

На правах рукописи

БЕЛЛАУАР АБДЕРРАХМАН

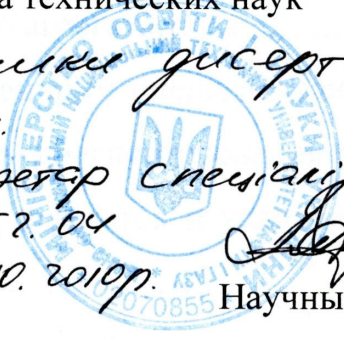
УДК 622.692.4

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ПУТЕМ
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ
АГРЕГАТОВ**

Специальность 05.15.13 – трубопроводный транспорт,
нефтегазохранилища

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

*Всі примірники дисертації ідентичні
за змістом.
Вчений секретар спеціалізованої вченої
ради Д 20.052.04
13.10.2010р.*



Научный руководитель:

Копей Богдан Владимирович
доктор техн. наук, профессор

*Підпис
посвідчую
Вчений
секретар.
13.10.10р.*



Ивано-Франковск – 2010

d 376



СОДЕРЖАНИЕ

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	12
1.1. Газоперекачивающие агрегаты на компрессорных станциях магистральных газопроводов.....	13
1.2. Конструктивные особенности газоперекачивающих агрегатов и их лабиринтных уплотнений.....	17
1.3. Обзор литературных источников по вопросу эффективности и надежности газоперекачивающих агрегатов и контроль их вибросостояния.....	29
1.3.1. Надежность газоперекачивающих агрегатов.....	29
1.3.2. Выбор резерва газоперекачивающих агрегатов на компрессорной станции	31
1.3.3. Повышение эффективности и надежности газотурбинных газоперекачивающих агрегатов.....	33
1.3.4. Учет надежности при определении остаточного ресурса газоперекачивающего агрегата.....	38
1.3.5. Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов ...	40
1.3.6. Порядок проведения диагностирования и виброконтроля газоперекачивающих агрегатов в условиях компрессорной станции	44
1.4. Постановка задач исследований	46
РАЗДЕЛ 2 ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ.....	49
2.1. Информационные показатели технического состояния газоперекачивающих агрегатов природного газа	49

2.2. Влияние факторов работы газоперекачивающих агрегатов на время их наработки.....	62
Выводы по разделу 2.....	72
РАЗДЕЛ 3 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА.....	73
3.1. Анализ работы лабиринтного уплотнения.....	73
3.2. Усовершенствование и оптимизация конструкции лабиринтного уплотнения	79
3.2.1. Разработка конечно-элементной модели лабиринтного уплотнения	80
3.2.2. Выбор рациональных параметров лабиринтного уплотнения.....	84
3.2.3. Анализ результатов.....	92
Выводы по разделу 3.....	103
РАЗДЕЛ 4 ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ.....	104
4.1. Анализ показателей надежности газоперекачивающих агрегатов и их лабиринтных уплотнений.....	104
4.1.1. Надежность газоперекачивающего агрегата с центробежным нагнетателем RF-2BB-30 "Купер-Бессемер"..	104
4.1.2. Анализ отказов газоперекачивающих агрегатов на компрессорной станции.....	106
4.2. Выбор стратегии технического обслуживания газоперекачивающих агрегатов на основании компьютерных баз данных и анализа ABC.....	113
4.2.1. Анализ данных по отказам.....	119
4.2.2. Анализ ABC	121
Выводы по разделу 4.....	124

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	125
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	127
ПРИЛОЖЕНИЯ	138

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

- ГПА – газоперекачивающий агрегат;
- ОК – осевой компрессор;
- ГГПА – газоперекачивающий агрегат с газотурбинным приводом;
- ГТД – газотурбинный двигатель;
- ГТУ – газотурбинная установка;
- ГТС – газотранспортная система;
- КС – компрессорная станция;
- ЦБН – центробежный нагнетатель;
- МГ (ГМ) – магистральный газопровод;
- ТВД – турбина высокого давления;
- ТНД – турбина низкого давления;
- ТК – турбокомпрессор;
- СТ – свободная турбина;
- ТО – техническое обслуживание;
- ТС – техническое состояние;
- ППР – планово-предупредительный ремонт;
- ПР – плановый ремонт;
- ВР – внеплановый ремонт;
- СР – средний ремонт;
- ЗД – запись диспетчера;
- НР – наряд на ремонт;
- ОР – отчет по ремонту;
- НПГ – нагнетатели природного газа;
- ОП – опорный подшипник;
- ОУП – опорно-упорный подшипник;

КР – капитальный ремонт;

СКЗ – среднеквадратичное значение;

ТУ – технические условия;

ТОР – техническое обслуживание и ремонт;

КПД – коэффициент полезного действия;

НА – направляющие аппараты;

НЛ – направляющие лопатки;

ЦК – центробежный компрессор;

ПРО – плановый ремонт и обслуживание;

МНК – метод наименьших квадратов;

ЛУ – лабиринтное уплотнение.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Бесперебойная перекачка природного газа не возможна без эффективной и надежной работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА). На компрессорных станциях (КС) Украины, Алжира, России и других стран насчитываются тысячи единиц ГПА различного типа, мощности и конструкции. Основными направлениями развития и оптимизации работы парка ГПА является повышение их надежности (безотказности работы, долговечности, ремонтпригодности, сохраняемости), эффективности и экономичности. Эти задачи в определенной мере являются противоречивыми, т.к. имеющиеся конструктивные недостатки трудно исправить в процессе эксплуатации ГПА. Принципиальные возможности совершенствования эксплуатации и ремонта ГПА, отвечающие современным техническим требованиям и безопасности, основаны на решении теоретических и практических задач анализа надежности и безотказности сложных технических систем. Современная техника требует создания универсальных методов достоверной оценки работоспособности оборудования, в первую очередь диагностики, которая позволяет рассчитать предельное состояние узла и определить необходимость проведения его замены.

Совершенствовать отдельные узлы (например, лабиринтное уплотнение) можно на основании современных методов параметрической оптимизации с использованием метода конечных элементов. Но этот узел работает в условиях вибраций, износа, повреждений. Поэтому разработка эффективных методов контроля технологических параметров ГПА с центробежным нагнетателем (ЦБН) в период эксплуатации, выявление дефектов и неисправностей на ранней стадии их возникновения, а также определение остаточного ресурса является весьма актуальной проблемой. Оценка технического состояния потенциально опасных элементов технической системы базируется, в основном, на структурном анализе

надежности ее компонентов, динамических методах контроля (диагностика по параметрам вибрации и термогазодинамическим характеристикам). Успех диагностирования в значительной степени обусловлен правильностью выбора информативных параметров для построения принципиальных диагностических моделей объекта и моделей распознавания и идентификации данных измерительных систем. Однако еще не решен вопрос выявления трудноразличимых неисправностей по количественной и качественной оценке функциональных и вибрационных параметров. Поэтому рассмотренные в диссертационной работе вопросы повышения информативности критериев идентификации дефектов и неисправностей, совершенствования отдельных узлов методами компьютерного параметрического моделирования, оценки и повышения остаточного ресурса ГПА являются актуальными научными задачами.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Диссертационная работа выполнялась в рамках Национальной программы “Нефть и газ Украины до 2010 года” и входит в комплекс тематических планов НАК “Нефтегаз Украины”, а также “Концепцию развития, модернизации и переоснастки газотранспортной системы Украины на 2009-2015 гг.”.

Состояние изученности темы. Вопросу повышения эффективности эксплуатации и надежности ГПА посвящены труды многих ученых. Наибольший вклад внесли В.Л. Березин, В.Я. Грудз, Р.Н. Бикчентай, Э.Р. Кудашев, Р.М. Говдяк, В.М. Шабаев, А.И. Гриценко, В.В. Болотин, С.П. Зарицкий, Е.А. Игуменцев, В.А. Иванов, И.А. Иванов, В.И. Избаш, А.С. Лопатин, В.А. Острейковский, Д.Т. Аксенов, Б.П. Поршаков, С.А. Сапрыкин, О.А. Степанов, А.Б. Шабаров, Е.И. Яковлев и др.

Проведенный анализ литературных источников показал, что до недавнего времени исследования в области повышения эксплуатационной надежности ГПА, проводившиеся в ИФНТУНГ, УкрНИИгаз, РГУНиГ им. И.М. Губкина, ВНИИГАЗ, ПО “Союзэнергогаз” и ТюмГНГУ, были

ограничены вследствие недофинансирования отрасли, носили сопутствующий характер и сводились, в основном, к решению отдельных, частичных задач по разработке упрощенных методов контроля и испытаний отдельных типов ГПА [1-8].

Цель работы - Повышение эффективности эксплуатации ГПА путем реализации научно-методического подхода к количественной и качественной оценке надежности ГПА с учетом влияния комплексных параметров и применения усовершенствованной конструкции лабиринтного уплотнения.

Задачи исследований:

- проанализировать факторы и параметры работы ГПА и выявить информационные показатели, по которым можно определить техническое состояние ГПА;
- разработать математическую модель для определения зависимости наработки ГПА от эксплуатационных факторов, характеризующих его техническое состояние;
- проанализировать работу лабиринтных уплотнений ГПА путем параметрического трехмерного моделирования с использованием метода конечных элементов и составить программу управления геометрическими параметрами их конструкций;
- усовершенствовать конструкцию лабиринтного уплотнения ГПА с целью уменьшения перетекания газа;
- проанализировать факторы, характеризующие надежность и эффективность эксплуатации ГПА и уточнить периодичность их технического обслуживания по текущему техническому состоянию на основе анализа АВС и с использованием компьютерных баз данных.

Объект исследования. ГПА с газотурбинным приводом на компрессорных станциях.

Предмет исследования. Методы повышения эффективности эксплуатации и надежности ГПА путем усовершенствования конструкции лабиринтного уплотнения.

Методы исследования. Поставленные задачи решались путем проведения теоретических и натурных исследований на базе компрессорной станции Хасси-рмель (Алжир), базирующихся на теории надежности сложных систем, методах математической статистики и теории вероятности, методах компьютерного параметрического трехмерного моделирования, а также методах инженерных приближений.

Положения, которые защищаются. Повышения эффективности эксплуатации и надежности ГПА путем усовершенствование конструкции лабиринтного уплотнения методом конечных элементов

Научная новизна. На основании проведенных исследований получены следующие результаты:

- создан метод оценки технического состояния ГПА, основанный на учете комплексных факторов и параметров его работы;
- разработаны научные основы параметрического моделирования лабиринтных уплотнений с помощью метода конечных элементов;
- предложен метод, позволяющий на основе анализа ABC уточнить периодичность технического обслуживания ГПА по текущему техническому состоянию.

Практическая ценность. Результаты проведенных исследований апробированы в эксплуатационных службах компрессорных станций Богородчанского ЛПУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз» и Хасси-рмель (Алжир), а также используются при проведении лекционных и практических занятий по направлениям надежности и диагностики энергетического оборудования нефтегазовых объектов студентам специальностей «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» и «Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов, баз и хранилищ».

Апробация работы и публикации. Основные положения диссертационной работы докладывались на:

- научном семинаре кафедры нефтегазового оборудования (ИФНТУНГ, 2009 г.);
- расширенном научном семинаре кафедры «Сооружение и ремонт нефтегазопроводов, нефтебаз и хранилищ» (ИФНТУНГ, 2009 г.);
- международной научно-технической конференции молодых ученых "Техника и прогрессивные технологии в нефтегазовой инженерии", 16-20 сентября 2008 г. г. Ивано-Франковск;
- всеукраинской конференции молодых ученых "Современное материаловедение: материалы и технологии" СММТ-2008, 12-14 ноября 2008 г. г. Киев;
- международной научно-технической конференции "Нефтегазовая энергетика: проблемы и перспективы", 20-23 октября 2009 г. г. Ивано-Франковск;
- международной научно-практической конференции "Наука в информационном пространстве", 30-31 октября 2009 г. г. Днепропетровск;
- международной научно-технической конференции "Современные проблемы трибологии", 19-21 мая 2010 г. г. Киев;
- 5-м международном симпозиуме по углеводородам и химии, 23-25 мая 2010 г. г. Сиди-Фредж, Алжир.

По результатам исследований в специализированных журналах ВАК опубликовано 11 статей, в т.ч. 1 – единолично, 6 тезисов конференций, а также получен патент Украины на полезную модель № 48899 «Лабіринтне ущільнення» 2010 г.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии и пяти приложений, изложена на 138 страницах машинописного текста, содержит 35 рисунка, 19 таблиц, список используемых источников из 110 наименований.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

В настоящее время в структуре энергопотребления Украины природный газ занимает особое место: его часть составляет свыше 40%, что вдвое превышает тот же показатель в мире. Последние 25 лет общее энергопотребление в мире увеличилось почти на 40%, а потребление газа за тот же период - на 65%. Такая динамика роста использования этого вида топлива объясняется его удобством, экономичностью и, особенно, экологичностью.

