияния.

Построение и адаптация расчётной сетки

В Flow Vision численное интегрирование уравнений по пространственным координатам проводится с использованием прямоугольной адаптивной локально измельченной сетки. Такой подход обеспечивает, с одной стороны, использование простой равномерной неадаптивной сетки при решении задач с относительно несложной геометрией. С другой стороны, появляется возможность при решении задач со сложной геометрией проводить адаптацию (подстройку) сетки к особенностям геометрии вблизи границ.

На первом этапе вводятся ряд параметров, характеризующих размер будущей сетки (ячеек). Следующий этап – уточнение расчетной сетки – связан

с процессом адаптации начальных расчетных ячеек. Суть адаптации заключается в измельчении ячеек в тех областях, где предполагается, что начальная сетка является грубой и адекватно не отражает происходящие изменения физических параметров.

Интерфейс FlowVision включает возможности автоматического и ручного контроля формирования сетки, в том числе добавление (удаление) ячеек сетки в определённых областях.

Применительно к лабиринтному уплотнению необходимо адаптировать расчетную сетку к его микрогеометрии (щелевому зазору с острой кромкой). Данная задача была осуществлена построением достаточно точной расчетной сетки нулевого уровня таким образом, чтобы в радиальном зазоре $s = 0,225$ мм помещалось порядка 10 ячеек максимально приближенных к квадратной форме (рис. 2.1). Такой прием приемлем, так как рассчитывался сектор с малым углом поворота. Сходимость результатов оценивалась по интегральным характеристикам во входном и выходном сечениях уплотнения.

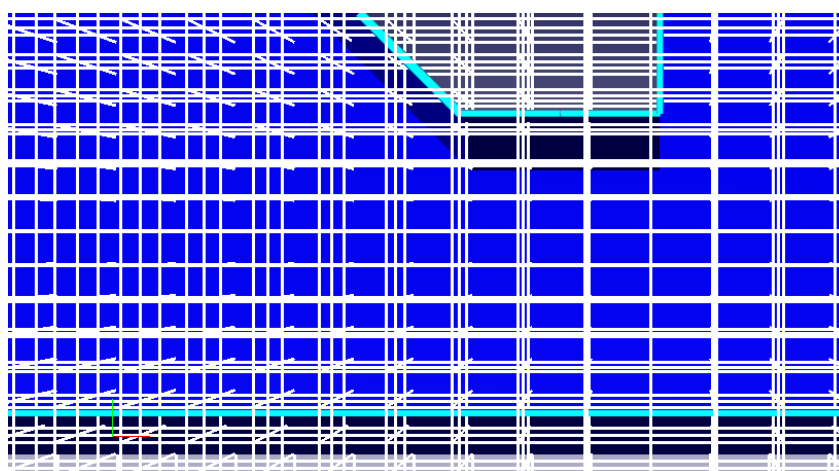


Рисунок 2.1 – Расчетная сетка ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, в верхней части обозначена кромка гребня)

Была произведена серия расчетов лабиринтного уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$) на секторе $\gamma = 3^\circ$ с расчетными сетками, имеющими различное количество ячеек, с целью выявления наилучшего ее варианта (рис. 2. 2, а). При этом рассмотрены случаи с неподвижным и вращающимся

валом. В итоге было выбрано рациональное количество расчетных ячеек равное $N = 250000$. Программный комплекс оперирует семью моделями турбулентности. По самым распространенным для подобных задач моделям турбулентности (SST, стандартная $k-\varepsilon$, SA, низко – Рейнольдсовая модель AKN) проведена серия сравнительных расчетов, не выявившая существенных разногласий между ними (рис. 2.2 б). Была выбрана стандартная $k-\varepsilon$ модель, поскольку она хорошо согласуется с большинством известных исследуемых моделей течения газов.

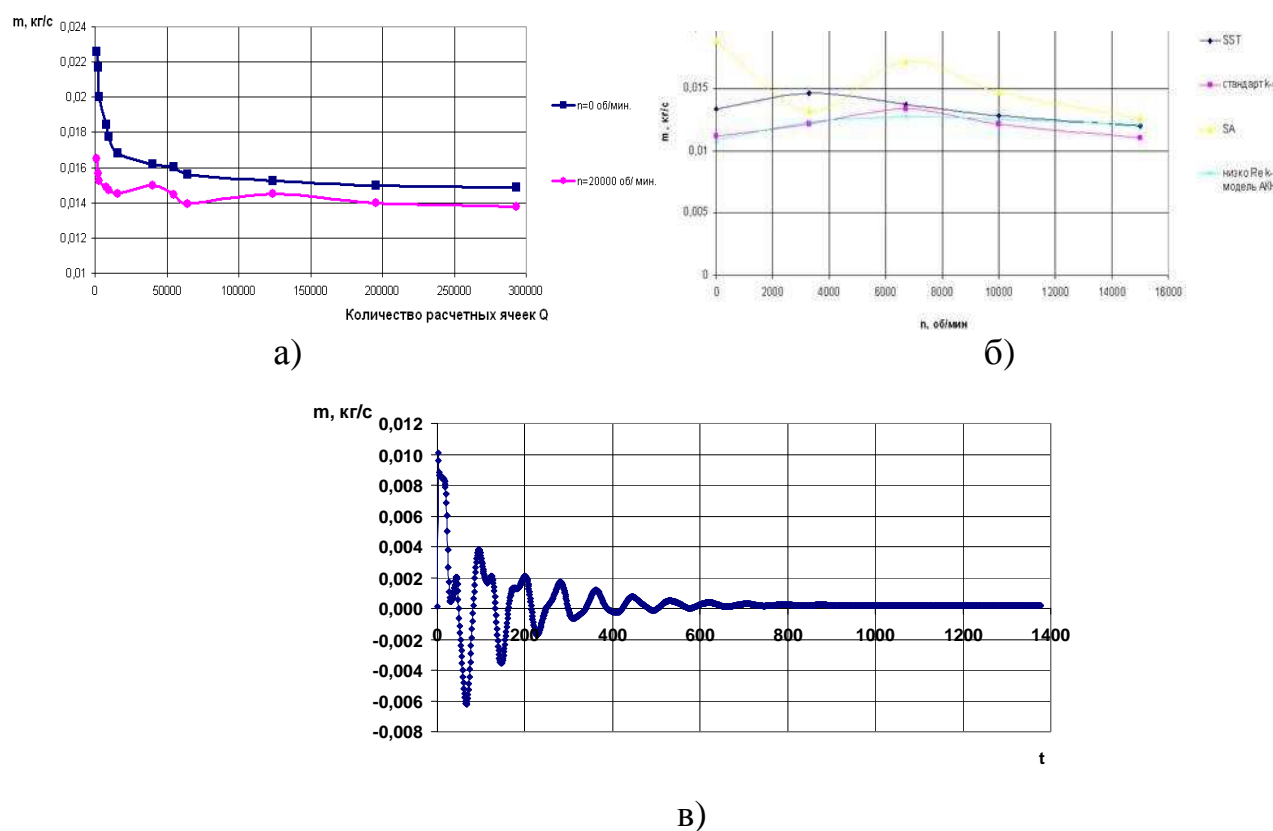


Рисунок 2.2 – К методике численного моделирования ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм):

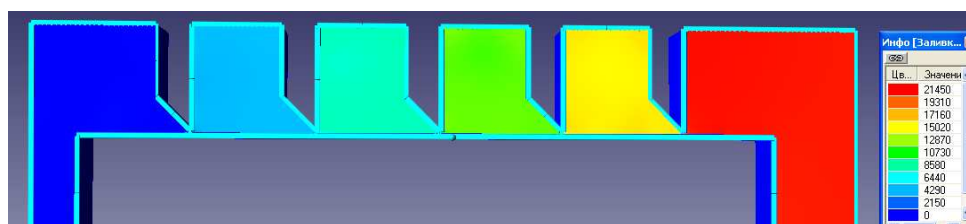
а) выбор количества расчетных ячеек $p_1 / p_2 = 1,09$; б) выбор модели турбулентности $p_1 / p_2 = 1,12$; в) сходимость результатов

Для выбранной модели полностью сжимаемая жидкость, шаг по времени зависит от сходимости уравнений по давлению, поэтому он сначала задается равным одной десятой пролетного времени, затем уменьшается в случае

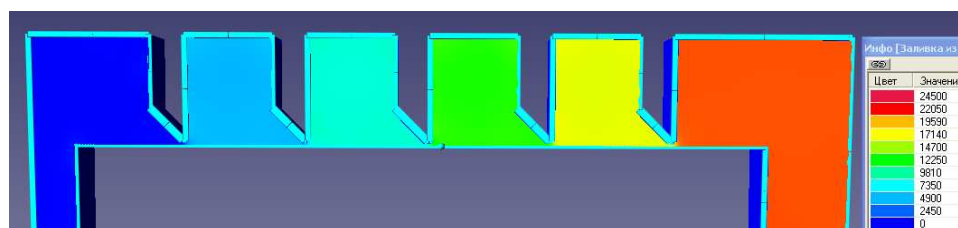
отсутствия сходимости. В качестве примера на (рис. 2.2, в) показана сходимость результатов численного моделирования по массовому расходу m .

Значительное внимание было уделено вопросам методики визуального представления результатов численного исследования течения в лабиринтном уплотнении в виде полей давления, скорости и плотности, выполненные в цветовой гамме (т. н. “заливки”), полей векторов скорости, изолиний – линий равных значений параметров [88 – 90].

В качестве примеров на (рис. 2.3) приведена заливка давления, полученная с использованием программного комплекса Flow Vision ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $n = 6700$ об/мин, $p_1 / p_2 = 1,21$). В легенде показано избыточное давление относительно опорной величины $p_{on} = 101000$ Па.



а)



б)

Рисунок 2.3 – Визуализация распределения давления вдоль уплотнения:

а) - $n = 0$; б) - $n = 6700$ об/мин

На рисунке 2.4 приведены некоторые визуализации для этого случая, иллюстрирующие широкие возможности численного метода.

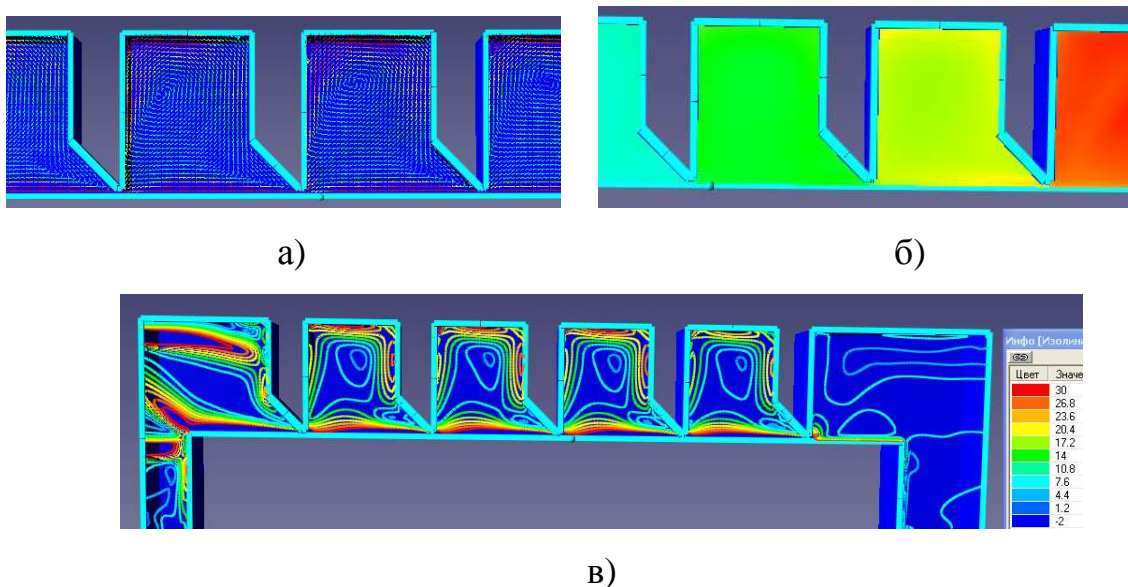


Рисунок 2.4 – Некоторые визуализации уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 4$, $n = 0$): а) вектора скорости; б) распределение плотности; в) изолинии скорости

2.3 Методика экспериментального исследования

Для проведения физических исследований была создана универсальная экспериментальная установка [12], с возможностью установки сменных обойм уплотнений с модельными и натурными размерами. Рабочее тело – воздух, водяной пар.

При разработке установки были учтены следующие требования максимально приближенные к реальным условиям:

- изменение частоты вращения вала (от 0 до 7000 об/мин.);
- изменение уплотняемого перепада;
- изменение диаметра уплотнения;
- возможность установки эксцентриситета;
- изменение радиального зазора.

2.3.1 Схема и описание экспериментального стенда

Стенд состоит из установленных на раме узла привода и испытательной головки, щита водяных манометров, компрессора с ресивером. Схема стенда представлена на рис. 2.5, испытательная головка на рис. 2.6, а фото на рис. 2.7.

В качестве привода использовался асинхронный электродвигатель типа АО 2 – 4 – 2 с номинальной частотой вращения $n = 2910$ об/мин, мощностью $N = 5,5$ кВт. Предусмотрена возможность ступенчатого реверсивного изменения частоты вращения ротора стенда посредством зубчатого вариатора с переключением.

Сжатый воздух вырабатывается компрессорной станцией, созданной для потребностей стенда, состоящей из шести поршневых компрессоров, производительностью $0,2 \dots 0,5 \text{ м}^3 / \text{мин}$ и винтового производительностью $0,35 \text{ м}^3 / \text{мин}$. В зависимости от требуемых условий испытаний включались один или несколько компрессоров.

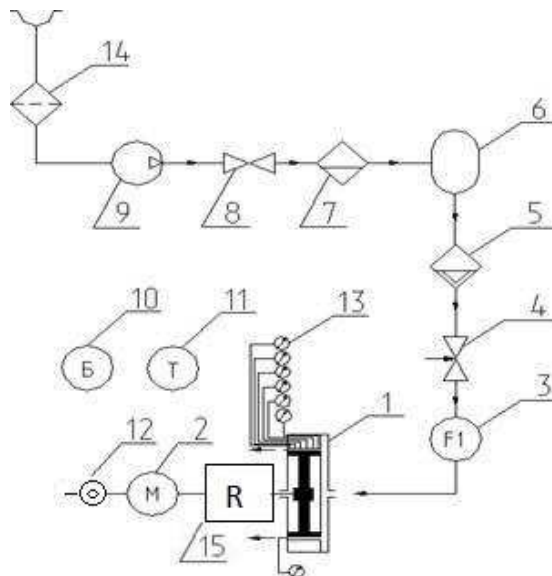


Рисунок 2.5 – Схема стенда: 1 – рабочая часть установки; 2 – электродвигатель; 3 – газовый счетчик ; 4 – регулирующий вентиль; 5 – влагомаслоотделитель тонкой очистки ; 6 – ресивер; 7 – маслоотделитель; 8 – вентиль; 9 – компрессорная станция; 10 – барометр; 11 – термометр; 12 – тахометр; 13 – дифманометр; 14 – фильтр; 15 – мультипликатор

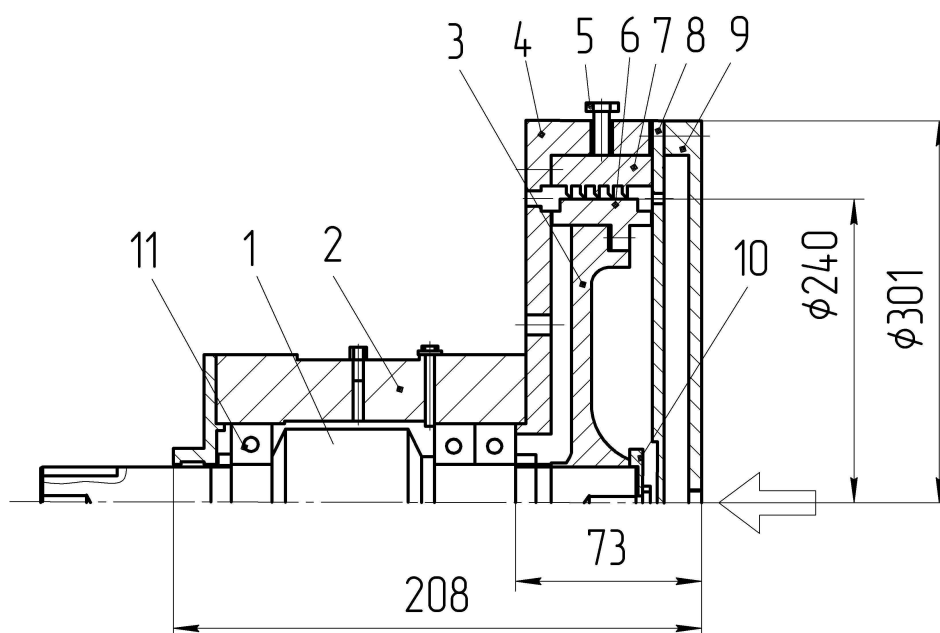


Рисунок 2.6 – Продольный разрез испытательной головки стенда:

1 – вал, 2 – блок подшипников, 3 – диск, 4 – корпус, 5 – регулировочный болт, 6 – роторная часть уплотнения, 7 – статорная часть уплотнения, 8 – передний фланец, 9 – задний фланец, 10 – фиксирующая шайба, 11 – подшипник

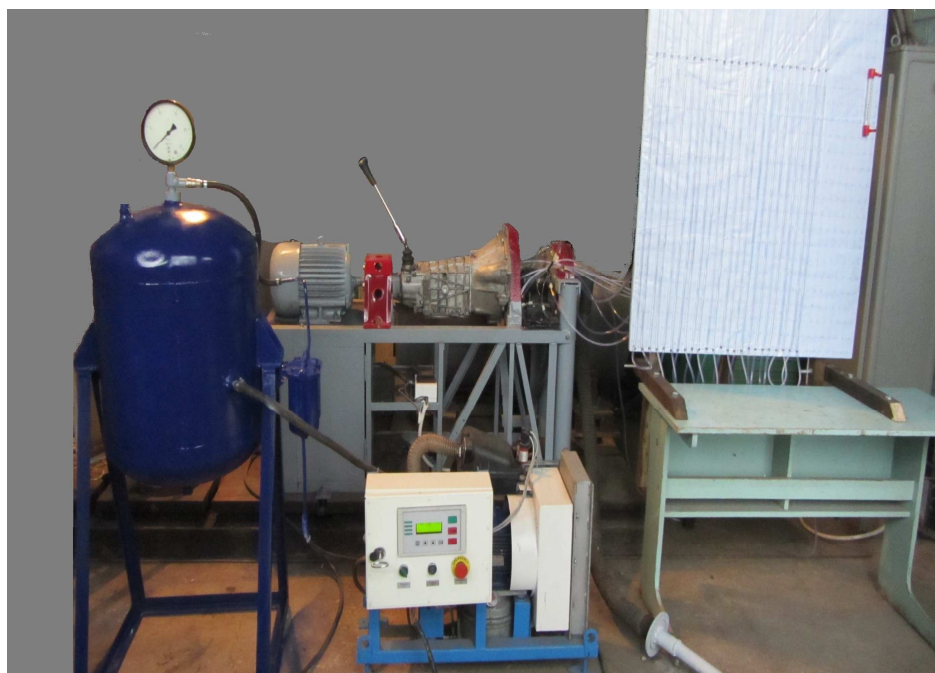


Рисунок 2.7 – Экспериментальный стенд

Сжатый воздух нагнетается в ресивер 6, после которого попадает во влагомаслоотделитель 5, затем через регулирующий вентиль 4 в ротационный газовый счетчик 3 и через входной патрубок подводится в расширительную камеру испытательной головки, из которой через отверстия в переднем фланце проникает непосредственно в лабиринтное уплотнение, где происходит процесс дросселирования, и выходит наружу через выходные отверстия в корпусе.

Исходное исследуемое уплотнение состоит из пяти гребней высотой $h = 5$ мм и шагом $t = 4$ мм между ними (рис. 2.8). Величины радиальных зазоров s под гребнями принимались равными 0,225 и 0,35 мм, что соответствовало номинальному и изначальной величине. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для лабиринтных уплотнений покрывных дисков центробежных компрессоров $p_1 / p_2 = 1,05 \dots 1,21$.

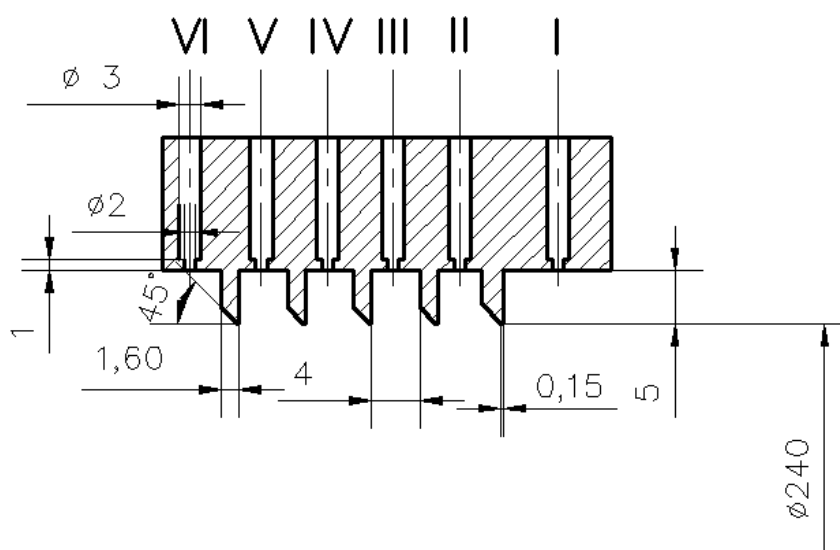


Рисунок 2.8 – Расположение измерительных сечений в уплотнении (размеры указаны для базового варианта)

Значения статических давлений во входной и выходной камерах (сечения I и VI) измерялись в трех точках равномерно расположенных по окружности, а давления в промежуточных камерах в шести точках. Регистрировались давления с помощью одно – и двухколенных водяных манометров

смонтированных на щите. Положение измерительных сечений показано на схеме (рис. 2.8). Во входной камере измерялась температура воздуха ртутным термометром.

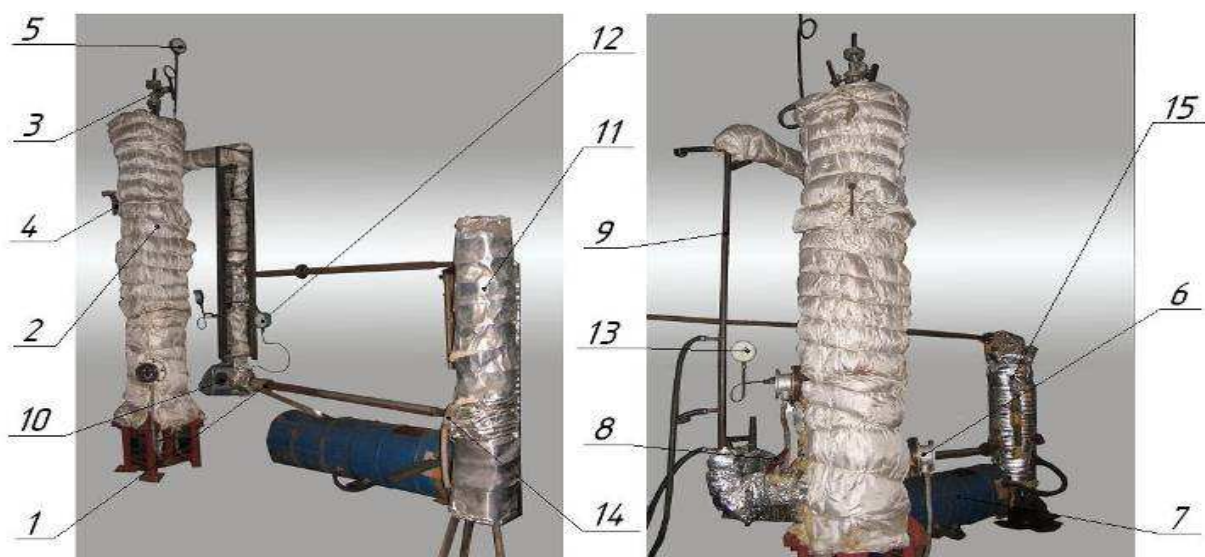
Величина расхода через уплотнение определялась посредством ротационных газовых счетчиков типа РГ, установленных на подводящем трубопроводе. Пределы допускаемой относительной погрешности которых составляют 1 %, что соответствует 0,000136 кг/с для РГ – 40 и 0,00085 кг/с для ГР – 250.

При проведении практических расчетов лабиринтных уплотнений работающих на технических газах, принято использовать коэффициенты расхода μ , полученные экспериментальным путем на воздухе. Возникает вопрос о корректности таких расчетов. При работе лабиринтного уплотнения на различных средах, особенно при высоких давлениях, следует ожидать проявления влияния физических свойств газов. С целью получения ответа на данный вопрос было предусмотрено проведение экспериментального исследования базового варианта лабиринтного уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$) на водяном паре.

В качестве парового котла использовался экспериментальный стенд для исследования характеристик жидкостно-парового компрессора, находящийся в лаборатории кафедры технической теплофизики СумГУ.

Выполнен ряд работ направленных на переналадку вспомогательных коммуникаций, трубопроводов и арматуры данной установки, с целью обеспечения возможности безопасного подключения рабочей части стенда по исследованию характеристик лабиринтных уплотнений. На (рис. 2.9) приведены фотографии данного экспериментального стенда.

Паровой котел состоит из двух греющих емкостей 2 и 15, использующих в качестве рабочей среды проточную воду, из общей сети водоснабжения, которая подается в греющую емкость 2 насосами. Запорные вентили 4 и 12 служат для отсечения подачи питательной воды в греющую емкость после ее наполнения. Уровень жидкости в греющей емкости контролируется вентилем 5.



а)

б)



в)

Рисунок 2.9 – Фотографии экспериментального стенда,

а) паровой котел: 1 – трубопровод; 2, 15 – греющая емкость; 3, 4 – вентиль запорный; 5, 12, 13 – манометр образцовый, 6, 14 – блок ТЭНов; 7 – емкости для воды; 8 – вентиль регулировочный; 9 – теплообменник типа «труба в трубе»; 10 – весы электронные; 11 – сепаратор;

б) испытываемая головка в рабочем состоянии

Затем питательная вода нагревается блоком ТЭНов 6, 14 до необходимого давления. Давление в емкости контролируется манометром 5. Предусмотрен предохранительный клапан, который служит для аварийного сброса давления в случае превышения допустимого значения. Слив отработанной воды в дренаж осуществляется с помощью дренажного вентиля 15.

После нагрева и достижения необходимого значения давления насыщенная жидкость через вентиль 4 попадает в ротационный газовый счетчик типа РГ, затем непосредственно в испытываемую головку. Регулирование расхода жидкости осуществляется вентилем 4. Отработанный пар через отверстия в корпусе 4 (рис. 2.6) выходит в атмосферу.

2.3.2 Методика измерений и обработки опытных данных

В качестве представленных характеристик лабиринтных уплотнений использовались величина расхода протечки m в натуральном измерении и условный коэффициент расхода уплотнения.

Действительный расход определялся по формуле:

$$m = \frac{V_2 - V_1}{\tau \cdot \rho_1} \cdot 60 \text{ кг/с}, \quad (2.1)$$

где V_1 и V_2 – начальное и конечное показание счетчика, $м^3 / мин$;

τ – время измерения, с;

$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$ – плотность воздуха на входе в уплотнение, $кг / м^3$.

Поскольку не существует точного теоретического решения задачи о величине теоретического расхода, в качестве последнего принято выражение по формуле А. Стодолы (1.3) и в качестве безразмерной характеристики принят условный коэффициент расхода, определяемый как:

$$\mu_y = \frac{m}{m_{my}} = \frac{m}{D \cdot s \sqrt{\frac{1 + p_2 / p_1}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1}}. \quad (2.2)$$

Далее в тексте индекс “у” опущен.

Для получения расходных характеристик лабиринтного уплотнения центробежного компрессора по результатам экспериментального исследования была проведена обработка по следующим зависимостям:

1. Абсолютное давление на входе в уплотнение, Па:

$$p_{вх} = p_{атм} + p_{изб}, \quad (2.3)$$

где $p_{атм}$ – барометрическое давление;

$p_{изб}$ – показания водяных манометров, которые учитывают потери давления при прохождении потоком арматуры стенда, газового счетчика, системы очистки воздуха.

2. Барометрическое давление, Па:

$$p_{атм} = 133,32 \cdot B \quad (2.4)$$

где B – показания барометра - анероида, мм. рт. ст.

3. Объемный расход воздуха проходящего через лабиринтное уплотнение $м^3 / мин$:

$$\dot{V}_y = \frac{Q_2 - Q_1}{\tau}, \quad (2.5)$$

где Q_1 и Q_2 – показания ротационного счетчика за промежуток времени τ .

4. Массовый расход воздуха проходящего через лабиринтное уплотнение, кг/с:

$$\dot{m}_y = \rho_1 \cdot \dot{V}_y, \quad (2.6)$$

де ρ_1 – плотность воздуха непосредственно перед лабиринтным уплотнением;

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}, \quad (2.7)$$

где – p_1 давление перед лабиринтным уплотнением;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;

T_1 – температура перед лабиринтным уплотнением.

5. Окружная скорость вала, об/мин:

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (2.8)$$

6. Статическое давление в камерах уплотнения:

$$p_i = p_{атм.} + p_{изб.} \quad (2.9)$$

Перечень измеряемых параметров, измерительные приборы и их характеристики приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Погрешности прямых и косвенных измерений

Параметр	Размерность	Номинальная величина	Погрешности	
			Абсолютная	Относительная, %
Прямые измерения				
В	мм. рт. ст.	750	±0,5	0,001
Н	мм. вод. ст.	550 - 2000	±3	0,0018-0,0005
Q_{PG-40}	$м^3 / ч$	(0,2–1,2) 40	-	1,5-2,5
Q_{PG-250}	$м^3 / ч$	(0,1–0,2) 250	-	2
τ	с	60	±0,2	0,0033
Косвенные измерения				
$p_{абс}$	Па	103000 -122000	±72,5	0,04
ρ	$кг / м^3$	1,27 - 1,5	±0,048	3,5
V_y	$м^3 / мин$	0,46 - 1,5	±0,011 - 0,033	2,36 - 2,2
$m_{y(PG-40)}$	кг/с	0,009 - 0,019	±0,00022	1,8
$m_{y(PG-250)}$	кг/с	0,019 - 0,032	±0,0021	4,7

Определение погрешностей прямых и косвенных измерений

В работе нас интересуют значения погрешности измерений действительного расхода, давлений и температур перед газовым счетчиком и непосредственно во входном сечении уплотнения. По [91 – 93] основная величина \dot{m} , которая определяется в работе, есть результат косвенных измерений, которая определяется по известным расчетным формулам, при однократном прямом измерении величин. Погрешности результатов прямых измерений состоят из систематических и случайных ошибок. [94 – 95]. Систематические ошибки постоянны по величине и не зависят от измеряемой величины.

Случайные ошибки происходят в результате воздействия многих случайных факторов, которые выявить и устранить невозможно. Их влияние на результат учитывается с помощью методов теории вероятности.

Относительная погрешность косвенного измерения:

$$\varepsilon_y = \frac{\delta y}{y} \quad (2.10)$$

или, если $y = y(x_1, x_2, \dots, x_n)$

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \ln y \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2} \quad (2.11)$$

Расчетная формула для определения относительной погрешности массового расхода воздуха через уплотнение \dot{m} имеет вид:

$$\delta \dot{m} = \pm 100 \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta V}{\Delta \bar{V}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta \tau}{\Delta \bar{\tau}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{вс}}{\Delta \bar{p}_{вс}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{вс}}{\Delta \bar{T}_{вс}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta B}{B} \right)^2} \quad (2.12)$$

Расчеты показали, что величина среднеквадратичной погрешности измерения $\delta \dot{m}$ не превышает 1,8 % при измерении величины объемного расхода счетчиком РГ – 40 и 4,7% для РГ – 250.

2.3.3 Особенности физического моделирования лабиринтных уплотнений

Важнейшим вопросом при проектировании реальных лабиринтных уплотнительных узлов турбомашин является вопрос о корректности применения результатов модельных испытаний. Эта задача до сих пор не имеет строгого решения. Для практических расчетов лабиринтных уплотнений используются опытные коэффициенты, полученные в условиях весьма отдаленных от натуральных: используются плоские (не кольцевые) модели, не учитывается возможный эффект вращения вала, влияние свойств рабочей среды и др.

Согласно классической теории моделирования течений в общем случае основными критериями являются: геометрическое подобие, число M , число Re . Если предположить, что течение газа в лабиринтном уплотнении происходит в некоем канале сложной формы то и для него можно использовать эти же критерии?

Существуют правила физического моделирования объектов [96], а именно:

- процессы на модели должны быть той же физической природы что и в натуральных условиях;
- выполнение подобия условий однозначности для процессов на модели и в натуральных условиях;
- выполнение равенства безразмерных комплексов, составленных из размерных величин, входящих в описание условной однозначности;

Как указывалось в первом разделе, назначением лабиринтного уплотнения является герметизация осуществляемая за счет преднамеренно создаваемого с помощью гребней сопротивления движению газа под действием перепада уплотняемого давления. Это сопротивление по сути есть гидравлическое сопротивление, а согласно классической гидравлике

обобщающим параметром для коэффициента гидравлического сопротивления λ является число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot l}{\nu}, \quad (2.13)$$

где v – характерная скорость потока;

l – характерный размер;

ν – кинематическая вязкость среды.

Если предположить, что коэффициент μ , вводимый в формулу А. Стодола для вычисления расхода через лабиринтное уплотнение, есть аналог коэффициенту гидравлического сопротивления уплотнения, то в данном случае применим указанный выше гидравлический подход к обобщению опытных данных с целью получения зависимости $f = \mu(\text{Re})$. Однако вычисление числа Re для лабиринтного уплотнения имеет свою специфику.

В качестве характерного размера l следует принять радиальный зазор s , образованной выступами гребней уплотнения и поверхностью вала

$$s = D - d \quad (2.14)$$

где D – диаметр выступов гребней;

d – диаметр вала.