Газотранспортная система (ГТС) Украины состоит из 37 тыс. км газопроводов с компрессорными станциями, 12 подземных хранилищ газа (ПХГ), сети газораспределительных (ГРС) и газоизмерительных (ГИС) станций и является наиболее мощной в мире по объему транзита. Она выполняет две основных функции: обеспечение природным газом внутренних потребителей, и транзит природного газа из России в европейские страны [8].

Главным экспортером (94%) природного газа из всего средиземноморского региона является Алжир. Первый коммерческий экспортный терминал был открыт в 1964 году в порту Арзев (Arzew). На сегодняшний день это третий по величине поставщик газа в страны Европейского союза и четвертый на мировом рынке. В Алжире открыты огромные запасы природного газа. Энергетики считают, что алжирские первоначальные доказанные запасы газа составляют около 4600 млрд. м³, 15% из которых уже эксплуатируются, а 80% только подлежат разработке. Еще 1000 млрд. м³ рассматриваются как вероятные запасы.

1.1. Газоперекачивающие агрегаты на компрессорных станциях магистральных газопроводов

В газотранспортной сети Украины находится в эксплуатации около 700 газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом (ГПА), что составляет 80% общей мощности всех агрегатов 73 КС (общая мощность – 5,4 тис. МВт). Современная компрессорная станция на магистральном газопроводе, оборудованная газоперекачивающими агрегатами, представляет собой комплексную по структуре и функциональным связям систему [9].

В процессе эксплуатации под воздействием эксплуатационных факторов состояние ГПА изменяется от исправного до возможного отказа, что проявляется в последовательной смене исправных, неисправных но работоспособных и, наконец, неработоспособных состояний. Степень влияния эксплуатационных факторов определяется условиями использования ГПА, в частности режимами работы, свойствами рабочих сред, воздействием окружающей атмосферы, а также своевременностью и качеством проведения технического обслуживания и ремонта, соблюдением обслуживающим персоналом правил технической эксплуатации. Многообразие и стохастический характер воздействия эксплуатационных и конструктивно-производственных факторов на ГПА приводят к тому, что при одной и той же наработке эти агрегаты имеют различное фактическое состояние.

Надежность ГПА нового поколения должна быть высокой, чтобы обеспечивать программу технологического обслуживания в пределах до 8-12 тыс. часов для горячего тракта, 20-25 тыс. часов до среднего ремонта и 40-50 тыс. часов до капитального ремонта [10].

В настоящее время в Украине и России используют новые модели ГПА (табл. 1.1) [10]. В РАО «Газпром» компрессорный парк с газотрубным приводом составляет 85 %, с электрическим – 14% и только 1% - с поршневым приводом, и включает в себя 20 типов агрегатов в общем количестве 3000 штук с единичной мощностью от 2,5 до 25 МВт, КПД которых находится в пределах от 23 до 34%.

Таблица 1.1

ГПА нового поколения РАО „Газпром”

ГПА		Привод ГПА			
Модель	Год серийного производства	Модель	Год серийного производства	Мощность, МВт	КПД, %
Россия					
ГПА-Ц-6,3Б	1997	НК-14СТ	1996	6,3(8)	29(30)
ГТН-6У	1998	ГТП-6У	1997	6,3(8)	30,5
ГПА-12 Урал	1996	ПС-90А	1995	12	34
ГПА-Ц-16АЛ	1996	АЛ-31СТ	1996	16	34,7
ГПА-16 Нева	1998	РGT-21S	1996		36,5
ГПА-16Волга	1998	НК-38СТ	1998	16	36,5
ГПА-16 Урал	1998	ПС-90А	1997	16	36,3
ГТНР-16	1998	ГТНР-16	1998	16	34
ГПА-Ц-25	1995	НК-36СТ	1995	25	34,5
ГПА-25НК	1997				
ГТН-21-1	1993	ГТН-25-1	1993	24,5	31
ГТН-25-2	1999		1999		35
Украина					
ГПА-Ц-6,3С	1997	ДТ-71	1994	6,3	30,5
ГПА-Ц-6,3А	1997	Д-336	1995	6,3	30
-	-	ДН-70	1997	10	34
ГПА-16МГ90	1996	ДГ-90	1994	16	34
ГПА-Ц-16С	1997				
ГПА-25МН80	1996	ДН-80	1996	25	35

Примечание (табл. 1.1). КПД указан для стационарных условий в составе ГПА. Для определения КПД по условиям ISO 2314 к данным таблицы добавляется приблизительно +1 %.

УМГ "Прикарпаттрансгаз" и УМГ "Черкасытрансгаз", эксплуатируемые ДК "Укртрансгаз", являются ячейками газотранспортной системы Украины.

По состоянию на 01.01.2009 г. в УМГ "Прикарпаттрансгаз" тринадцать ГКС эксплуатируют восемнадцать КС (двадцать три цеха), в которых установлено сто двадцать семь ГПА общей мощностью 1121,9 МВт. В связи с длительными простоями ГПА в плановых ремонтах (в среднем 100 дней при норме 60) на протяжении 2008 года на КС управления простаивали в ожидании ремонта в среднем 4 агрегата с переработкой моточасов сверх нормы межремонтной наработки [8].

Анализируя техническое состояние газотурбинных ГПА парка УМГ "Черкасытрансгаз" (табл. 1.2) [11], следует отметить, что основное их количество составляют ГТК-10И производства AEG Kanis и ГТК-25И производства фирмы "Нуово-Пиньони" (Nuovo Pignone) [11]. Почти все ГПА данных типов, зарекомендовавшие себя как высоконадежное оборудование, уже практически отработали свой ресурс или приближаются к такому состоянию, что в случае неприятия срочных предупредительных мер грозит выходом из строя отдельных КС.

Таблица 1.2

Характеристика парка ГПА УМГ "Черкасытрансгаз"

Газо-провод	Кол-во ГПА	Тип привода ГПА	Привод	Нагнетатель	Мощность, МВт	КПД, %
Союз	28	Газотурбинный	ГТК-10И	Купер-Бессемер	10	27
Союз	35	Газотурбинный	ГТК-10И	Демаг	10	27
УПУ	12	Газотурбинный	ГТК-25И	PCL	25	27
УПУ	3	Газотурбинный	ДН-80Л	650-21-2	25	34,5
Прогресс	2	Газотурбинный	ДН-80Л	650-22-2	25	34,5
Прогресс	4	Газотурбинный	ГПУ-16	НЦ-16	16	31
Прогресс	7	Газотурбинный	ГПУ-10-01	235	10	28
Прогресс	7	Газотурбинный	СТД-12,5	235-21-1	12,5	-
Прогресс	3	Газотурбинный	ЕГПА-25	650-21-2	25	-
КРАБ	23	Газотурбинный	ГТК-10-4Б	Н-235	10	29
Н-Ш	6	Газотурбинный	ГТН-6	Н-6-56	6	29
Двигатели, находящиеся в опытно-промышленной эксплуатации						
Прогресс	1	Газотурбинный	ДН-80Л	650-22-2	25	34,5
Прогресс	1	Газотурбинный	ГПУ-16К	НЦ-16	16	44,5
КРАБ	1	Газотурбинный	ДН-70Л	Н235-21-1	10	34,5

Основные типы центробежных нагнетателей, применяющиеся на КС магистральных газопроводов и их основная техническая характеристика представлены в табл. 1.3 [12].

Таблица 1.3

Краткая техническая характеристика центробежных нагнетателей

Тип нагнетателя	Суточная производительность, млн. м ³	Степень повышения давления	Номинальная частота вращения ротора нагнетателя, мин ⁻¹	Потребляемая мощность, кВт	Тип привода
280-11-1	13,0	1,23	79020	4000	СТД-4000-2
280-11-2	13,0	1,23	79020	3750	ГТ-700-4
280-12-2	13,0	1,23	79020	4250	ГТ700-5
280-12-4	13,0	1,22	79050	4250	ГТ-700-5
260-12-1	16,0	1,25	5400	4400	ГТК-5
370-13-1	14,0	1,22	5400	4400	ГТК-5
370-12-1	17,0	1,25	5600	6000	ГТ-750-6
370-14-1	19,5	1,25	5400	6000	ГТ-750-5
370-17-1	19,5	1,25	5300	6000	ГТ-750-6
НГ-280-9	25,0	1,21	5000	9000	ГТН-9-750
Н-300-1,23	19,0	1,23	6100	6000	ГТ-6-750
520-12-1	29,0	1,25	4800	10000	ГТК-10-2
650-21-1	53,0	1,45	3700	26000	ГТК-25
Н-196-1,45	19,0	1,45	8200	6300	ГПА-Ц-6,3
370-18-1	37,0	1,23	4800	10000	ГТК-10-4
Н-16-56	51,0	1,25	4600	16000	ГТК-16
«Купер-Бессемер»	16,5	1,51	6200	9700	ГТК-10И (США)
“Нуово-Пиньони”	55	1,51	4600	25000	ГТН-25И (Италия)
RF 2ВВ-30	21,8	1,50	5000	12900	“Коберра-182” (США)

1.2. Конструктивные особенности газоперекачивающих агрегатов и их лабиринтных уплотнений

Основными блоками ГПА являются: блок газотурбинных установок (ГТУ), блок нагнетателя, комплексное воздухозаборное устройство, блок маслоохладителей и блок систем контроля и управления.

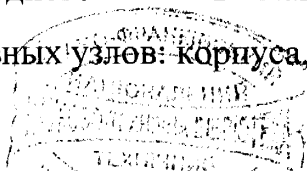
ГТУ нового поколения разработаны с целью обеспечения высокого уровня основных эксплуатационных показателей, в том числе экономичности, надежности (наработка на отказ - не менее 3,5 тыс. ч, межремонтный ресурс на уровне 20...25 тыс. ч, улучшенные экологические показатели и т.п.) [13, 14].

Анализируя многолетний опыт эксплуатации газоперекачивающих агрегатов, можно сделать вывод, что главной причиной выхода из строя и снижения эффективности работы являются низкая надежность таких узлов, как подшипники, лабиринтные уплотнения, камера сгорания, воздухоподогреватель, вставка турбины высокого давления и др.

Напряжённость основных деталей ГТУ определяется их конструктивными различиями, технологией изготовления и условиями эксплуатации. При этом следует учитывать, что при эксплуатации современные газотурбинные блоки претерпевают большое количество быстропротекающих пусков и остановок, значительный период времени работают при нестационарных режимах, что резко повышает нагрузки на детали установок.

К числу факторов, определяющих выбор конструкции и материалов для элементов турбомашин, относятся рабочая температура деталей, уровень её неравномерности, давление газа, характеристики видов топлива, степень маневренности энергоблоков.

Центробежный нагнетатель предназначен для перекачивания природного газа в магистральных газопроводах. Он состоит из трех основных узлов: корпуса, проточной части и вала в сборе.



Корпус нагнетателя отлит из стали и рассчитан на максимальное рабочее давление 8,5 МПа. Съемная торцевая крышка обеспечивает доступ к узлам проточной части и вала.

В нижней части корпуса предусмотрены два отверстия для слива конденсата и масла из корпуса. Внутри корпуса установлены диафрагмы, которые направляют поток от рабочего колеса первой ступени к рабочему колесу второй ступени, а затем к нагнетательной секции корпуса.

Пакет диафрагм фиксируется выполненным внутри корпуса буртиком. Проворачивание пакета диафрагм предотвращается штифтом, расположенным в верхней его части.

На пакете выполнен паз о-образного уплотнительного кольца, который предотвращает утечку газа из нагнетательного патрубка к всасывающему. Для предотвращения утечек газа между нагнетательными и всасывающими сторонами рабочих колес и между ступенями в пакете диафрагм установлены лабиринтные уплотнения. Во избежание повреждений вала и рабочих колес при их случайном соприкосновении, уплотнительные кольца изготовлены из легкого сплава.

Перед рабочим колесом первой ступени установлен конфузор с направляющими лопатками, который уменьшает турбулентность и подводит по оси поток газа на всасывающую сторону первого рабочего колеса. В торцевой крышке выполнено отверстие, по которому газ подводится к прибору, определяющему расход газа по перепаду давлений на конфузоре.