Важно решить, что использовать в качестве характерной скорости: окружную скорость вала u , расходную w или абсолютную скорость течения c ? Для того чтобы ответить на этот вопрос, были построены графические зависимости $f = \mu(\text{Re})$ для всех трех случаев выбора характерной скорости:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot s}{\nu}, \quad \text{Re} = \frac{w \cdot s}{\nu}, \quad \text{Re} = \frac{c \cdot s}{\nu}, \quad (2.15)$$

где $u_y = \frac{1}{2} u_e$ – окружная скорость вала;

$$w_y = \frac{m_{np}}{\rho \cdot F} - \text{расходная скорость};$$

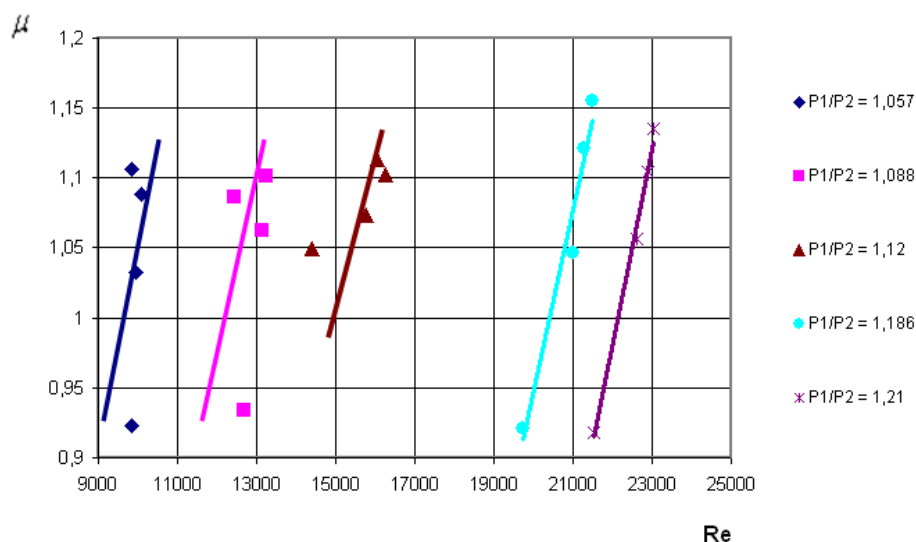
$$c_y = \sqrt{u_y^2 + w_y^2} - \text{абсолютная скорость}.$$

Заметим, что при использовании в качестве характерной скорости окружной скорости u сталкиваемся с тем, что при $u = 0$ (неподвижный вал) выражение $\mu\left(\frac{u_s}{v}\right)$ лишено физического смысла, т. к. число $Re = 0$, а лабиринтное уплотнение сохраняет свою работоспособность.

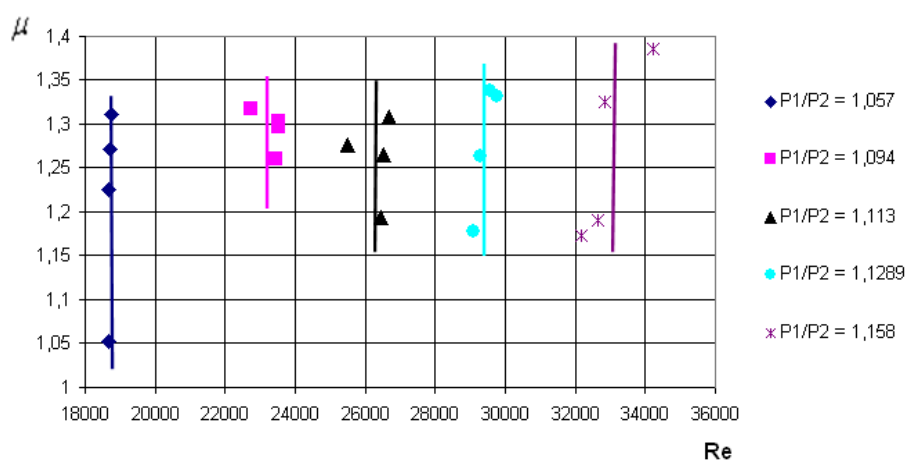
Из этого следует, что для лабиринтных уплотнений число Re не является единственным обобщающим параметром, поскольку сильное влияние оказывает уплотняемый перепад давления. Известно, что критерием при изучении напорных течений (т. е. происходящих под действием перепада давления) является число Эйлера $Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2}$.

Анализ зависимостей позволил выявить, что обобщение может быть сделано только с использованием расходной скорости w . Из (рис. 2.10) видно, что критерий Re хорошо обобщает опытные значения коэффициента расхода в виде линейной зависимости для каждого конкретного значения отношения давлений p_1 / p_2 .

Далее было выполнено обобщение полученных данных с применением критерия Eu . В качестве характерной скорости была принята абсолютная скорость. Зависимость коэффициента расхода уплотнения μ от критерия Eu выявила некоторую тенденцию к обобщению (см. рис. 2.11).



а)



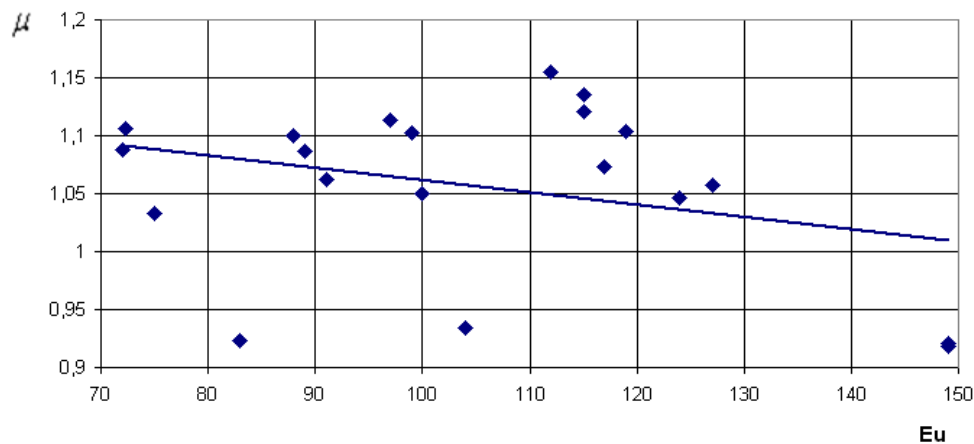
б)

Рисунок 2.10 – Зависимость условного коэффициента расхода уплотнения от критерия Re ($D = 240$ мм, $z = 5$, $n = 0 \div 6693$ об/мин): а) - $s = 0,225$ мм; б) - $s = 0,37$ мм

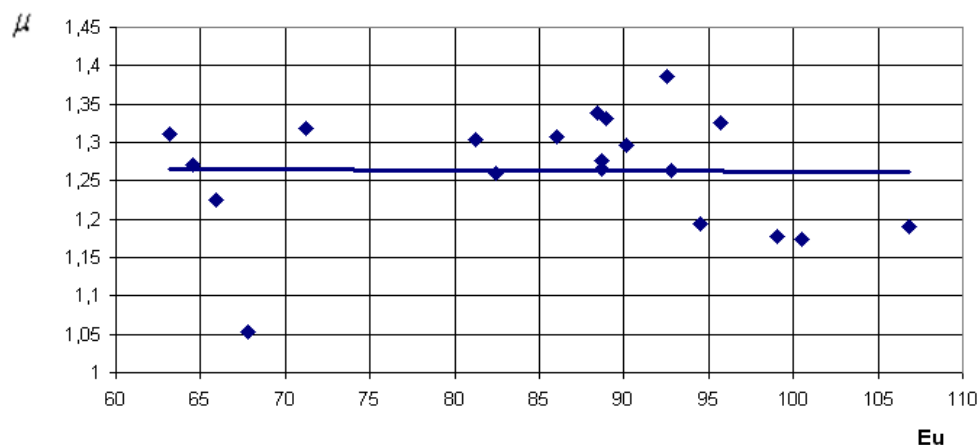
Совместный учет критериев Re и Eu позволил графически обобщить полученные экспериментальные данные (см. рис. 2. 12). Построение линий соответствующих задаваемым значения μ , производилось путем интерполяции экспериментальных данных.

Наблюдается линейная зависимость, которая позволяет достаточно просто определить коэффициент расхода уплотнения с гладким валом μ , с

учетом влияния величины уплотняемого перепада давления и окружной составляющей скорости.



а)



б)

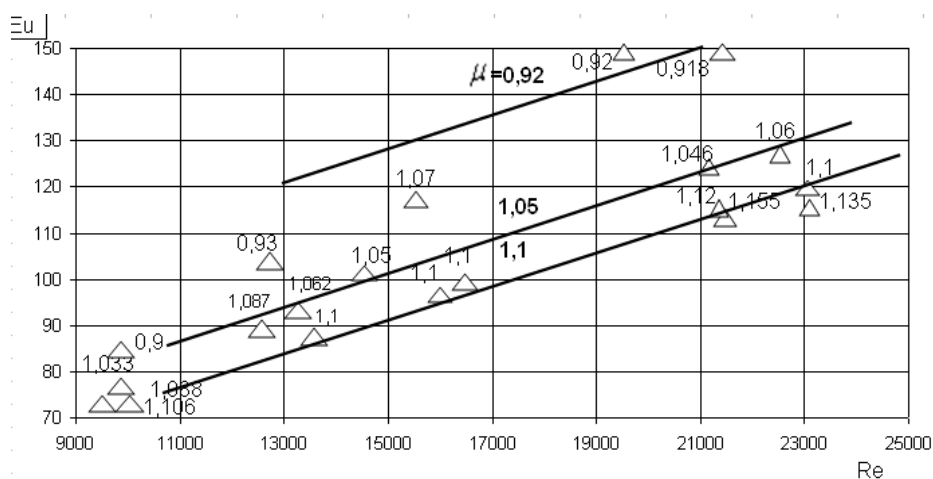
Рисунок 2.11 – Зависимость коэффициента уплотнения от критерия Eu ($D = 240$ мм, $z = 5$, $n = 0 \div 6693$ об/мин):

а) - $s = 0,225$; б) - $s = 0,37$ мм.

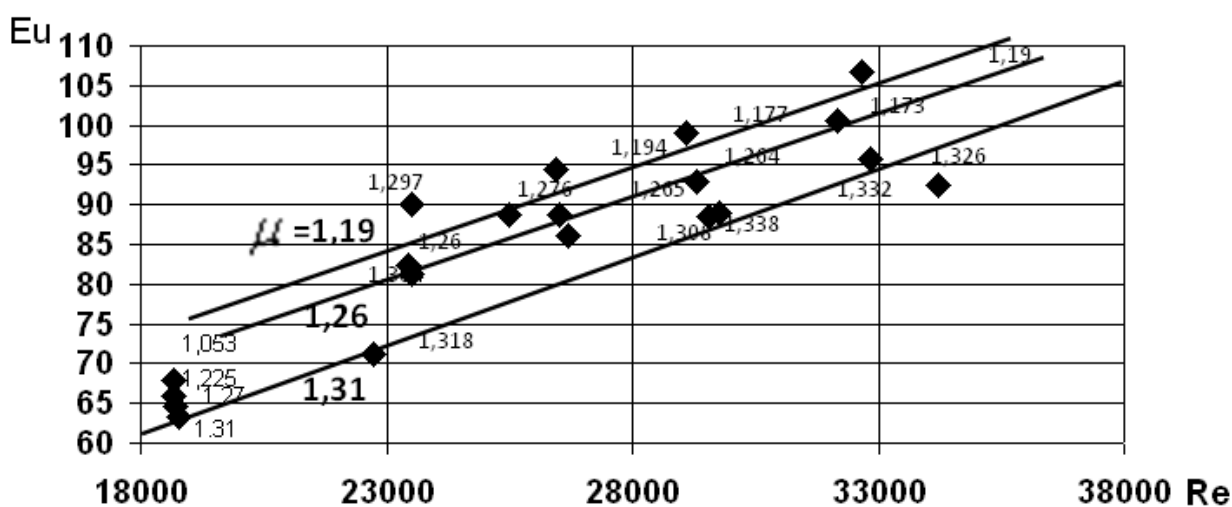
Течение в лабиринтном уплотнении может быть описано степенной двух – параметрической зависимостью вида:

$$\mu = A \cdot Re^c \cdot Eu^b \quad (2.16)$$

Неизвестные коэффициенты и показатели уравнения (1) определяются по опытным данным методом аппроксимации.



а)



б)

Рисунок 2.12 – Номограмма для определения коэффициента расхода уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $n = 0 \div 6693$ об/мин):

а) - $s = 0,225$; б) - $s = 0,37$ мм.

Критериальная зависимость принимает вид:

- для $s = 0,225$

$$\mu = 0,95 \cdot \text{Re}^{0,0054} \cdot \text{Eu}^{0,0115} ; \quad (2.17)$$

- для $s = 0,37$

$$\mu = 0,794 \cdot \text{Re}^{0,05} \cdot \text{Eu}^{0,0228} . \quad (2.18)$$

Критериальные уравнения (2.17 и 2.18) могут служить для определения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения рассматриваемого типа (с гладким валом) и принятыми геометрическими параметрами, с относительной погрешностью $\delta = 0,4 \div 7\%$.

2.3.4 Влияние масштабного фактора

Одним из фундаментальных правил физического моделирования является соблюдение геометрического подобия модели и натурального объекта. На практике это правило трудно выполнить в полном объеме. Это касается особенно уменьшенных моделей. Ряд геометрических размеров таких моделей не может быть уменьшен в соответствии с принятым масштабом, т.к. это приведет к невозможности их выполнения. Например, уменьшение толщины обтекаемых кромок приведет к их заострению в виде лезвий, уменьшение зазоров между подвижными элементами может привести к их касанию и износу, и т. п. Да и с точки зрения гидродинамики вряд ли эквивалентно обтекание кромки конечной толщины и лезвия.

Поэтому при создании модели обязательному масштабированию подлежат элементы макрогеометрии – это, как правило элементы проточной части изучаемого объекта: решетка рабочего колеса, лопаточные и безлопаточные диффузоры, направляющие аппараты, входные и сборные камеры. Рабочий процесс происходящий в проточной части является основным, формирующим и в подавляющем большинстве исследований является целью. В то же время в модели имеют место элементы микрогеометрии – входные и выходные кромки рабочих и направляющих лопаток, радиальные зазоры в уплотнениях вала, осевые зазоры между вращающимися и неподвижными частями и др. Эти элементы модели часто выполняются с отклонением от принятого масштаба модели. При исследовании процессов в проточной части влиянием элементов микрогеометрии обычно пренебрегают. Однако существует ряд задач, для которых эти явления весьма существенны. Одной из

таких задач является влияние протечек через внутренние уплотнения проточной части на процессы проходящие в турбомашине. Широко применяемые в качестве уплотнения лабиринтные уплотнения является типичным примером элемента микрогеометрии. Методология физического моделирования лабиринтного уплотнения не разработана до сих пор.

При необходимости экспериментального исследования, в силу сложности и дороговизны проведения опытов по натурным размерам, зачастую проводят опыты на уменьшенных моделях исследуемого объекта. До сих пор не получен ответ на вопрос о возможности использования результатов исследований уплотнений малых диаметров вала применительно к большим. Очевидно что в данном случае будем иметь дело с в разы отличающимися расходными характеристиками уплотнений, но возникает ряд вопросов, например: каким образом проектировать микрогеометрию уплотнений с учетом масштабного фактора? Ведь до сих пор принято считать что найденные оптимальные соотношения геометрических размеров уплотнения, которые действуют как для малых так и для больших многотонных конструкций. Будет ли изменяться коэффициент расхода уплотнения при существенном изменении его диаметра? Будут ли действовать результаты оптимизации уплотнений малых диаметров применительно к большим?

Полное геометрическое подобие предполагает изменение размеров гребней и камер пропорционально диаметру вала, что, очевидно, для большого диаметра приведет к необоснованно большим размерам, а для очень малого диаметра – к “вырождению” лабиринтного уплотнения, когда оно по сути приближается к обычному щелевому уплотнению. Что касается величины радиального зазора, то его выбор обычно производится из чисто конструктивных соображений: зазор должен быть минимальным, но гарантирующим отсутствие касания гребней о поверхность вала. Таким образом, полное геометрическое подобие при моделировании лабиринтных уплотнений не имеет смысла.

На практике получил распространение метод частичного моделирования, когда на основе накопленного опыта принимаются размеры гребней (высота h , заострение кромки Δ) и камер (шаг между гребнями t) и при моделировании переносятся на требуемый диаметр, а зазор выбирается конструктивно. Опыт показывает, что эффективный процесс дросселирования в уплотнении происходит при размерах $h \approx t = 4...6\text{ мм}$ не зависимо от свойств и параметров газа.

С целью получения ответов на данные вопросы на данном этапе было исследовано экспериментальным и расчетным путем лабиринтное уплотнение диаметром $D = 80\text{ мм}$, с геометрией гребней идентичной ранее исследованному базовому варианту с $D = 240\text{ мм}$ (рис. 2.13).

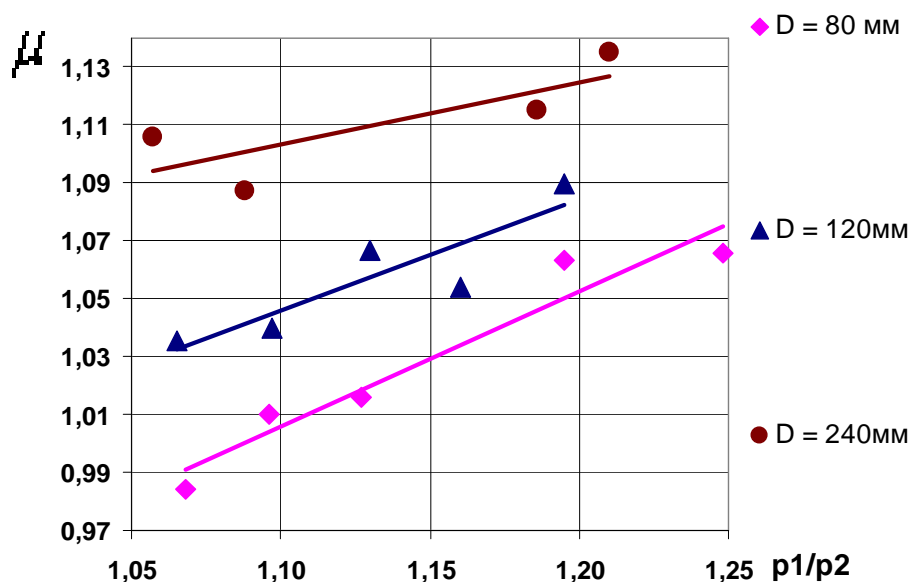


Рисунок 2.13 - Сравнение экспериментальных коэффициентов расхода уплотнения с различными диаметрами вала ($z = 5$, $s = 0,225\text{ мм}$, $n = 0$, $t = 4\text{ мм}$, $h = 5\text{ мм}$)

Из рисунка 2.13 видно, что имеет место расхождение порядка 12 % между коэффициентами расхода уплотнений с различными диаметрами вала, что свидетельствует о некоторой некорректности геометрического моделирования

и необходимости введения поправочных коэффициентов, учитывающих влияние масштабного фактора, что ранее не учитывалось.

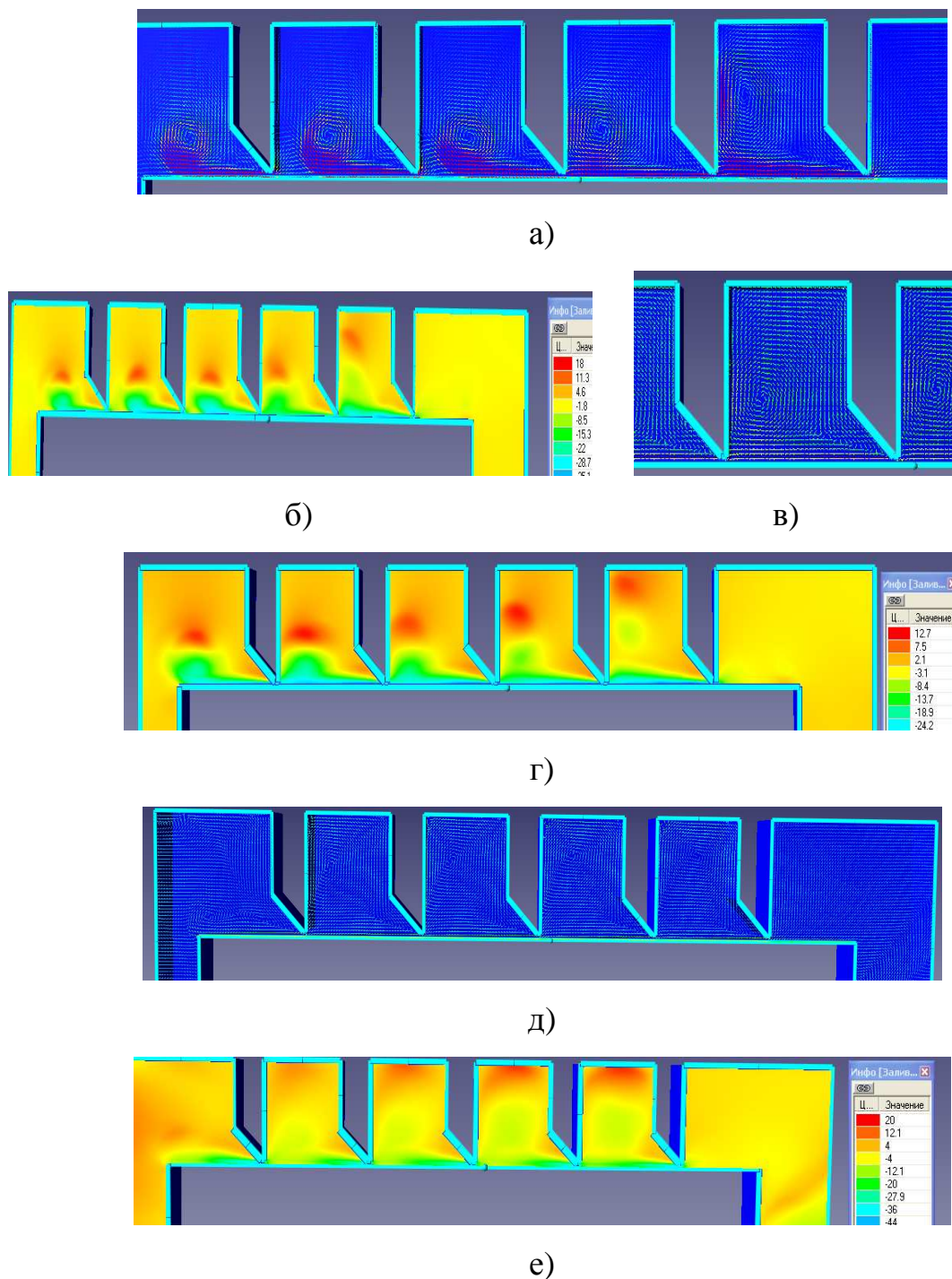


Рисунок 2.14 - Визуализация течения в уплотнениях ($s = 0,225$, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,07$):

- $D = 80$ мм: а) вектора скорости; б) заливка скорости;
- $D = 120$ мм: в) вектора скорости; г) заливка скорости;
- $D = 240$ мм: д) вектора скорости; е) заливка скорости

На (рис. 2.14) приведены визуализации основных результатов численного исследования с целью анализа структур вихреобразований в лабиринтном уплотнении выполненного на различных диаметрах.

Рассмотренные визуализации показывают, что положение ядра вихревых зон, с увеличением диаметра уплотнения, смещается от вала, вглубь расширительных камер, т. е. подобие течения не сохраняется, что очевидно и есть проявление масштабного фактора.

Далее было выполнено расчетное исследование вариантов полученных полным и неполным геометрическим моделированием на уменьшенных диаметрах вала $D = 120$ и 80 мм, относительно базового $D = 240$ мм. Полное геометрическое моделирование было выполнено путем уменьшения всех геометрических размеров уплотнения в 3 раза, (т.е пропорционально уменьшению диаметра вала). Значения коэффициентов расхода уплотнения для сравниваемых вариантов приведены в таблице 2. 4.

Таблица 2.4 – Сравнение результатов полного и неполного геометрического моделирования уплотнения ($z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,06$)

Вариант	Диаметр вала уплотнения D, мм	t, мм	h, мм	s, мм	μ
Базовый	240	4	5	0,225	1,082
Неполное моделирование	120	4	5	0,225	1,036
	80	4	5	0,225	0,984
Полное моделирование *	80	1,3	1,66	0,116	0,918

* - получено расчетным путем.

Расхождение между величинами коэффициентов расхода уплотнений выполненных с соблюдением неполного и полного геометрического моделирования по отношению к базовому варианту достигает 15 %, что весьма существенно. Весомым недостатком использования полного геометрического

моделирования является его чрезмерно малый зазор, который невозможно выдержать на практике.

Далее было проведено исследование проявления масштабного фактора на величину коэффициента расхода уплотнения при постоянном значении относительного зазора $s/D = const$ в широком диапазоне уплотняемого перепада давления, при одинаковых значениях шага t и высоты гребней h . (см. рис. 2.15).

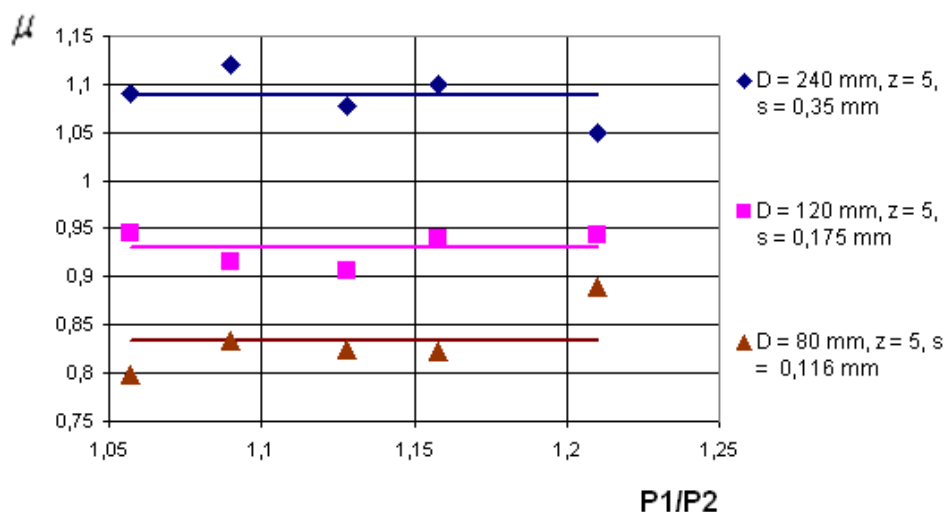


Рисунок 2.15 – Численное исследование масштабного фактора при $s/D = const$ ($t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $n = 0$)

Наблюдается существенное отличие коэффициентов расхода уплотнения при различных диаметрах вала для всех значений уплотняемого перепада давления. Это происходит потому, что с увеличением характерного диаметра уплотнения, увеличивается площадь его проходного сечения, а значит и величина расхода через него тоже увеличится. Поскольку в уплотнение поступает большое количество воздуха, то необходим и больший геометрический объем его кольцевых камер для обеспечения полноты гашения кинетической энергии поступающего потока.

2.3.5 Программа исследований

Для решения поставленных в работе задач на экспериментальном стенде, выполнялись следующие экспериментальные опыты:

1) определение величин протечек через лабиринтное уплотнение при различных режимных параметрах:

- при ступенчатом изменении частоты вращения вала $0 \div 7000$ об/мин;
- при различных значениях уплотняемого перепада давления $p_1 / p_2 = 1,01 \dots 1,25$;

2) определение величин протечек через лабиринтное уплотнение при различных геометрических параметрах, а именно:

- установка обойм уплотнений, со значениями диаметров уплотнения $D = 80; 120; 240$ мм;
- выполнение различных радиальных зазоров в уплотнении $s = 0,2 \div 0,425$ мм;
- исследование влияние эксцентриситета $\varepsilon = 0 \dots 1$ на характеристики уплотнения при переменных значениях p_1 / p_2 , и n , об/мин;
- исследование влияния наличия винтовой навивки на роторной части уплотнения;

3) исследование различных вариантов конструктивного исполнения лабиринтных уплотнений:

- с гладким валом;
- с гладким статором;
- с двухрусным расположением гребней;

4) исследование конструкции лабиринтного уплотнения с измененными значениями шага t и высоты гребней h ;

5) проведение серии опытов на водяном паре.

3. Выводы

1. Использован программный комплекс Flow Vision для численного моделирования течения в лабиринтном уплотнении. Отработана методика численного моделирования и проведена верификация полученных результатов, путем сравнения с опытными данными.

2. Создан универсальный экспериментальный стенд по исследованию лабиринтных уплотнений в условиях максимально приближенных к реальным. Отработана методика физического моделирования.

3. Показана необходимость совершенствования методов моделирования лабиринтных уплотнений с учетом специфики элементов микрогеометрии. Предложен расчет сложного механизма течения в уплотнении с использованием критериальных зависимостей Re и Eu с приемлемой точностью для условий, имевших место в опытах данной работы.

4. Показано влияние масштабного фактора на коэффициент расхода уплотнения по результатам экспериментального исследования уплотнения на различных диаметрах (до 12%) и неприемлемость полного геометрического моделирования уплотнений.

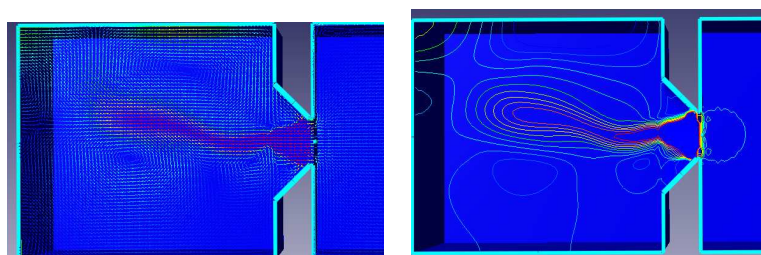
РАЗДЕЛ 3 РАСЧЕТНО – ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

3.1 Анализ существующей расчетной методики протечки через уплотнение

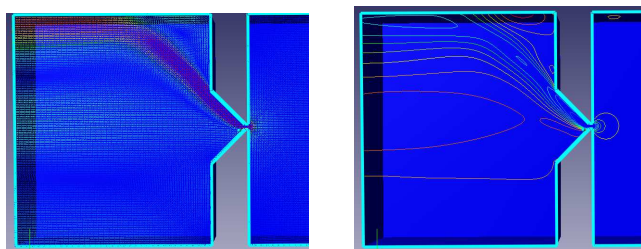
Как было указано в первом разделе для определения протечки газа через лабиринтное уплотнение А. Стодола предложил расчетную модель состоящую из последовательно установленных отверстий с острыми кромками [67]. Эта модель – аналог существенно отличающейся от реального уплотнения: вместо кольцевой щели вводится отверстие такого же сечения; острые кромки имеют место только на одной поверхности щели (гребни), а другая поверхность образована гладким валом. Существенно отличаются и условия работы: истечение из отверстия предполагает неограниченное пространство на выходе, а в уплотнении после каждой щели выполняется ограниченная камера, в которой гашение кинетической энергии может происходить не полностью [68].

В принятой модели предполагается равномерная разбивка перепада давления между камерами, плотность газа считается осредненной, влияние изменения сжимаемости не учитывается и т. п. Правомерно также предположить наличие влияния вращения вала, эксцентricность зазора и других факторов. Таким образом, расчетная модель лишь отдаленно может считаться аналогом реального уплотнения. Тем не менее формула, предложенная А. Стодолой, продолжит использоваться в расчетной практике. При этом для учета влияния части факторов, перечисленных выше, в формулу вводятся поправочные коэффициенты [30, 32, 79, 81], определяемые экспериментально и являются не всегда корректными. Например, экспериментальные исследования, как правило, проводятся на плоских моделях, без учета вращения, влияния масштабного фактора, без обоснования выбора оптимальных размеров камер и т. д.

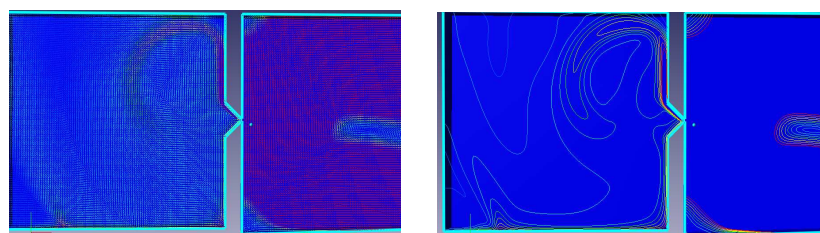
Для оценки обоснованности применения модели отверстия с острой кромкой ниже приведены основные результаты численного исследования ряда логически последовательных моделей: отверстие с острой кромкой, плоская щель, кольцевая щель с неогр и ограниченным выходом струи, единственный гребень (с вращением и без него), два гребня. Как видно из (рис. 3.1) во всех случаях течение существенно отличается от истечения из отверстия с острыми кромками. Поэтому формулу А. Стодола следует считать искусственной конструкцией а не аналогией, а получаемые с использованием данной формулы коэффициенты расхода являются условными.



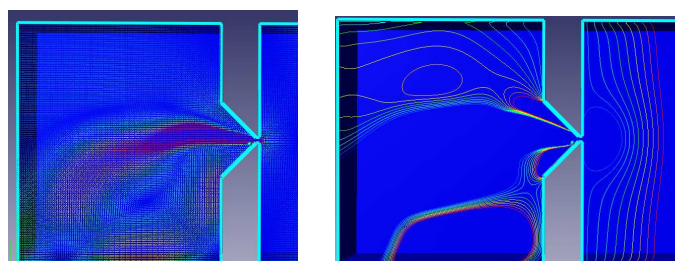
а)



б)



в)



г)

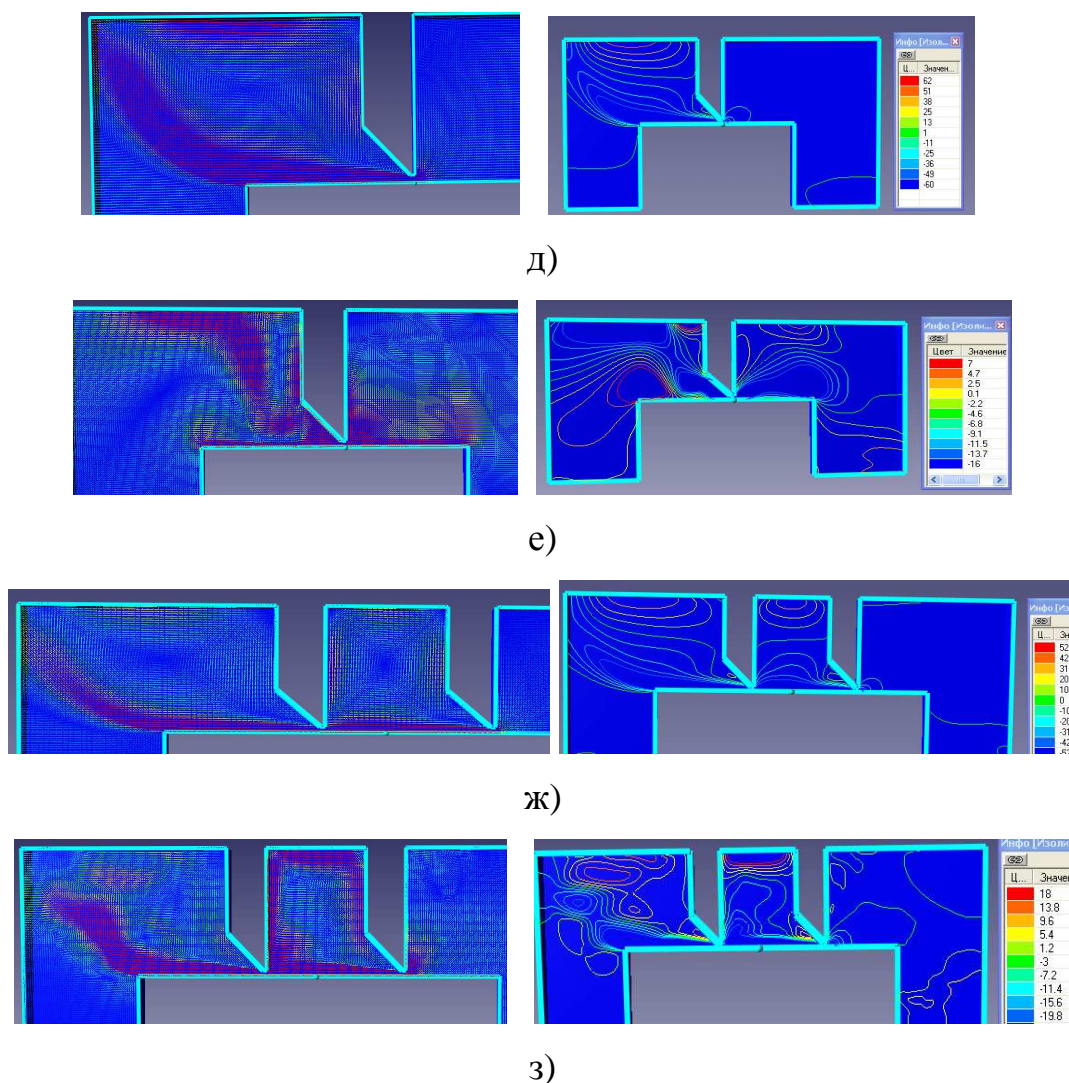


Рисунок 3.1 – Модели уплотнений ($p_1 / p_2 = 1,21$): а) - отверстие с острой кромкой ($D = 2$ мм); б) - плоская щель ($l = 1,6$ мм); в) - кольцевая щель с неограниченным выходом; г) - кольцевая щель с ограниченным выходом; д) - щель образована единичным гребнем и гладким валом ($n = 0$); е) - щель образована единичным гребнем и гладким валом ($n = 15000$ об/мин); ж) - два гребня с гладким валом ($n = 0$); з) - два гребня с гладким валом ($n = 15000$);

3.2 Поэлементный анализ течения газа в лабиринтном уплотнении

Данный раздел посвящен углубленному изучению рабочего процесса в лабиринтном уплотнении с гладким валом. Необходимость данного исследования связана с недостаточной изученностью вопроса течения в лабиринтном уплотнении. К. П. Селезневым [68] описаны некоторые

режимные и геометрические параметры, которые учитывает коэффициент μ , а именно:

режимные – сужение потока, гидравлические потери в щели, сжимаемость газа, возможность частичного преобразования кинетической энергии в камерах в энергию давления;

геометрические – от конструкции лабиринта, величины радиального зазора, формы и толщины концов гребней, шага t .

Являются ли выше приведенные факторы исчерпывающими? Имеются ли резервы повышения эффективности лабиринтного уплотнения? Чтобы получить ответ на этот вопрос, используя большие возможности современного численного и экспериментального исследования, на первом этапе был применён подход поэлементного исследования уплотнения, заключавшийся в том, что по измеренным значениям статического давления в камерах уплотнения, пренебрегая изменением температуры, рассчитывались значения местных коэффициентов расхода μ_i для каждой щели, определялись средние значения и сравнивались с интегральными.

В качестве исходного исследуемого уплотнения принято лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска типичное для центробежных компрессоров с натурными размерами ($D = 240$ мм). Уплотнение состоит из пяти гребней высотой $h = 5$ мм, установленных с шагом $t = 4$ мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принималась равными $s = 0,225$ и $0,35$ мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров $p_1 / p_2 = 1,06 - 1,21$.

Согласно принимаемым допущениям [58, 67] падение давления по длине уплотнения подразумевается ступенчатым и равномерным. Для проверки этого положения было проведено расчётное исследование уплотнения с $z = 15$ гребнями, некоторые результаты которого показаны на (рис. 3.2, а). Следует отметить, что падение давления крайне неравномерно по длине уплотнения. Отмечается существенное перераспределение перепадов между гребнями при

вращении вала. Для сравнения на (рис. 3.2, б) приведено экспериментально полученное распределение давления в уплотнении с $z = 5$ и $D = 240$ мм, из которого следуют аналогичные выводы.

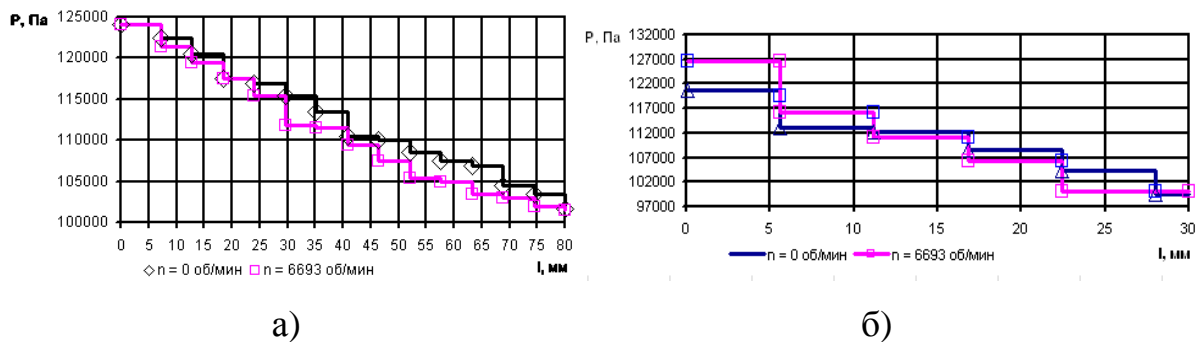


Рис. 3.2 – Распределение давления вдоль уплотнения: а – расчёт ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1 / p_2 = 1,25$); б – эксперимент ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,21$)

Рисунок 3.2 является дополнительной иллюстрацией влияния частоты вращения вала на рабочий процесс в уплотнении. Принятый постулат о равномерном распределении перепадов давления между гребнями не подтверждается и опытами, и расчётами.

Предпринята попытка по рассмотрению лабиринтного уплотнения не только по его входному и выходному сечениям, как это принято в классической литературе, а как сумму его последовательно расположенных щелей, а именно определение условного коэффициента расхода производилась как среднеарифметическое:

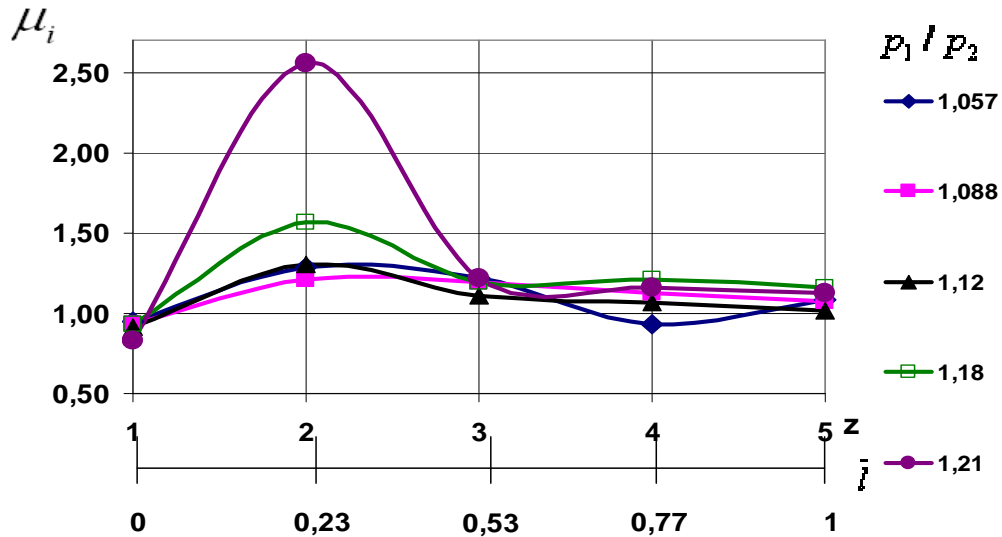
$$\bar{\mu} = \frac{1}{z} \sum \mu_i, \quad (3.1)$$

где μ_i – условный локальный коэффициент расхода i -й щели.

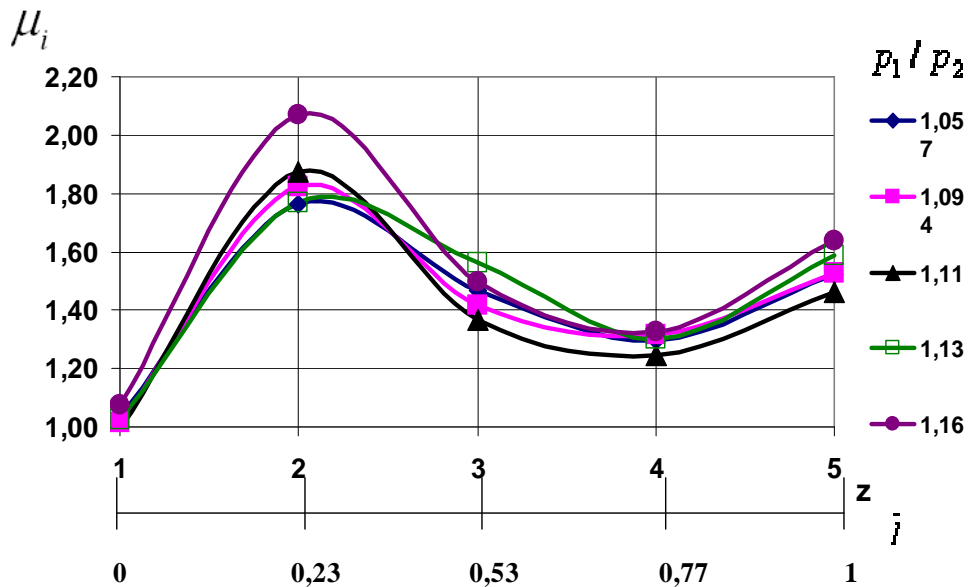
Такой приём позволит выявить расхождения коэффициента $\bar{\mu}$ рассчитанного по формуле (3.1) с его интегральным значением на основании формулы А. Стодолы. Результаты исследования занесены в (табл. 3.1 – 3.2).

По данным таблиц 3.1 и 3.2 рассчитываем значения локальных коэффициентов расхода μ_i см. табл. 3.3 и 3.4

На рисунке 3.3 показана зависимость изменения коэффициента расхода μ вдоль уплотнения полученная экспериментальным путем. Длина уплотнения характеризуется безразмерным параметром $\bar{l} = \frac{l}{l_0}$, где l - текущая длина; l_0 - длина уплотнения.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Распределение коэффициентов расхода μ_i по длине уплотнения при $n = 0$ ($D = 240$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,06$): а) – $s = 0,225$ мм; б) – $s = 0,37$ мм

Таблица 3.1 – Экспериментальные данные по распределению давления вдоль исследуемого уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

p_1 / p_2	n , об/мин	№ измерительного сечения					
		I	II	III	IV	V	VI
1,06	0	5639	4099	3256	2305	1236	20
	2910	5992	4413	4413	2481	1423	147
	4336	6521	4766	4766	2697	1559	177
	6693	7943	5952	5952	3432	2050	353
1,09	0	8767	6423	2021	6198	1883	20
	2910	9463	6874	5443	3864	2099	147
	4336	10052	7404	5835	4168	2305	245
	6693	11915	8816	6914	4982	2854	353
1,12	0	11425	8483	6983	4903	2618	19
	2910	12582	9199	7286	5217	2844	157
	4336	13435	9846	7786	5619	3138	265
	6693	16210	10787	9463	6874	3923	422
1,19	0	18564	13141	11130	7590	4011	25
	2910	19545	14072	1181	7188	4374	147
	4336	21182	15328	12749	8973	4854	294
	6693	25017	18632	15200	10640	6031	539
1,21	0	20986	13484	12651	8933	4727	39
	2910	21918	15043	13239	9120	4923	186
	4336	23389	17162	14072	9807	5413	353
	6693	27164	20104	16514	11572	6580	559

Таблица 3.2 - Экспериментальные данные по распределению давления вдоль исследуемого уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$).

p_1 / p_2	n , об/мин	№ измерительного сечения					
		I	II	III	IV	V	VI
1,06	0	5717	3883	3236	2295	1079	186
	2910	5982	4158	3432	2452	1216	294
	4336	6364	4223	3697	2648	1373	441
	6693	7178	5129	4236	3149	1746	735
1,09	0	9395	6325	5345	3697	1765	304
	2910	9493	6453	5443	3825	1814	392
	4336	9914	6786	5737	4070	2452	579
	6693	8826	7708	6472	4648	2432	883
1,11	0	11170	7571	6521	4521	2069	255
	2910	11474	7767	6609	4628	2157	451
	4336	12032	8159	7001	5521	2393	647
	6693	13396	9571	7875	5639	2854	971
1,12	0	12896	8630	7139	5197	2354	392
	2910	13180	8895	7659	5354	2452	490
	4336	13759	9326	8041	5668	2697	686
	6693	15239	10464	8924	6374	3168	1019
1,16	0	15592	10591	9179	6453	2893	461
	2910	15651	10513	9120	6404	2893	530
	4336	16289	10964	9552	6747	3118	726
	6693	18240	12405	10562	7571	3697	1020

Таблица 3.3 – Локальные коэффициенты расхода на каждом гребне исследуемого уплотнения μ_i ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

p_1 / p_2	n , об/мин	№ гребня уплотнения					$\bar{\mu}$	μ
		1	2	3	4	5		
1,06	0	0,945	1,286	1,216	0,935	1,086	1,093	1,11
	2910	0,952	1,217	1,241	0,941	1,087	1,087	1,09
	4336	0,891	1,162	1,184	0,896	1,028	1,032	1,03
	6693	0,822	1,01	1,086	0,789	0,916	0,924	0,92
1,09	0	0,929	1,214	1,193	1,129	1,076	1,108	1,09
	2910	0,937	1,275	1,222	1,165	1,117	1,143	1,1
	4336	0,916	1,204	1,177	1,122	1,077	1,099	1,06
	6693	0,81	1,05	1,05	1,01	0,941	0,97	0,93
1,12	0	0,916	1,299	1,112	1,071	1,016	1,083	1,05
	2910	0,949	1,282	1,243	1,172	1,114	1,152	1,11
	4336	0,931	1,25	1,23	1,161	1,092	1,133	1,103
	6693	0,726	1,506	1,084	1,027	0,957	1,06	1,07
1,19	0	0,933	1,569	1,193	1,207	1,163	1,213	1,16
	2910	0,914	1,265	1,124	1,346	1,113	1,153	1,21
	4336	0,87	1,338	1,119	1,09	1,056	1,094	1,05
	6693	0,785	1,099	0,968	0,983	0,92	0,951	0,92
1,21	0	0,826	2,561	1,217	1,164	1,1245	1,378	1,135
	2910	0,855	1,718	1,146	1,157	1,111	1,197	1,1
	4336	0,882	1,285	1,108	1,113	1,059	1,0895	1,06
	6693	0,775	1,119	0,968	0,985	0,918	0,953	0,92

Таблица 3.4 – Локальные коэффициенты расхода на каждом гребне исследуемого уплотнения μ_i ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,37$ мм).

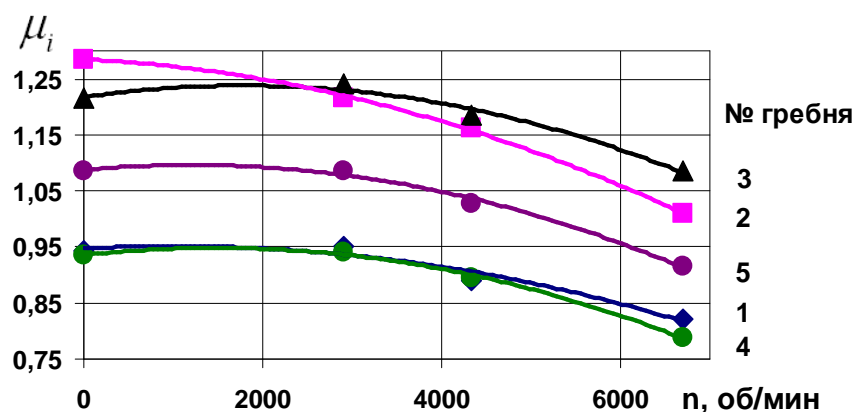
$\frac{P_1}{P_2}$	n, об/мин	№ гребня уплотнения					$\bar{\mu}$	μ
		1	2	3	4	5		
1,06	0	1,039	1,764	1,467	1,297	1,523	1,418	1,311
	2910	1,029	1,645	1,42	1,271	1,481	1,369	1,271
	4336	0,995	1,643	1,371	1,25	1,472	1,346	1,225
	6693	0,965	1,477	1,343	1,189	1,411	1,277	1,053
1,09	0	1,017	1,825	1,415	1,317	1,529	1,421	1,303
	2910	1,022	1,798	1,427	1,29	1,549	1,417	1,297
	4336	0,996	1,746	1,392	1,424	1,334	1,378	1,26
	6693	1,646	1,573	1,303	1,192	1,441	1,431	1,318
1,11	0	0,995	1,874	1,364	1,244	1,464	1,388	1,276
	2910	1,02	1,857	1,427	1,29	1,571	1,433	1,308
	4336	0,988	1,839	1,635	1,133	1,539	1,427	1,265
	6693	0,972	1,485	1,303	1,18	1,455	1,279	1,194
1,12	0	1,026	1,769	1,561	1,302	1,589	1,449	1,338
	2910	1,022	1,941	1,43	1,288	1,588	1,454	1,332
	4336	0,98	1,858	1,375	1,242	1,532	1,398	1,264
	6693	0,924	1,663	1,301	1,174	1,457	1,304	1,177
1,16	0	1,075	2,069	1,499	1,329	1,635	1,521	1,386
	2910	1,018	2	1,442	1,285	1,592	1,467	1,326
	4336	0,969	1,928	1,377	1,226	1,537	1,407	1,173
	6693	0,918	1,676	1,327	1,182	1,449	1,311	1,19

Графики на рисунке 3.3 свидетельствуют об изменении величины коэффициентов μ_i вдоль длины уплотнения, что объясняется неравномерностью распределения перепадов давления по гребням. Это расходится с известным предположением о равномерности распределения согласно

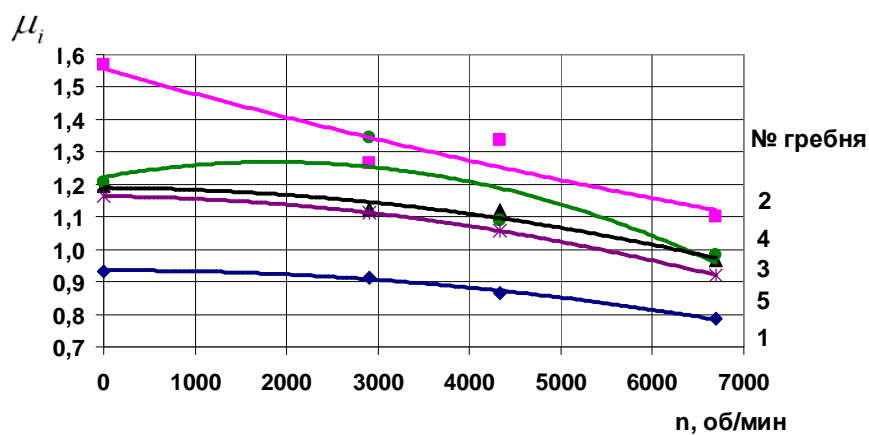
$$\Delta p_i = \frac{P_2 - P_1}{z} = const, \text{ лежащем в основе расчетных методик.}$$

Обращает на себя внимание наличие экстремального значения коэффициента μ_i на втором гребне, которое увеличивается с ростом уплотняемого перепада давлений.

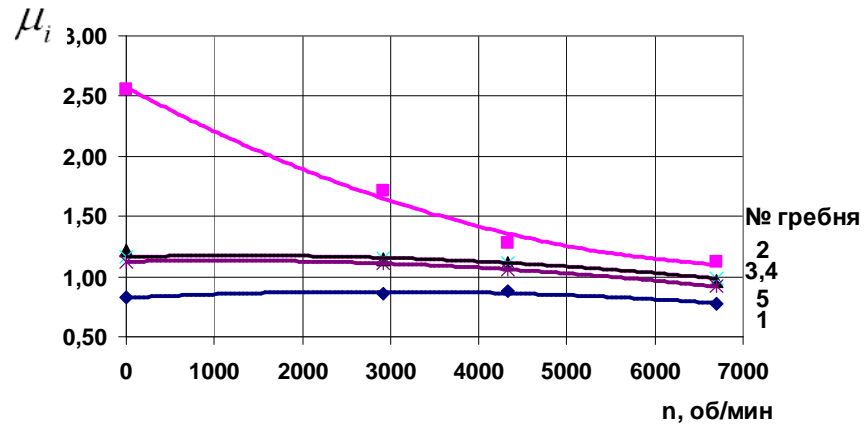
Далее приведены зависимости влияния частоты вращения на величину локальных коэффициентов расхода μ_i каждой щели (рис. 3.4).



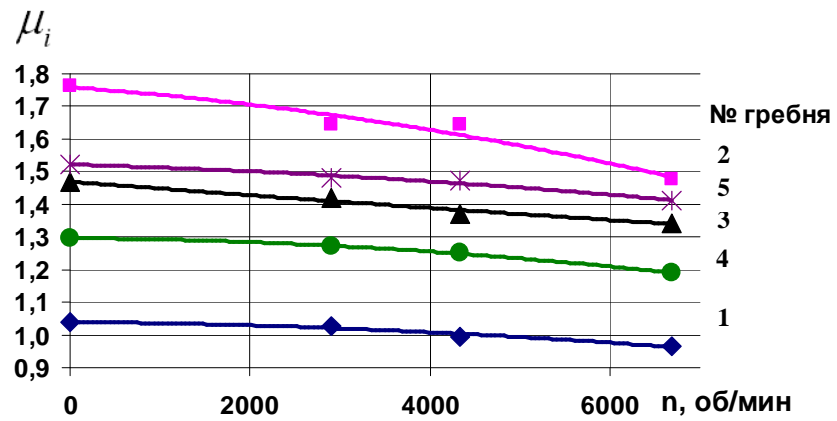
а)



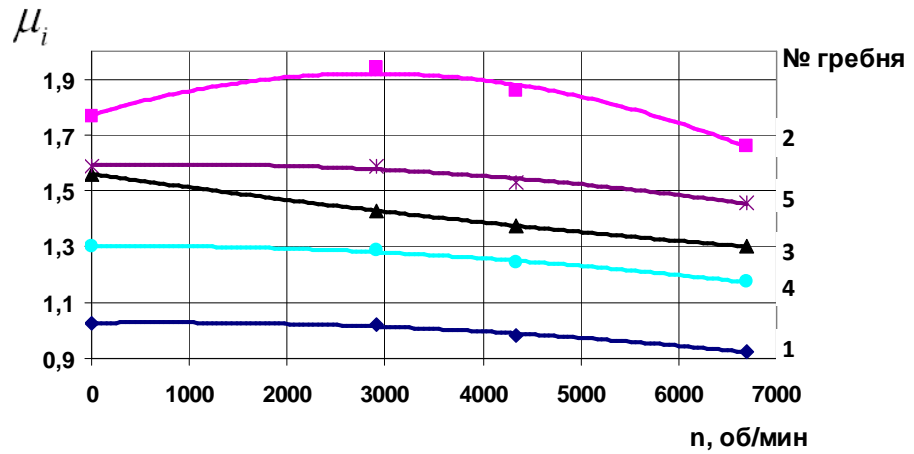
б)



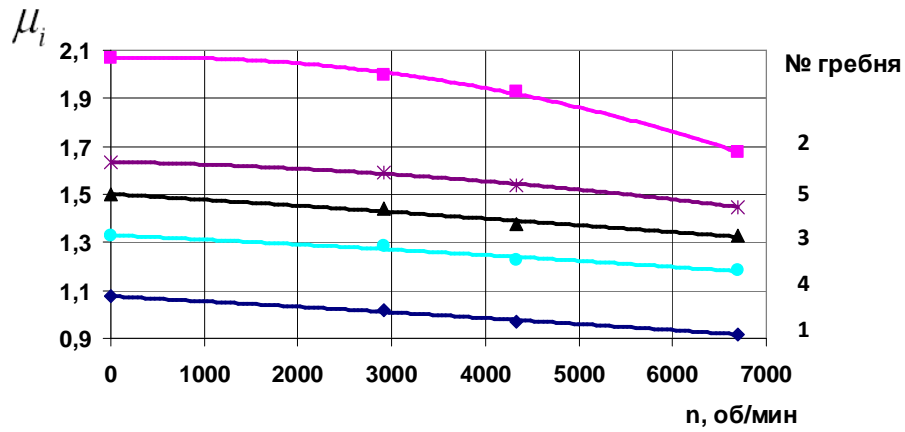
В)



Г)



Д)



е)

Рисунок 3.4 – Влияние вращения вала на локальные коэффициенты расхода уплотнения μ_i ($D = 240$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,06$):

– для $s = 0,225$ мм: а) - $p_1 / p_2 = 1,06$; б) - $p_1 / p_2 = 1,19$; в) - $p_1 / p_2 = 1,21$

– для $s = 0,237$ мм: г) - $p_1 / p_2 = 1,06$; д) - $p_1 / p_2 = 1,13$; е) - $p_1 / p_2 = 1,16$

Из приведенных выше экспериментальных результатов видно, что второй гребень имеет наивысшее значение локального коэффициента расхода μ_i , что обусловлено наименьшим перепадом давления. При сравнении среднеарифметического коэффициента расхода уплотнения $\bar{\mu}$ с его интегральным значением μ оказалось, что имеют место расхождения, которые увеличиваются с увеличением частоты n , величины радиального зазора s , и составляют в некоторых случаях более 10 %, что весьма существенно.

Далее представлены некоторые результаты численного исследования серии уплотнений, имеющих различное количество гребней $z = 1...15$, (для $D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $n = 0$).

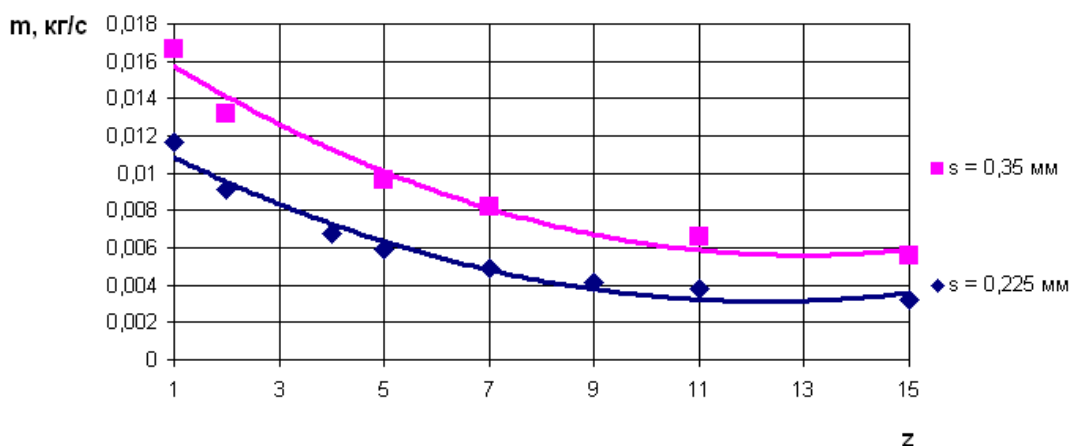
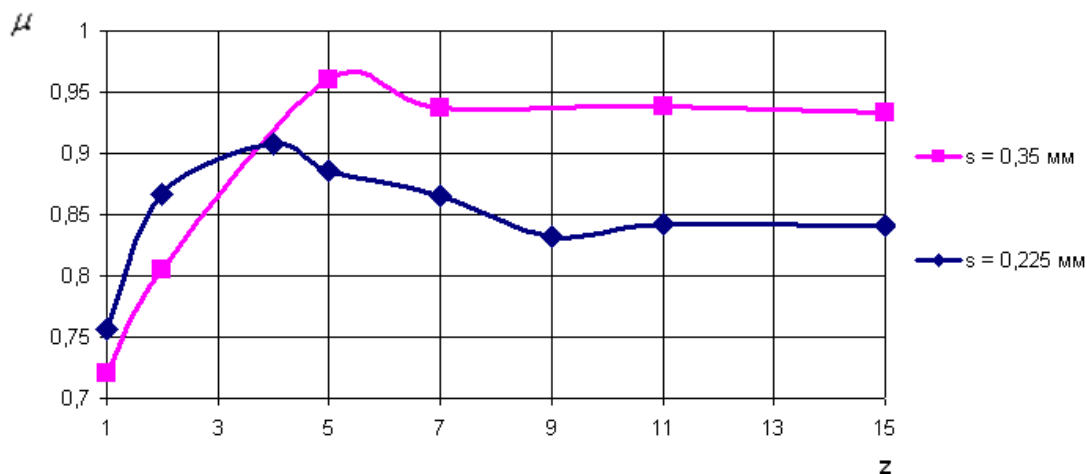


Рисунок – 3.5 Влияние количества гребней на величину протечки через уплотнение ($n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$)

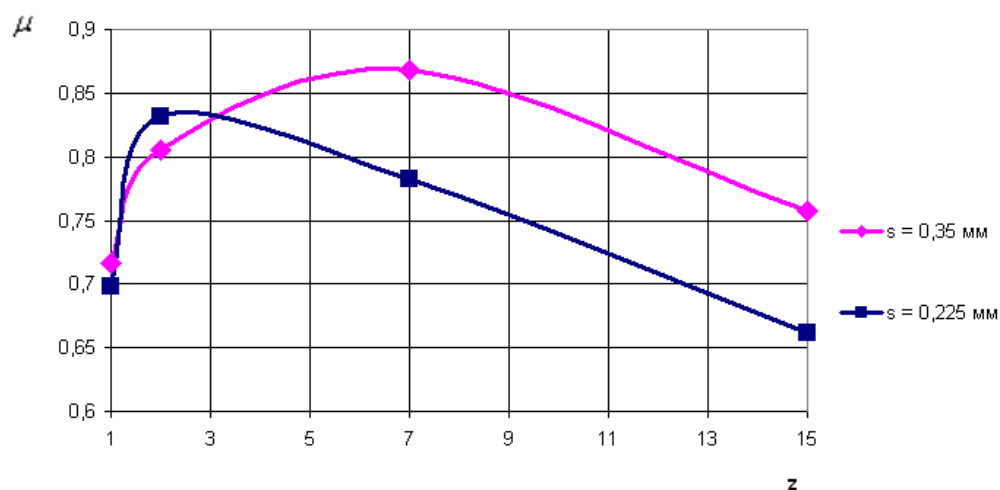
Из рисунка 3.5 видно, что с увеличением числа гребней z наблюдается тенденция к снижению величины протечки через уплотнение, что находится в полном соответствии с известным положением, согласно которому $m \sim 1/\sqrt{z}$.

А вот характер изменения коэффициента μ для не вращающегося вала не столь однозначен: имеет место существенное возрастание μ с ростом числа гребней до $z = 4 \dots 5$, после чего наступает стабилизация, т. е. при $z > 5$ $\mu \approx const$ (рис. 3.6, а).

При вращении вала характер зависимости $\mu(z)$ несколько видоизменяется: уже при $z = 5$ коэффициент μ начинает уменьшаться (рис. 3.6, б). Вращение вала оказывает существенное влияние на характеристики уплотнения, а именно снижает его коэффициент расхода μ тем больше, чем выше n . При $z = 1$, $s = 0,35$ мм наблюдается резкое снижение коэффициента μ , что говорит о запирании потока перед гребнем. Данный процесс при малом зазоре $s = 0,225$ мм имеет значительно меньший эффект в силу наличия меньшего расхода протечки m , которого не достаточно для образования в камере мощного запирающего вихря.



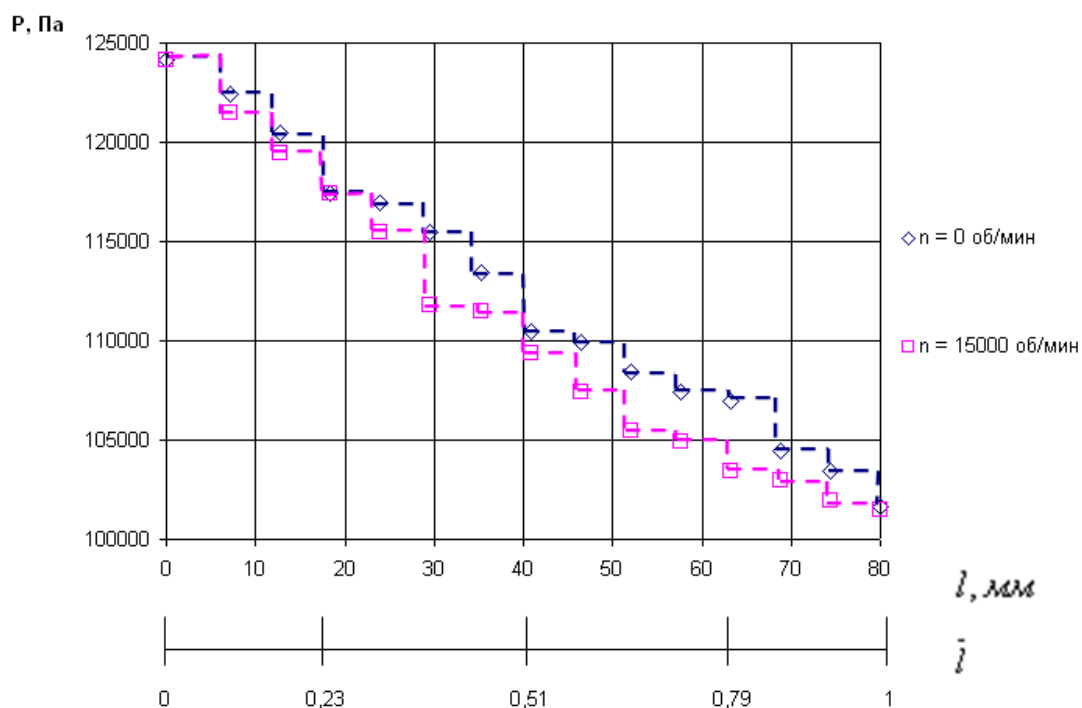
а)



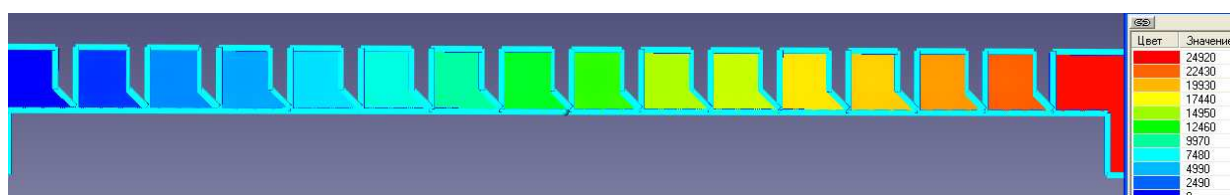
б)

Рисунок 3.6 – Влияние окружной составляющей скорости на характеристики уплотнений с различным количеством z ($D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$): а) - $n = 0$; б) - $n = 6700$ об/мин.