Ротор нагнетателя состоит из вала, рабочих колес первой и второй ступеней, распорной втулки, думмиса, упорного диска и соединительной полумуфты. Упорный диск и рабочие колеса насажены неподвижно и

зафиксированы на валу шпонками. Рабочие колеса удерживаются на валу при помощи насаженной на вал распорной втулки и стопорной гайки.

Для частичного уравнивания осевого усилия, действующего на ротор, на валу за рабочим колесом второй ступени установлен думмис. Такое уравнивание достигается соединением полости, расположенной за думмисом, с всасывающей полостью нагнетателя. Осевое усилие, которое действует на думмис, противоположно усилию, действующему на рабочие колеса нагнетателей и, следовательно, частично уравнивает последнее. Остаточное осевое усилие воспринимает упорный подшипник.

Для уменьшения давления газа в полости за думмисом имеется лабиринтное кольцо.

Узел ротора опирается на два опорных подшипника (ОП) и двойной упорный подшипник (УП).

УП нагнетателей - нередко повреждаемые узлы при эксплуатации. Как правило, их выполняют двухсторонними, так как они должны воспринимать осевое усилие как вперед, так и назад. Применяют исключительно сегментные подшипники (с отдельными упорными колодками) [15-18]. Все существующие конструкции используют то или иное устройство для выравнивания усилий на отдельные колодки. Особенность УП нагнетателей – нагруженность их при запуске, так как ГГПА запускают под полным давлением газа в корпусе нагнетателя природного газа (НПГ). При этом колодки работают в условиях полусухого трения, потому что затруднено образование масляного клина. Поэтому поверхность трения колодок предпочтительно выполнять с заливкой баббитом, который хорошо работает в таких условиях. В качестве основного материала колодок используют оловянистую и хромистую бронзу с высоким коэффициентом теплопроводности, красную медь, реже сталь [19].

В качестве ОП НПГ используют исключительно подшипники скольжения с баббитовой заливкой. Преобладают двухклиновые вкладыши с лимонообразной расточкой, которые хорошо демпфируют низкочастотные колебания на масляной пленке. Используемые давления составляют 1-1,5 МПа. Однако при роторах с тяжелой консолью (одноступенчатые нагнетатели) удаленный от рабочего колеса подшипник обычно слабо нагружен. Кроме того, на примыкающую к нему часть ротора передается возмущающая сила от муфты соединительного вала, так как в работе всегда имеет место некоторая несоосность валов нагнетателя и силовой турбины. Для обеспечения более спокойной работы ротора во всех режимах отдаленный от рабочего колеса вкладыш часто выполняют из трех или пяти сегментов, т. е. многоклиновым. Такие конструкции хорошо гасят колебания при небольшой неуравновешенности ротора. Их нередко применяют для опорных подшипников и двухступенчатых нагнетателей. Минимальная толщина масляной пленки в клине составляет около 20 мкм. Поэтому для надежной работы подшипника важны тщательная очистка масла от механических примесей и малая шероховатость поверхности шеек ротора, что достигается с помощью алмазного выглаживания.

Широко распространено объединение упорной и опорной частей подшипников в один опорно-упорный подшипник, а также выполнение опорным вкладышем функций втулочного масляного уплотнения.

Самоустанавливающийся ОП имеет пять подвижных вкладышей с баббитовым покрытием. Максимальная температура баббитового слоя не должна превышать 100°C. Снижение толщины баббитовой заливки до 0,2—0,3 мм благоприятно в отношении теплопередачи к основному материалу колодок [20-26].

УП состоит из двух самоустанавливающихся подшипников с шестью рабочими колодками на каждом. Упорная нагрузка равномерно распределяется на все рабочие колодки (в нагнетателе RF-2BB-30 "Купер-

Бессемер"). Осевое усилие на ротор во время пуска нагнетателя воспринимается внутренним упорным подшипником, а осевое усилие во время работы – наружным упорным подшипником, расположенным с внешней стороны упорного диска.

Входной патрубок является частью внутренней стороны корпуса. Он служит для сбора поступающих газов и для направления потока во входной направляющий аппарат.

Масляные уплотнения используются для предотвращения утечки газа в атмосферу. Уплотнение торцевой крышки состоит из двух плавающих, свободно закрепленных уплотнений-колец и двух лабиринтных уплотнений. Уплотнение на стороне муфты состоит из двух плавающих уплотнений-колец и одного лабиринтного уплотнения.

Газ через входной патрубок поступает во входной направляющий аппарат, который, уменьшая его турбулентность под определенным углом, направляет его на рабочее колесо первой ступени. Далее газ по каналу попадает на вторую ступень, где сжимается до требуемого давления и по спиральной камере на выходе направляется в нагнетательный патрубок.

Масло для смазки подшипников нагнетателя в количестве 215,5 л/мин при температуре 40-60°С и давлении 0,138-0,172 МПа отбирается из системы смазки турбины и поступает в коллектор, из которого отводятся трубопроводы, к подшипникам [19,27].

На сливных трубопроводах установлены смотровые стекла для контроля циркуляции масла, термометры и термопары с целью контроля его температуры. Сливные трубопроводы соединены в общий коллектор, по которому масло отводится в главный бак турбины.

Система уплотняющего масла обеспечивает постоянный поток масла под кольцами масляных уплотнений к внутренней части корпуса нагнетателя. В кольцевое пространство между двумя кольцами подается масло, давление

которого всегда на 0,07-0,10 МПа выше давления эталонного газа, находящегося в полости между лабиринтными уплотнениями со стороны входа в полости за думмисом со стороны нагнетателя.

Уплотняющие устройства НПП делят на концевые или внешние и промежуточные или внутренние. Концевые уплотнения предотвращают выход газа за предусмотренные конструкцией пределы.

Эффективность и вопросы конструкции лабиринтовых уплотнений турбомашин рассматриваются ниже, а также в работах [27-31]. Широко распространяется прогрессивная конструкция лабиринтового уплотнения, имеющего гребни как на роторе, так и в статоре. Варианты такого уплотнения исследованы в ЦКТИ В. Г. Орликом и Л. В. Резником. Уплотнение позволяет иметь минимальную протечку при заданной длине и не подвержено задеваниям при небольших нарушениях режимов эксплуатации.

В качестве материалов лабиринтовых уплотнений используют нержавеющую сталь, латунь, бронзу, пластмассы.

Гидравлические уплотнения выполняют втулочного типа, причем основной уплотняющей втулкой является часть внутренней поверхности опорного вкладыша, имеющая цилиндрическую расточку и малый диаметральный зазор с валом. Давление масла, подаваемого специальными насосами, поддерживается несколько большим, чем давление газа, с помощью специального регулятора перепада «масло—газ». Протечка масла, контактировавшего с газом, направляется через поплавковую камеру в специальный дегазатор, называемый также газоотделителем. Поскольку в эксплуатации возможны случаи работы с повышенной вибрацией ротора, баббитовая поверхность уплотнительного вкладыша может повреждаться, а баббит выкрашиваться. Значительное улучшение работы втулочного уплотнения достигается при использовании в нем одного или двух плавающих колец [27], которые позволяют уменьшить диаметральный зазор и соответственно протечку масла и не боятся умеренных вибраций.

Контактные уплотнения обычно называются торцевыми; в них используют торцевые уплотнительные поверхности. Применяют материалы с низким коэффициентом трения при умеренных окружных скоростях. Перепад давлений «масло—газ» поддерживают с помощью специального регулятора.

Одним из путей повышения надежности газоперекачивающего агрегата является сведение к минимуму паразитных утечек воздуха, газа и масла в компрессоре, турбине и в нагнетателе, для чего применяют различные типы уплотнений в системе охлаждения, смазки и др.[28].

Уплотнения являются особо важными и зачастую критическими компонентами в турбомашинах и сверхбыстроходном оборудовании, работающем под воздействием высокого давления. Основные герметизирующие системы, используемые между ротором и элементами статора ГПА, подразделяются на две основные категории: бесконтактные и торцевые уплотнения. Так как эти уплотнения - неотъемлемая часть системы ротора, они влияют на динамические особенности работы машины; например, жесткость и факторы демпфирования зависят от размеров и конфигурации уплотнения и могут быть изменены в зависимости от величины давления.

Основная статическая функция уплотнения состоит в том, чтобы обеспечить целостность и герметичность деталей и корпуса при тепловом расширении. Динамическими лабиринтными уплотнениями как турбин, так и компрессоров являются уплотнения между ступенями или деталями корпуса и уплотнения конца вала.

Промежуточные уплотнения уменьшают или предотвращают полностью перетекания среды между отсеками проточной части. По конструктивной схеме уплотнения делят на лабиринтные (бесконтактные), гидравлические и контактные. Из бесконтактных уплотнений очень большое значение имеет лабиринтное уплотнение на втулке покрывающего диска рабочего колеса. Износ этого уплотнения вызывает вредную циркуляцию

сжатого газа после рабочего колеса на его всасывание, при этом заметно падают напор и К.П.Д. степени. Статорную часть уплотнения выполняют из бронзы или легко срабатывающихся материалов. Желательно конструктивно обеспечить возможность или несложного восстановления номинальных зазоров в нем при ремонтах, или легкой замены уплотнительного кольца.

Главными преимуществами лабиринтных уплотнений являются простота конструкции и технологии изготовления, доступность и высокая вариативность в выборе материала, высокая надежность и устойчивость к загрязнению [27]. Применение лабиринтных уплотнений обеспечивает низкий расход энергии на вращение вала, снижение обратного тока, интеграцию давления. К перечисленным преимуществам следует добавить также ограниченное влияния таких уплотнений на динамику ротора.

Современные, более функциональные и более надежные лабиринтные уплотнения состоят из прочных, близко расположенных участков. Некоторые виды лабиринтных уплотнений изображены на рис. 1.1 [28,30]. На рис. 1.1,*а* представлено уплотнение самой простой формы. Материалы лабиринта: алюминий, бронза, баббит или сталь. Из рис. 1.1,*б* видно, что хотя гофрированное уплотнение труднее изготовить, но оно обеспечивает более надежное уплотнение. На рис. 1.1,*в* и 1.1,*г* изображены вращающиеся лабиринтные уплотнения. Материал рукава: баббит, алюминий, неметаллический или другой мягкий материал. На рис. 1.1,*д* изображено простое лабиринтное уплотнение с буферизированным газом, давление которого должно поддерживаться на уровне выше давления перекачиваемого газа и давления выхода (последнее может быть выше или ниже атмосферного давления). Буферизированный газ создает гидравлический барьер для перекачиваемого газа. Сужение позволяет обеспечить всасывание газа из вентиля, связанного с атмосферой. На рис. 1.1,*е* представлен буферизированный, ступенчатый лабиринт.

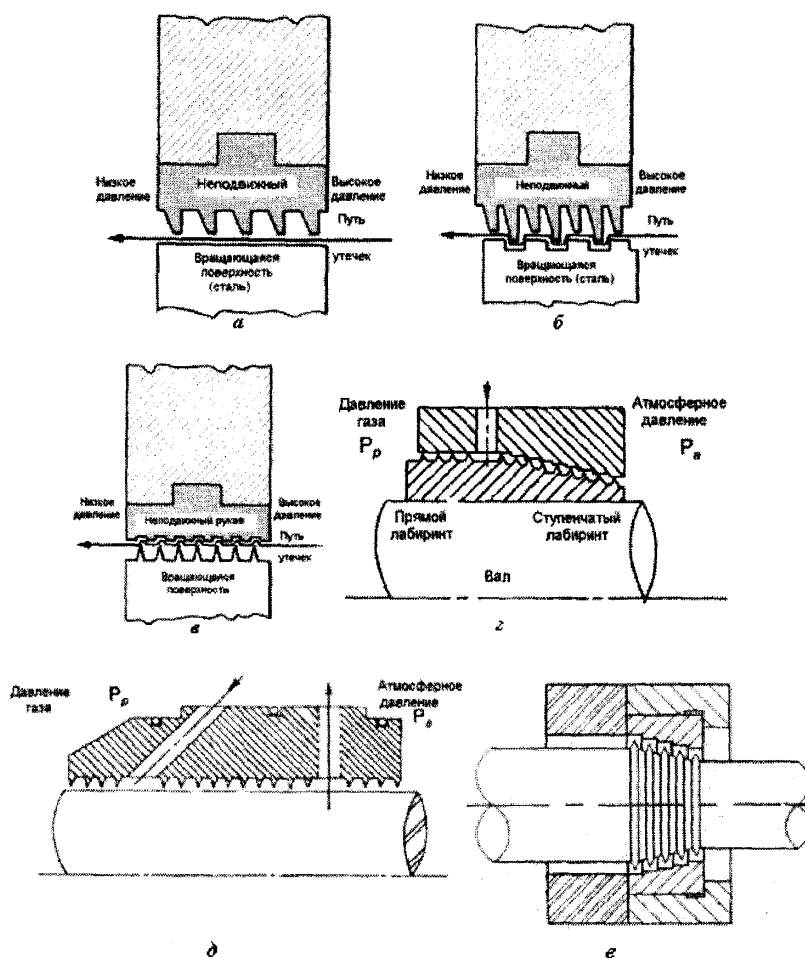


Рис. 1.1. Типы лабиринтных уплотнений:

a - базовая конструкция.; *б* - гофрированное; *в* - вращающееся; *г* - буферизированное; *д* - барьерное; *е* - ступенчатое с уступами