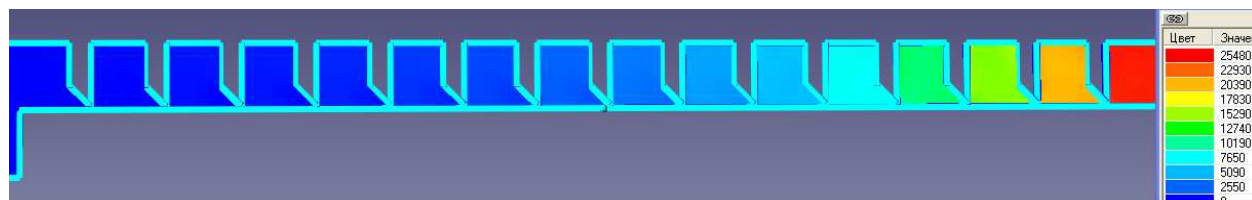
Ниже показано влияние вращения вала на распределение давления по длине уплотнения с $z = 15$ (рис. 3.7).



а)



б)



в)

Рисунок 3.7 – Распределение давления вдоль уплотнения ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$): а) - в графическом виде; б) - заливка давления ($n = 0$); в) - заливка давления ($n = 15000$ об/мин)

Из рисунка 3.7 видно, что значение перепадов давления на каждом гребне Δp_i неравномерно. Отмечается существенное перераспределение перепадов между гребнями при вращении вала. Также подтверждается наличие влияния частоты вращения вала уплотнения на его расходные характеристики, которые с увеличением n , имеют тенденцию к снижению.

В табл. 3.5 приведены значения локальных коэффициентов расхода μ_i под каждым гребнем исследуемых уплотнений.

Таблица 3.5 - Коэффициенты расхода μ_i на каждом гребне исследуемых уплотнений ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$)

n, об/мин	№ гребня уплотнения														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	0,76	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,73	0,78	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,84	1,5	0,92	0,86	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,8	0,96	0,89	0,91	0,84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,70	1,05	0,78	0,82	1,3	1,08	0,76	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,66	0,86	0,79	0,84	0,86	0,85	1,41	1,31	0,66	-	-	-	-	-	-
	0,78	0,84	1,17	1,04	0,81	1,11	0,74	0,91	1,26	0,95	0,76	-	-	-	-
0,81	0,75	0,61	1,51	0,88	0,77	0,63	1,55	0,9	1,11	1,55	0,7	1,11	0,83	0,72	
15000	0,47	0,56	0,56	0,57	0,42	1,42	0,56	0,59	0,58	1,18	0,69	1,2	0,83	1,22	0,6

Из таблицы 3.5 видно, что уплотнение имеющее число гребней $z = 15$ при $n = 0$ об/мин имеет резкое повышения коэффициента расхода μ_i щелей под 4, 8, 10, и 13 гребнями, а с появлением окружной составляющей скорости, эти пики уже соответствуют другими гребням, а именно 6, 10, 12 и 14, что наглядно иллюстрирует (рис. 3.7). Аналогичный характер изменения μ_i прослеживается и для уплотнений с меньшим количеством гребней, однако количество пиковых значений μ_i уменьшается.

Анализ результатов приводит к установлению факта волнообразного изменения коэффициента μ_i по длине уплотнения: наблюдаются всплески значений μ_i через каждые 2 – 3 гребня. При этом увеличение μ_i происходит до

2,5 раз, а абсолютные значения превышают 1, что физически трудно объяснить. Из этого следует вывод о неравномерном распределении нагрузки по гребням лабиринтного уплотнения. На (рис. 3.8) отчётливо видно наличие четырёх скачков значений коэффициента μ_i , причём положение пиков сдвигается к выходу при вращении вала.

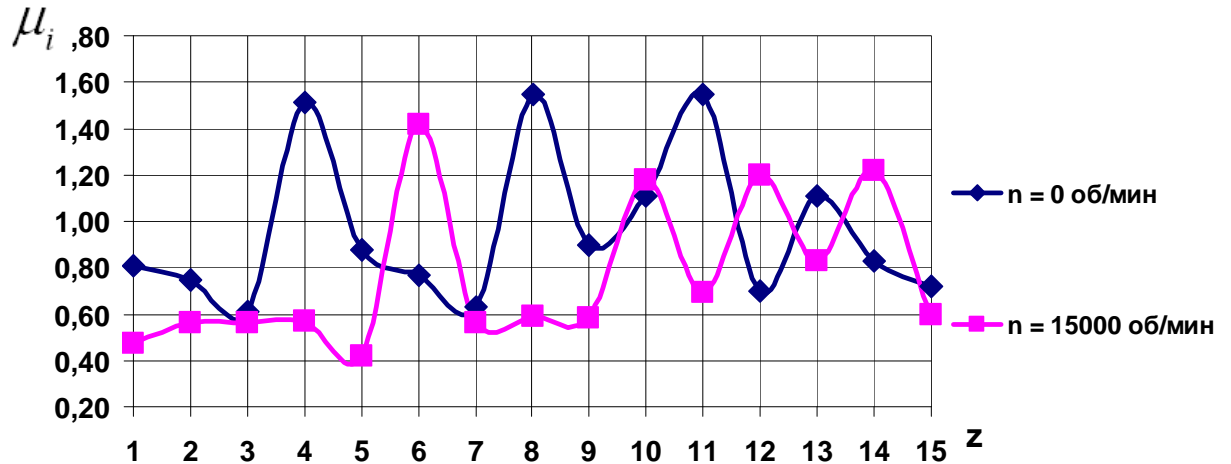


Рисунок 3.8 – Изменение условного коэффициента расхода μ_i по длине уплотнения ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1 / p_2 = 1,25$)

В таблице 3.6 приведено сравнение значений среднеарифметического $\bar{\mu}$ и интегрального μ значений коэффициентов расхода.

Таблица 3.6 – Сравнение интегрального значения коэффициента расхода уплотнения μ с осредненным значением $\bar{\mu}$

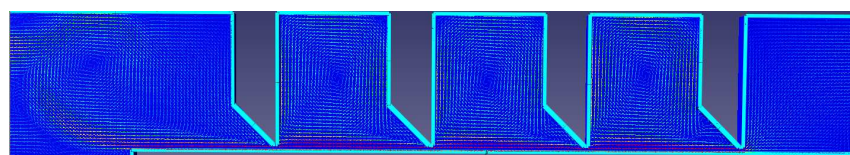
z	1	2	4	5	7	9	11	15
$\bar{\mu}$	0,76	0,755	1,031	0,878	0,928	0,917	0,942	0,961
μ	0,78	0,866	0,908	0,886	0,865	0,833	0,842	0,841

Из таблицы 3.6 видно, что и для уплотнения с $D = 80$ мм, как и для уплотнения с $D = 240$ мм также имеют место расхождения между полученными

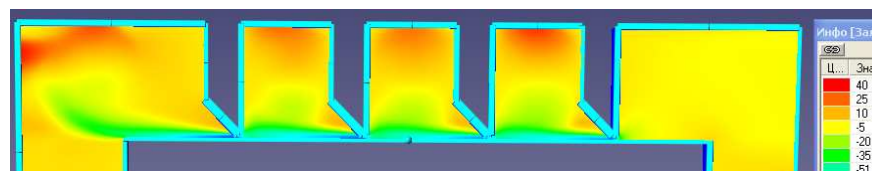
значениями коэффициентов $\bar{\mu}$ и μ . Видно, что для уплотнения с $D = 80$ мм, также как и для уплотнения с $D = 240$ мм имеют место расхождения между полученными значениями коэффициентов $\bar{\mu}$ и μ , увеличивающиеся с ростом числа z . Отметим, что интегральные и среднеарифметические значения условного коэффициента расхода меньше единицы, несмотря на наличие пиковых значений, значительно превышающих единицу.

Из приведенных ниже визуализаций видно, что наименьший перепад давления имеют зубья, перед которыми происходит перестроение вихревой зоны, и разбивки основного вихря на два, с образованием обратного циркуляционного течения в камерах, что приводит к резкому увеличению коэффициента μ .

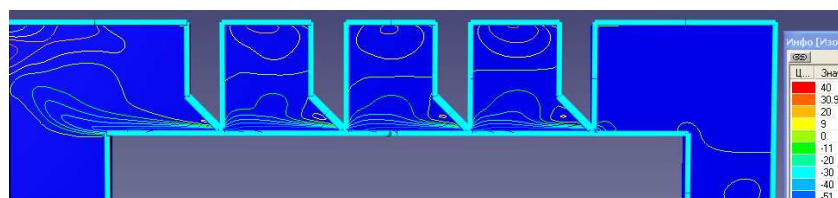
Ниже приведены некоторые визуализации данного исследования (рис. 3.9).



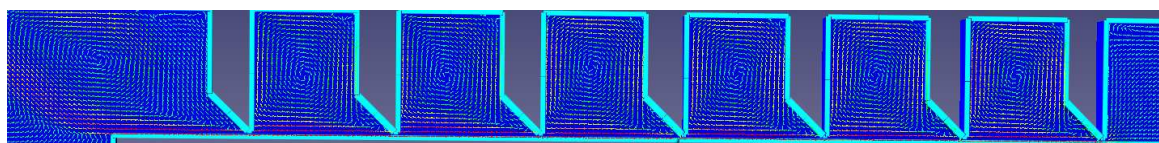
а)



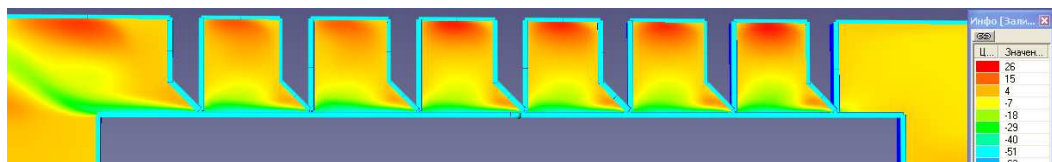
б)



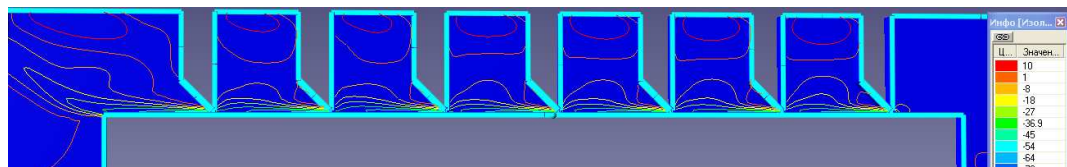
в)



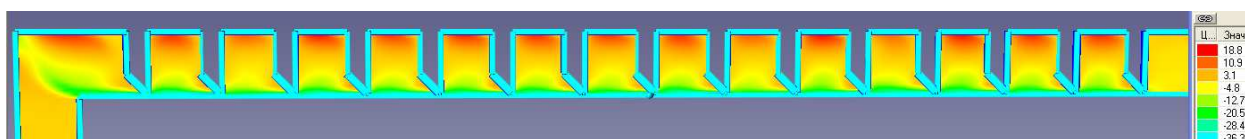
г)



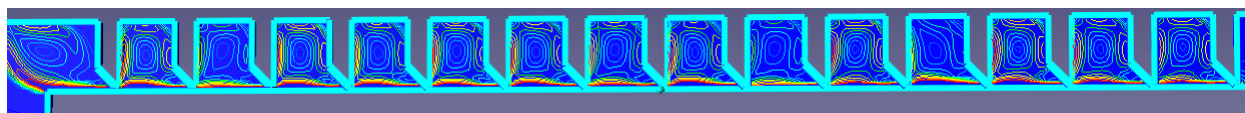
д)



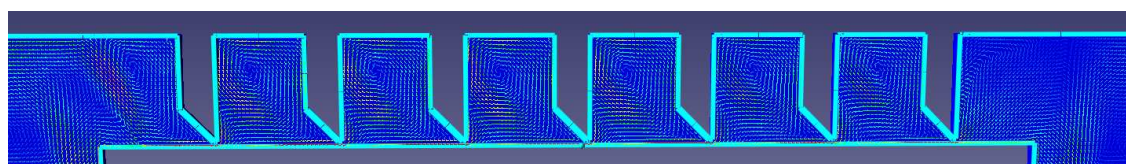
е)



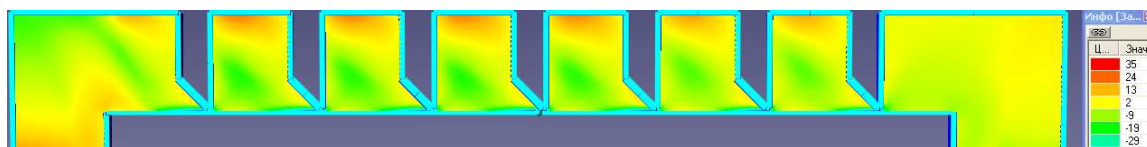
ж)



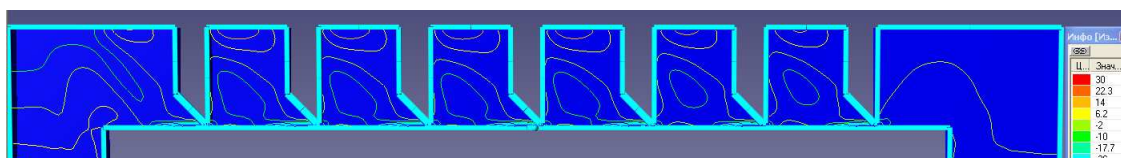
з)



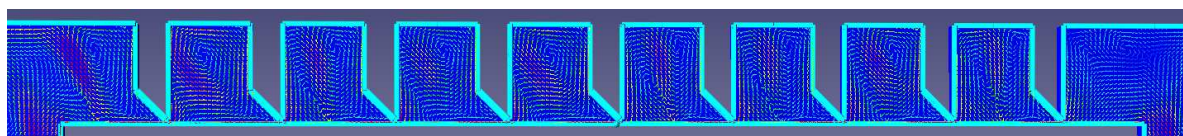
и)



й)



к)



л)

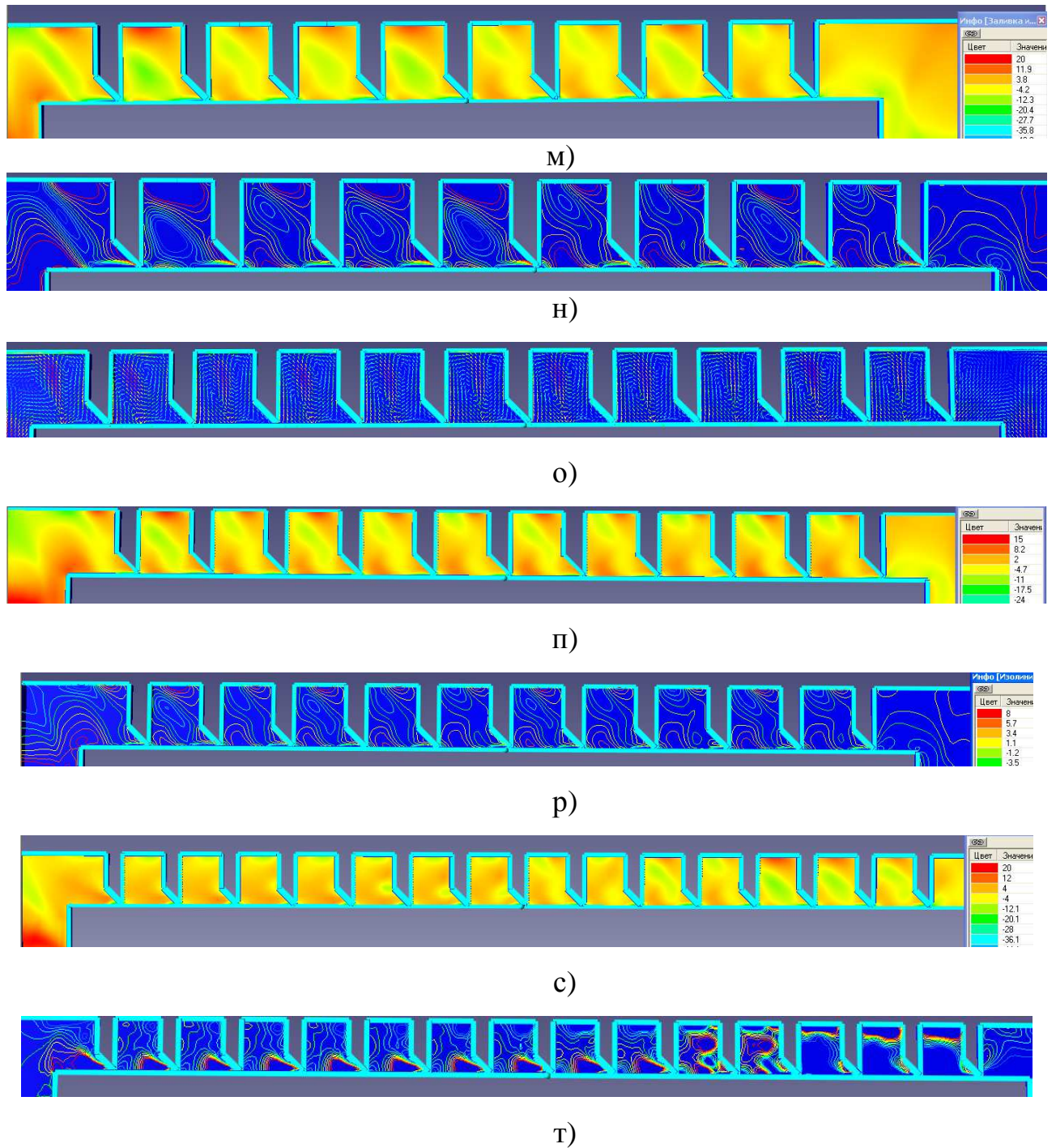


Рисунок 3.9 - Некоторые визуализации для уплотнений имеющих различные количества гребней ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$):

для $n = 0$ – а, г) вектора скорости; б, д, ж) заливка расходной скорости; в, е, з) изолинии расходной скорости;

для $n = 15000$ об/мин – и, л, о) вектора скорости; й, м, п, е) заливка расходной скорости; к, н, р, т) изолинии расходной скорости

С целью углубленного исследования влияния вращения вала на процесс течения в лабиринтном уплотнении были проведены дополнительные численные исследования. Исходной моделью было единичное отверстие – кольцевой щелевой зазор, образованный острием гребня и поверхностью вала. Картины течения при равных условиях приведены на (рис. 3.1, д, е) для случаев $n = 0$, и $n = 15000$ об/мин. Бросается в глаза качественное различие течения: при $n = 0$ струя, прошедшая через зазор распространяется в выходную камеру в начале в осевом направлении, а затем вытесняется к периферии. При этом за гребнем формируется кольцевой вихрь, который, очевидно, и индуцирует поворот струи в радиальном направлении.

В случае вращения вала (рис. 3.9, и – о) никаких организованных структур потока не обнаружено, кроме некоторого радиального перетекания вдоль торца вращающегося вала, которое и “задает тон” всему потоку.

Течение в двухгребенчатом уплотнении показано на (рис. 3. 1, ж, з). При неподвижном вале в камере между гребнями формируется классический тороидальный вихрь, а струя протечки не деформируясь достигает щели второго гребня и далее развивается по предыдущему сценарию. Заметим, что идентичный гребень изолированный и поставленный перед следующим гребнем генерируют различную структуру потока за собой что приводит к различию локальных коэффициентов расхода. При вращении вала эта картина несколько видоизменяется, поток приобретает более “беспокойный” характер.

3.3 Моделирование лабиринтного уплотнения с использованием теории планирования эксперимента

Под планированием эксперимента понимают выбор числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью [96 – 103]. Планирование эксперимента

позволяет варьировать ряд факторов и получать одновременно количественные оценки всех проявляющихся эффектов в виде формальной модели объекта.

Для исследования лабиринтного уплотнения был составлен план факторного эксперимента (ПФЭ). Необходимое количество опытов (т. е. количество сочетаний значений факторов) будет равно $N = 2^n$, где 2 – количество уровней фактора, а n – количество факторов. Запишем основные из них:

s – радиальный зазор в уплотнении;

$u = \frac{\pi D n}{60}$ – окружная скорость вала уплотнения;

$\Delta p = p_{ex} - p_{вх}$ – перепад давления на уплотнении.

Целью данного исследования являлось получение экспериментальной зависимости расхода воздуха через уплотнение от основных факторов: величины радиального зазора, вращения вала и уплотняемого перепада давления.

Целевую функцию будем определять в виде полинома первой степени:

$$m_i = A_0 + A_1 s + A_2 u + A_3 \Delta p, \quad (3.2)$$

где коэффициенты A_0, A_1, A_2, A_3 подлежат определению по результатам экспериментального исследования.

Исходя из возможностей экспериментального стенда, задаем верхний и нижний уровни изменения факторов:

$x_1 \rightarrow s = 0,225; 0,37$ мм;

$x_2 \rightarrow u = 0; 84$ м/с;

$x_3 \rightarrow \Delta p = 5717; 12896$ Па.

Зная максимальное x_i^{\max} и минимальные значения фактора x_i^{\min} определим основной уровень x_i^0 и интервал варьирования Δx_i :

$$x_i^0 = \frac{x_i^{\max} + x_i^{\min}}{2}, \text{ где } i = 1, 2, 3, \dots, k; \quad (3.3)$$

$$\Delta x_i = \frac{x_i^{\max} - x_i^{\min}}{2}.$$

Матрица планирования полного факторного эксперимента с учетом влияния перекрестных факторов представлена в таблице 3. 7.

Таблица 3.7 – Расширенная матрица планирования полного факторного эксперимента 2^3

№ опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_2 \cdot x_3$	$x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$	m_y
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,01
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,0198
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,01
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	0,0196
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,0139
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	0,0269
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	0,0152
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,0273

Уравнение регрессии (3.2) принимает вид полинома первой степени

$$m_p = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3. \quad (3.4)$$

Коэффициенты уравнения регрессии определяются по методу наименьших квадратов. Любой коэффициент уравнения регрессии b_j определяется скалярным произведением столбца y на соответствующий столбец x_j , отнесенный к числу опытов в матрице планирования N :

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_{ji} y_i \quad (3.5)$$

Эффекты взаимодействия факторов определяются аналогично линейным эффектам (3.6):

$$b_{12} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_2)_i y_i}{N}, \quad b_{13} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_3)_i y_i}{N}, \quad b_{23} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_2 x_3)_i y_i}{N}, \quad b_{123} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_2 x_3)_i y_i}{N}$$

Для проверки значимости коэффициентов регрессии включены дополнительные опыты для определения дисперсии воспроизводимости:

$$s_{\text{воспр}}^2 = \frac{\sum_{u=1}^{NN} (y_u^0 - \bar{y}^0)^2}{NN - 1}, \quad (3.7)$$

где NN – количество параллельных опытов;

y_u^0 – значения, полученные при постановке каждого из дополнительных опытов в центре плана.

Значимость каждого коэффициента проверялась по критерию Стьюдента:

$$t = \frac{|b|}{s}, \quad (3.8)$$

где $s_{bj} = \frac{s_{\text{воспр}}}{\sqrt{N}}$ – точность коэффициентов уравнений.

По результатам проведения эксперимента полученное уравнение регрессии для трех факторов, которое имеет вид (3.9):

$$m_p = -0,00436 + 0,05 \cdot x_1 - 0,0000189 \cdot x_2 - 0,000000148 \cdot x_3 + 0,0000293 \cdot x_1 \cdot x_2 + 307 \cdot 10^{-5} \cdot x_1 \cdot x_3 + 396 \cdot 10^{-9} \cdot x_2 \cdot x_3 - 801 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$$

Результаты расчетов занесены в таблицу 3.8.

Таблица 3.8 – Результаты расчетов планирования эксперимента

№ опыта	m_p	m_3	μ_p	μ_3	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность, %
1	0,01	0,01	1,098	1,106	0,0080	0,72
2	0,0198	0,0198	1,31	1,311	0,0010	0,08
3	0,0109	0,01	0,997	0,923	0,0074	8,02
4	0,0210	0,0196	1,129	1,053	0,0076	7,22
5	0,0139	0,0139	1,051	1,05	0,0010	0,10
6	0,0269	0,0269	1,275	1,276	0,0010	0,08
7	0,0171	0,0152	1,206	1,07	0,1360	12,71
8	0,0305	0,0273	1,058	1,194	0,1360	11,39

Адекватность полученного уравнения регрессии проверялась с использованием критерия Фишера:

$$F = \frac{s_{ост}^2}{s_{воспр}^2}, \quad (3.10)$$

где остаточная дисперсия рассчитывается по формуле

$$s_{ост}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - y_{r_i})^2}{N - L}, \quad (3.11)$$

где L – число значимых коэффициентов в уравнении регрессии.

В качестве примера на (рис. 3.11, а) представлена поверхность функции отклика. Для описания эксперимента используют систему “черный ящик” – объект исследования, имеющий n входов и выход y . (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 – Объект “черный ящик”

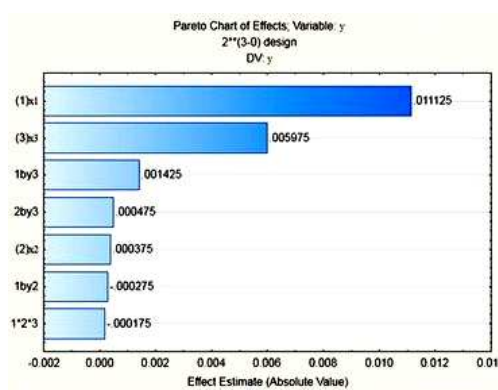
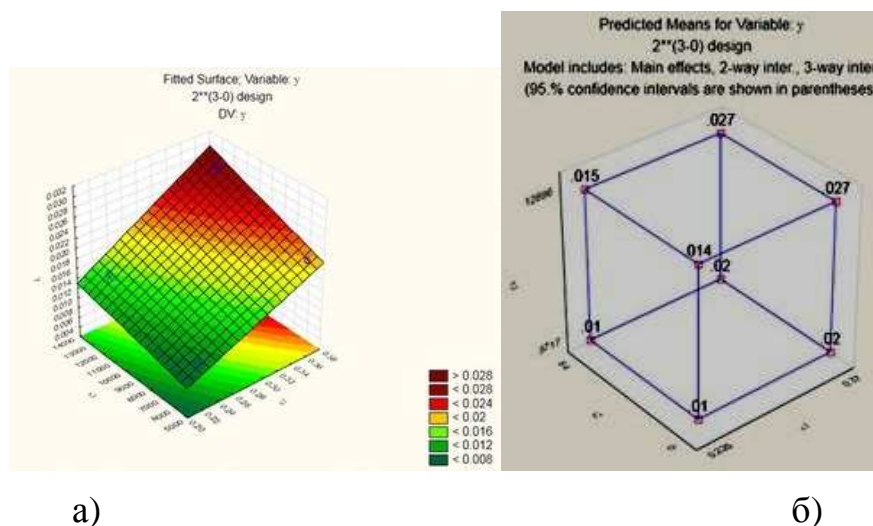


Рисунок 3.11 – Поверхность отклика при $u = 42$ м/с (а), границы найденного диапазона изменения расхода через уплотнение (б), график влияния значимости коэффициентов (в)

Зависимость между выходными параметрами (откликами) и входными параметрами (факторами) называется функцией отклика $y = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. Этому уравнению в многомерном пространстве соответствует гиперповерхность, которую называют поверхностью отклика, а само пространство – факторным пространством.

Расположение экспериментальных точек в факторном пространстве для полного факторного эксперимента при $n = 3$ показано на (рис. 3.11, б). Точки плана 2^3 задаются координатами вершин куба.

Из рисунка (3.11, в) видно что второй фактор x_2 (вращение вала) не оказывает влияния на величину протечки через уплотнение, что объясняется большим влиянием остальных факторов в заданном диапазоне.

3.4 Обобщенная модель условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения

Содержание данного раздела касается математических моделей гидравлических сопротивлений в проточной части лабиринтного уплотнения, представляющих собой систему приближенных, но физически обоснованных алгебраических уравнений. Невозможность аналитического определения потерь указывает на необходимость использования экспериментальных данных путем статистического отбора в виде многопараметрической зависимости. Для создания математической модели течения в лабиринтном уплотнении сначала разложили условный коэффициент расхода на составляющие $\mu = \frac{m}{m_T} = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$, где

$$\xi = \sum (\xi_{mp} + \xi_{mc})_i.$$

Потери давления в уплотнении запишем в виде:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p_3 + \Delta p_4, \quad (3.12)$$

$$\text{где } \Delta p_i = \rho_{cp} \frac{v^2}{2g} \zeta_i$$

Для создания достоверной математической модели был качественно описан рабочий процесс в лабиринтном уплотнении системой уравнений в общем виде с неизвестными коэффициентами при аргументах.

Коэффициенты потерь выражаем через местные сопротивления исходя из физических представлений, т. к. потери давления состоят из суммы гидравлических потерь с различными коэффициентами:

$$\xi_1 = a_{11} \left(\frac{k_{uu}}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{2R_r} \right)^{a_{12}} \quad (\text{по А. Д. Альтшулю [104]}),$$

где l' – увеличение длины пробега струи вследствие вращения вала;

$R_r = 2s$ – гидравлический радиус.

$$\xi_2 = 1 - 0,6 + a_{21} M \cdot a_{22} \left(\frac{s}{h} \right) \quad (\text{по опытам Г. А. Домбровского [75]}),$$

где $M = c/a$, a – скорость звука при нормальных условиях

$$\xi_3 = 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} \quad (\text{по Г. М. Абрамовичу [105]})$$

$$\xi_4 = 1 - a_{41} \cdot \frac{s}{\Delta} \quad (\text{по опытам Б. М. Трояновского [79]})$$

где ξ_1 – коэффициент трения;

ξ_2 – коэффициент сжатия струи;

ξ_3 – учет не полноты гашения скорости;

ξ_4 – учет не остроты входной кромки.

Математическая модель суммарного коэффициента гидравлического сопротивления запишется в виде (3.13):

$$\xi = a_{11} \left(\frac{k_{uu}}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{2R_r} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} M \cdot a_{22} \left(\frac{s}{h} \right) - 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} + 1 - a_{41} \cdot \frac{s}{\Delta},$$

а выражение для определения условного коэффициента расхода уплотнения принимает вид:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4}} \quad (3.14)$$

3.5 Построение и идентификация математической модели условного коэффициента расхода

Исходные данные для идентификации брались по результатам обработки некоторых экспериментальных данных (табл. 3.9).

Таблица 3.9 – Некоторые результаты экспериментального исследования

№ п. п.	s, мм	n, об/мин	p_1 / p_2	ℓ , мм	ρ_{cp} , кг/м ³	v_{abc} , м/с	Re	m, кг/с	μ	$\frac{p_2^*}{p_1^*}$	M
1	0,225	0	1,06	24	1,265	46,9	7379	0,01	1,106	0,947	0,14
2	0,37	0	1,06	24	1,225	56,6	14645	0,0198	1,311	0,946	0,17
3	0,225	6693	1,06	27,4	1,263	96,2	15131	0,01	0,923	0,93	0,29
4	0,37	6693	1,06	28,6	1,255	101	26133	0,0196	1,053	0,936	0,31
5	0,225	0	1,12	24	1,3	63	9920	0,0139	1,05	0,9	0,19
6	0,37	0	1,12	24	1,263	76,4	18719	0,0269	1,276	0,89	0,23
7	0,225	6693	1,12	30,8	1,3	109	17150	0,0152	1,07	0,868	0,33
8	0,7	6693	1,12	32,2	1,263	114	27960	0,0273	1,194	0,877	0,35

Согласно теории идентификации [106 – 108] для каждого опыта записываем уравнение (3.14) с использованием (табл. 3.9), приравнивая соответствующие экспериментальные значения коэффициента μ , получим систему уравнений с 6-ю неизвестными коэффициентами (3.15):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\sqrt{a_{11} \left(\frac{k_w}{R_{\Gamma 1}} + \frac{1}{\text{Re}_1} \cdot \frac{l'_1}{2R_{\Gamma 1}} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} M_1 \cdot a_{22} \left(\frac{s_1}{h} \right) - 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)_1 + 1 - a_{41} \cdot \frac{s_1}{\Delta}} = \mu_1 \\ \frac{1}{\sqrt{a_{11} \left(\frac{k_w}{R_{\Gamma i}} + \frac{1}{\text{Re}_i} \cdot \frac{l'_i}{2R_{\Gamma i}} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} M_i \cdot a_{22} \left(\frac{s_i}{h} \right) - 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)_i + 1 - a_{41} \cdot \frac{s_i}{\Delta}} = \mu_i \\ \dots \\ \frac{1}{\sqrt{a_{11} \left(\frac{k_w}{R_{\Gamma q}} + \frac{1}{\text{Re}_q} \cdot \frac{l'_q}{2R_{\Gamma q}} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} M_q \cdot a_{22} \left(\frac{s_q}{h} \right) - 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)_q + 1 - a_{41} \cdot \frac{s_q}{\Delta}} = \mu_q \end{array} \right.$$

где $i = 1, 2, 3 \dots q$ – порядковый номер опыта;

$q = n + 1$ – количество уравнений системы;

n – количество неизвестных коэффициентов.

Система решается матричным методом, выбираем решение которое удовлетворяет условию минимума невязки:

$$\min(\mu_{\text{эксн}} - \mu_{\text{расч}})^2 \quad (3.16)$$

После отыскивания неизвестных коэффициентов a математическая модель принимает вид (3.17):

$$\xi_i = 0,806 \left(\frac{k}{R_{\Gamma}} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{d_{\Gamma}} \right)^{4,104} + \left(1 - 0,6 + 2,242 \cdot 10^{-8} M \cdot (-1) 8,0881 \cdot 10^{-8} \left(\frac{s}{h} \right) \right) + (-1) \cdot \left(1 - 0,068 \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \cdot \frac{p_2^*}{p_1^*} \right) + \left(1 - 2,973 \cdot \frac{s}{\Delta} \right).$$

Результаты идентификации занесены в таблицу 3.10

Таблица 3.10 – Сравнение экспериментальных значений μ с расчетными

№ досліда	n, об/мин	s, мм	$\mu_{\text{експ.}}$	$\mu_{\text{идент.}}$	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность, %
1	0	0,225	1,106	1,028	0,078	7,05
2	0	0,37	1,311	1,215	0,096	7,32
3	6693	0,225	0,923	1,027	0,104	11,27
4	6693	0,37	1,053	1,215	0,162	15,38
5	0	0,225	1,05	1,027	0,023	2,19
6	0	0,37	1,276	1,213	0,063	4,94
7	6693	0,225	1,07	1,026	0,044	4,11
8	6693	0,37	1,194	1,213	0,019	1,59

Из таблицы 3.10 видно, что средняя абсолютная погрешность между полученными значениями не превышает 6 % что свидетельствует о корректности разработанной математической модели.

3.6 Выводы

1. Показана некорректность применения упрощенной модели “отверстие с острой кромкой” к расчету лабиринтных уплотнений.
2. С применением программного комплекса получены новые данные по детальном исследованию течения в лабиринтном уплотнении с гладким валом, подтверждённые экспериментальными исследованиями.
3. Установлена зависимость расходных характеристик и структуры потока в лабиринтном уплотнении от частоты вращения вала. Наличие оборотов приводит к уменьшению коэффициентов расхода до 20%.

4. Существует оптимальное количество гребней уплотнения на заданные параметры, превышение которого не оказывает влияния на расходные характеристики уплотнения.

5. Для моделирования и анализа течения в лабиринтном уплотнении предложен поэлементный подход, который заключается в рассмотрении уплотнения как системы последовательно работающих щелей с индивидуальными характеристиками.

6. Выявлено неравномерное падение давления по длине уплотнения при любом количестве его гребней, вызванное структурными преобразованиями потока в камерах:

– установлено наличие режимов флуктуации – чередования зон вихревых и безвихревых структур в камерах уплотнения с большим количеством гребней;

– установлено существование аномалий, заключающихся в том, что условный коэффициент расхода щелей изменяется волнообразно по длине уплотнения, с наличием пиковых значений, что свидетельствует о неравномерном распределении нагрузки по гребням уплотнения.

7. С помощью плана полного факторного эксперимента получена регрессионная зависимость для определения величины протечки через уплотнение с приемлемой точностью для условий опытов данной работы.

8. Предложена математическая модель условного коэффициента расхода уплотнения основанная на представлении гидравлического сопротивления лабиринтного уплотнения как суммы местных сопротивлений, описываемых аналитическими выражениями. Решена задача идентификации модели с использованием опытных данных. Полученная модель применима в диапазоне геометрических и режимных параметров имевших место в опытах.

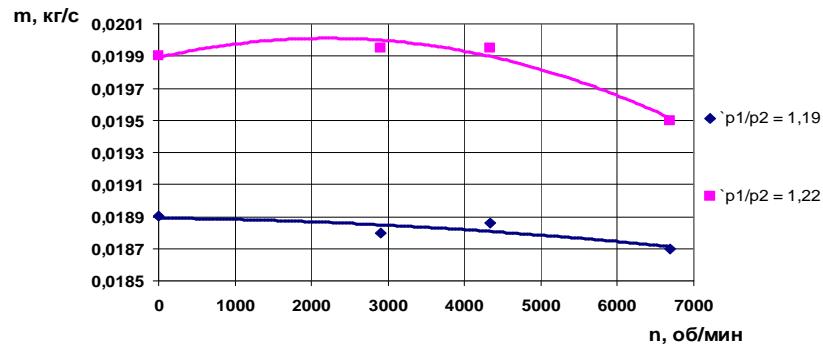
РАЗДЕЛ 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ

Изложение материала данной главы основано на сопоставлении и взаимном дополнении характеристик лабиринтных уплотнений полученных экспериментально и исследовании течения в лабиринтном уплотнении численным методом. Результаты исследования некоторых факторов и структуры потока в уплотнении следует считать полученными впервые.

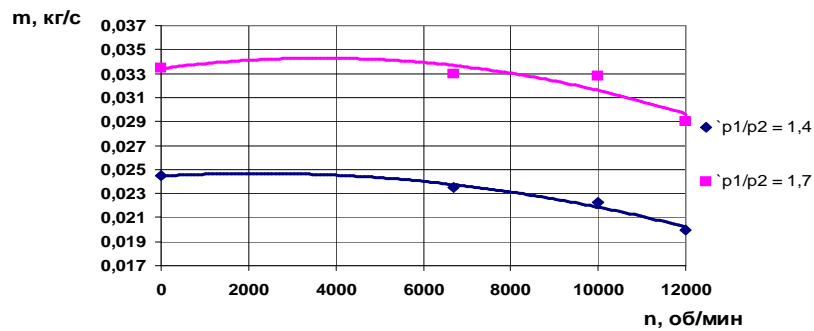
4.1 Влияние режимных параметров

Центробежные компрессорные машины работают, как правило, при достаточно высокой частоте вращения вала, до $n = 20000$ об/мин. До сих пор не получен ответ на вопрос о влиянии вращения вала на расходные характеристики лабиринтного уплотнения. Принято считать такое влияние несущественным, пренебрежимым. Поэтому, с целью получения ответа на этот вопрос, была проведена серия опытов с использованием возможности экспериментального стенда по ступенчатому изменению частоты вращения вала уплотнения. Результаты данного исследования приведены на (рис. 4.1).

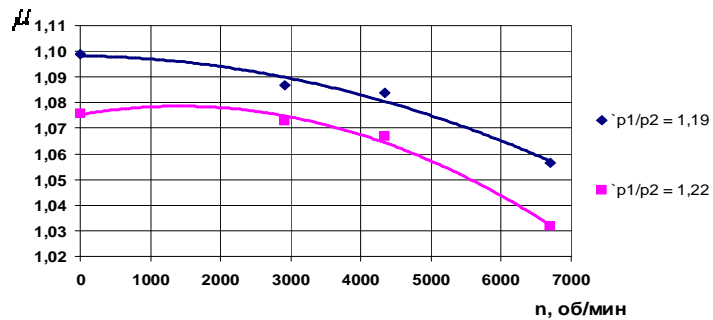
Экспериментально полученный эффект влияния вращения вала невелик, всего несколько процентов (рис. 4.1, а). Возможности стенда не позволили провести опыты при больших значениях параметров p_1 / p_2 и n . Поэтому исследование было дополнено расчетными данными (рис. 4.1, б) из которого видно, что при увеличении данных параметров влияние частоты вращения вала составляет порядка 15%, чем пренебрегать нельзя.



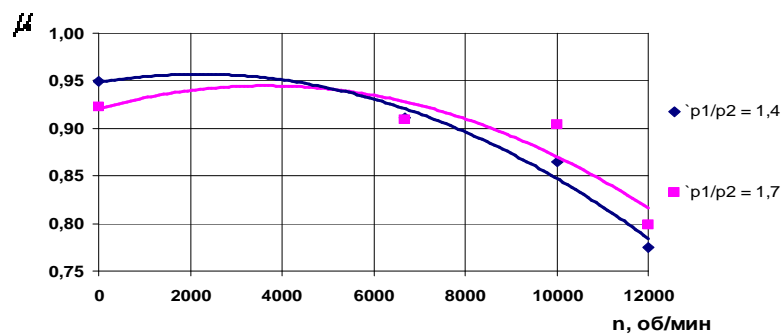
а)



б)



в)



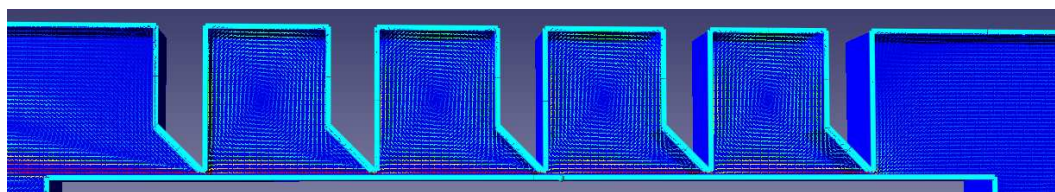
г)

Рисунок 4.1 – Влияние частоты вращения вала на расходные характеристики уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$):

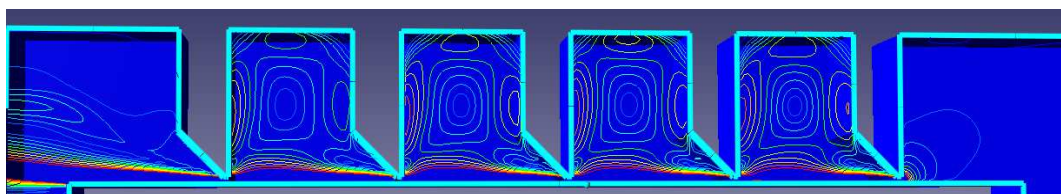
а, в) - результаты экспериментального исследования; б, г) - численного

Это нашло отражение в величине коэффициента расхода (рис. 4.1, в, г). Поэтому в дальнейшем, при сравнительном анализе, результаты полученные при $n = 0$ будут сравниваться с условием $n = var$ там, где это необходимо.

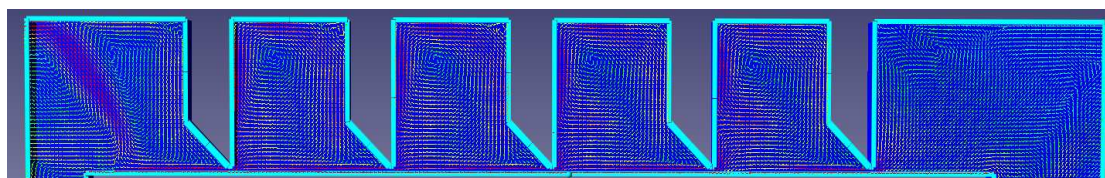
При наличии вращения вала, структура потока в лабиринтном уплотнении несколько видоизменяется, что показано на (рис. 4.2). Видно, что наличие вращения приводит к возникновению инерционных сил, которые способствуют отталкиванию вихревых зон от вала.



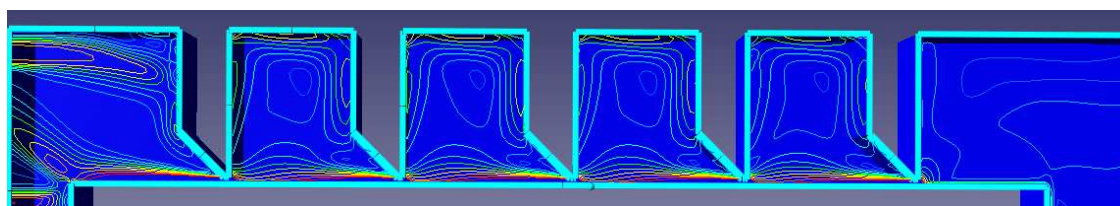
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.2 - Визуализация течения в уплотнении ($s = 0,225$, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,4$): а, б) - вектора и изолинии скорости $n = 0$; в, г) - вектора и изолинии скорости $n = 6700$ об/мин

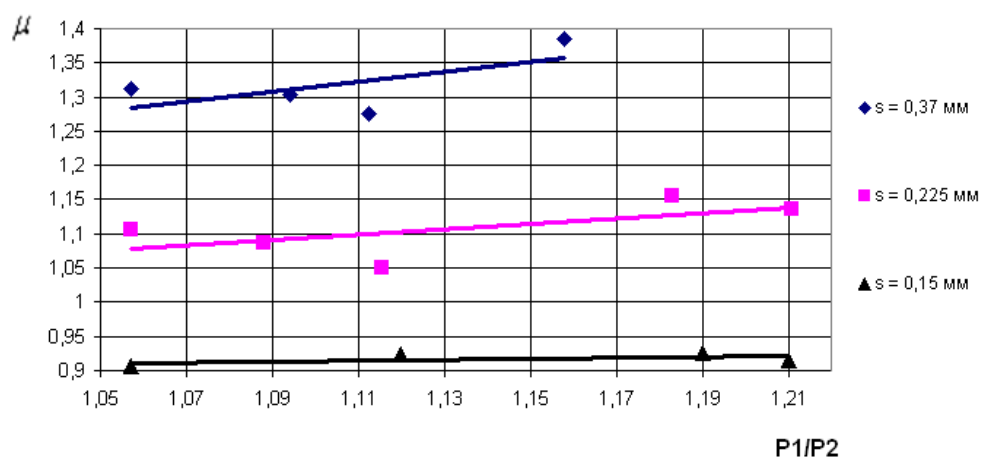
Следует отметить, что чем дальше находится ядро вихря от вала, тем эффективней работает камера, так как под вихрем всегда находится турбулизированный поток, поэтому наилучшее положение вихревого ядра соответствует максимально отдаленному от вала, что приводит к снижению величины протечки через уплотнение, а соответственно и коэффициента расхода μ .

4.2 Влияние геометрических параметров

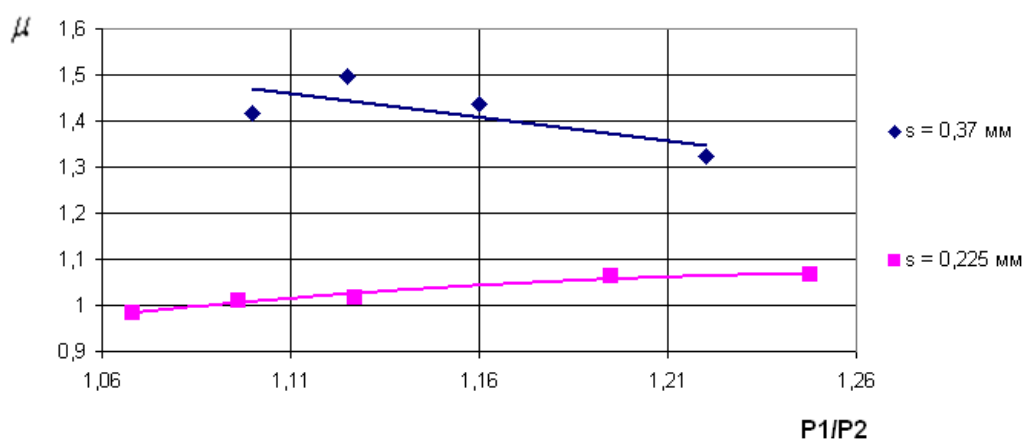
4.2.1 Влияние величины радиального зазора

Известно то, что радиальный зазор увеличивается в лабиринтном уплотнении в процессе его эксплуатации, что влечет увеличение протечки. С целью установления значимости данного влияния было проведено экспериментальное исследование влияния величины зазора на значение коэффициента расхода лабиринтного уплотнения. На (рис. 4.3) приведены некоторые результаты экспериментального исследования, кроме данных для зазора $s = 0,15$, которые получены расчетным путем, ввиду сложности технической реализации такого уплотнения. В целом результаты не противоречат представлениям о пропорциональности расхода протечки величине зазора, однако влияние таких факторов как сужение струи, неполнота гашения скорости и др. приводит к нарушению прямой пропорциональности. Например, увеличение зазора в уплотнении с гладким валом в 1,5...1,6 раза приводит к увеличению коэффициента расхода примерно на 20 % (рис. 4.3, а). Действительно, как было показано выше эффект сужения струи тем меньше, чем больше величина зазора, а полнота гашения кинетической энергии струй тем меньше, чем больше расход через зазор.

Что касается некоторого незначительного влияния уплотняемого перепада, то это скорее всего результат программной аппроксимации.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Влияние увеличения радиального зазора на значение коэффициента расхода уплотнения ($z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $n = 0$):

а) - $D = 240$ мм; б) - $D = 80$ мм

4.2.2 Влияние высоты гребней h

Выше было показано, что объем камеры за гребнем влияет на величину протечки, т. к. определяет условия гашения кинетической энергии струи. Очевидно, что чем больше объем камер тем лучше. Однако размер камер напрямую связан с линейными размерами уплотнения и усложняет конструкцию узла и машины в целом.

Повышение эффективности лабиринтного уплотнения можно осуществить путем подбора оптимальных значений расстояния между

гребнями t и их высоты h , чему было посвящено ряд исследований, приведшим к широко используемым на практике рекомендациям: $t = 4 \dots 7$ мм, $h = 4 \dots 5$ мм,

Орлик В. Г. в [26] связывает геометрические размеры камеры со степенью гашения скорости и коэффициентом расхода уплотнения при помощи теории Абрамовича [73]. Необходимая при этом относительная длина струи вычисляется как отношение ее эффективной длины l к полуширине узкого сечения, но является ли это единственным влияющим параметром? И.Е. Идельчик рассматривал струю в камере лабиринтного уплотнения как свободную, и не полуограниченную, так как опираясь на ряд экспериментальных данных было установлено, что сопротивление со стороны стенки камеры приравнивается к сопротивлению потока в уплотнении, поскольку имеет место развитый отрывной пограничный слой с обратными течениями [76].

Все исследования прошлых лет имели существенный недостаток – невозможность аналитического анализа течения в уплотнении и основывались только на возможностях эксперимента. В данной работе используя возможности визуализации течения в программном комплексе Flow Vision удалось получить более полные сведения о течении газа внутри лабиринтов.

На (рис. 4.4) приведены расчетные зависимости коэффициента расхода уплотнения от величины высоты его гребней h для двух различных зазоров. Оптимальным значением является $h = 4$ мм, что близко к принимаемым на практике размерам. Однако, видна четкая зависимость величины h от зазора: при больших зазорах требуется большая величина h , поскольку для расширения и гашения скорости большего расхода требуется и большие размеры камеры.

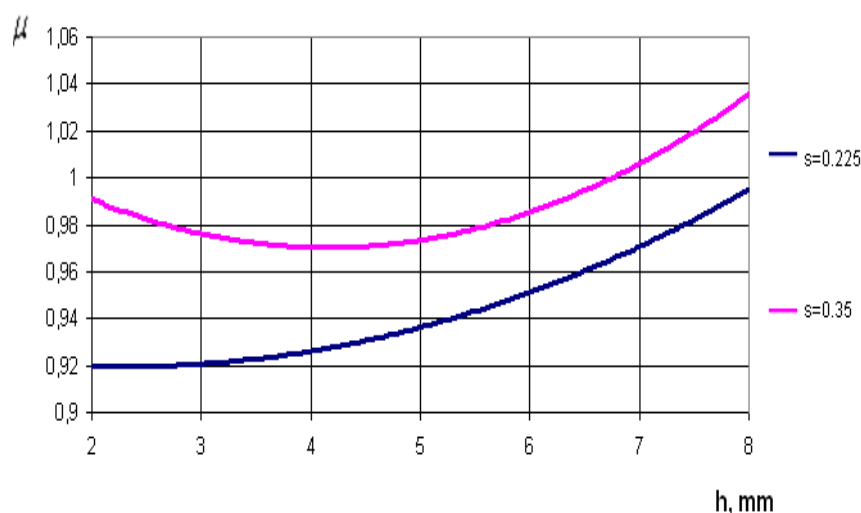


Рисунок 4.4 – Влияние высоты кольцевых гребней h уплотнения на его коэффициент расхода μ ($D = 80$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$)

Некоторые визуализации течения для двух значений параметра $h = 4$ мм и $h = 2$ мм приведены на (рис. 4.5).

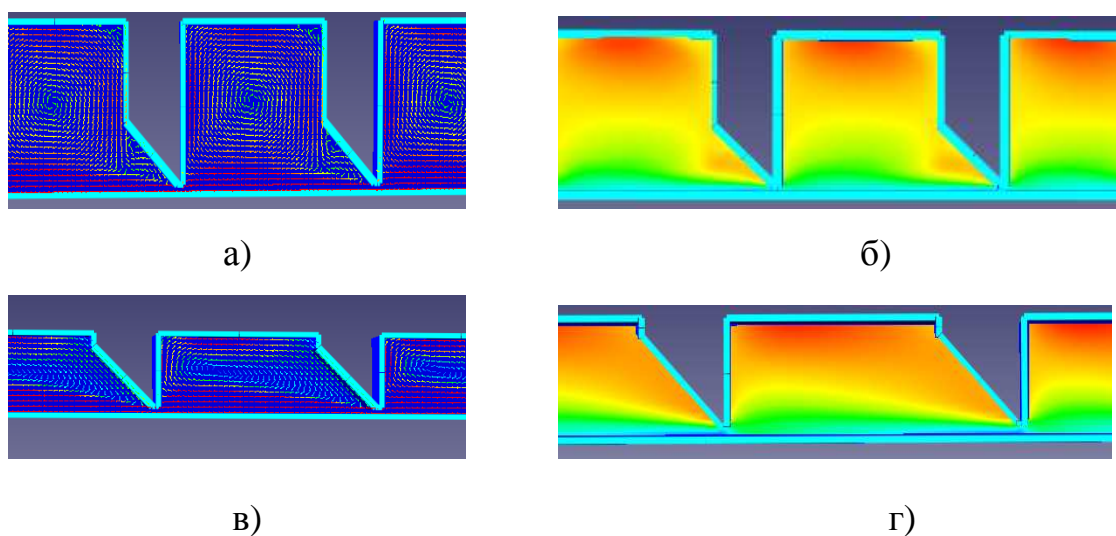


Рисунок 4.5 – Некоторые визуализации для условий: $D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$,

для $h = 4$ мм:

а) - вектора скорости; б) - заливка скорости;

для $h = 2$ мм:

в) - вектора скорости; г) - заливка скорости

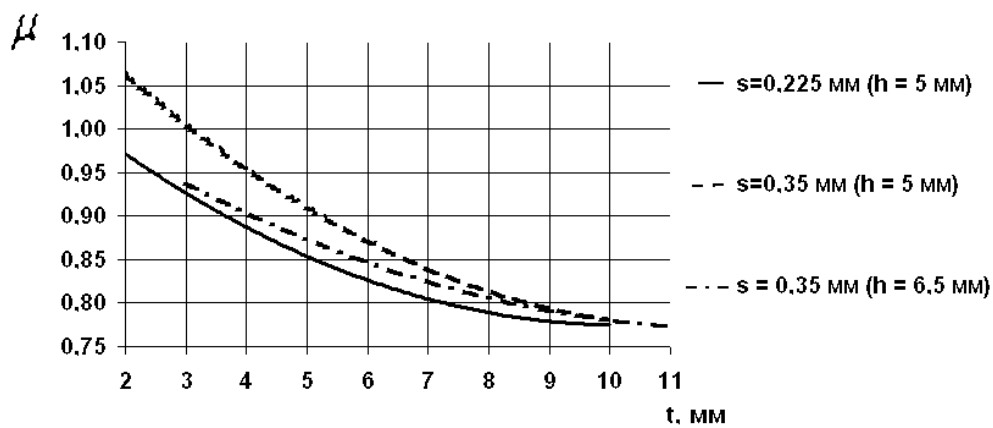
Следует отметить, что в отличие от базового варианта уплотнения уменьшение высоты камеры h позволяет образовавшемуся круговому течению потока занять весь кольцевой объем камеры, а не меньшую ее часть, а структура его деформируется, приобретая “приплюснутое” поперечное сечение, осуществляется обжимающее воздействие на струю, предотвращающее ее диффузию, что способствует проникновению струи через следующий щелевой зазор. Из (рис. 4.5, б) видно размывание струи при $h = 4$ мм, т. е. происходит интенсивное гашение кинетической энергии уплотняемого потока.

4. 2. 3 Влияние величины шага гребней t

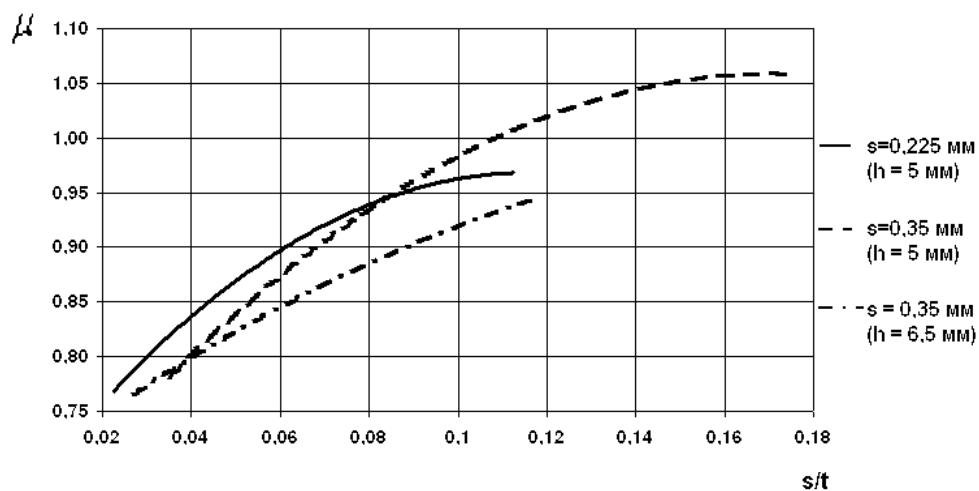
Результаты расчетного исследования влияния объема кольцевых камер уплотнения за счет увеличения расстояния t между его гребнями приведены на (рис. 4.6). Из графика (рис. 4.6, а) следует, что коэффициент μ тем меньше, чем больше размер камеры h . С точки зрения эффективности следует принимать значение $t > 8$ мм. Эти данные расходятся с известными рекомендациями. Исходя из соображений минимизации осевых размеров целесообразно принимать значения t в диапазоне 6...8 мм.

Кривые на (рис. 4.6, б) свидетельствуют о необходимости учета взаимосвязи параметров s и t : с увеличением s следует увеличивать и t , т.к. для увеличенного расхода нужны большие размеры камер. Этот вывод аналогичен выводу в п. 4.2.2, однако влияние шага t гораздо более существенно, чем высоты гребней h .

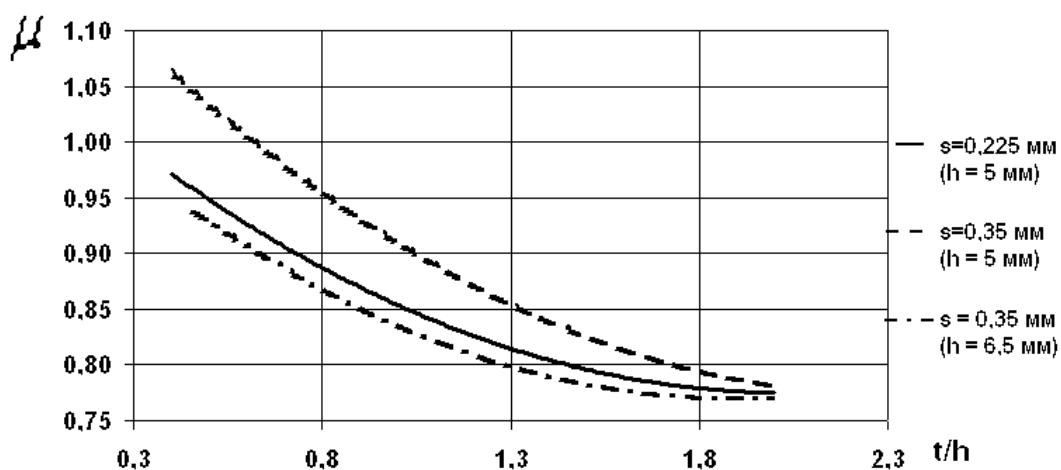
Графики на (рис. 4.6, в) устанавливают влияние соотношения t/h на коэффициент расхода. Оптимальной величиной является $t/h = 2$.



а)



б)

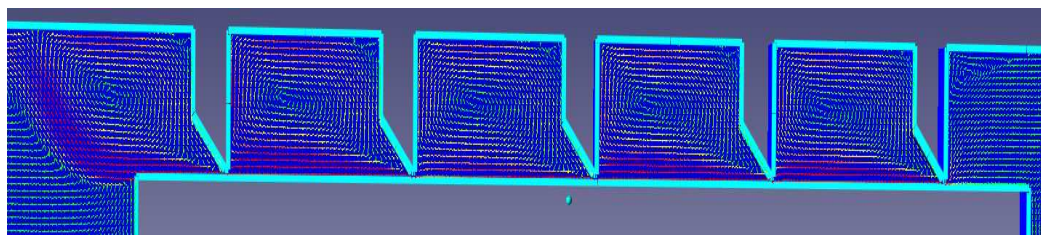


в)

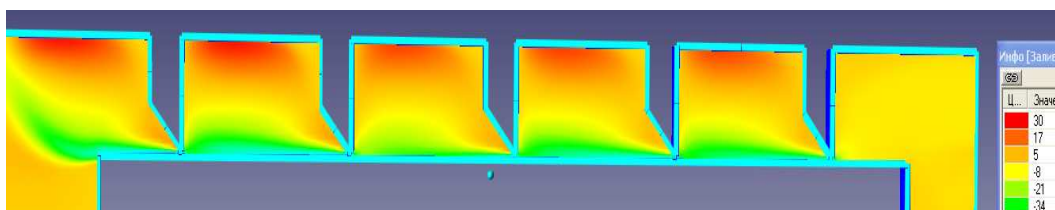
Рисунок 4.6 – Влияние шага t между кольцевыми гребнями уплотнения на его коэффициент расхода ($D = 80$ мм, $z = 5$, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$, $n = 0$):

а) - $\mu = f(t)$; б) - $\mu = f(s/t)$; в) - $\mu = f(t/h)$

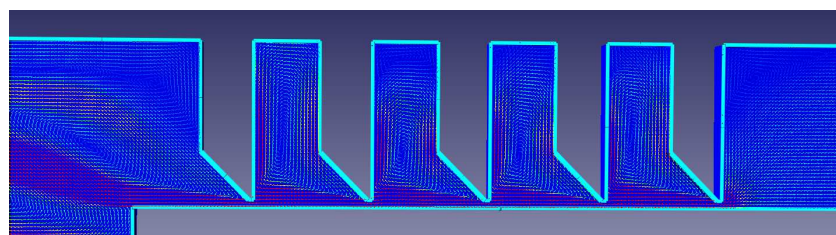
Визуализации варианта со значением $t = 7$ мм приведены на (рис. 4.7, а, б). В этом случае организацию течения в уплотнении следует считать наилучшей.



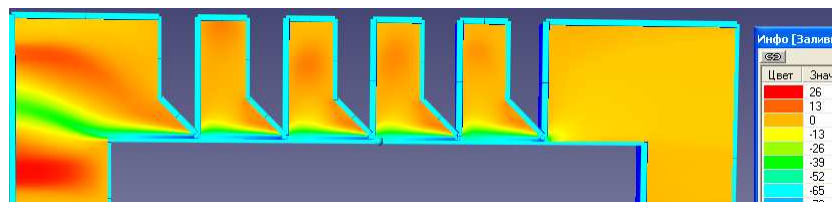
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.7 – Некоторые визуализации для условий: $D = 80$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$),

для $t = 7$ мм:

а) - вектора скорости; б) - заливка скорости;

для $t = 2$ мм:

в) - вектора скорости; г) - заливка скорости

Наилучшее по герметичности значение t асимптотически стремится к величине $t = 10$ мм (рис. 4.6, а), однако она не является оптимальной с точки зрения габаритов уплотнения. На практике принимают $t = 4...6$ мм, при этом коэффициенты расхода увеличиваются на 15 % (рис. 4.6, а). Весьма показательным является влияние уменьшения шага от $t = 7$ мм до 2 мм (рис. 4.7, а, в): стеснение струи в камерах препятствует ее диффузии, повышая величину протечки.

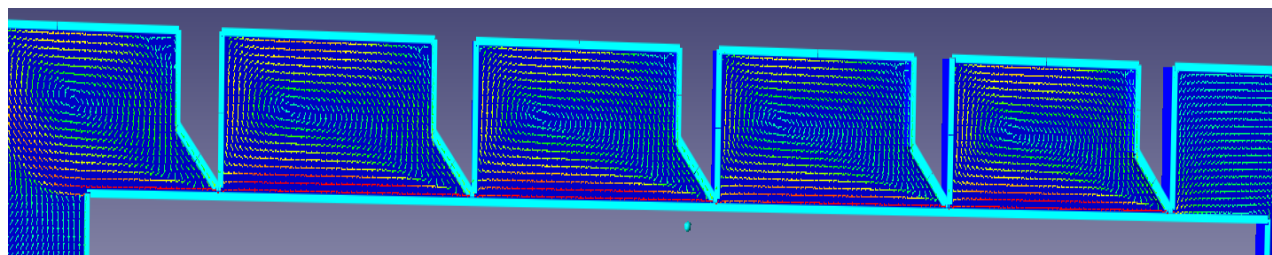
Для зазора $s = 0,225$ мм наиболее подходящее значение $t = 7$ мм, а для $s = 0,35$ – $t = 9$. Поэтому для увеличенного зазора $s = 0,35$ была проведена серия расчетов по нахождению искомого значения t при увеличенном $h = 6,5$ мм. Оказалось, что такой прием позволяет снизить коэффициент расхода μ для $s = 0,35$, приблизив его к значению для зазора $s = 0,225$ мм. Поскольку зазор в лабиринтном уплотнении увеличивается в процессе эксплуатации, необходимо это учитывать при их конструировании. Так были рассчитаны уплотнения для двух значений радиальных зазоров при $t = 8$ мм, $h = 4$ мм. Результаты приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Подбор рациональных значений t и h ($n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$, $D = 80$, $z = 5$)

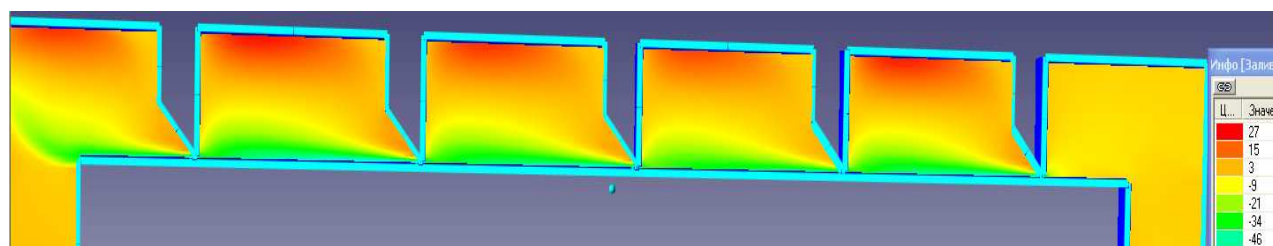
№ п. п.	t , мм	h , мм	$s = 0,225$ мм		$s = 0,35$ мм	
			m , кг/с	μ	m , кг/с	μ
1	4	5	0,0059	0,947	0,0094	0,96
2	8	4	0,00518	0,825	0,00814	0,832
3	9	4	-	-	0,0083	0,849
4	7	4	0,0052	0,828	-	-

Исходя из таблицы 4.1 можно сделать вывод что наиболее рациональными являются камеры с высотой гребней $h = 4$ мм, и шагом $t = 8$ мм, т. е. увеличение объема камер должно осуществляться в большей мере за счет

увеличения шага t . На рисунке 4.8 приведены некоторые визуализации течения для этих вариантов.



а)



б)

Рисунок 4.8 – Некоторые визуализации для условий: $D = 80$ мм, $t = 8$ мм, $h = 4$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$): а) - вектора скорости; б) - заливка скорости

Рисунок 4.8 может служить примером наиболее рациональной организации течения в лабиринтном уплотнении: хорошо сформированного кольцевого вихря и хорошей диффузией (гашение скоростей) в камерах.