Как показано на рис. 1.1, *е*, лабиринтное уплотнение основано, прежде всего, на создании высоких потерь напора на пути утечки газа с целью ее минимизации и может использоваться в условиях жидких или газообразных сред. По своей природе лабиринтные уплотнения - уплотнения с зазором, существование которого предотвращают потенциально катастрофический износ вала, вызванный неустойчивостью ротора. Конструкции лабиринтных уплотнений позволяют ограничивать утечки путем рассеивания кинетической энергии потока жидкости сквозь ряд (систему) сужений и канавок, которые последовательно ускоряют и замедляют поток жидкости либо резко изменяют его направление с целью создания максимального трения потока и его завихрения. В идеале лабиринтное уплотнение способно

преобразовать всю кинетическую энергию при каждом сужении потока во внутреннюю энергию (тепло) газа в каждой впадине. Однако на практике в лабиринтном уплотнении значительное количество кинетической энергии передается из одного прохода к следующему. Преимущество лабиринтного уплотнения состоит в том, что его способность гасить скорости и давления ограничены только структурными элементами конструкции.

Лабиринтные уплотнения могут формироваться различными способами. Обычно используют лабиринтные уплотнения такой конфигурации: прямые, ступенчатые, ступенчатые с уступами или изнашиваемые. Оптимизация геометрических размеров уплотнения лабиринта проводится с учетом условий применения и заметно влияет на величину утечки через уплотнение лабиринта.

На рис.1.2 изображены лабиринтные уплотнения, обычно применяющиеся в ГПА.

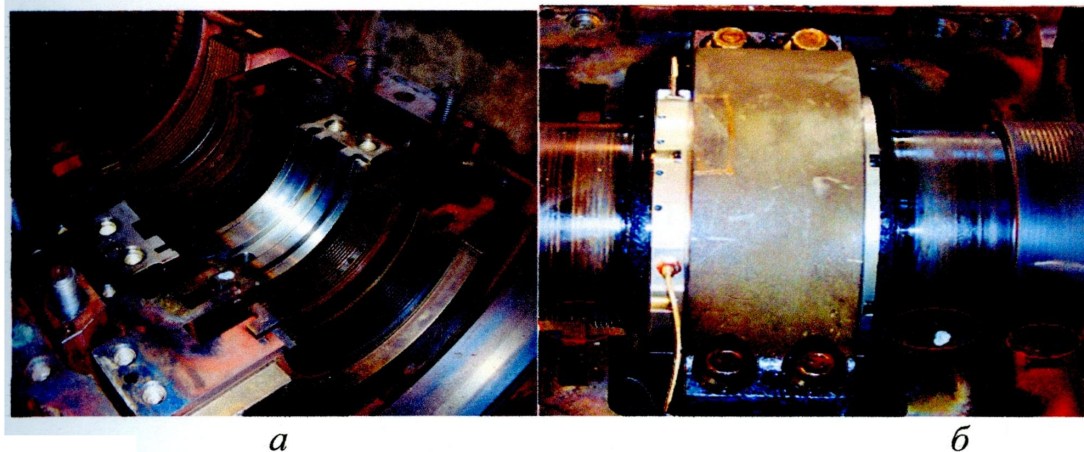


Рис. 1.2. Лабиринтные уплотнения ГПА

- a* – смонтированные на турбине;
б – смонтированные на центробежном нагнетателе (ЦН)

Ступенчатые уплотнения лабиринта использовались экстенсивно как уплотнения турбинного воздуха между ступенями. Утечки сквозь наклонные и ступенчатые лабиринты почти на 40 % выше, чем сквозь прямые лабиринты в тех же условиях. Преимущества, проявляющиеся при работе ступенчатых лабиринтов, уравновешены недостатками их конструкции, а именно: технология их изготовления сложнее, а вследствие особенности

конструкции такие уплотнения занимают много места в радиальном направлении и могут создавать нежелательную осевую нагрузку на вал.

Газовые уплотнения требуют использования системы, поставляющей герметизирующий газ как уплотняющий и рабочий флюид для подачи в зазор. Эти газовые системы уплотнения обычно снабжены дополнительным компрессором и установлены совместно с основным компрессором. Существует два основных типа газовых систем уплотнения – система разности давления и управления потоками. Системы разности давления управляют поступлением газа к уплотнению с помощью распределительного клапана дифференциального давления путем регулирования потока газа с целью достижения давления predetermined величины, значение которого всегда выше уплотняющего давления и обычно равно 0,7 МПа.

Рабочий промежуток между первичными и сопутствующими газовыми кольцами уплотнения составляют обычно приблизительно 3 - 4 микрона (или 1/20-ую диаметра человеческого волоса) [30,31]. Попадание постороннего материала (твердая частица или жидкость) в этот очень узкий рабочий промежуток уплотнения может вызвать повреждение последнего (чрезмерная газовая утечка на сброс) или его отказ. Посторонний материал в пределах рабочего промежутка уплотнения приводит к увеличению сил среза между первичными и сопутствующими кольцами. Компоненты уплотнения при этом перегреваются, что приводит к механическому отказу уплотнения (например, повреждение уплотнительных колец, образование трещин в местах соединительных колец и т.д.).

Можно выделить три основные источники газового загрязнения уплотнения [32]:

- перекачиваемый газ (с внутренней стороны или со стороны высокого давления уплотнения);
- смазка подшипников (с внешней стороны или со стороны низкого давления уплотнения);
- уплотнительный газ (нагнетаемый непосредственно в уплотнение).

Загрязнение от перекачиваемого газа может произойти, когда величина давления газа недостаточна для преодоления давления сжатия, что приводит к непосредственному его контактированию с поверхностями колец уплотнения. При этом загрязнители, входящие в составе перекачиваемого газа, могут повредить уплотнение.

Загрязнение от смазки подшипников. На внешней стороне газового уплотнения имеется барьерный элемент между газовым уплотнением и областью корпуса подшипника компрессора. Это уплотнение обычно буферизуется воздухом или азотом. Первичная функция уплотнительного барьера - предотвратить проникновение потока смазки подшипника или нефтяного тумана в газовое уплотнение. Загрязнение газового уплотнения в этом случае происходит, когда барьерное уплотнение не в состоянии функционировать, как это предназначено проектом.

Загрязнение уплотнительным газом. Такое загрязнение происходит, когда герметизирующий газ должным образом не очищают перед подачей в газовое уплотнение. Существуют строгие требования к качеству уплотнительного газа. Как правило, герметизирующий газ должен быть сухим и отфильтрованным от частиц диаметром от 3 мкм. С этой целью в газовой системе уплотнения обычно используют фильтры.

Причиной выхода из строя данных уплотнений является разрушение лабиринтных ножей или "гребней", их износ или засаливание канавок. Результатом выхода из строя уплотнения "масло-газ" является высокий расход масла, которое вместе с транспортирующим газом попадает в газопровод.

Все три типа загрязнения, описанные выше, учитывают влияние конструктивных особенностей газового уплотнения, а также влияние окружающей среды, пригодность поставляемого газа для уплотнения с тем, чтобы обеспечить все эксплуатационные режимы, как операционные, так и на обслуживание компрессора или системы газового уплотнения. Существуют различные конструкторские, эксплуатационные и ремонтные

подходы, которые могут быть применены для уменьшения перетекания газа, загрязнения уплотнений и увеличения надежности газовых уплотнений с целью обеспечения нормальных условий их работы.

1.3. Обзор литературных источников по вопросу надежности газоперекачивающих агрегатов и контролю их вибросостояния

1.3.1. Надежность газоперекачивающих агрегатов

Газотранспортная система Украины относится к стареющим системам энергетики, в составе которой насчитывается около 40% газоперекачивающих агрегатов, работающих свыше 15...25 лет. В связи с недостаточной эффективностью и надежностью компрессорного оборудования ГТС возникает задача реконструкции компрессорных станций на основе современного технологического оборудования.

Как показывает опыт многих КС, агрегаты типа ГПА-Ц и ГТК-10 при правильной организации работы имеют значительные резервы для повышения надежности газопроводов. В частности, по данным "Оргэнергогаза" на лучших КС газопровода Уренгой-Ужгород наработка на отказ агрегатов типа ГПА-Ц-16 в 1988 году составила от 11137 до 12596 часов [33].

Анализ уровня надежности агрегатов типа ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16, выполненный на основе математической обработки усеченных наработок до отказа основных элементов ГПА (метод Агапова), подтверждает, что уровень надежности ГПА на КС РАО "Газпром" систематически увеличивается.

Благодаря особенностям конструкции блочно-контейнерных агрегатов типа ГПА-Ц реконструкция КС Украины возможна по двум схемам:

- применение блоков-модулей отдельных систем агрегатов типа ГПА-Ц для замены устаревшего оборудования действующих КС. Такой подход позволяет заменять приводы, компрессоры, теплообменники и другое

оборудование, существенно влияющее на технико-экономические показатели КС. При этом могут быть использованы имеющиеся здания и часть оборудования действующих КС.

- применение ГПА полной заводской готовности с размещением их на новой площадке, находящейся рядом с эксплуатируемой КС. Положительной особенностью такого подхода является возможность реконструкции КС без остановки действующей ГТС.

Выбор варианта реконструкции должен быть технически и экономически обоснован с учетом особенностей режимов работы станции.

Существенное влияние на обеспечение надежной работы реконструированных КС оказывают следующие факторы:

- организация эксплуатации ГПА на основе системы сервисного обслуживания с участием специалистов завода-изготовителя;
- качественное изготовление оборудования и своевременная поставка запасных частей;
- применение средств технического диагностирования для своевременного выполнения профилактических работ, обеспечивающих надежную работу ГПА;
- внедрение технических решений и конструктивных мероприятий в процессе эксплуатации, обеспечивающих усовершенствование конструкций отдельных систем;
- повышение уровня автоматизации;
- снижение стоимости эксплуатации КС.

Комплексный подход к решению вопросов повышения надежности оборудования КС обеспечивает существенный экономический эффект при эксплуатации ГТС.

1.3.2. Выбор резерва ГПА на компрессорной станции

В условиях эксплуатации для исследуемого участка газопровода СКЦ при значительных изменениях параметров газотранспортной системы относительно проектных целесообразно определить необходимое расчетное число установленных машин с учетом фактических показателей надежности работающих ГПА [34]:

$$N_{ур} = N \left(2 - \frac{K_1}{K_2} \right), \quad (1.1)$$

где N - число работающих агрегатов;

K_1 - коэффициент, учитывающий продолжительность остановок агрегатов из-за вынужденного простоя $t_{вп}$,

$$K_1 = 1 - t_{вп} - t_k, \quad (1.2)$$

где K_2 - коэффициент, учитывающий время проведения регламентированного обслуживания $t_{ппр}$ (в настоящее время это в основном планово-предупредительный ремонт (ППР));

$$K_2 = 1 - \frac{t_{ппр}}{t_k}, \quad (1.3)$$

где t_k - календарное время работы ГПА за отчетный период;

$t_{ппр}$ - время проведения планово-предупредительного ремонта.

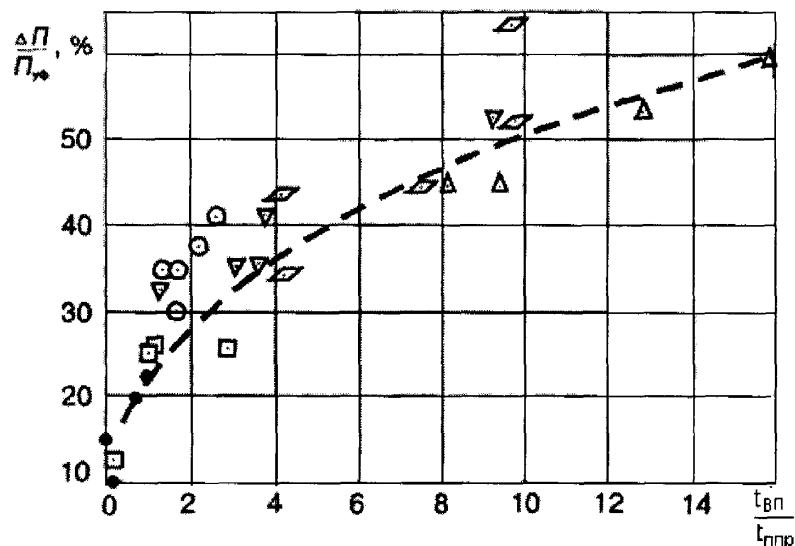


Рис.1.3. Изменение отношения условно высвобожденных ГПА к установленным в зависимости от отношения времени вынужденного простоя ко времени регламентированного технического обслуживания [34]:

- - ГТК-10И; □ - ГПА-Ц-6,3 - КС в Новопскове; Δ - ГПА-Ц-6,3 - в Луганске;
- ▼ - ГПА-Ц-6,3 - КС в Аксае; ◇ - ГПА-Ц-6,3 - по всем предприятиям; ○ - по всему парку агрегатов

Зависимость показателей надежности, связанных с временем вынужденных простоев, ППР и объемом резервных мощностей, полученная в результате обработки данных о работе агрегатов в условиях эксплуатации, имеет следующий вид:

$$\frac{P_{ур} - P_{уф}}{P_{ур}} = A \left(\frac{t_{вп}}{t_{ппр}} \right)^B, \quad (1.4)$$

где A, B - числовые коэффициенты, полученные в результате обработки данных о работе агрегата в условиях эксплуатации;

$P_{уф}$ - учет фактических показателей надежности.

1.3.3. Повышение эффективности и надежности газотурбинных газоперекачивающих агрегатов

Системы дальнего транспорта газа предъявляют исключительно жесткие требования к надежности ГПА и оборудованию КС в целом [35]. Это связано с тем, что в системе, состоящей из протяженной последовательной цепочки из 10-40 работающих КС, существуют весьма ограниченные возможности для возмещения выведенных из работы мощностей на одной КС за счет их ввода на другой КС (особенно в режиме максимальной производительности). Поэтому уровень надежности ГПА определяет уровень их резерва на КС (оперативного и ремонтного).

Современные требования [36,37] к некоторым показателям надежности газотурбинных агрегатов составляют не менее: коэффициент готовности - 0,975; коэффициент технического использования - 0,92-0,94; наработка на отказ - 3000 ч; коэффициент надежности пусков - 0,95; средние ресурсы между средними, капитальными ремонтами (КР) и до описания - соответственно 12, 25 и 100 тыс.ч.

Многолетний опыт освоения новых типов газотурбинных ГПА показывает, что стабилизация показателей надежности (например, коэффициентов готовности и технического использования) происходит не ранее, чем через 5-6 лет [35,40] (табл.1.4), поэтому доводка может осуществляться уже в эксплуатационных условиях на десятках (даже сотнях) агрегатов [19,40].

Основными путями повышения терминов отработки ГТУ являются развитие экспериментальной базы разработчиков, создание натуральных стендов на заводах-изготовителях и опытных КС, а также совершенствование методики комплексных испытаний опытных образцов.

Таблица 1.4

Время внеплановых и плановых ремонтов (в % от календарного) и число эксплуатируемых ГПА (К) в зависимости от срока эксплуатации

Тип ГПА	Показатели	Срок эксплуатации в годах				
		2	3	4	5	6
ГТК-10	К	3	17	27	43	100
	ВП	37	6	9,0	4,4	9,1
	ППР	3	21	6,0	7,2	7,4
ГПА-Ц-6,3	К	33	73	94	116	169
	ВП	23,8	17,8	4,1	3,1	0,9
	ППР	3,6	4,7	6,2	61,0	5,4

Из многолетнего опыта освоения новых типов ГТУ отечественного и зарубежного производства могут быть названы следующие конструктивные недостатки, приводившие к снижению показателей надежности [38]:

- недостаточная термопластичность деталей статора турбины;
- увеличение радиальных зазоров и снижение мощности на 15-20%;
- эрозионный износ лопаточных аппаратов компрессора и турбины в южных районах из-за недостаточной эффективности фильтров воздухозаборного устройства;
- появление торцевого биения дисков в процессе эксплуатации;
- вибрационные поломки лопаток осевых компрессоров (II и IV ступень ГТК-10, II и уд. ступень импортного агрегата ГТН-10И);
- разрушения элементов камер сгорания вибрационного характера (ГТН-6, ГТК-10);
- поломки рабочих лопаток турбины высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давления (ТВД ГТН-10И, ТНД ГТК-10);
- недостаточная стойкость направляющих лопаток из сплава КС 6К к влиянию высокотемпературной коррозии (ГТК-10);
- недостаточная термопластичность секций регенераторов (ГТ-700-5, ГТ-750-6, ГТК-10);

- появление утечек;
- низкая ремонтпригодность;
- досрочное снятие двигателя по проявлению вибрации;
- повреждение подшипников силовой турбины и др.;
- преждевременная замена двигателей ГПУ-10 (повышенная вибрация, выход из строя элементов камер сгорания и выхлопной системы и др.).

Перечень возможных неисправностей ГПА в процентном соотношении представлен в таблице 1.5 [2].

Таблица 1.5

Перечень эксплуатационных неисправностей ГПА компрессорных станций

№ п/п	Месторасположение неисправности	Число неисправностей от общего количества, %
1	Рабочие и направляющие лопатки осевого компрессора (ОК)	7,1
2	Направляющие и рабочие лопатки ТВД	9,4
3	Рабочие и направляющие лопатки ТНД	2,2
4	Ротор турбокомпрессора	1,8
5	Ротор ТНД	4,8
6	Ротор ЦБН	8,3
7	Рабочее колесо ЦБН	1,3
8	Вкладыши подшипников	32,3
9	Колодки подшипников	15,7
10	Уплотнения ЦБН	12,3
11	Элементы камеры сгорания	4,8

Для распознавания неисправностей необходимо все неисправные состояния соответствующим образом классифицировать и описать их признаки. Количество классов зависит от того, насколько достоверно и полно описаны все неисправные состояния, имеющие ясно выраженные признаки в виде характерного изменения параметров рабочего процесса.

Неисправности ГПА можно классифицировать по следующим признакам [18-20]:

- принадлежность к отдельным узлам;
- влияние на работоспособность:
 - а) неисправности, приводящие к снижению ресурса узлов и деталей;
 - б) неисправности, приводящие к изменению характеристик функционирования;
- диагностируемость:
 - а) неисправности, диагностические параметры которых определяются прямым измерением;
 - б) неисправности, оцениваемые по условиям, приводящим к их возникновению (определяются по косвенным признакам).

Анализ данных табл. 1.5 показывает, что основными узлами, на которых возникают наибольшее число неисправности, являются подшипники (48 %), уплотнения ЦБН (12,5 до 20 %), направляющие и рабочие лопатки ТВД и ротор нагнетателя. Причины и условия возникновения неисправностей этих узлов и деталей и их характер приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6

Характер и причины неисправностей основных узлов и деталей ГПА

Узлы и детали ГПА	Характер неисправностей	Условия возникновения неисправностей
Уплотнение «масло-газ»	Износ и разрушение	Абразивные частицы и повышенная температура масла; вибрация ротора
Подшипники	Износ, разрушение баббитовой заливки	Механические примеси и повышенная температура масла; вибрация ротора; уменьшение натягов вкладышей; осевые сдвиги роторов
Ротор нагнетателя	Риски, задиры на шейках и упорном диске	Механические примеси и высокая температура масла; вибрация и осевые сдвиги роторов

Разработаны программы работ по дальнейшему повышению надежности и технического уровня выпускаемых и эксплуатируемых ГПА. Для газотурбинных ГПА эти программы включают следующие мероприятия:

- обеспечение автономности по электроэнергии ГТК-10 (оснащение насосом уплотнительного масла с приводом от вала и оптическим преобразователем напряжения постоянного тока в переменный);
- мероприятия по повышению вибрационной надежности ГПА;
- повышение надежности противопомпажной защиты нагнетателей;
- повышение коррозионной стойкости сопловых лопаток ГТК-10 за счет использования защитных покрытий, наносимых разными методами [25];
- повышение надежности секций регенераторов (предупреждение термического растрескивания, улучшение ремонтпригодности конструкции и разработка технологии ремонта секций в условиях КС);
- увеличение долговечности внутренней теплоизоляции корпусов турбин;
- повышение надежности камер сгорания ГТК-10 (микрофакельных вертикальных, горизонтальных);
- комплекс работ по повышению надежности и продлению ресурса лопаточного аппарата осевых компрессоров и турбин;
- внедрение на агрегатах ГТК-10, ГТН-6 и ГПА-Ц-6,3 систем очистки (промывки) проточной части осевых компрессоров;
- оптимизация и автоматизация основных систем; проверка в длительной эксплуатации комплекса работ по повышению надежности агрегата ГТН-6 (сопловых лопаток, фронтального устройства, переходного патрубка и др.);
- повышение надежности опоры свободной турбины двигателя;
- повышения надежности систем уплотнения.

1.3.4. Учет надежности при определении остаточного ресурса газоперекачивающего агрегата

Ресурсы элементов газоперекачивающих агрегатов таких, как подшипники газовой турбины и ЦБН, газовые и масляные лабиринтные уплотнения, лопатки диска ТВД и ТНД, элементы камеры сгорания и осевого компрессора можно определить как наработку до критического состояния, в течение которого целесообразно и допустимо использовать агрегаты в конкретных условиях эксплуатации [39]. Критерий оценки остаточного ресурса определяется выполнением требований максимального эффекта в эксплуатации и обеспечением функционирования агрегатов с допустимым уровнем надежности. Таким образом, технико-экономическое содержание понятия ресурса ГПА требует учета многих факторов, в том числе физических, определяющих изменение свойств агрегатов во времени, и экономических, определяющих целесообразность дальнейшего увеличения ресурса в конкретных условиях эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Важным моментом при установлении ресурса является правильный учет связи ресурса и надежности. Критерии, характеризующие выполнение агрегатами основных функций, и эксплуатационные затраты будут определять эффективность системы установления ресурса. Величина ресурса до ремонта, в свою очередь, будет влиять на уровень надежности агрегатов. Многообразие и сложность связей, определяющих систему установления ресурса, превращается в сложную задачу объективного определения оптимального ресурса. На практике в зависимости от эксплуатационных факторов применяют различные подходы к установлению ресурса ГПА. На ранних этапах эксплуатации, когда суммарная наработка и, соответственно, надежность еще не велики, во многих случаях применяется система установления ресурса ГПА по ресурсу наиболее слабого элемента в самых напряженных условиях работы. Такая система называется системой установления фиксированных промежутков времени вне зависимости от

состояния агрегата. Экономически такая система не является оптимальной, но она позволяет контролировать состояние всех деталей агрегата после межремонтной наработки и принимать меры по повышению его надежности и ресурса. При дальнейшем наращивании ресурса агрегата по мере его освоения следует стремиться к использованию системы установления дифференцированного ресурса.

Вышеназванная система основывается на учете долговечности отдельных узлов и элементов агрегатов, влиянии на надежность конкретных условий эксплуатации, эффективности системы технического обслуживания, опыте обслуживающего персонала и др.

При дифференцированном ресурсе узлов обычно назначаются фиксированные сроки контроля наиболее слабых из них, к которым в большинстве случаев относятся элементы важной части ГПА (например, камеры сгорания) которые обязательно, или по необходимости заменяются.

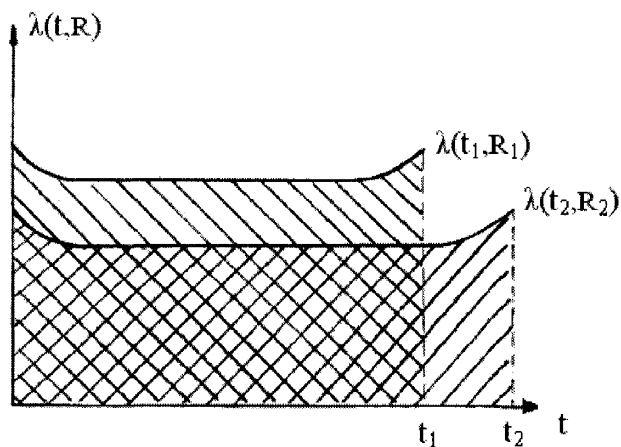


Рис 1.4. График установления величины ресурса [39]

Использование методики оценки эквивалентности режимов в разных условиях работы агрегатов позволяет решить вопрос определения ресурса любого агрегата по известным параметрам эксплуатации одного из них. Пусть в одних условиях работы (R_1) ГПА при его ресурсе t_1 вероятность работы без ремонта (или замены) по достижению критического состояния агрегата равна

$$\varphi_{ГПА}(t_1, R_1) = \exp \left[- \int_0^{t_1} \lambda(t, R) dt \right], \quad (1.5)$$

где $\lambda(t, R)$ - интенсивность отказов (рис.1.4) [39].