Такие параметры как шаг t и количество гребней z определяют осевую длину уплотнения. Выбор количества гребней при заданной длине уплотнения тесно связан с получаемым размером t , при этом принято выполнять конструкции лабиринтных уплотнений с $t/h = 0,8$. Для проверки этого утверждения было проведено численное исследование серии уплотнений с постоянной общей длиной уплотнения $l = 24$ мм, но с разным количеством гребней – от 4 –х до 9 – ти, при этом выдерживалось значение $t/h = 0,8 = const$. Расчеты показали (табл. 4.2, рис. 4.9), что в выдерживании данного соотношения нет необходимости, т. к. эффективность вариантов практически не изменяется. Ухудшение условий гашения скорости в камерах из – за

уменьшения размера t компенсируется увеличением количества гребней. С точки зрения практической целесообразности лучше принимать меньшее количество гребней при прочих равных условиях.

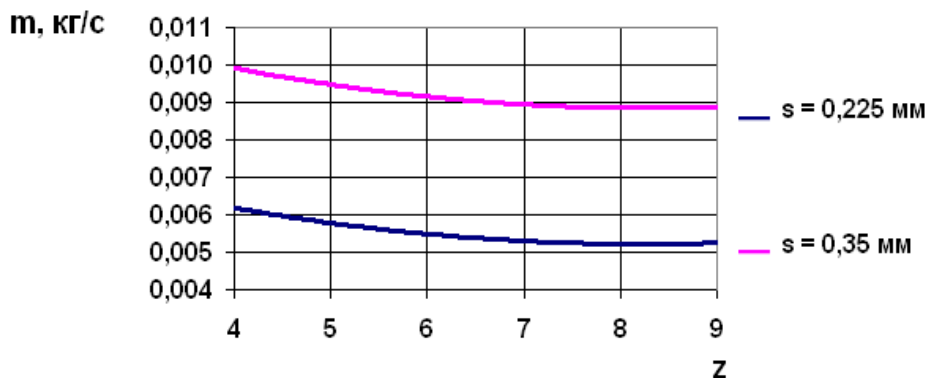


Рисунок 4.9 – Влияние количества гребней на величину протечки через уплотнение ($D = 80$ мм, при $t/h = 0,8$, $h = 5$ мм, $l = 24$ мм, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$)

В таблице 4.2 приведены некоторые данные по влиянию количества гребней z на величину протечки m и на коэффициент μ , а на (рис. 4.7) приведено их графическое представление.

Таблица 4.2 – Данные для расчетов при $t/h = 0,8$, $p_1 / p_2 = 1,25$

z	t, мм	h, мм	l, мм	s = 0,225 мм		s = 0,35 мм	
				m, кг/с	μ	m, кг/с	μ
4	5,87	7,33	24	0,0064	0,863	0,01	0,864
5	4	5	28	0,00559	0,89	0,0094	0,9
7	2,13	2,66	24	0,00552	0,984	0,0093	1,063
9	1,2	1,5	24	0,0054	1,093	0,00965	1,25

Результаты расчетов второй серии уплотнений с различной длиной l , $t/h = var$ при $h = 5$ мм представленные в таблице 4.3 при изменении числа гребней z в том же диапазоне (от 4-х до 9) практически не отличаются от предыдущей серии.

Таблица 4.3 – Данные для расчетов при $t/h = var$, $p_1 / p_2 = 1,25$

z	t , мм	t/h	l , мм	$s = 0,225$ мм		$s = 0,35$ мм	
				m , кг/с	μ	m , кг/с	μ
4	5,87	1,17	33	0,00612	0,825	0,00996	0,861
5	4	0,8	24	0,0059	0,89	0,0094	0,904
6	2,9	0,58	24	0,00548	0,9	-	-
7	2,13	0,43	24	0,00528	0,941	0,009	1,029
8	1,6	0,32	24	0,00515	0,99	-	-
9	1,2	0,24	24	0,0053	1,073	0,00886	1,148

Из таблиц 4.2 и 4.3 можно сделать вывод о том, что параметр $t/h = 0,8$ выдерживать не обязательно. Приведенные результаты дали предпосылки к поиску оптимального количества гребней при заданной длине уплотнения. Данное исследование проводилось численно при ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,4$), (рис. 4.10).

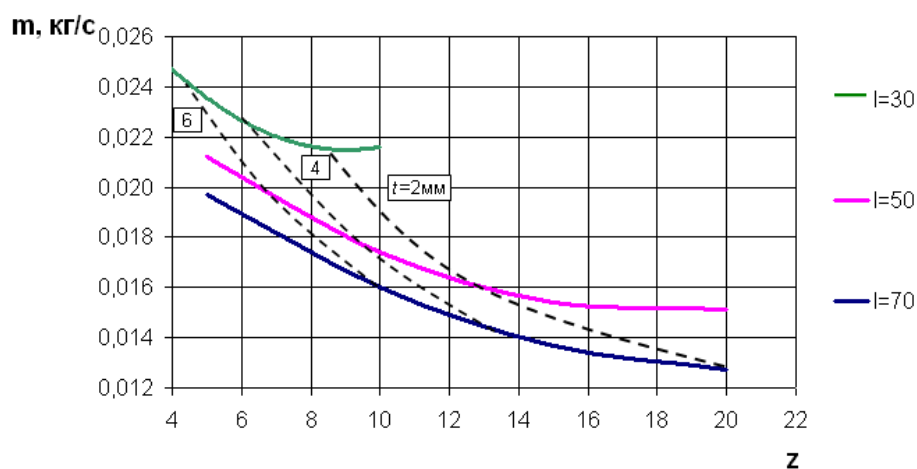


Рисунок 4.10 – Оптимизация лабиринтного уплотнения при заданной длине ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,4$)

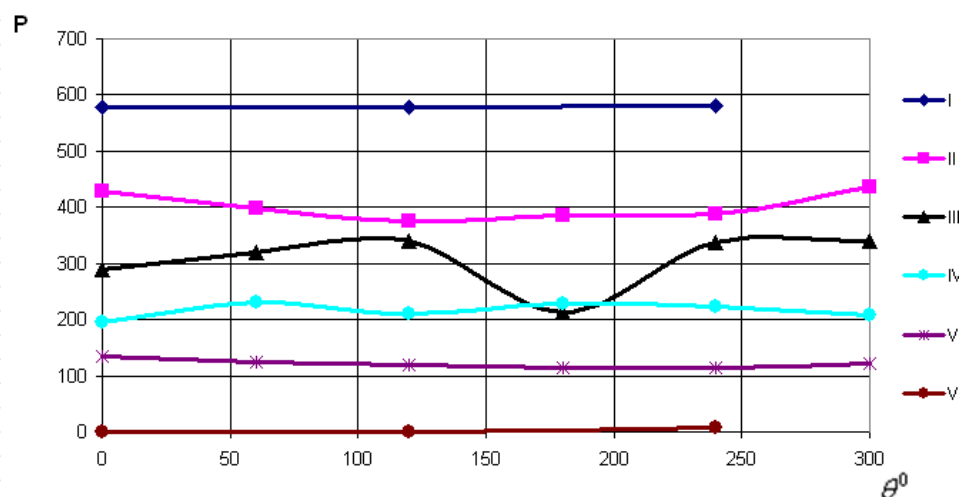
При уменьшении шага t можно увеличить количество его гребней z при заданной длине уплотнения, что приводит к снижению величины протечки до 15 %.

4.2.4. Влияние эксцентриситета

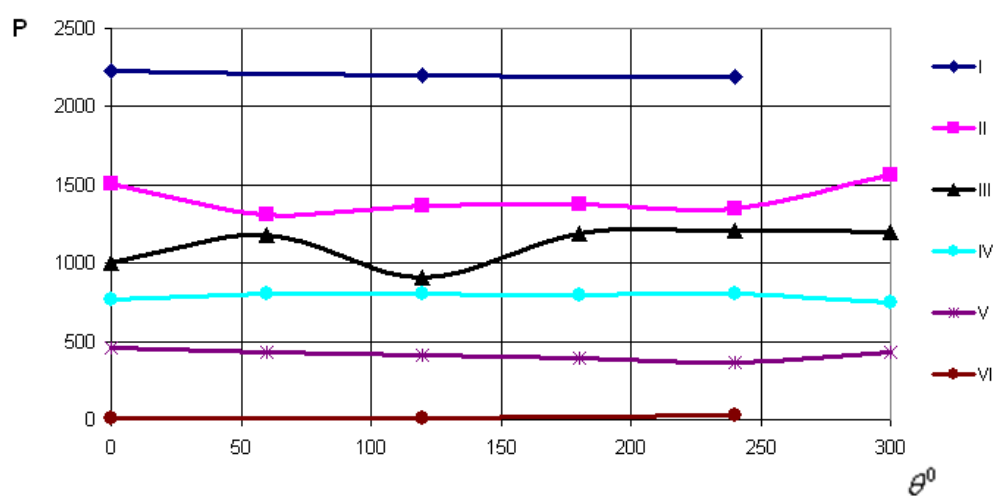
Известно, что при сборке и в процессе эксплуатации центробежного компрессора, имеет место наличие эксцентриситета между его роторными и статорными частями, причем, чем крупнее агрегат, тем больше его значение. Поэтому, была использована возможность стенда по изменению концентричности между статорной и роторной частями лабиринтного уплотнения с целью выявления влияния на его характеристики. Эксцентриситет устанавливался на базовом варианте лабиринтного уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм).

Приведены развертки распределения давления в каждом сечении выполненного дренажирования по окружности кольцевых камер уплотнения (рис. 4.11) для различных уплотняемых перепадов давления.

Обращает на себя внимание, что во всех случаях перед третьим гребнем имеет место нехарактерное для остальных кривых существенная неравномерность давления. Локальное минимальное значение с изменением уплотняемого перепада происходит с угловым смещением θ . Следует отметить, что ранее при проведении анализа распределения давления вдоль уплотнения, а в последующем и при определении коэффициентов расхода μ на каждом гребне, было обнаружено резкое увеличение данного коэффициента на втором гребне, определяющим параметром для которого были давления перед и за вторым гребнем. По – видимому происходит запираание потока в этом месте, которое заставляет передвигаться основной вихрь потока по кольцевому объему камеры, чем и объясняется рассогласование углов θ на которых происходит так называемый “провал” давления.



а)



б)

Рисунок 4.11 – Развертка распределения давления в контрольных сечениях по окружности при эксцентриситете $E = 1$ ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм):
 а) $p_1 / p_2 = 1,06$; б) $p_1 / p_2 = 1,19$

На рис. 4.12 приведено сравнение величины протечки через уплотнение при концентричном положении вала ($E = 0$) и максимально эксцентричном, до касания со статорной поверхностью ($E = 1$). Видно, что наличие эксцентриситета вызывает увеличение протечки через уплотнение до 13 %, что существенно.

Также проводилось экспериментальное исследование влияния эксцентриситета на характеристики уплотнения с увеличенным радиальным

зазором s , который позволил провести опыты при наличии окружной составляющей скорости.

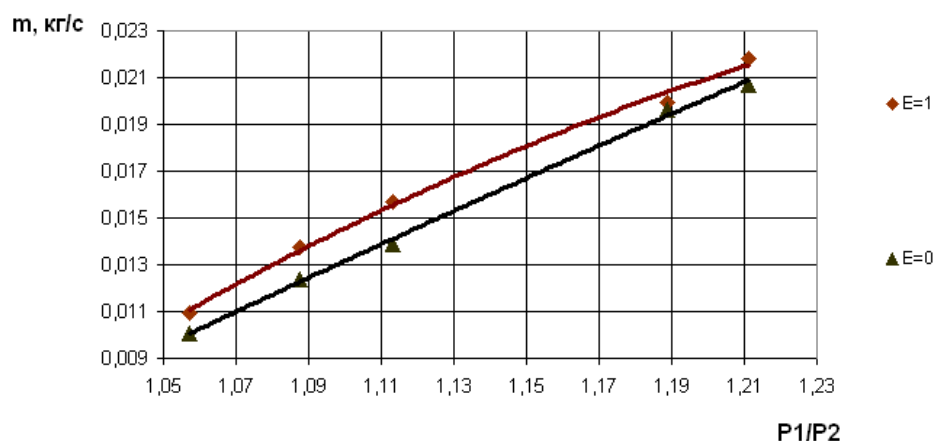
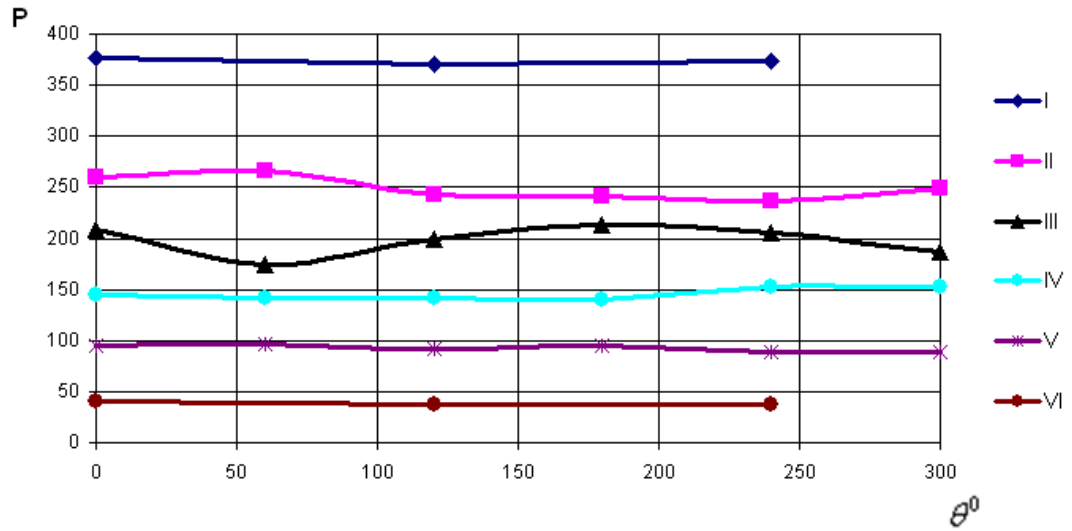


Рисунок 4.12– Влияние эксцентриситета ($s = 0,225$ мм)

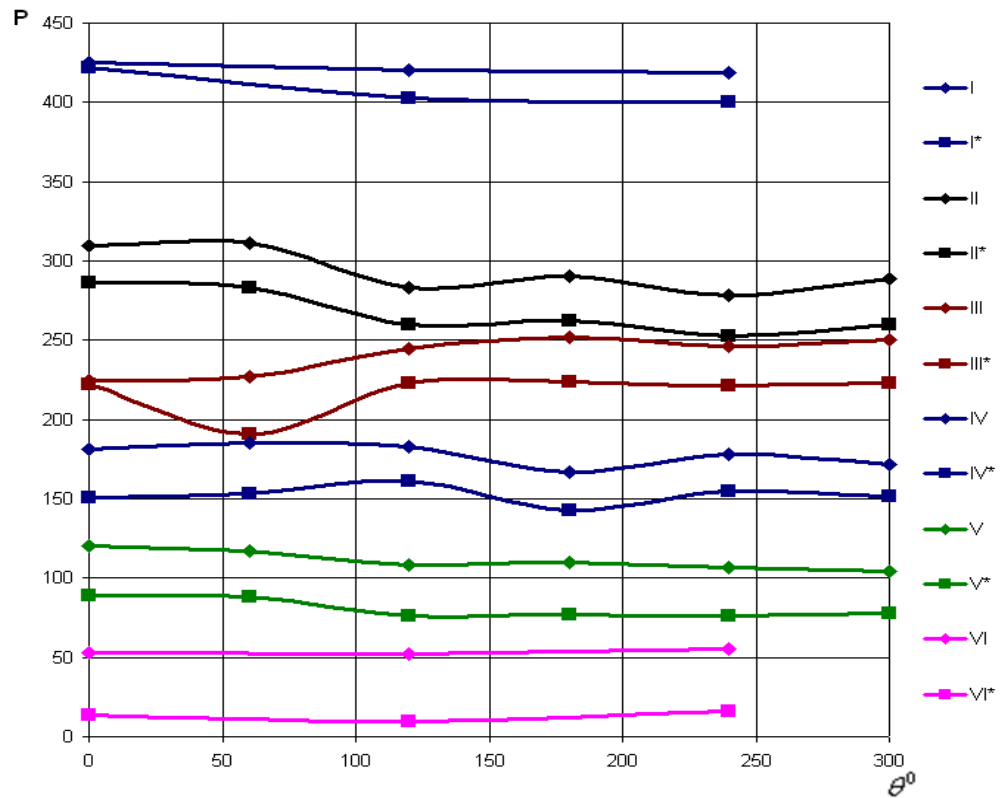
Основные результаты данного исследования приведены на (рис. 4.13), где $E = 0,5$ соответствует значениям диаметрально расположенных зазоров равных $s_1 = 0,17$ и $s_2 = 0,2$ мм.

Из рисунка 4.13 видно, что с увеличением зазора s , наблюдается более интенсивное проявление влияния эксцентриситета на значения распределения давлений по углам разворота θ^0 . Некоторое влияние оказывает наличие даже небольшой частоты вращения вала уплотнения, что привело к проведению опытов по выявлению влияния оборотов при $E = 0,5$ и $E = 0$ (рис. 4.14).

Из рис. 4.14 видно, что при $n = 0$ наличие эксцентриситета способствует некоторому увеличению протечки через уплотнение m , а при наличии окружной составляющей скорости наблюдается интенсивная тенденция к резкому снижению протечки с увеличением частоты n . Данный процесс происходит из – за более интенсивного вихреобразования со стороны увеличенного зазора за счет не концентричности вала.



а)



б)

Рисунок 4.13 – Развертки давления в контрольных сечениях по окружности при различных эксцентриситетах ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,06$): а) - $E = 1$, $n = 0$; б) $E = 0,5$, $n = 0$, $n = 2910$ об/мин (значения со *)

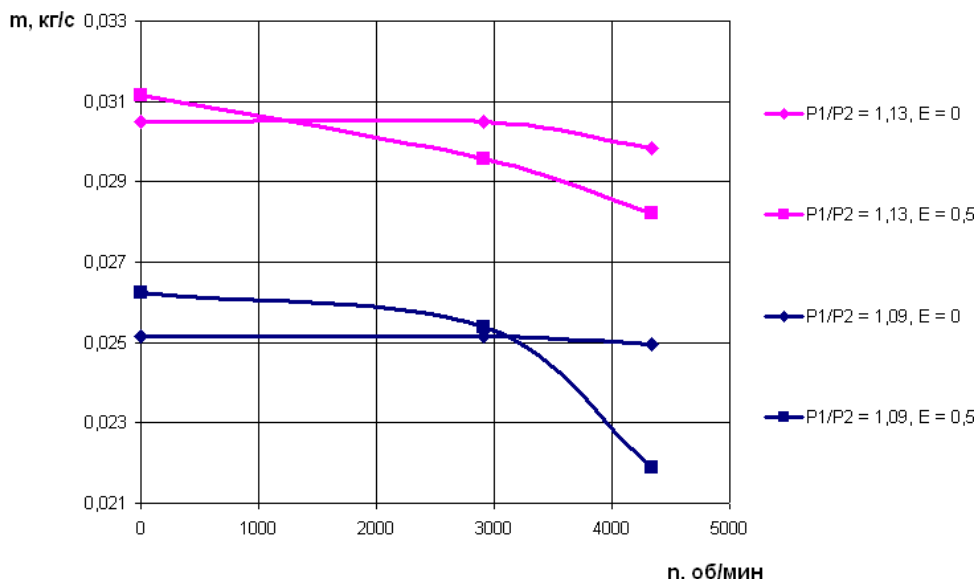


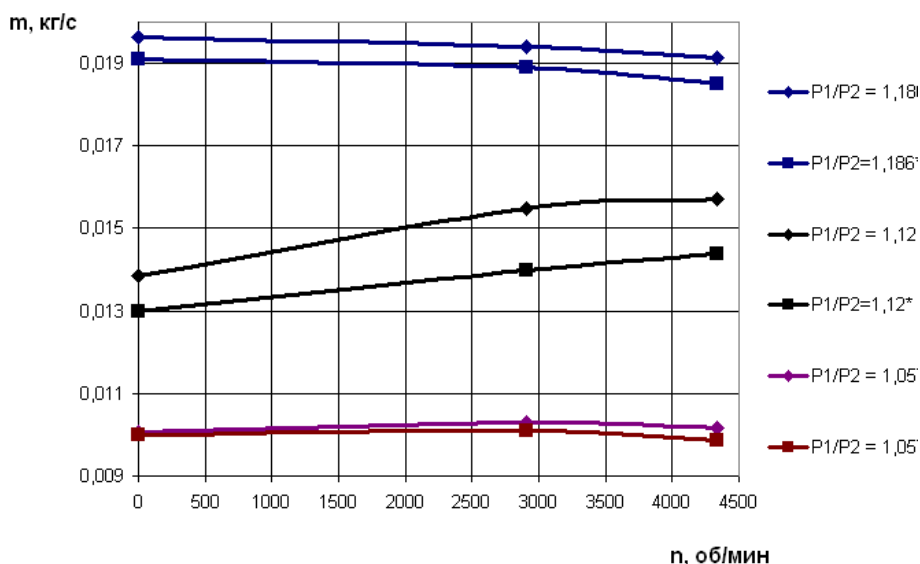
Рисунок 4.14 – Влияние частоты вращения вала при $E = 0$ и $E = 0,5$ на величину протечки через уплотнение ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм)

4.2.5 Влияние наличия винтовой канавки на роторе

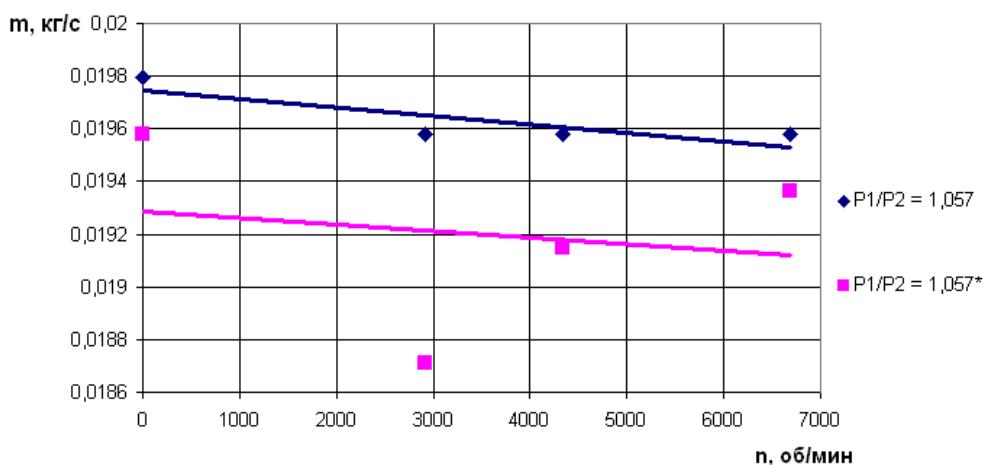
Известны ряд работ, в которых использовались винтовые нарезки на роторных и статорных частях уплотнения. Доказан положительный эффект таких уплотнений, но поскольку винтовая нарезка работает как небольшой компрессор, то он требует затрат мощности на свою работу, в отличие от обычного лабиринтного уплотнения.

Было проведено экспериментальное исследование на базовом варианте уплотнения ($D = 240$, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм) с целью выявления возможности рационального использования винтовой нарезки, которая была выполнена на роторной части уплотнения глубиной $\delta = 0,3$ мм и шагом $t_u = 1$ мм. Результаты приведены на рис. 4.15, где значения со * соответствуют наличию винтовой нарезке.

Видно, что при наличии винтовой нарезке на роторной части приводит к некоторому снижению величины протечки через уплотнение.



а)



б)

Рисунок 4.15 – Влияние наличия винтовой нарезке на роторе на величину протечки через уплотнение а) - $s = 0,225$ мм; б) - $s = 0,37$ мм

4.3 Сравнение различных конструктивных схем лабиринтного уплотнения

На рисунке 4.16 представлены модели конструктивных исполнений наиболее распространенных конструкций лабиринтных уплотнений численно и экспериментально исследованных в работе. Целью исследования являлся поиск резервов повышения эффективности за счет изменения микрогеометрии

элементов уплотнения. Исследуемые модели имели одинаковую протяженность вдоль оси вращения (кроме варианта в) и идентичные размеры гребней h (кроме вар. в).

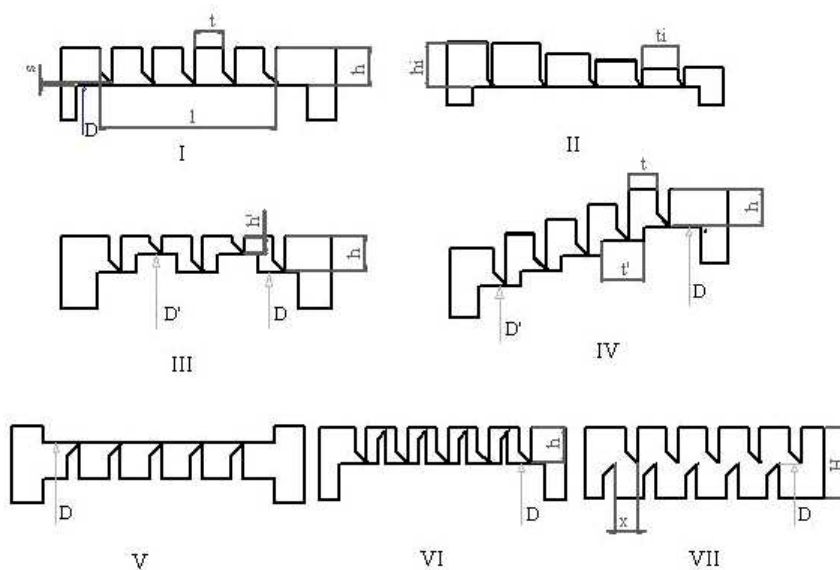


Рисунок 4.16 – Схемы лабиринтных уплотнений: *I, II* – с гладким валом; *III, IV* – ступенчатое уплотнение; *V* – с гребнями на валу; *VI, VII* – с гребнями на втулке и на валу

4.3.1 Исследование конструкции с переменным шагом

Ранее неоднократно указывалось, что одним из существенных условий эффективной работы лабиринтного уплотнения является объем камер. По мере расширения газа в камерах возрастает удельный объем газа. С учетом этого было предложено последовательно увеличивать объем камер по ходу газа.

При одинаковых диаметрах объем камер вполне характеризуется произведением $h \times t$. Однако остается открытым вопрос о количественном соотношении этих размеров. Очевидно, что слишком большая высота h при малом шаге t , как и слишком большое расстояние t при малой высоте камеры h не обеспечивают оптимальную конфигурацию камеры, в которой происходит гашение кинетической энергии. Что касается темпа увеличения абсолютных величин объема камер по ходу газа, то здесь, очевидно, все зависит от физических свойств и параметров газа. Если считать процесс в уплотнении

адиабатным $pv^k = const$ то, можно предположить, что $(h \cdot t) \sim p^{-1/k}$. Было проведено численное и физическое исследование уплотнения с увеличивающимся по ходу течения объемом его камер (рис. 4.16, II) ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,06$), с целью выявления эффективности такого решения. Основные результаты численного исследования для различных вариантов конструктивного исполнения камер приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Варианты геометрий уплотнения модели II, $z = 5$, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,06$, $D = 240$ мм

№ п.п.	t_1	t_2	t_3	t_4	h_1	h_2	h_3	h_4	t/h	l , мм	m , кг/с	μ
1	4	4	4	4	5	5	5	5	0,8	24	0,0084	0,94
2	4	4,5	5	5,5	4,9	5,5	6,1	6,7	0,82	27	0,0079	0,88
3	5	5,5	6	6,5	5,15	5,7	6,2	6,7	0,97	31	0,0077	0,86
4	5,5	6	6,5	7	5	5,5	5,9	6,4	1,1	33	0,0076	0,85
5	5,6	6,2	6,8	7,5	5	5,5	6,1	6,7	1,12	34	0,0073	0,81
6	6,9	7,6	8,5	9	4,9	5,4	6,1	6,4	1,4	40	0,0068	0,76
7	8,5	9,3	10,4	11	5	5,5	6,1	6,5	1,71	47	0,007	0,78
8	9,9	11	12,2	12,9	4,95	5,5	6,1	6,45	2	54	0,0062	0,69
9	4	4,5	5	5,5	5,13	5,76	6,4	7,05	0,78	27	0,008	0,89
10	5	5,5	6	6,5	5,4	5,9	6,45	7	0,93	31	0,0077	0,86
11	5,5	6	6,5	7	5,5	6	6,5	7	1	33	0,0074	0,83
12	5,6	6,2	6,8	7,5	5,2	5,8	6,4	7,3	1,07	34	0,0074	0,83
13	5	5,5	6	6,5	6,9	7,6	8,3	9	0,72	31	0,0077	0,86
14	4	4,5	5	5,5	6,6	7,4	8,2	9	0,61	27	0,0078	0,87
15	5,5	6	6,5	7	7,1	8,5	8,4	9,1	0,77	33	0,0072	0,8
16	5,6	6,2	6,8	7,5	6,7	7,5	8,2	9	0,83	34	0,0069	0,77
17	6,9	7,6	8,5	9	6,9	7,6	8,5	9	1	40	0,0067	0,75
18	8,5	9,3	10,4	11	7	7,6	8,5	9	1,22	47	0,0065	0,73
19	9,9	11	12,2	12,9	6,9	7,7	8,5	9	1,43	54	0,0066	0,74
20	9,9	11	12,2	12,9	9,9	11	12,2	12,9	1	54	0,0071	0,79

Сравнение вариантов 2, 9 и 14 имеющих одинаковые размеры t_1 , t_2 и t_3 , но увеличенные размеры h_1 , h_2 и h_3 свидетельствует об одинаковой их эффективности, т. е. увеличение высоты камер h не влияет на характеристики уплотнения. Этот вывод подтверждается и сравнением вариантов 4, 10, 15, 5, 12 и 16.

Из таблицы 4.4 видно, что наименьшие значения коэффициентов расхода μ имеют варианты 8, 18, 19, 20, это также говорит о том, что увеличивать объем кольцевых камер лабиринтного уплотнения нужно в большей мере за счет расстояния t , а не высоты h . Это приводит к неизбежному увеличению длины уплотнения l , которая в данном случае увеличивается примерно в два раза, что и обуславливает снижение коэффициента расхода на 35 % относительно исходного базового варианта 1. Повышение эффективности данной конструкции уплотнения объясняется тем, что постепенное увеличение геометрического объема его кольцевых камер позволяет объему потока получить достаточно места для его расширения и гашения кинетической энергии. Варианты 2, 10, 11, 16 имеют увеличенную длину примерно на 30 %, что позволяет снизить коэффициент расхода μ на 18 %. Таким образом, пользуясь таблицей 4.4 можно подобрать оптимизированную конструкцию лабиринтного уплотнения с гладким валом, учитывая конструктивные особенности разрабатываемой конструкции компрессора.

Результаты исследования в полной мере подтвердили приведенные выше соображения: увеличение размеров камер существенно снижают протечки (до 26 % против исходного варианта), но при этом длина уплотнения увеличивается более, чем в два раза (рис. 4.17).

Сравнение вариантов двух серий при равных значениях $t_1 \dots t_4$, но разных значениях $h_1 \dots h_4$ свидетельствует о слабом влиянии высоты камер h , т. е. главным фактором является размер t .

Несколько удлиненная конструкция лабиринтного уплотнения имеет как недостатки, так и преимущества, например на длине $l = 50$ мм можно нарезать

9 гребней, выдерживая геометрические размеры камер базового варианта 1, и получить практически тот же коэффициент расхода, который имеет конструкция варианта 8 с 5 – ю гребнями.

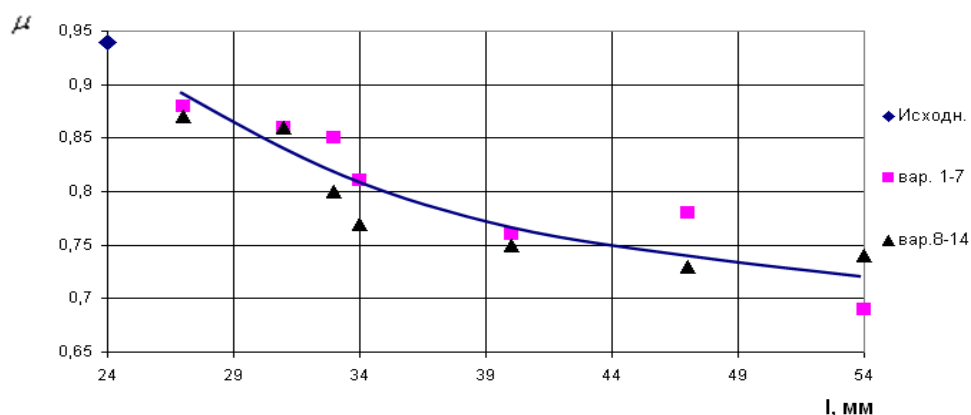
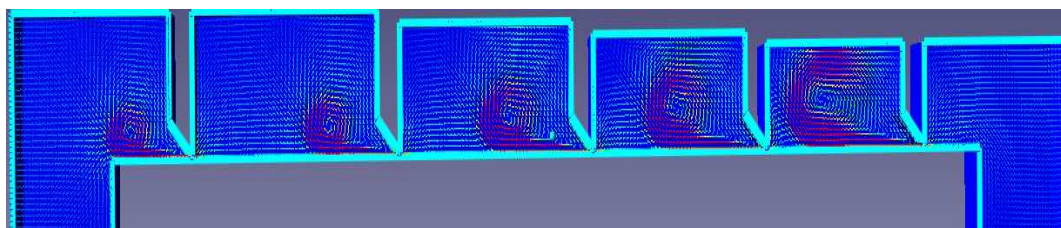


Рисунок 4.17 – Зависимость коэффициента μ от длины уплотнения с измененными размерами камер: ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,06$, $z = 5$)

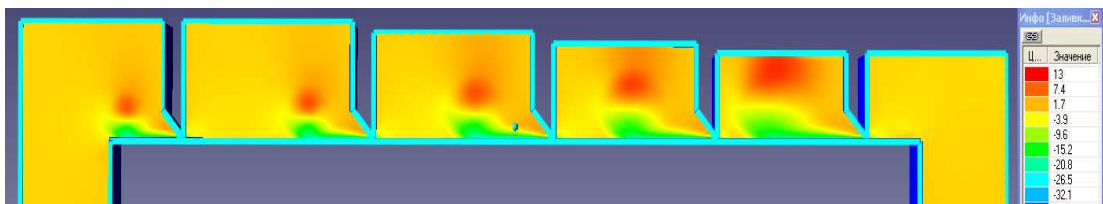
Кроме того следует отметить, что в процессе эксплуатации имеет место засорение камер между гребнями, что приводит к уменьшению их геометрического объема, и снижению эффективности, а конструкция варианта 8 менее чувствительна к закупориванию ее камер, и технологически проще в изготовлении.

Для численного исследования были выбраны модели с геометрией лабиринтов наилучшего варианта 8 (табл. 4.4), которые устанавливались на диаметрах 240 и 80 мм с неподвижным и вращающимся ($n = 6700$ об/мин) валом.