Если требуется сохранить в процентном соотношении вероятность работы без ремонта в других условиях эксплуатации агрегатов, необходимо обеспечить условие $\varphi_{ГПА}(t_1, R_1) = \varphi_{ГПА}(t_2, R_2)$

$$\text{Или } \lambda_{cp}(R_1)t_1 = \lambda_{cp}(R_2)t_2.$$

Здесь определяется величина ресурса t_2 в новых условиях эксплуатации агрегатов при известных данных $\lambda_{cp}(R_1)$, $\lambda_{cp}(R_2)$ и t_1 , где $\lambda_{cp}(R)$ - среднее значение интенсивности отказов оборудования.

Предельной формой дифференциации ресурса является эксплуатация по состоянию. При эксплуатации по состоянию и различных формах технического обслуживания замена элементов и ремонты, включая капитальные, проводятся в зависимости от физического состояния каждого агрегата. Следовательно, и ресурс каждого конкретного ГПА определяется по его фактическому состоянию. Эта форма эксплуатации обеспечивает максимальное использование агрегатов в зависимости от их конструктивных возможностей и применяется при больших величинах ресурса с индивидуальными сроками ремонта конкретных агрегатов.

1.3.5. Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов

Газоперекачивающие агрегаты и их узлы в процессе эксплуатации изнашиваются и стареют, что влияет на технические показатели агрегатов и вызывает необходимость их плановой или аварийной остановки для проведения ремонта. Техническая диагностика ГПА, в том числе вибродиагностика, позволяет определить техническое состояние агрегата или его узла по результатам аппаратурных измерений и прогнозировать наработку до текущего или капитального ремонта [7,41,42].

Одним из факторов, наиболее влияющих на состояния ГПА является его вибрация. Наиболее часто встречающимися причинами повышенной вибрации ГПА являются следующие [43]:

- разбалансировка ротора и промежуточных валов;
- неудовлетворительный предварительный холодный натяг линзового компенсатора выхлопного газохода;
- увеличенные расцентровки ротора турбины низкого давления (ТНД) с ротором центробежного нагнетателя и валом главного масляного насоса;
- отсутствие зазора, несоосность парных шпонок со шпоночным соединением турбогруппы;
- пониженная жесткость опорных систем ГТУ;
- нарушение горизонтальности укладки роторов;
- вибрация, обусловленная неуравновешенностью ротора ТВД, которая через раму-маслобак, опорные системы, валопровод передается на ТНД и нагнетатель.

Динамическая балансировка роторов ТВД на балансировочных станках в условиях компрессорных станций трудоемка, особенно для агрегатов, характеризующихся повышенными вибрациями узлов после монтажа. Как правило, роторы этих агрегатов показывают на балансировочных станках нестабильные амплитуды колебаний, которые в значительной степени зависят от температуры шеек, состояния смазочного слоя, температуры воздуха помещения, наличия сквозняков. Вероятно, немаловажную роль играет и качество сопряжения диска ТВД с компрессорной частью, поэтому имели место случаи повторной балансировки роторов ТВД в собственных подшипниках их агрегатов.

При уравнивании роторов ТНД, ЦБН и промежуточных валов особых трудностей не возникало. Длительная работа агрегатов с остаточными неуравновешенными массами вызывает интенсивный износ полумуфт сопрягаемых роторов, разрушение лопаточного аппарата,

ослабление крепежа и другие побочные явления, снижающие моторесурс агрегата.

Наиболее часто встречающиеся неисправности ГПА были распределены по укрупненным узлам: двигатель, нагнетатель, опорная система. На основании анализа были определены следующие неисправности:

- двигатель: искажение лопаточных решеток турбокомпрессора (ТК), дефекты и повреждения подшипников ТК и свободной турбины (СТ), дисбаланс ротора ТК, расцентровка ротора СТ и ротора нагнетателя, дисбаланс ротора СТ, перекос и ослабление крепления кожуха торсионного вала;
- нагнетатель: износ и ослабление натяга подшипников, газоабразивный износ рабочих колес нагнетателя и закладных и т.д.;
- опорная система: повреждение фундаментной рамы, повреждение подмоторной рамы, некачественная укладка двигателя, заклинивание опорных цапф, износ цапф и скользящих пальцев опорных узлов.

"Агрегат с повышенной вибрацией" - это агрегат, имеющей одно из следующих сочетаний вибрационных параметров: уровень виброскорости в какой-либо точке замера на двигателе или подмоторной раме превышает 30 мм/с; уровень виброскорости на крышках подшипниковых камер нагнетателя превышает 13 мм/с.

Анализ по опорной системе проведен отдельно для серийных (рычажных), модернизированных (балочных) и лафетных рам. Наименьший процент повышенной вибрации имеют лафетные рамы - 17,7%, что свидетельствует о перспективности их внедрения, по двум другим типам - соответственно 55,3 и 50,0%.

В целом по опорной системе (без разбивки по типам) 32,8% рам имеют повышенную вибрацию. При этом 44,2% неисправностей определяются производственными дефектами, связанными с изготовлением и монтажом; 55,8% - с эксплуатационными повреждениями, возникающими в процессе эксплуатации.

По двигателю: 36,6% двигателей, находящихся в эксплуатации, имеют повышенную вибрацию. Наиболее распространенные причины: искажение лопаточных решеток ТК, дисбаланс ротора СТ, дефекты и повреждения подшипников. 73,5% неисправностей определяются производственными причинами, 26,5% - эксплуатационными.

По нагнетателю: 23,3% нагнетателей имеют повышенную вибрацию. Основная неисправность - износ и ослабление натяга подшипников. 9,4% неисправностей определяется производственными причинами, 90,6% - эксплуатационными.

Анализ показал, что основное количество неисправностей определяется: по двигателю - производственными причинами; по нагнетателю - эксплуатационными; по опорной системе - обеими одновременно, с небольшим преобладанием эксплуатационных причин.

После останковки ГПА и вывода в ремонт на агрегате обнаруживаются следующие дефекты: забои и взрывы по кромкам силовой турбины; протечки масла; разрушения лабиринтных уплотнений; разрушение подшипников турбодетандера, линзового компенсатора и некоторые другие дефекты. Наиболее вероятными причинами таких место разрушений являются температурные смещения и повышенная вибрация.

На агрегате ГТН-25 вибрация в низкочастотной области имеет сравнительно высокий уровень. На двух подшипниках (из пяти исследуемых) имели место значения, превышающие уровни, устанавливаемые ГОСТ 21199-82 для энергетических машин. Поэтому актуальным является проведение исследований по выявлению причин вибрации ГПА, которые наиболее часто имеют место в условиях эксплуатации, и совершенствование проведения ремонтных работ.

Выявлен ряд источников высокочастотной вибрации, за которыми необходимо осуществлять контроль с целью поиска вибродиагностических параметров [44-46]. Имеется ряд интенсивных источников высокочастотной вибрации на частотах, близких к частоте 3,5 кГц, равной собственной частоте

вибропреобразователей контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331, что является, по-видимому, одной из причин ее неудовлетворительной работы, поэтому в качестве вибропреобразователей целесообразно использовать датчики с собственной частотой 20-40 кГц.

По полученной зависимости уровней вибрации от наработки агрегата и результатам статистической обработки аналогичных зависимостей для других агрегатов можно прогнозировать вибрационное состояние ГПА и использовать их для планирования ремонтных работ [47-61].

1.3.6. Порядок проведения диагностирования и виброконтроля газоперекачивающих агрегатов в условиях компрессорной станции

Систему виброконтроля и диагностирования включают перед пуском ГПА [62].

На период разгона турбин систему виброконтроля отключают от системы управления агрегатом, чтобы в моменты прохождения резонансных частот при разгоне рост вибрации не привел к подаче сигнала на остановку ГПА. При пуске постоянно ведут наблюдение за вибрационными характеристиками с помощью индикаторов и измерителя системы виброконтроля.

Если при запуске агрегата имели место недопустимо высокие уровни вибрации, которые не позволили вывести его на эксплуатационный режим, то перед его остановкой производится диагностирование. Анализ вибросигналов, проведенный с помощью системы диагностирования, позволит выяснить причины высокого уровня вибрации и определить мероприятия по их устранению.

Если пуск агрегата происходил штатно, и агрегат готов к эксплуатации, то он должен быть остановлен для резерва, либо включен в работу газопровода. И в том и другом случае целесообразно произвести диагностирование, результаты которого могут в дальнейшем использоваться для прогноза изменений технического состояния ГПА.

После ввода агрегата в работу, в случае стабильного вибрационного состояния ГПА, система виброконтроля включается в защиту по параметрам вибрации. В дальнейшем система виброконтроля непрерывно работает вместе с агрегатом. Диагностирование проводят регулярно - 1 раз в неделю, если не было выявления существенного уличения общего уровня вибрации. В случаях заметного роста вибрации и перед выводом в ремонт ГПА производится диагностирование, результаты которого используются для определения мероприятий по восстановлению работоспособности агрегата.

В эксплуатационных условиях система вибродиагностики должна постоянно находиться в рабочем состоянии. Кабели, соединяющие коммутатор с ПЭВМ и системой виброконтроля, должны быть подключены к соответствующим разъемам. Система виброконтроля должна непрерывно контролировать вибрационное состояние ГПА.

Перед проведением диагностирования необходимо включить питание на блоке коммутаторов, и с помощью кнопочного переключателя подключить к АЦП ПЭВМ систему виброконтроля выбранного агрегата. На ПЭВМ следует произвести запуск программы gtn25.exe [62].

После включения полуавтоматического режима система запрашивает номер канала. По этому запросу оператор должен ввести номер одного из 14 каналов. После указанных операций в ПЭВМ вводится вибрационный сигнал, и график его временной реализации появляется на экране ПЭВМ. С помощью клавиш управления курсором можно просматривать всю временную реализацию сигнала, а также выбрать участок сигнала для проведения спектрального анализа. После выбора участка сигнала и нажатия клавиши "ENTER" для выбранного участка сигнала вычисленный спектр выводится на экран. Оператор имеет возможность просмотреть спектр, определить уровни спектральных составляющих, частоты и другие характеристики. После нажатия клавиши "ENTER", осуществляется выход из критического режима, и на экране появляется запрос системы о возможности

ввода сигналов по другим каналам. Оператор имеет возможность ввести и проанализировать сигналы, поступающие по каждому из 14 каналов.

В автоматическом режиме система автоматически опрашивает последовательно все 14 каналов. По каждому из них определяются спектральные характеристики, а на экран выводятся основные вибрационные характеристики ГПА ГТН-25 и результаты диагностирования.

1.4. Постановка задач исследований

В процессе эксплуатации ГПА часто возникают отказы, что вызывает необходимость плановой или аварийной их остановки с целью проведения ремонта. Поэтому оценка технического состояния потенциально опасных элементов ГПА, базирующаяся на структурном анализе надежности ее компонентов и динамических методах контроля, является актуальной задачей. При этом особую роль играет правильный выбор информационных критериев идентификации неисправностей, одним из которых, несомненно важным, является вибрация подшипников турбины и нагнетателя, вызываемая их износом.

Вибродиагностика с высокой степенью достоверности позволяет определить техническое состояние агрегата и прогнозировать наработку до текущего ремонта, однако оценка ресурса ГПА по уровню их вибрационных характеристик до настоящего времени практически не проводилась.

Анализ причин отказов ГПА показал, что значительная их часть обусловлена износом и засорением лабиринтных уплотнений, поэтому их усовершенствование позволит повысить эффективность и надежность ГПА. С помощью параметрической оптимизации можно минимизировать затраты на проведение сложных экспериментальных исследований и выбрать их рациональные геометрические размеры ЛУ, однако в литературе практически отсутствуют данные по использованию современных компьютерных методов

(например, метода конечных элементов), позволяющих проведение оптимального выбора параметров ЛУ.

В условиях непрерывного роста эксплуатационных затрат наметилась тенденция к переходу от планового обслуживания ГПА природного газа к обслуживанию по их фактическому техническому состоянию, что требует разработки новых, адаптированных, более «гибких» методов проведения предупредительных ремонтов с учетом их стоимости.

Проведенный анализ литературы позволил выделить следующие нерешенные задачи:

1. Проанализировать факторы и параметры работы ГПА и выявить те из них, которые в результате износа механических деталей изменяются во времени. По этим показателям можно определить техническое состояние ГПА.
2. Разработать математическую модель с методом самоорганизации моделей, для определения зависимости наработки ГПА от факторов, характеризующих его техническое состояние с целью определения таких его состояний, как "предупреждение" и "остановка". По достижению последнего состояние ГПА детально обследуется и решается вопрос о необходимости его ремонта;
3. Проанализировать работы лабиринтных уплотнений ГПА путем параметрического трехмерного моделирования с использованием метода конечных элементов и составить программу управления геометрическими параметрами их конструкций.
4. Усовершенствовать лабиринтное уплотнение ГПА путем изменения геометрических размеров и формы уплотняющей части лабиринтных гребней с помощью параметрического трехмерного моделирования с использованием метода конечных элементов, что позволит снизить перетекание рабочей среды и, соответственно, её расход, уменьшить осевой сдвиг ротора, а также повысить работоспособность ГПА и увеличить межремонтные сроки его эксплуатации.

5. Проанализировать факторы, характеризующие эффективности эксплуатации ГПА, и по результатам обработки статистических данных, касающихся их остановок, уточнить периодичность их технического обслуживания по текущему техническому состоянию на основе анализа АВС и с использованием компьютерных баз данных. Это позволит определить наиболее соответствующий тип подготовки к ремонту и составить графики ремонтных работ ГПА с учетом фактических затрат на их проведение.

РАЗДЕЛ 2

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

2.1. Информационные показатели технического состояния газоперекачивающих агрегатов природного газа

Интенсивное развитие газовой промышленности, сопровождающееся ростом протяженности газопроводных систем и их размещение в труднодоступных районах, предъявляет повышенные требования к надежности газотранспортного оборудования и снижению эксплуатационных затрат. Техническое обслуживание газотранспортного оборудования компрессорных станций — это этап эксплуатации, включающий текущую и прогнозируемую оценки технического состояния ГПА и организацию на базе этих оценок технических и других мероприятий, направленных на поддержание его эффективности, надежности и готовности. Задача оценки и прогнозирования технического состояния должна быть составной частью ТО, определяющей все последующие мероприятия.

Многолетняя практика эксплуатации ГПА на компрессорных станциях показала, что в процессе эксплуатации в агрегатах с приводом от турбин стационарного типа возникает ряд определенных дефектов, влияющих на показатели их надежности. Эти дефекты вызывают основной поток отказов, создавая высокий уровень вибрации, что приводит к поломкам деталей и узлов агрегата.

Практическая возможность получения оценок технического состояния позволяет обеспечить: остановку агрегата только по необходимости (если результаты оценки требуют этого); замену узлов и деталей только при достижении критической стадии износа; слежение за динамикой изменения технического состояния, позволяющее в принципе исключить возможность

аварий любого вида (из числа контролируемых). При этом минимизируются суммарные производственные затраты, а также появляется возможность прогнозировать границу рентабельности ремонтных работ, за которой проведение этих работ становится убыточным.

На рис. 2.1 представлена схема контроля технического состояния ГПА (ГТК 10И) с указанием мест расположения датчиков для контроля вибрации.

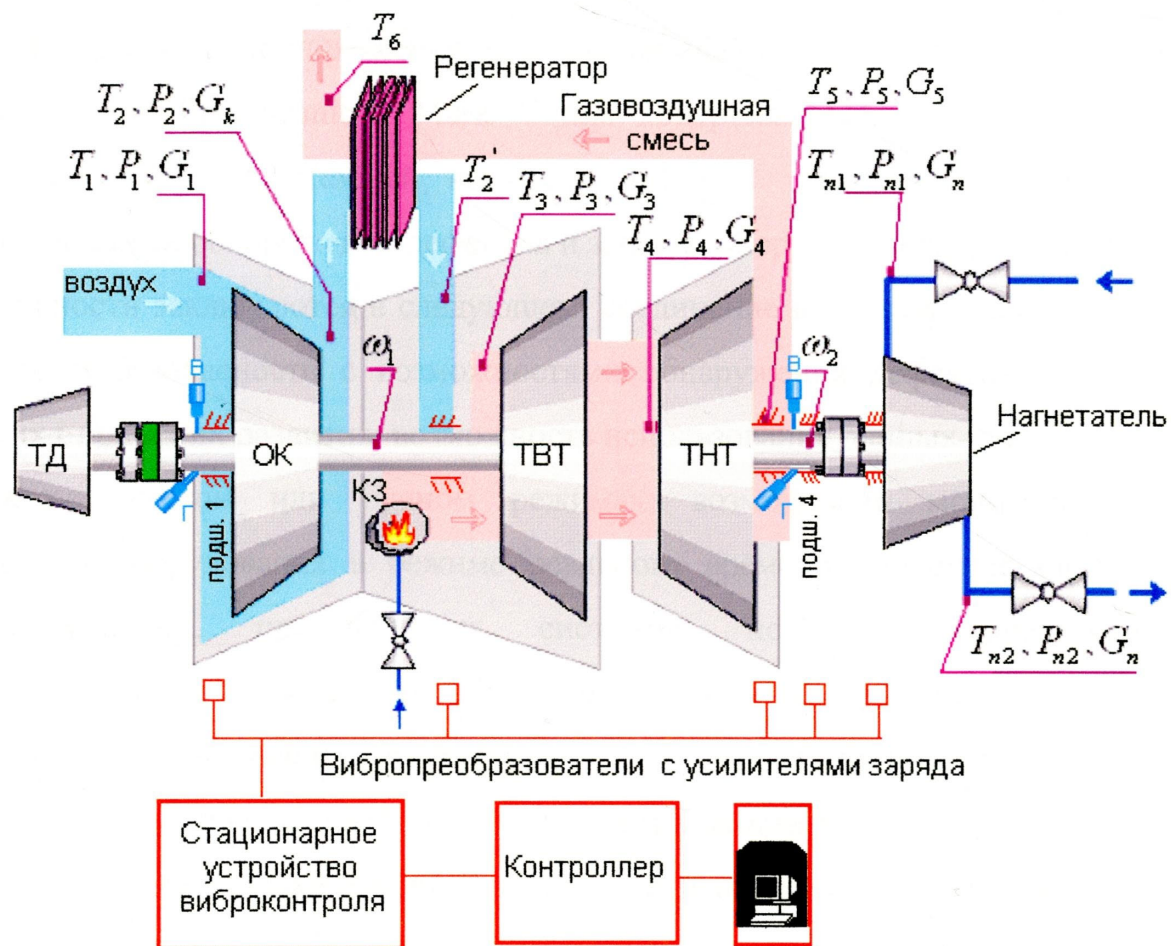


Рис. 2.1. Схема контроля технического состояния ГПА

Вибродиагностика ГПА проводится в два этапа. На первом этапе проверяется пригодность агрегатов к эксплуатации и принимается решение о переводе его в ремонт или эксплуатацию. На этом этапе реализуется первый уровень регламента измерений. При этом используется среднеквадратичное значение (СКЗ) вибрации (общий уровень). На втором этапе вибрационной

диагностики производится распознавание конкретного дефекта, а также прогнозирование его развития. Основным методом решения этой задачи является спектральный анализ вибрации с помощью специальной аппаратуры.

Для реализации поставленных задач обслуживания «по состоянию» на КС Хасси-рмель (Алжир) была использована автоматизированная система вибромониторинга и управления газоперекачивающего агрегата ГПА-10И комплекс GE SpeedtronicTM Mark V для контроля ГПА «human machine interface» (HMI). Системный комплекс «MarkV» обладает уникальными возможностями обнаружения дефектов и защиты оборудования. Его основные возможности заключаются в следующем: соединение в себе функций средств защиты и безопасности с возможностями обнаружения дефектов ГПА на ранних стадиях их развития; возможность использования данных, полученных в автоматическом или ручном режимах; возможность мониторинга состояния оборудования в режиме реального времени. Объем и характер виброизмерений, производимых системой, полностью определяется состоянием и режимом работы ГПА, в чем заключается принцип адаптивной стратегии мониторинга, гарантирующей на протяжении всего времени наблюдения достижения наибольшей чувствительности метода.

Структурной единицей измерительного комплекса является канал, в состав которого входят: вибропреобразователь, блок согласования и нормализации, контрольно-измерительный модуль. Контрольно-измерительный модуль собираются в контрольно-измерительном блоке на задней панели которого расположены разъемы для подключения блока согласования и нормализации, персонального компьютера, разъем блокировок и разъем питания. Датчики размещаются в точках, в которых наиболее четко прослеживаются вибрация основных элементов ГПА (рис. 2.1).

Полученная информация проходит несколько этапов обработки. СКЗ используются для индикации мгновенного вибрационного состояния ГПА и

формирования трендов, а спектры используются для проведения дефектации агрегата и выявления зарождающихся дефектов. Полученные СКЗ вибрации и другие показатели отображаются на мнемосхеме «HMI» с простой «Software» для комплекса «Mark V» (рис. 2.2).

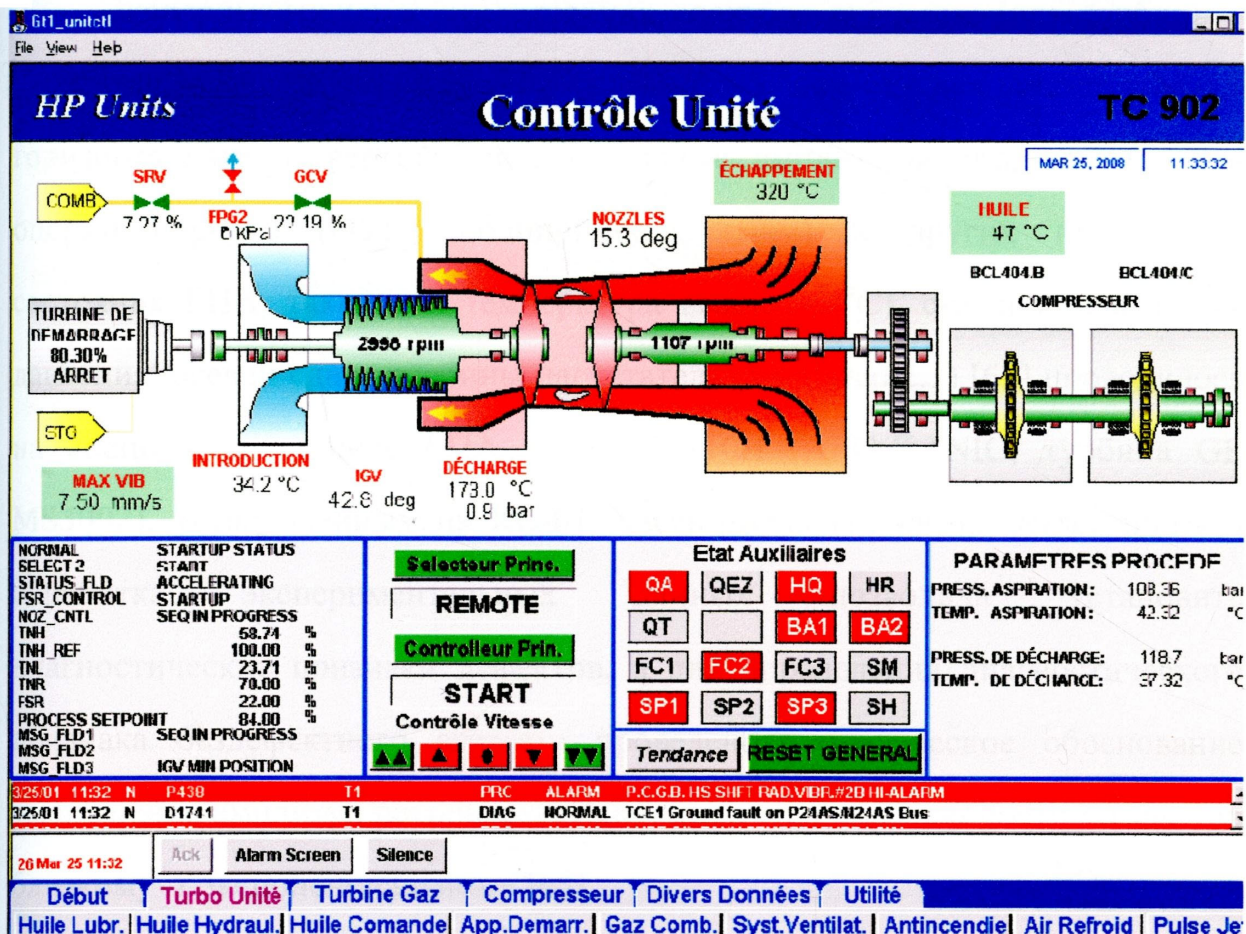


Рис. 2.2. Индикация показателей технического состояния ГПА на мнемосхеме агрегата

Исследование спектра вибрации стационарных газотурбинных ГПА обнаружило, что во всем исследуемом диапазоне частот от 20 до 2000 Гц наблюдается сплошной непрерывный спектр с дискретными выбросами на частотах, соответствующих расчетным. Уровни виброскорости дискретных частотных составляющих на 10-30 дБ превышают уровень непрерывного

спектра. Уровень непрерывного сплошного спектра принято считать акустическим шумом, а дискретные частотные составляющие роторных гармоник использовать для определения зависимости их уровня от наличия дефекта и степени его развития [62,64].