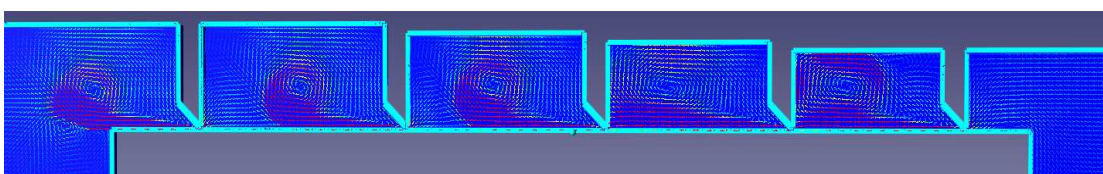
Визуализации течения приведены на (рис. 4.18). Вихревые ядра по мере прохождения потока через камеры располагаются ближе к тыльной стороне гребней, что свидетельствует об увеличении зоны размывания и торможения струй вытекающих из зазоров под гребнями и более эффективного гашения энергии.



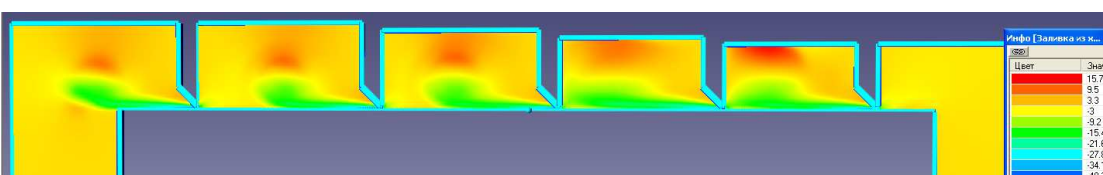
а)



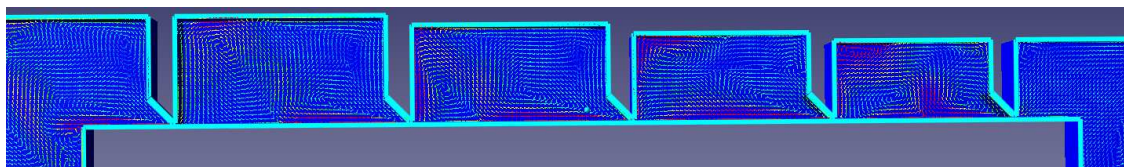
б)



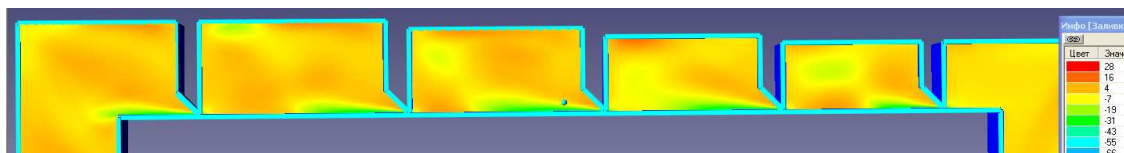
в)



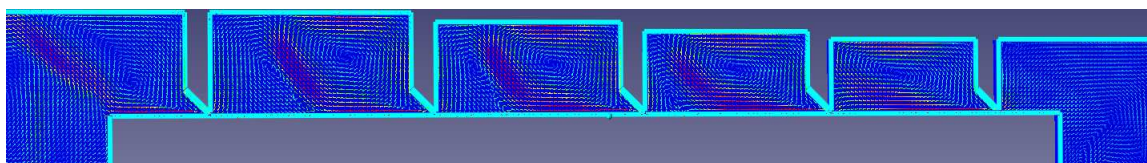
г)



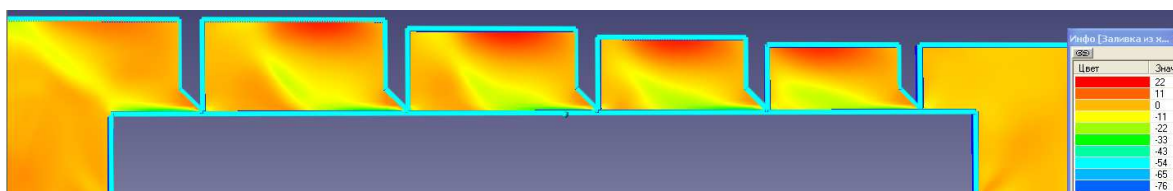
д)



е)



ж)



з)

Рисунок 4.18 – Некоторые визуализации (вар. 8): $s = 0,225$ мм, $z = 5$):

– $D = 240$ мм, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,06$:

а) - вектора скорости; б) - заливка скорости;

– $D = 80$ мм, $n = 0$ об/мин $p_1 / p_2 = 1,06$:

в) - вектора скорости; г) - заливка скорости;

– $D = 240$ мм, $n = 6700$ об/мин, $p_1 / p_2 = 1,21$:

д) - вектора скорости; е) - заливка скорости;

– $D = 80$ мм, $n = 6700$ об/мин $p_1 / p_2 = 1,21$:

ж) - вектора скорости; з) - заливка скорости

С изменением диаметра вала и наличием окружной составляющей скорости структура вихревых зон в камерах видоизменяется, что говорит о наличии влияния масштабного фактора и частоты вращения на характеристики лабиринтного уплотнения. Также очевидным является возможность установки разработанной конструкции лабиринтного уплотнения (вар. 8) на различные диаметры, о чем говорят экспериментальные исследования данной конструкции, выполнены на диаметрах $D = 240$ мм и $D = 80$ мм.

Важно отметить, что на всех визуализациях скорости и для разных диаметров при наличии и без вращения вала отчетливо виден благоприятный процесс размывания струй в уплотнении с переменным шагом.

С целью подтверждения расчетных зависимостей, было проведено экспериментальное исследование варианта конструкции № 8 (табл. 4.4). Результаты экспериментального исследования приведены на рис. 4.19.

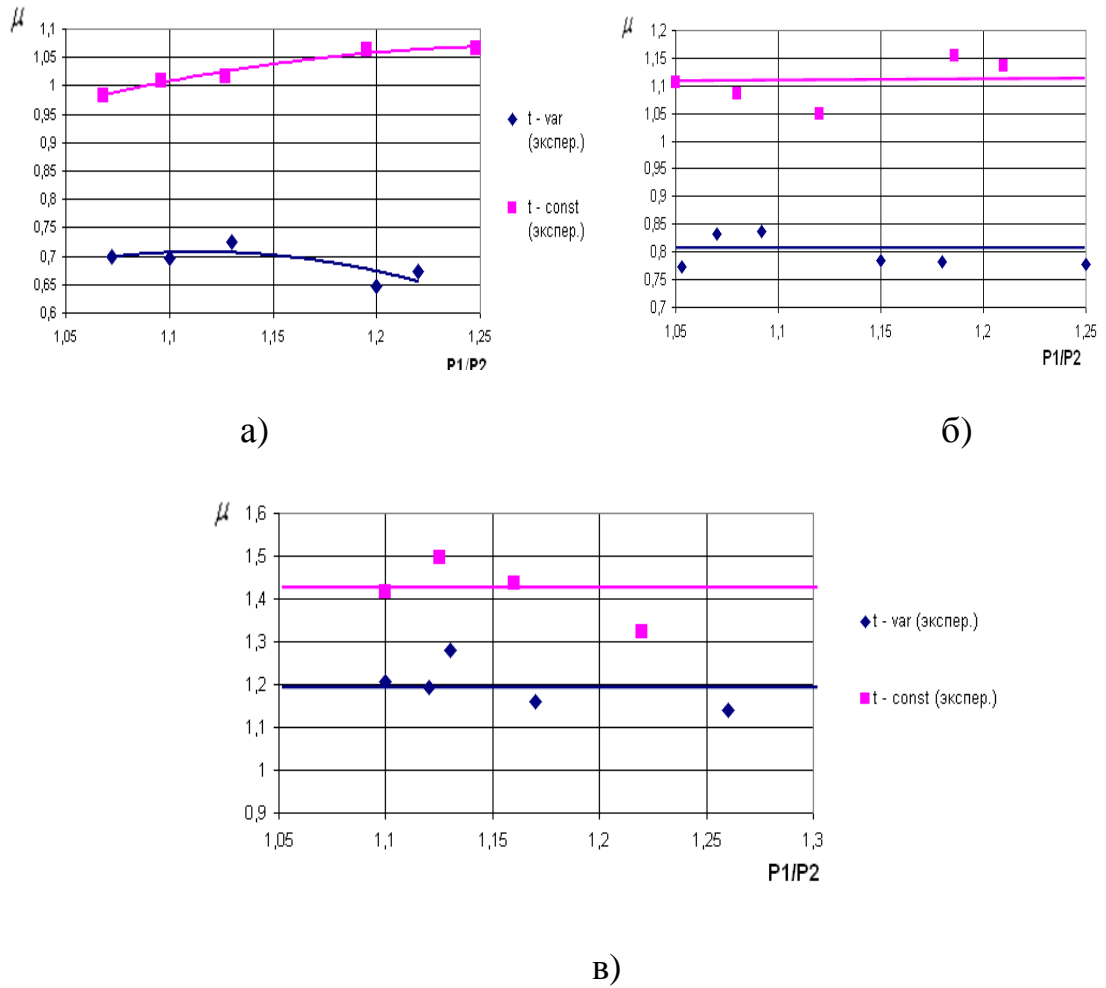


Рисунок 4.19 – Экспериментальное исследование разработанной конструкции уплотнения (вар. 8): а) - $D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм; б) - $D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм; в) - $D = 80$ мм, $s = 0,37$ мм

Из рисунка 4.19 видно, что для $D = 240$ мм коэффициент расхода μ уплотнения с переменным шагом ниже по сравнению с базовым почти на 30 %, а для $D = 80$ мм на 17 % что весьма существенно. Таким образом, данное экспериментальное исследование подтвердило корректность результатов полученных расчетным путем с использованием программного комплекса Flow Vision и показало высокую эффективность предложенной конструкции уплотнения с переменным шагом в тех случаях, когда их применение допустимо по конструктивным соображениям.

4.3.2 Исследование влияния расположения гребней

В практике считается, что выполнение гребней на втулке или на валу (двухъярусное) равнозначно. Была выполнена проверка этого “постулата”. На базовом варианте уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,06$) были исследованы уплотнения с расположением гребней на втулке (базовый вар. а) и на валу (вар. б) при неподвижном вале и его вращении. Некоторые результаты приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Влияние схемы расположения гребней на характеристики уплотнения

n, об/мин	Вар. I		Вар. V	
	m, кг/с	μ	m, кг/с	μ
0	0,0086	0,96	0,00858	0,958
6715	0,00861	0,961	0,0084	0,938

Из таблицы 4.5 видно, что при неподвижном вале место расположения гребней не является принципиально значимым, но при наличии окружной составляющей скорости оказалось, что уплотнение с гребнями на валу имеет существенно меньший коэффициент расхода.

Сравнивая визуализации течения для этих вариантов (рис. 4.20) можно сказать, что в отличие от базового варианта вихревые ядра между гребнями на валу располагаются строго по центру камер, а струи кажутся более размытыми. При вращении вала с гребнями картина изменяется.

Известно, что лабиринтные уплотнения, имеющие гребни и на статорной, и на роторной его частях (рис. 4.16, VI, VII), имеют большую эффективность по сравнению с исходной схемой (рис. 4.16, I). При этом важную роль играет величина относительного смещения гребней x , которая в процессе эксплуатации трудно прогнозируема. Было проведено численное и

экспериментальное исследование влияния смещения гребней на расходные характеристики уплотнения (рис. 4.16, VII).

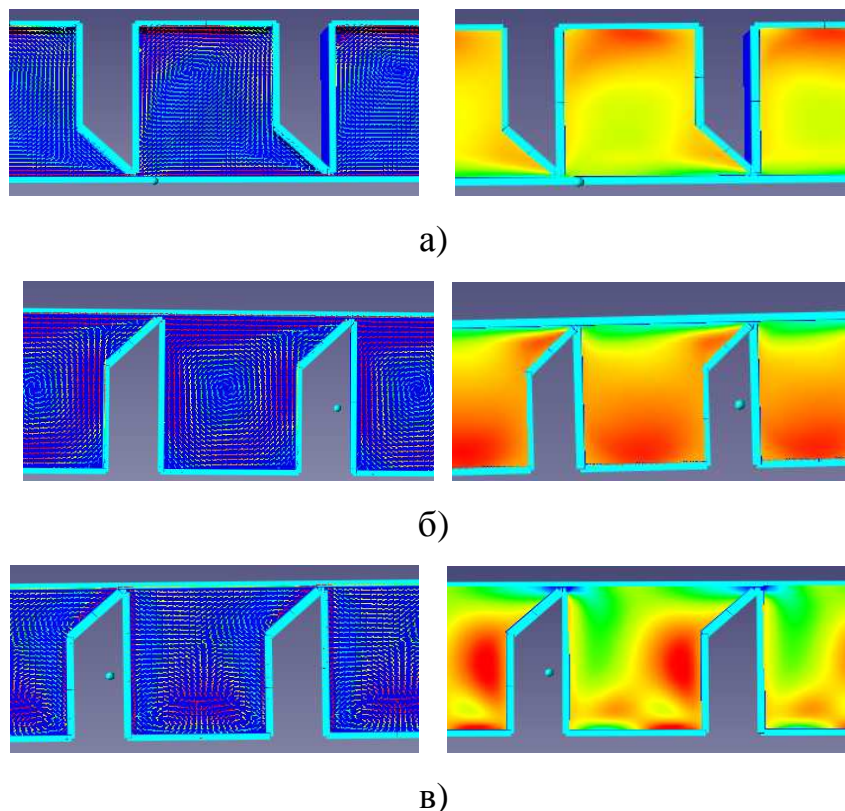


Рисунок 4.20 – Визуализации течения ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,07$) : а) - схема I ($n = 0$); б) - схема V ($n = 0$); в) - схема V ($n = 7000$ об/мин)

Высота гребней двухрусного уплотнения была принята такой же как у базового, т. е. $h_1 = h_2 = h = 5$ мм. Основные результаты исследования приведены на графике (рис. 4.21). Коэффициент расхода для двухрусного уплотнения не может быть определен из – за неоднозначности определения зазора s .

Некоторое расхождение данных расчетов и опытов вызвано, по видимому, неточностью определения величины x из – за затрудненного контроля размера в условиях стенда.

При совпадении положений гребней на втулке и на валу экспериментальный коэффициент расхода (при $s = 0,225$ мм) $\mu = 0,917$, в то время как для обычного уплотнения с гладким валом $\mu = 0,984$, т.е. двухрусное уплотнение эффективнее.

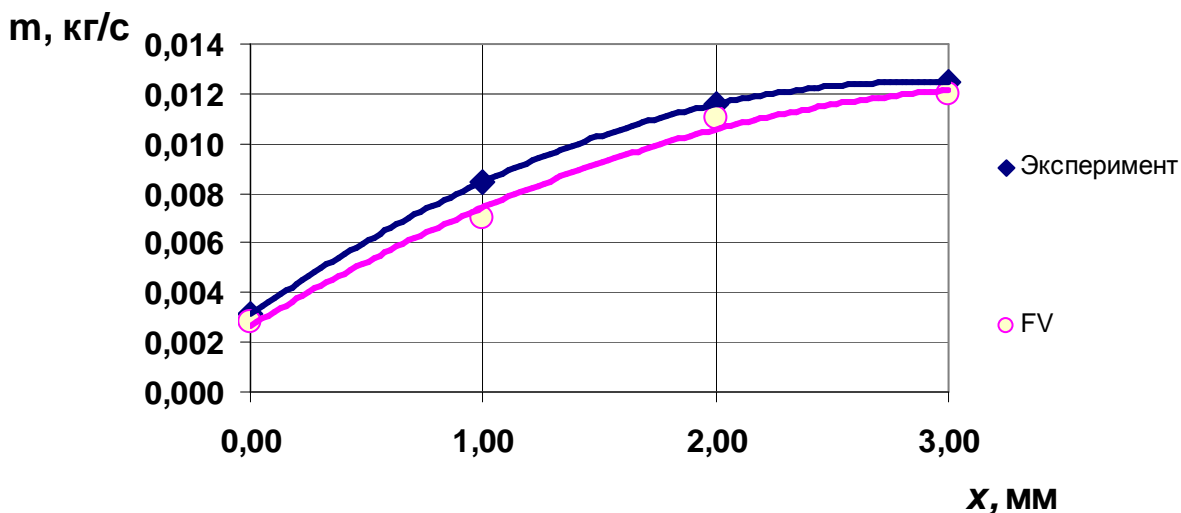


Рисунок 4.21 – Влияние на характеристики осевого смещения гребней двухъярусного уплотнения с гребнями на втулке и на валу (вар. VII) ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,067$, $n = 0$)

Однако смещение гребней на статорной и роторной частях уплотнения относительно друг друга всего на 1 мм, увеличивает протечку более чем в два раза. При эксплуатации турбомашин, осевые перемещения ротора могут иметь гораздо большие значения чем 1 мм, что необходимо учитывать.

Визуализации векторов скоростей указывают на различный характер течения: при $x = 0$ в камерах имеет место четкие вихревые структуры с шахматным расположением ядер (рис. 4.22, а), а при $x \neq 0$ наблюдается струйное течение с синусообразной траекторией (рис. 4.22, б, в) – острые гребни при этом работают крайне не эффективно.

Сравнение показателей эффективности различных моделей уплотнений при прочих равных условиях. Результаты данного исследования приведены в таблице 4.6.

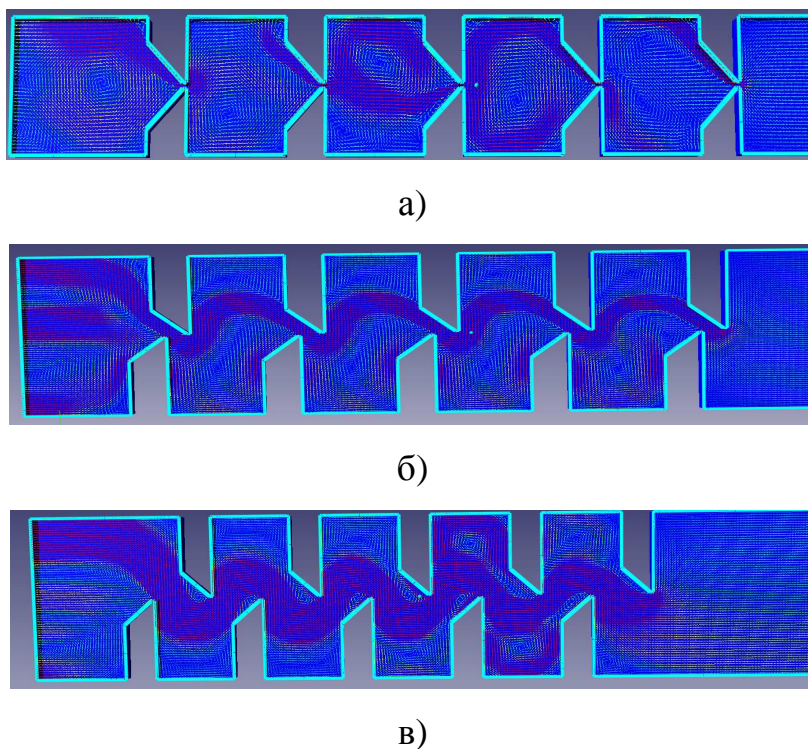


Рисунок 4.22 – Некоторые визуализации векторов скорости в уплотнении при изменении смещения гребней втулки и вала ($D = 80$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,07$): а) - $x = 0$; б) - $x = 1$ мм; в) $x = 3$ мм.

Таблица 4.6 – Расходные характеристики различных моделей уплотнений ($n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,07$, $D = 80$, $h = 5$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

Схема по рис.4.15	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>
m , кг/с	0,0036	0,0025	0,0025	0,0022	0,0033	0,0028	0,0026
μ	1,1	0,76	0,76	0,67	1	0,85	0,8

Из таблицы 4.6 видно что модель *II* имеет наименьший коэффициент расхода после ступенчатой конструкции *IV*. Его длина более чем в два раза увеличена по сравнению с другими моделями. Естественно было ожидать высокую эффективность вариантов с перекрывающимися гребнями (вар. *VI*, *VII*) т. к. в этом случае потоку приходится преодолевать вдвое больше местных сопротивлений. Однако практическое выполнение таких уплотнений крайне затруднено.

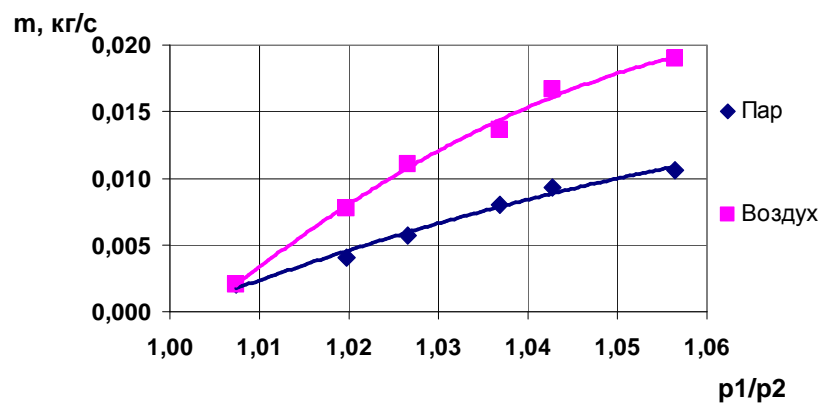
Визуализации на рисунках 4.18, 4.20, 4.22 позволяют получить представление о структуре потока для различных моделей уплотнений, что совместно с приведенными их интегральными характеристиками позволило установить, что геометрия кольцевых камер должна выполняться таким образом, чтобы их объем был полностью занят турбулентным потоком; не циркулирующего спокойного течения быть не должно, т.к. это может в разы увеличить величину протечки через уплотнение. Также видно, что при наличии гребней на валу струя при выходе из последней щели зуба направлена вниз, в отличие от обратного расположения гребней, где она направлена кверху.

4.4 Влияние физических свойств газов

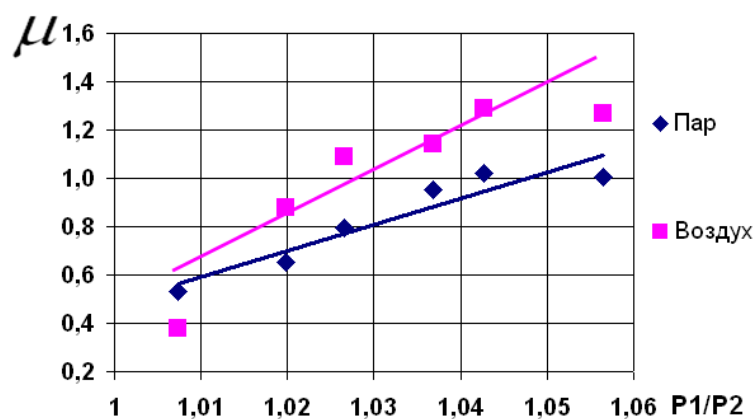
Все предыдущие экспериментальные исследования были проведены на сжатом воздухе. До сих пор не ясно, оказывает ли влияние на расходные характеристики лабиринтного уплотнения физические свойства газов? Путем переоборудования стенда была получена возможность испытаний на водяном паре с использованием той же самой испытательной головки и системы КИП, что исключало дополнительные погрешности.

Были проведены серии опытов на воздухе и водяном паре при одних и тех же значениях перепадов давления p_1 / p_2 , с целью прямого сравнения результатов исследования для базового уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$, $n = 0$). Результаты исследований приведены на (рис. 4.23).

Из рисунка 4.23 видно, расхождения между коэффициентами расхода уплотнения полученными на воздухе и водяном паре, составляют более 30%, что весьма существенно и необходимо учитывать на практике. Следует отметить, что данные получены на модельных условиях и при малых значениях уплотняемого перепада. По – видимому, при работе уплотнения в реальных условиях, следует ожидать больших расхождений.



а)



б)

Рисунок 4.23 – Сравнение результатов экспериментального исследования уплотнения на воздухе и водяном паре ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$, $n = 0$):

- а) - по величине протечки через уплотнение;
- б) - по значению коэффициента расхода μ

Этими опытами не исчерпывается вопрос о влиянии свойств рабочего тела, нужны более глубокие исследования.

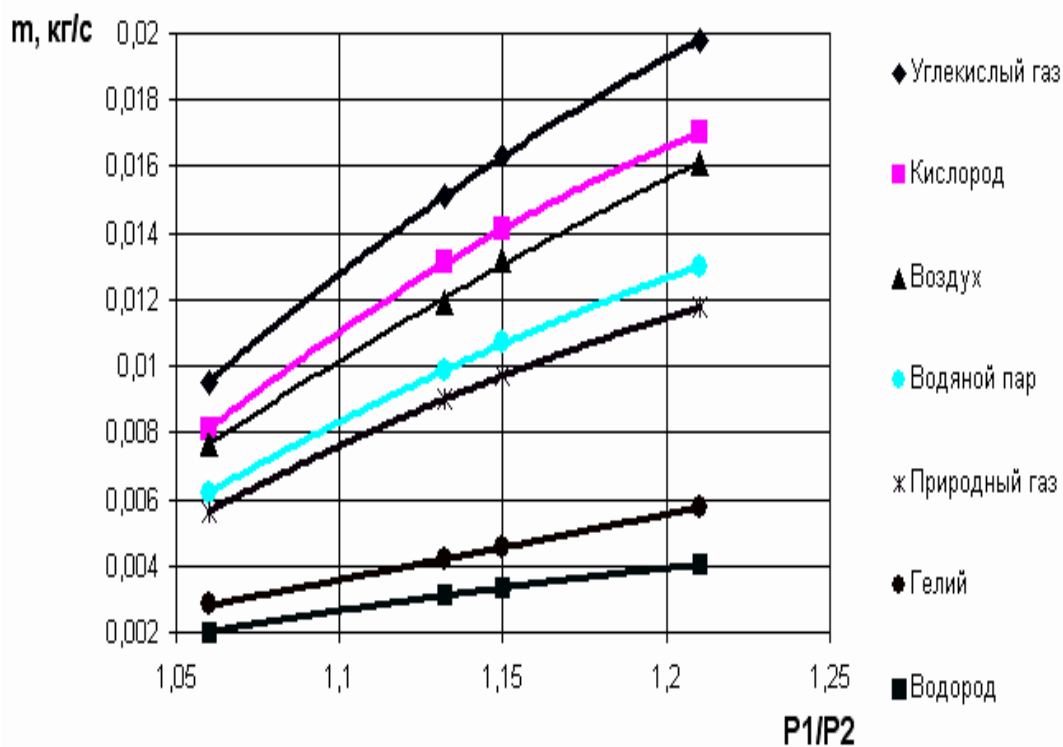
В развитии данного вопроса было проведено численное моделирование влияния свойств различных газов (табл. 4.7).

Численная модель оставалась прежней, дополнительно импортировались лишь свойства газов. Расчеты проведены для базового уплотнения в интервале $p_1 / p_2 = 1,05 \dots 1,25$ для модельных условий (низкое давление на входе $p_1 = 0,11$ МПа) и натуральных условий (при высоком давлении на входе $p_1 = 6$ МПа).

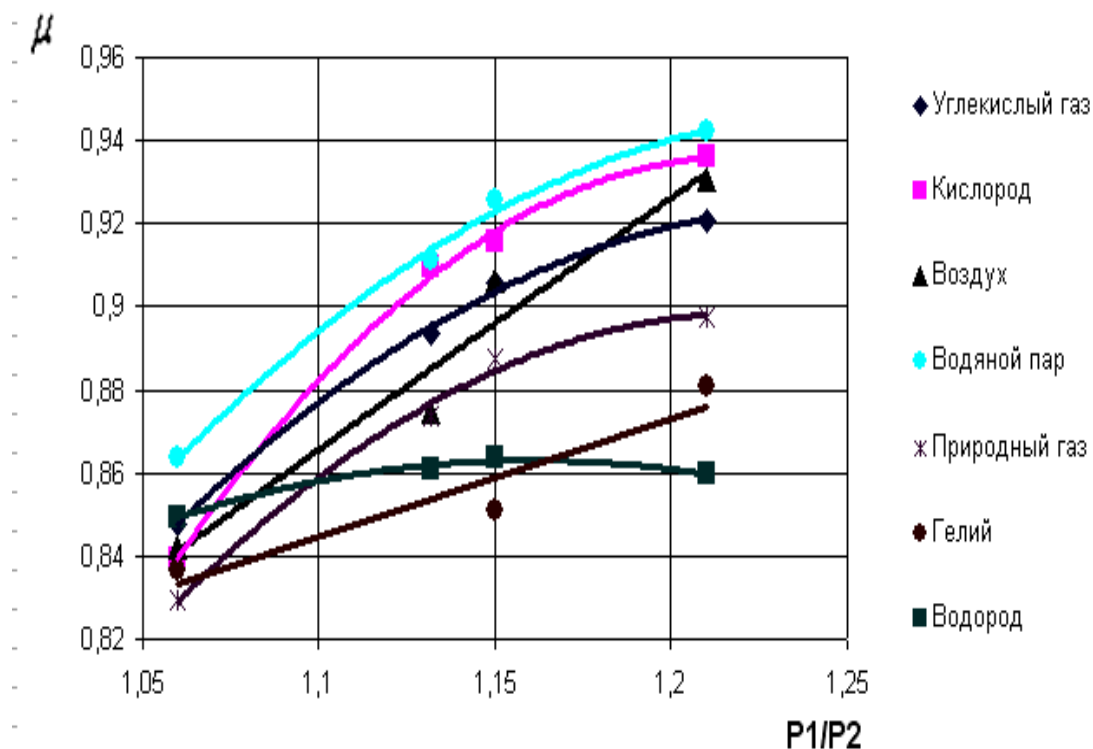
Таблица 4.7 – Свойства различных сред при нормальных условиях

Рабочая среда	$\rho, \text{кг} / \text{м}^3$	R, Дж/кг*К	$\mu, \text{г} / \text{моль}$	a, м/с
Улекислый газ (CO_2)	1,97	189	44	26,03
Кислород (O_2)	1,429	260	32	314,84
Воздух	1,29	287	28,98	331,46
Водяной пар (при 100°C)	0,589	461	18	405
Метан	0,717	519	16	430
Гелий	0,178	2078	4	970
Водород (H_2)	0,09	4125	2	1286

Результаты приведены на рис. 4.24 и 4.25, из которых следует, что влияние на коэффициент расхода тем больше, чем тяжелее газ, при этом влияние при низких давлениях более ощутимо.

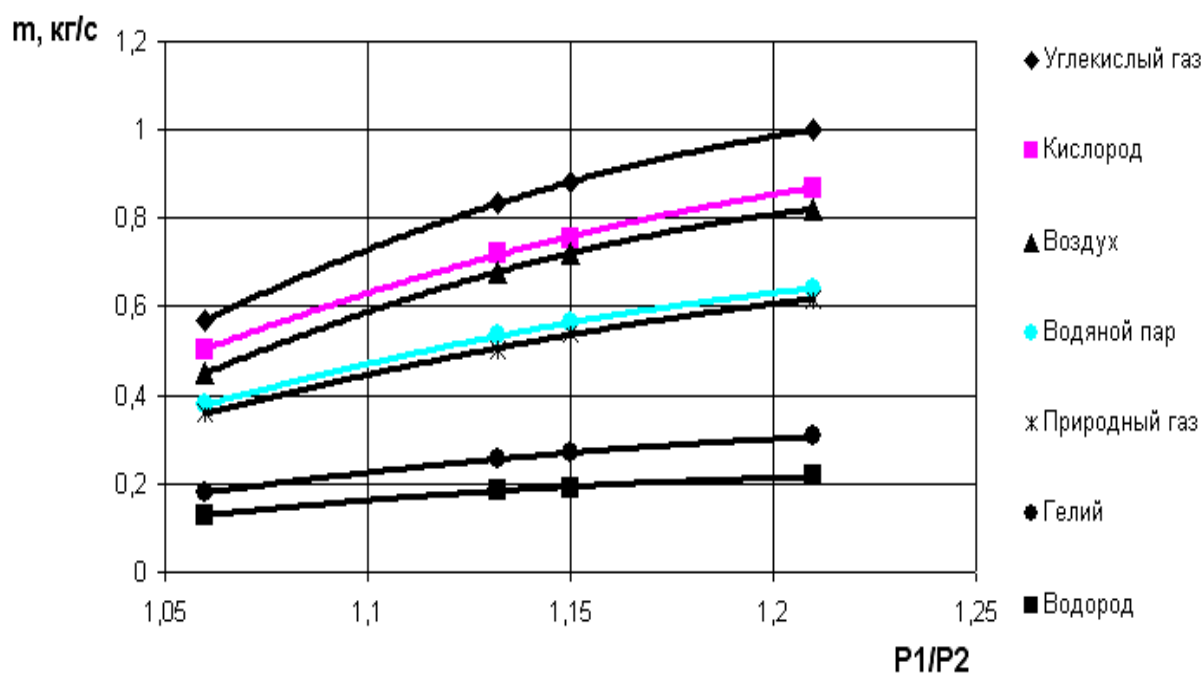


а)

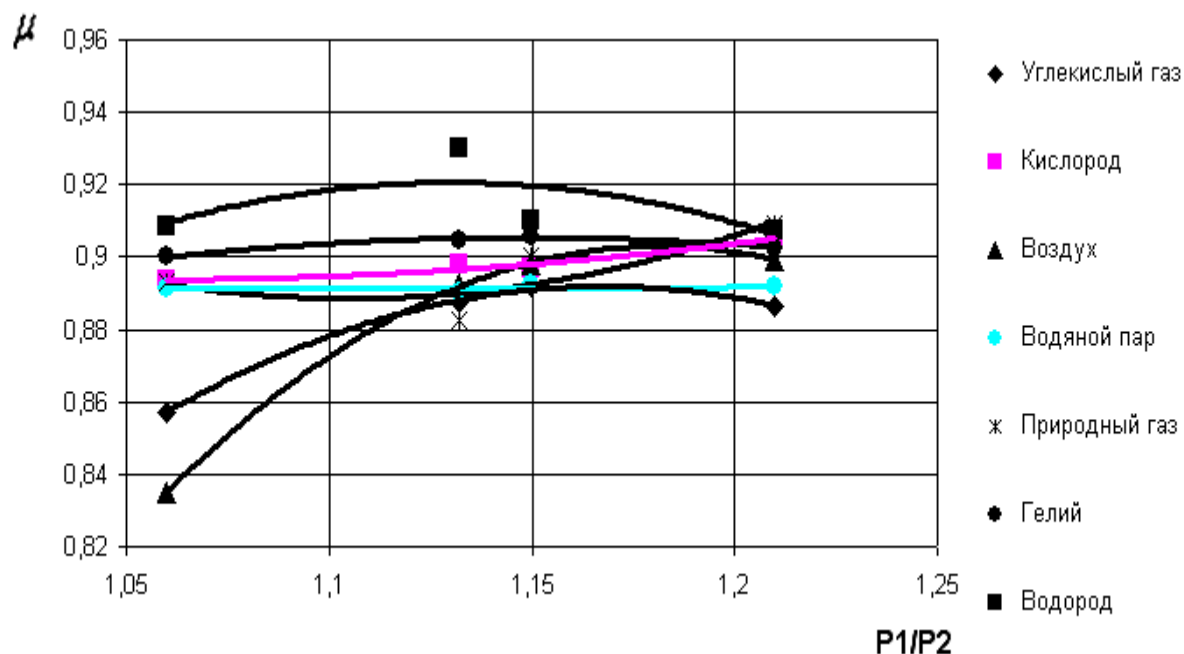


б)

Рисунок 4.24 – Исследование влияния свойств различных газов при модельных условиях ($p_1 = 0,11$ МПа): а) расход протечки; б) коэффициент расхода



а)



б)

Рисунок 4.25 – Исследование влияния свойств различных газов при натуральных условиях ($p_1 = 6$ МПа): а) расход протечки; б) коэффициент расхода

4.5 Практические рекомендации

4.5.1 Расчет условного коэффициента расхода уплотнения

Основная цель исследования – это правильное определение расходных характеристик лабиринтного уплотнения. В данной работе проведено исследование способов определения условного коэффициента расхода уплотнения базового варианта ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,12$, $n = 0$) на основе численного и экспериментального моделирования (табл. 4.8).

Все предложенные методы определения условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения вполне приемлемы, т.к. различия между ними незначительно.

Таблица 4.8 – Сравнение расходных характеристик уплотнения

№ п.п	Метод расчета	m , кг/с	μ
1	Эксперимент	0,0139	1,050
2	Flow Vision	0,0132	1,000
3	Критериальное уравнение	–	1,055
4	Регрессионная зависимость	0,0139	1,051
5	Метод идентификации	–	1,027

4.5.2 Оптимизация лабиринтного уплотнения центробежного нагнетателя

Оптимизировались уплотнения покрывного диска компрессора ТКА – Ц – 25 С / 4,2 – 29,7 М1, работающего на природном газе, первой и пятой ступеней, а также думмисное. На рисунке 4.26 изображена схема расположения ступеней в компрессоре.

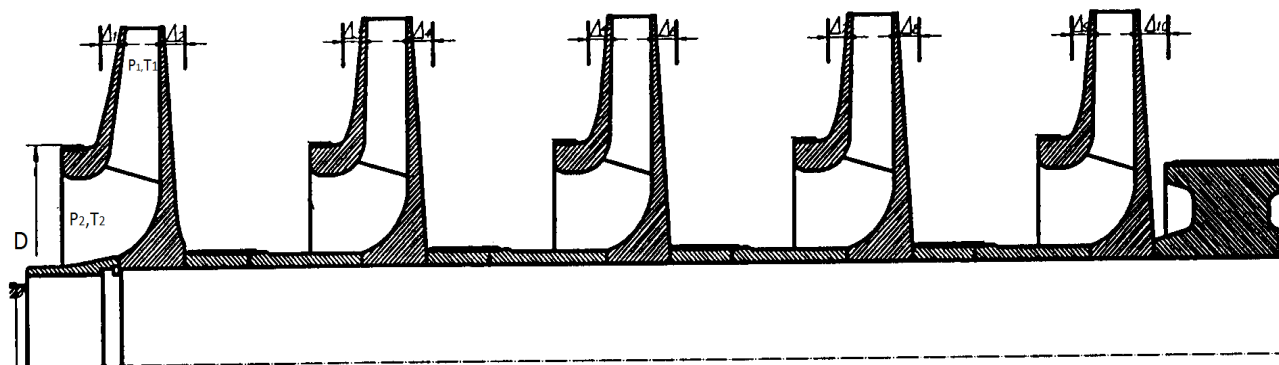


Рисунок 4.26 – Расчетная схема для определения расходных характеристик лабиринтных уплотнений

Исследование проводилось с целью уточнения значения коэффициента μ и поиска более эффективной конструкции уплотнения с использованием данных приведенных в таблице 4.9. Исследовались следующие модели: с натурными размерами, с применением конструкции, с увеличенным количеством гребней z и с переменными значениями t и h . Некоторые

результаты приведены на (рис. 4.27) и в таблице 4.10, из которой видны существенные различия (до 1,5 раза) между значениями величины протечки m и коэффициента μ исследованных уплотнений с расчетными данными, по обычной методике (табл. 4.9).

Таблица 4.9 – Исходные данные для оптимизации лабиринтного уплотнения ($t = 3,5$ мм, $h = 5$ мм)

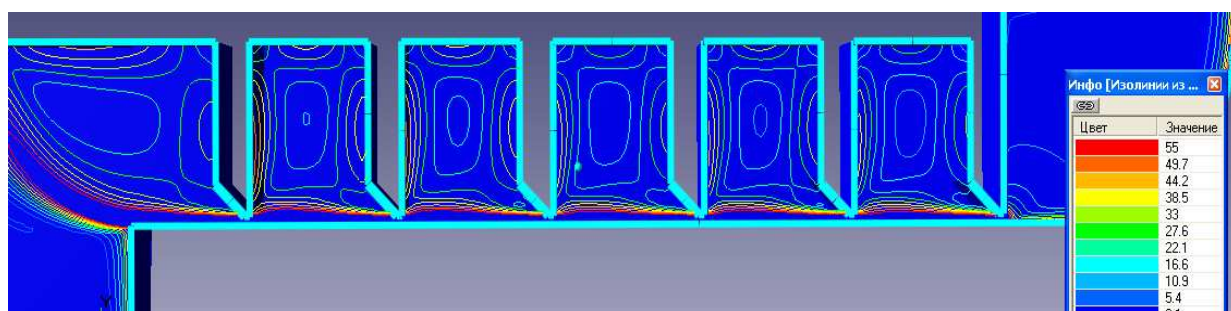
Уплотнение	D , м	s , м	z	P_1 , МПа	P_2 , МПа	T_1 , К	T_2 , К	m , кг/с	μ
1-й ступени	0,24	0,00025	6	4,849	4,169	321,2	302,0	0,647	1,27
5-й ступени	0,225	0,00025	6	11,382	10,237	420,7	404,2	1,034	1,27
думмисное	0,255	0,00035	22	11,283	4,228	420,7	321,2	2,265	1,27

Как видно из (табл. 4.9) в практических расчетах принимают значение коэффициента расхода μ постоянным для всех уплотнений компрессора. Результаты численного исследования (табл. 4.10) показали, что все исследуемые уплотнения имеют индивидуальные значения коэффициента μ , что необходимо учитывать.

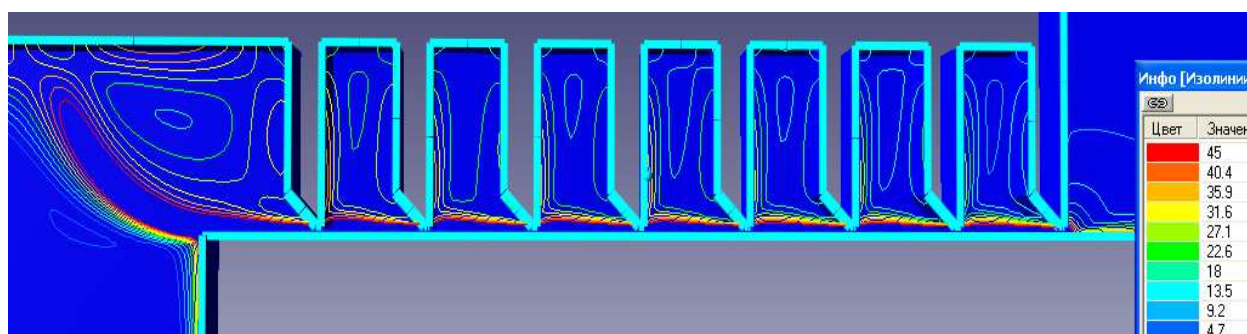
Таблица 4.10 – Результаты оптимизации лабиринтных уплотнений

Уплотнение		m_{opt} , кг/с	μ_{opt}
1-й ступени	FV ($t = 3,5$ мм, $h = 5$ мм, $z = 6$)	0,504	1,012
	$z = 8$ ($t = 2,21$ мм, $h = 5$ мм)	0,456	1,058
	$t, h - var$ ($t = 2,4-4,9$ мм, $h = 5-7$ мм, $z = 6$)	0,456	0,916
5-й ступени	FV ($t = 3,5$ мм, $h = 5$ мм, $z = 6$)	0,72	0,85
	$z = 8$ ($t = 2,21$ мм, $h = 5$ мм)	0,612	0,835
	$t, h - var$ ($t = 2,4-4,9$ мм, $h = 5-7$ мм, $z = 6$)	0,571	0,674
думмисное	FV ($t = 3,5$ мм, $h = 5$ мм, $z = 22$)	1,32	0,934
	$z = 32$ ($t = 2,05$ мм, $h = 5$ мм)	1,2	1,018
	$t, h - var$ ($t = 2,5-9$ мм, $h = 5-7$ мм, $z = 16$)	1	0,704

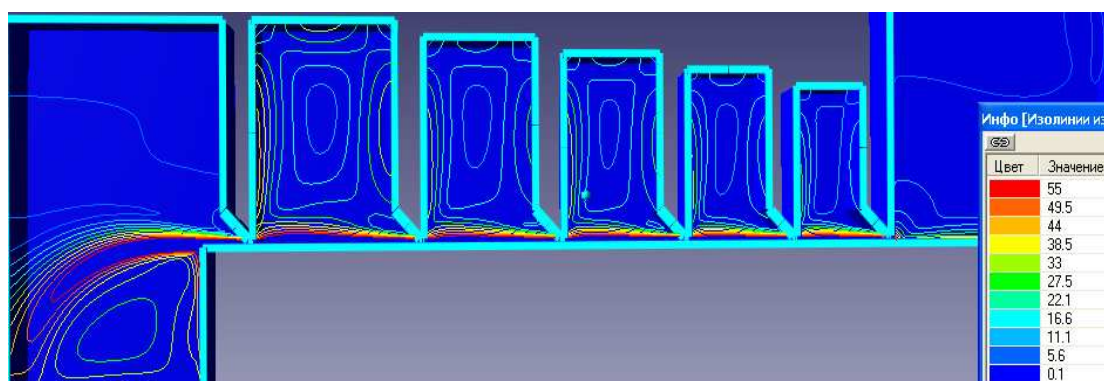
Из таблицы 4.10 видна возможность снижения величины протечки через лабиринтное уплотнение до 30% путем применения конструкции с увеличивающимся геометрическим объемом камер по ходу газа. Использование увеличенного количества гребней на заданной длине уплотнения приводит к снижению протечки до 10–20% в зависимости от длины уплотнения.



а)



б)



в)

Рисунок 4.27 – Визуализация течения лабиринтного уплотнения покрывного диска первой ступени ($D = 240$ мм, $s = 0,25$ мм): а) - исходный вариант ($z = 6$); б) - $z = 8$; в) - $t, h - \text{var}$, ($z = 6$)

4.6 Выводы:

1. Вращение вала вызывает уменьшение протечки через уплотнение тем больше, чем выше окружная скорость, уплотняемый перепад и меньше радиальный зазор. Для условий данного исследования получено уменьшение расхода до 20%.

2. Увеличение радиального зазора в уплотнении с гладким валом в 1,5...1,6 раза приводит к увеличению условного коэффициента расхода на 20%. Эффект сужения струи тем меньше, чем больше величина зазора s .

3. С увеличением зазора s необходимо увеличивать высоту гребней h . Чрезмерное увеличение h не приводит к положительному эффекту.

4. Увеличение шага t эффективность уплотнения повышается. Установлено оптимальное соотношение $t/h = 2$. Для $s = 0,225$ мм оптимальное значение $t = 7...8$ мм, для $s = 0,37$ мм, $t = 9...10$ мм. Существует оптимальное количество гребней при заданной длине.

5. Наличие эксцентриситета в уплотнении способствует увеличению протечки через уплотнение порядка 5%, а при наличии вращения происходит резкое снижение протечки до 15%.

6. Наличие винтовой нарезки на роторной части уплотнения приводит к снижению протечки до 10%.

7. Увеличение объемов камер по течению газа способствует существенному уменьшению протечки, но требует увеличения длины уплотнения. Для исследуемого лабиринтного уплотнения достигнуто уменьшение расхода на 30%.

8. При неподвижном вале место нарезки гребней не является принципиально значимым, но при вращении, уплотнение с гребнями на валу имеет на 2,5% меньший условный коэффициент расхода.

9. Осевое смещение гребней двухрусного уплотнения на 1 мм приводит к увеличению протечки более чем в два раза.

10. Уплотнение с перекрывающимися гребнями обладают повышенной эффективностью из-за наличия в два раза большего количества местных сопротивлений.

11. Показано численным исследованием и подтверждено экспериментально влияние физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтных уплотнений проявляющиеся тем сильнее, чем тяжелее газ. Опытами установлено расхождение коэффициента расхода уплотнения, работающего на воздухе и на водяном паре около 30%.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-практическая задача развития теории рабочего процесса и совершенствования методик моделирования и расчета характеристик лабиринтных уплотнений пневмоагрегатов.

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Отработана методика численного моделирования течения в лабиринтном уплотнении с использованием программного комплекса FlowVision, корректность которой подтверждена сравнением с опытными данными, полученными на универсальном экспериментальном стенде.
2. Создан универсальный экспериментальный стенд для исследования лабиринтных уплотнений, в условиях максимально приближенных к реальным, по результатам которых усовершенствована методика их физического моделирования с использованием критериев подобия, что учитывают критерии Рейнольдса и Ейлера, вращение вала и градиент давления. Получены критериальные уравнения для определения условного коэффициента расхода вида: $\mu = A \cdot R e^a \cdot E u^b$, которые для исследованного диапазона параметров позволяют определять искомый коэффициент расхода с относительной погрешностью $\delta = 0,4...7\%$.
3. Проведена серия экспериментальных и численных исследований влияния геометрических и режимных параметров на структуру течения и интегральные характеристики уплотнений. Установлено влияние масштабного фактора на условный коэффициент расхода до 12%. Наличие вращения вала способствует уменьшению условного коэффициента расхода в зависимости от величины радиального зазора и уплотняемого перепада давления до 20%.
4. Предложен поэлементный подход к исследованию лабиринтных уплотнений, заключающийся в рассмотрении их как ряда отдельных последовательно установленных щелей с индивидуальными характеристиками. Это позволило установить неравномерность распределения давления в камерах по длине лабиринтного уплотнения, приводящую к изменению величины

локальных коэффициентов расхода до двух раз. Установлены режимы флуктуации – неоднородность зон вихревых структур в камерах уплотнения.

5. Усовершенствована методика расчета величины протечки газа через лабиринтное уплотнение на основе использования полупрозрачной математической модели условного коэффициента расхода уплотнения с гладким валом, учитывающая геометрические и режимные параметры ($D, s, t, h, p_1 / p_2, n, \Delta$). Решена задача идентификации по данным опытов.

6. Оценена эффективность различных схем уплотнений с гребнями на валу и на втулке. Наиболее эффективными есть уплотнения ступенчатые и с гребнями что перекрываются, однако они не допускают осевых смещений кромок гребней относительно друг друга. Так осевое смещение на 1 мм приводит к увеличению значения условного коэффициента расхода более чем в два раза.

7. Численно выявлено влияние физических свойств рабочей среды на характеристики уплотнения, зависящие от молекулярного веса газа тем сильнее, чем тяжелее газ. Экспериментально установлены расхождения в условных коэффициентах расхода до 30% полученных для водяного пара и воздуха.

8. Разработаны следующие практические рекомендации:

- предложена и апробирована методика численного моделирования лабиринтного уплотнения с использованием программного комплекса FlowVision пригодная для практических расчетов величины протечки для различных газов и параметров;

- предложена упрощенная методика расчета протечек через уплотнения с использованием регрессионной зависимости и идентифицируемой модели, справедливых для условий данной работы ($D = 80\text{--}240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,05\text{--}1,24$, $n = 0\text{--}6700$ об/мин);

- предложена конструкция лабиринтного уплотнения с переменным значением t и h , которая позволяет уменьшить значение условного коэффициента расхода до 30 %, при этом его длина увеличивается примерно в два раза;

- предложен графический метод оптимизации лабиринтного уплотнения с постоянной длиной по результатам которой видно, что на заданной длине лучше выполнить большее количество гребней при меньших значениях шага t ;
- наиболее рациональное значение шага $t = 7-9$ мм и более, высоты гребней $h = 4-5$ мм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки / Б.П. Поршаков. – М.: Недра. – 1992. – 238 с.
2. Бармин С.Ф. Компрессорные станции с газотурбинным приводом / С.Ф. Бармин, П.Д. Васильев, Я.М. Магазаник. – Л.: Недра, 1968. – 278 с.
3. Ревзин Б.С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом / Б.С. Ревзин. – Екатеринбург: ГОУ УГТУ – УПИ. – 2002. – 269 с.
4. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: спец. 05.05.16/ ИПМаш НАНУ. – Харьков. – 2008. – 663с.
5. Селезнев К.П., А.С. Нуждин. Перспективные направления научных исследований и конструкторских работ в компрессоростроении. Химическое и нефтяное машиностроение, № 9, 1981. С. 6 – 9.
6. Шнепп В.Б., А.М. Галлеев, Н. Я. Солопов, П. Г. Александровский. Новые центробежные компрессоры. Химическое и нефтяное машиностроение, –№ 9. – 1981. С. 11 – 14.
7. Галеркин Ю.Б.. Научно – исследовательские работы в области турбокомпрессоростроения. Химическое и нефтяное машиностроение. – № 9. – 1981. С. 14 – 17.
8. Vaga V. N. Flow simulation in a labyrinth seal / G. A. Bondarenko, V. N. Vaga, I. A. Bashlak // Applical Mechanics and materials. –Trans Tech Publications. Switzerland 2014. – Vol 630 (2044). – p.p. 234 – 239.
9. Бага В.Н. Экспериментальное исследование лабиринтного уплотнения при различных геометрических и режимных параметрах /Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Проблемы теории и практики центробежных машин. Монография под ред. И.Б. Твердохлеб, А.В. Загоруйко. ООО “Печатный дом “Папирус”. – Суми 2014. – С. 191 – 201.

10. Бага В.Н. Численное моделирование течения в лабиринтных уплотнениях / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // Сучасні технології у промисловому виробництві. Матеріали НТК викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету ТеСЕТ. – Ч 2. – СумДУ. – 2013. – С. 24.

11. Бага В.Н. Гидродинамика потока в боковых зазорах дисков турбомашин / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // Промислова гідравліка і пневматика. Матеріали Міжнародної НТК. – Одеський національний політехнічний університет. Одеса. – 2013 р. – С. 56.

12. Бага В.Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения. Том 1. Журнал инженерных наук. – № 1. – С. 1–7. – 2014.

13. Бага В.Н. Исследование течения в лабиринтном уплотнении / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // Ж. “Вестник НТУ «ХПИ»”, №15(1124)2015, С. 23–31.

14. Бага В.Н. Моделирование течения в осевых зазорах между дисками рабочих колес и диафрагмами турбомашин / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага// Сучасні технології в промисловому виробництві. Матеріали II Всеукраїнської НТК СумДУ. – 2012. – Ч 3. – С. 90.

15. Бага В.Н. Моделирование течения в боковых зазорах между рабочими колесами и статором турбомашин / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // “Компрессорное и энергетическое машиностроение” – № 1 (27). – 2012. – С. 22 – 27.

16. Бага В.Н. Численное и физическое моделирование узла уплотнения центробежной компрессорной ступени / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // Сучасні технології у промисловому виробництві. Матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської НТК – СумДУ. – 2014. – С. 190.

17. Бага В.Н. Особенности расчета протечек через лабиринтное уплотнение / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // Промислова гідравліка і пневматика. Матеріали НТК. Таврійський державний університет. Мелітополь. – 2014. – С. 110 – 111.

18. Бага В.Н. Влияние конструктивных параметров на расходные характеристики лабиринтных уплотнений / Г.А Бондаренко, В.Н. Бага // “Компрессорное и энергетическое машиностроение” – № 1 (39). – 2015. – С 25 – 31.
19. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. // Л.: Машиностроение. – 1974. – 156 с.
20. Голубев А.И. Современные уплотнения вращающихся дисков. // М.: Машгиз. – 1963. – 216 с.
21. Зотов В.А. Классификация уплотнительных устройств. – ”Стандартизация” . – № 9. – 1962. – с. 14 – 21.
22. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения. – СумГУ, Сумы 2005. – 413с.
23. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. – 1980. – 200 с.
24. Бондаренко Г.А., Хижняк Л.А. Экспериментальное исследование сотового уплотнения. Химическое и нефтяное машиностроение. – № 9. – 1978 . – С. 9 – 10.
25. Бондаренко Г.А. Пшик В.Р. Экспериментальное исследование виброактивности уплотнений валов турбомашин. – Энергомашиностроение, – 1982. – № 4. – с. 5 – 8.
26. Орлик В.Г. Уточненная теория и расчет лабиринтных уплотнений турбомашин // Энергомашиностроение. – 1977. – № 9. – с. 10 – 12.
27. Орлик В.Г., Скоморовский А.З. Сравнительное исследование прямоточных и ступенчатых лабиринтовых уплотнений для турбомашин. Энергомашиностроение. – 1979. – № 5. – с. 10 – 12.
28. Орлик В.Г. Проблема лабиринтовых уплотнений в современных паровых турбинах . – Тр. ЦКТИ. – 1964, вып. 43. – с. 40 – 47.
29. Орлик В.Г., Розенберг С.Ш., Сорокин Н.А. Центрирующий эффект в лабиринтовых уплотнениях и его влияние на низкочастотную вибрацию турбомашин. – Энергомашиностроение. – № 10. – 1975. – с. 25 – 29.

30. Орлик В.Г. Силовые характеристики прямоточного однокамерного уплотнения. Теплоэнергетика. – № 2. – 1982. – с. 58 – 60.
31. Орлик В.Г., Резник Л. Б. Новый тип лабиринтовых уплотнений для турбомашин. – Энергомашиностроение. – 1978. – № 5. – с. 5 – 8.
32. Орлик В.Г. Исследование лабиринтного уплотнения. – Энергомашиностроение. – № 10. – 1980. – с. 17 – 19.
33. Вор и Чау. Теоретический анализ уплотнений со спиральными канавками при турбулентном режиме. – В сб. трудов АОИМ ” Проблемы трения и смазки ”. – Т. 91, серия F. – № 4. – М.: Мир. – 1969. – с. 81 – 92.
34. Маккрю, Макхью. Теоретическое и экспериментальное исследование работы винтоканавочного уплотнения в ламинарном и турбулентном режиме. – В сб. трудов АОИМ “Теоретические основы инженерных расчетов”. – Т. 87, серия D. – № 1. М.: Мир. – 1965. – с. 183 – 196.
35. Мясковский Е.Г. Лабиринтно – винтовое уплотнение. – “Химическое и нефтяное машиностроение”. – № 15. – 1964. – с. 11 – 12.
36. Стейр. Влияние геометрии канавки на рабочие характеристики винто – канавочного уплотнения. – В сб. трудов АОИМ “Энергетические машины и установки”. – Т. 90, серия А. – № 4. М.: Мир, 1967. – с. 170 – 171.
37. Boon E. F., Tals E. Hydrodynamische Dichtung fur rotierende Wellen. – “Chemie – Ing. Technik”. – № 3. – 1959. – р. 123 – 140.
38. Стасюлявичус И.К. Сурвина В.Ю., Ашмантис Л.А. Гидравлическое сопротивление в трубе с винтообразной канавкой. – “Энергомашиностроение”. – № 10. – 1964. – с. 45.
39. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. – Харьков: Вища школа. – 1986. – с. 128.
40. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. – М.: Наука. – 1964. – 438 с.
41. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия. – 1971. – 387 с.

42. Гулый А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения. – № 2. – 1987. – с. 21-25.
43. Костюк А.Г., Серков С.А., Петрунин В.Н., Чистов А.А. Экспериментальное обоснование методики расчета аэродинамических возбуждающих сил в уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. – 1994. – № 4. – с. 32 - 38.
44. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – с. 29 – 33.
45. Костюк А.Г. Колебания паровых турбоагрегатов // Вибрация в технике. М.: Машиностроение. – 1980. – с. 300 – 322.
46. Олимпиев В.И. Влияние конструкции бандажного уплотнения на газодинамическое возбуждение низкочастотной вибрации ротора турбины // Теплоэнергетика. – 1977. – № 7. – с. 24 – 28.
47. Костюк А.Г., Кирюхин А.В. Автоколебания и устойчивость роторов турбомашин в подшипниках скольжения с учетом неконсервативных аэродинамических сил // Теплоэнергетика. – 1978. – № 9. – с. 14 – 19.
48. Takuzo Iwatsubo. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors // Rotordynamic Instability Problems in High – Performance Turbomachinery. NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. – August 1980. – NASA Conference Publ. – № 2133.
49. Олимпиев В.И. Гидродинамические силы в бандажных уплотнениях паровых турбин. – Энергомашиностроение. – № 7. – 1976. – с. 3 – 6.
50. Голубев А.И. Уплотнения и уплотнительная техника, справочник. М.: Машиностроение. – 1986. – 459 с.
51. Урьев Е.В. Об использовании сотовых уплотнений в паровых турбинах / Урьев Е.В., Жуков С.В. // Электрические станции. – 2008. – № 9. – С. 40 – 44.

52. Бондаренко Г.А., Чернов В.Ю. Разработка и исследование сотовых уплотнений валов центробежных компрессоров. – Экспресс – информация. – Сер. ХМ – 5, №7. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. – 1978. – 15 с.
53. Meyer C.A., Lowrie J.A. The leakage Thru Straight and Slant haburints and Honeycomb Seals. – “Transactions of the ASME” . – 1975, v. 97, Ser. A. – № 4. – p. 34 – 41.
54. Бондаренко Г.А. и др. Опыт разработки и освоения центробежных компрессоров высокого давления за рубежом. Обзорная информация. – М.: ЦИНТИхим нефтемаш. – 1977.
55. Moulton E.S. Seals for rotating shafts. “Engineering”. – 1975. – № 9. – p. 215.
56. Matile C., Strub R.A. Centrifugal Hypercompressor for Ethylen. – “Sultzer Technical Review”. – № 1. – 1975.
57. Бондаренко Г.А., Хижняк Л.А. Экспериментальное исследование сотового уплотнения// “Химическое и нефтяное машиностроение ” – № 9. – 1978. – с. 9 – 10.
58. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, изд. 4-е. – 1967. – с. 165 – 167.
59. Овсянников Б.В., Чебоевский М. Высокооборотные лопаточные насосы. – М.: Машиностроение. – 1975. – 336 с.
60. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение. – 1973. – 232 с.
61. Кондаков Л.А., Голубев А.И., и др. Уплотнения и уплотнительная техника. – М.: Машиностроение. – 1986. – 464 с.
62. Огурцов П.В. Исследование теплонапряженного состояния гидродинамического уплотнения в высокооборотных турбомашинах. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. – 2010.
63. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов. Учебное пособие. М.: МАИ. – 1998. – 276 с.

64. Назаров А.П. Турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания АЛ – 31 Ф. – М.: ВВИА им. Н.Е.Жуковского. – 1987. – 363 с.
65. Фалалеев С.В., Седов В.В. Динамические характеристики торцового газодинамического уплотнения в газоперекачивающем агрегате с магнитным подвесом // Газотурбинные технологии. – № 3. – 2009. – 4 с.
66. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов. – Учебное пособие. – Куйбышев.: КуАИ. – 1989. – 104 с.
67. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / М.: Машгиз. – 1951. – 245 с.
68. Селезнев К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение. – 1986. – 389 с.
69. Голубев А.И. Лабиринтно – винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. М.: Машиностроение. – 1981. – 111 с.
70. McGrew J.M., McNugh J.D. Analysis and test of the screw seal in laminar and turbulent operation. – Transactions ASME. – 1965. – D 87. – N1. – pp. 153-162.
71. Бондаренко Г.А., Черепов Л.В. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров на работу лабиринтного компрессора . – Труды Николаевского кораблестроительного института. – Николаев, НКИ. – 1974. – вып. 86. – с. 97 – 101.
72. Чаплыгин С.А. О газовых струях. – М.: Гостехиздат. – 1949. – 142 с.
73. Абрамович Г.Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. М.: – Л., Госэнергоиздат. – 1948. – 288 с.
74. Дейч М.Е., Самойлович Г.С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. М., Машгиз. – 1959. – 428 с.
75. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М. : Энергия. – 1974. – 2-е изд. – 592 с.

76. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – Изд. 3 – е. – М.: Машиностроение. – 1992. – 671 с.
77. Самойлович Г.С. Новая формула для расчета лабиринтных уплотнений. – Известия ВТИ. – 1950. – № 8.
78. Чаплыгин С.А. Теория решетчатого крыла. Собрание сочинений. – т. II, ГИТТЛ. – 1948.
79. Трояновский Б.М. Расход пара через лабиринтовые уплотнения паровых турбин. – Известия ВТИ. – 1950. – №1.
80. Мисарек Д. Турбокомпрессоры. – М.: Машиностроение. – 1968. – с. 118.
81. Шляхтенко С.М. Эффективность различных форм уплотняющих лабиринтов. – “Обзорный бюллетень авиамоторостроения”. – 1947. – № 2, 3.
82. Захаренко С.Е. Теоретические основы расчета и исследования коловратных компрессоров: Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / ЛПИ, Л.: 1951. – 234 с.
83. Орлик В.Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем // Тяжелое машиностроение. – № 9. – 1993. – с. 4 – 7.
84. Komotori K. A consideration on the labyrinth packing of straight through type. – Trans. Japan Soc. Mech. Engrs. – 1957. – Vol. 23. – № 133. – p. 617 – 623.
85. Костюк А.Г., Петрунин Б.Н. Сравнительные расходные и динамические характеристики радиальных и радиально – осевых лабиринтных уплотнений турбомашин // Вестник МЭИ. – № 1. – 1999. – с. 45 – 47.
86. Ferziger J.H. Computational methods for fluid dynamics. Berlin, New York: Springer – Verlag. – 2002. – 423 p.
87. Галеркин Ю.Б., Гамбургер Д.М., Епифанов А.А. Анализ течения в центробежных компрессорных ступенях методами вычислительной газодинамики. Тр. научн. школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. – СПб. – Изд. СПбГПУ. – 2010. – с. 452 – 470.

88. Галаев С.А. Численное моделирование течения вязкого газа в решетках осевых турбомашин: методика и результаты применения современных программных средств. Дис... канд. тех. наук. СПб.: СПбГПУ. – 2006.
89. Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere publishing Co. – 1980. – 124 p.
90. Schodl R. A new optical velocity measuring method, “dual – beam laser method” // DFVLR Report. – 1973. – № 12. – p. 506 – 508.
91. Бондаренко Г.А. Основы научных исследований в энергетике. Уч. пособие. – Сумы, СумГУ. – 2013. – 201с.
92. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Энергия. – 1978. – 696 с.
93. Чистяков В.С. Краткий справочник по теплотехническим измерениям. – М.: Энергоатомиздат. – 1990. – 320 с.
94. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука. – 1971. – 192 с.
95. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Пер. с англ. – М.: Мир. – 1972. – 381 с.
96. Бондаренко Г.А. Основы научных исследований в энергетике // Уч. пособие. – Сумы, СумГУ. – 2013. – с. 63 – 64.
97. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука. – 1976. – 280 с.
98. Винарский М.С. Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – Киев: Техника. – 1975. – 166 с.
99. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. – М.: Мир. – 1981. – 510 с.
100. Горский В.Г., Адлер Ю.П. Планирование промышленных экспериментов. – М.: Metallurgia. – 1974. – 257 с.

101. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение. – 1981. – 183.
102. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир. – 1972. – 376 с.
103. Березюк О.В. Планування багатofакторного експерименту для дослідження вібраційного гідроприводу ущільнення твердих побутових відходів / О.В. Березюк // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №3 (55). – С. 92 – 97.
104. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 1966. – 358 с.
105. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука. – 1969. – 824 с.
106. Галеркин Ю.Б., А.Е. Козлов и др. Разработка математической модели для оптимизации проточной части ступени центробежного компрессора. – Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. – № 5. – с. 1 – 4.
107. Мифтахов А.А. Исследование, расчет и проектирование выходных устройств центробежных компрессоров. Учеб. пособие. – Казань: Казанский хим. – технолог. ин-т. – 1980. – 78 с.
108. Галеркин Ю.Б., Никифоров А.Г. и др. Математическое моделирование характеристики ступени центробежного компрессора. – В кн.: Динамика тепловых процессов. Киев: Изд-во АН УССР. – 1981. – с. 16 – 20.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший проректор
Сумського державного університету
доц. В. Д. Карпуша

" _____ " 2015 р.



АКТ

впровадження матеріалів дисертаційної роботи
аспіранта 3 – го року навчання
кафедри технічної теплофізики СумДУ
Баги Вадима Миколайовича
у навчальний процес

27 лютого 2015 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Баги Вадима Миколайовича на тему: «Удосконалення методів розрахунку та проектування лабіринтних ущільнень валів пневмоагрегатів на основі моделювання робочого процесу» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсах «Пневмоагрегати та вакуумна техніка», «Турбокомпресори» та «Проектування турбомашин», що викладаються для студентів спеціальності 05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка».

Декан факультету ТеСЕТ

О. Г. Гусак

В. о. завідувача кафедри
технічної теплофізики

С. М. Вансєв

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Голова правління, директор
 ВАТ «ВНДРАЕН» к.т.н.
 А.А. Давиденко
 «___» _____ 2015 р.

АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
 Баги Вадима Миколайовича

м. Суми

«___» _____ 2015 р.

Даним актом засвідчується те, що отримані у ході дослідження результати дисертаційної роботи Баги В.М., прийняті до уваги та будуть використані при необхідності підвищення к.к.д насосу за рахунок зменшення величини витрати через лабиринтне ущільнення (до 30%), та при удосконаленні методики розрахунку лабиринтних ущільнень.

Завідувач науково-
 дослідного відділу
 проточних частин, к.т.н.

С.О. Лугова

Головний конструктор,
 к.т.н.

О.С. Косторной

Перший заступник голови
 правління-директора –
 технічний директор, к.т.н.

А.А. Руденко

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ПАО «Полтавський турбо-
механічний завод»



К.Ю. Одаренко
«15» 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
аспіранта кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету
Баги Вадима Миколайовича

Цей акт складений про те, що результати дисертаційної роботи Баги Вадима Миколайовича “Удосконалення методів розрахунку та проектування лабіринтних ущільнень валів пневмоагрегатів на основі моделювання робочого процесу” передані до впровадження і використовуються при ремонті і модернізації парових турбін з метою підвищення їх ефективності шляхом зменшення величини витрати через лабіринтні ущільнення (до 15–30%), на основі удосконаленої методики розрахунку лабіринтних ущільнень.

Головний конструктор

В.И. Лещенко