Экспериментальные исследования спектров вибрации (для турбины - виброскорость подшипников № 1 и № 4 (мм/с), для нагнетателя - горизонтальные и вертикальные составные амплитуды опорного (ОП) и опорно-упорного (ОУП) подшипников, (мкм) и других показателей состояния ГПА, таких как температура выхлопа ($^{\circ}\text{C}$), степень повышения давления, осевой сдвиг турбины нагнетателя (мм), (таб.2.1) [65] проводилось на специальном стенде ГПА типа ГТК-10И (AEG-KANIC, турбина GE MS3002), установленных на КС-01 Хасси-рмель (Алжир). Статистическая обработка экспериментальных данных позволила установить диагностические признаки дефектов, а для определения диагностического признака бездефектного агрегата проведено теоретическое обоснование уменьшения амплитуд роторных гармоник спектра виброскорости по закону, близкому к экспоненциальному [42].

В последнее время наметилась тенденция к переходу от планового обслуживания ГПА природного газа к обслуживанию по их техническому состоянию. Для этого следует выявить информационные показатели, по которым можно определить техническое состояние ГПА и построить математическую модель для определения таких его состояний, как "предупреждение" и "остановка". По достижению последнего состояния ГПА детально обследуется и решается вопрос о необходимости его ремонта.

В данном разделе решается первая часть задачи – выявление основных факторов, влияющих на техническое состояние ГПА. С этой целью каждые

2000 часов наработки определялись указанные показатели состояния ГПА. Обследование наземного механического технологического оборудования проводилось в соответствии с известными методиками [65,66]. По полученным экспериментальным данным были построены графики изменения информационных признаков в функции от времени наработки (рис. 2.3), анализ которых показал наличие у них определенного тренда.

Наиболее распространенным методом выявления тренда является аппроксимация данных многочленом невысокого порядка ($n \leq 3$) по методу наименьших квадратов (МНК) [67].

Если задан полином порядка n

$$y = a_0 + a_1u + a_2u^2 + \dots + a_nu^n \quad (2.1)$$

и имеем N данных ($N \geq n$), то параметры аппроксимирующего полинома вычисляют путем минимизации квадрата разностей заданной последовательности $\tilde{y}_1, \tilde{y}_2, \dots, \tilde{y}_N$ и значений многочлена при $u = u^{(1)}, u = u^{(2)}, \dots, u = u^{(N)}$. Эти значения обозначим как y_1, y_2, \dots, y_N . Тогда минимизация выражения

$$Y(\bar{a}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (\tilde{y}_i - y_i)^2 \quad (2.2)$$

позволяет определить параметры a_0, a_1, \dots, a_n полинома (2.1). Следует отметить, что в результате минимизации $Y(\bar{a})$ получают не действительные значения параметров полинома (2.1), а его оценки, которые являются случайными величинами. Это объясняется ограниченным числом данных, полученных в рамках экспериментального исследования.

Таблица 2.1

Техническое состояние ГПА каждые 2000 часов наработки

к	Дата	Температура выхлопа, °С	Вибрация турбины, мм/с		Вибрация нагнетателя, мкм						Осовой сдвиг, мм	Степень повышения давления	
			Подшипник № 1	Подшипник № 4	ОП		ОУП						
						горизонтальный	вертикальный	горизонтальный	вертикальный	горизонтальный	вертикальный		
1	06.05.2003	510	4,4	2,3	17	10	12	11	0,22	1,25			
2	28.12.2003	520	5,6	3,0	19	16	11	10	0,28	1,41			
3	05.05.2004	520	5,0	3,8	26	28	11	10	0,25	1,36			
4	14.10.2004	512	5,4	1,7	25	14	15	16	0,27	1,36			
5	06.06.2005	485	5,4	3,4	32	18	16	14	0,20	1,41			
6	21.01.2006	515	4,7	1,9	33	17	17	14	0,18	1,50			
7	07.12.2006	519	4,8	1,9	27	27	13	12	0,22	1,38			
8	04.06.2007	520	3,9	1,8	30	23	13	13	0,18	1,32			
9	07.02.2008	515	3,8	2,1	34	21	11	15	0,24	1,42			
10	01.04.2008	518	3,8	2,0	36	25	12	14	0,22	1,35			

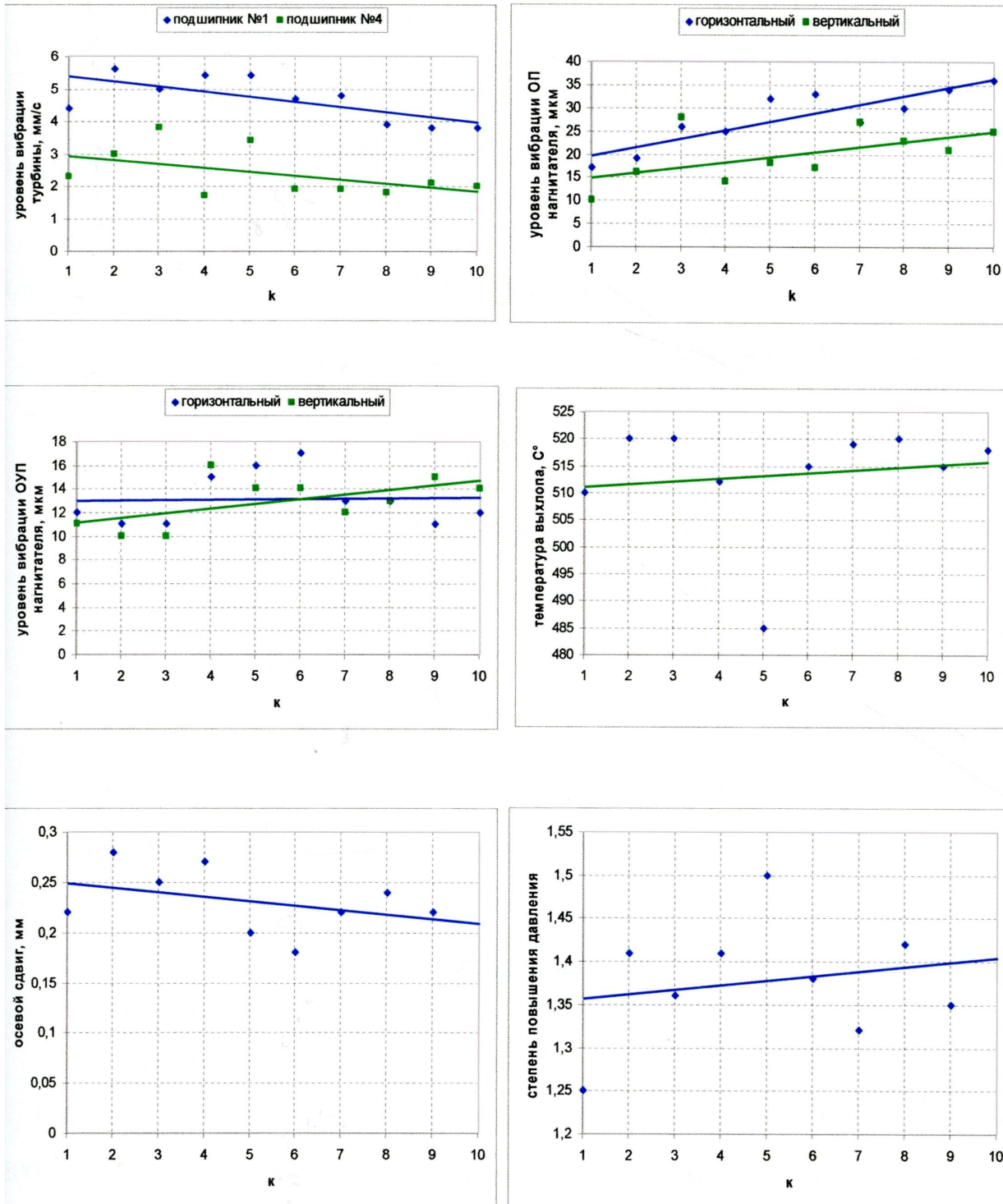


Рис. 2.3. Графики информационных признаков в функции от времени наработки:

к – экспериментальные точки, соответствующие времени 2000 ч

Минимизация выражения (2.1) приводит к такому результату [67]:

$$\bar{a} = CF^T \tilde{Y}, \quad (2.3)$$

где $\bar{a}^T = (a_0, a_1, \dots, a_n)$ – вектор оценок параметров полинома (2.1);

$C = M^{-1}$ – дисперсионная матрица, где $M = F^T F$ – матрица Фишера.

$$F = \begin{bmatrix} 1 & u^{(1)} & u^{(1)2} & \dots & u^{(1)n} \\ 1 & u^{(2)} & u^{(2)2} & \dots & u^{(2)n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & u^{(N)} & u^{(N)2} & \dots & u^{(N)n} \end{bmatrix} \text{ – матрица размера } N \times (n+1);$$

$\tilde{Y}^T = (\tilde{y}_1, \tilde{y}_2, \dots, \tilde{y}_N)$ – вектор данных;

T – символ операции транспортировки матриц.

В нашем случае был выбран полином первого порядка ($n = 1$):

$$y = a_0 + a_1 u, \quad (2.4)$$

где u – имеет содержание времени $t = k\Delta t$ (Δt – наработки ГПА каждые 2000 ч), а y – один из девяти информационных параметров ГПА (табл. 2.1).

В результате вычислений по формуле (2.3) определены параметры a_0 и a_1 регрессионной модели (2.4) (табл. 2.2). Анализ показывает, что целый ряд значений коэффициента a_1 приближается к нулю, поэтому возникает вопросы: на самом ли деле $a_1 = 0$, а его отличие от нуля является случайным?

В действительности ли выходные данные имеют тренд?

Выдвинем гипотезу $H_0: a_1 = 0$ и альтернативную гипотезу $H_1: a_1 \neq 0$.

Введем безразмерную величину t_{st} – статистику Стьюдента

$$t_{st} = \frac{a_1 - \mu_0}{S_{a_1}},$$

где $\mu_0 = M[a_1]$ – математическое ожидание случайной величины a_1 ;

$S_{a_1}^2$ – оценка дисперсии случайной величины a_1 .

Дисперсия $S_{a_1}^2$ вычисляется по формуле [68]:

$$S_{a_1}^2 = (c_{1,1})S_y^2,$$

где $c_{1,1}$ – диагональный элемент дисперсионной матрицы C ;

$$S_y^2 = \frac{1}{N-2} \sum_{j=0}^{N-1} (\tilde{y}_j - y_j)^2 - \text{дисперсия исходной величины.}$$

Если выполняется условие $|a_1| < t_{1-\alpha/2} S_{a_1}$, (где $t_{1-\alpha/2}$ – степеней свободы статистика Стьюдента), то гипотеза H_0 принимается.

Результаты вычислений, приведенные в табл. 2.2, показывают, что имеет место как гипотеза H_0 , так и альтернативная гипотеза H_1 . Здесь могут иметь место два случая.

Во-первых, может иметь место ошибка второго типа, когда гипотеза H_0 отбрасывается, хотя в действительности именно она является верной. Такие ошибки возникают, когда объем выборки ограничен. Пусть β – вероятность

Таблица 2.2

Анализ технического состояния агрегата (каждые 2000 часов наработки)

Показатели технического состояния ГПА			Параметры регрессии		Гипотеза H_0 ($a_1 = 0$)	
			a_0	a_1		
Температура выхлопа			510,4667	0,5333	Принимается	
Вибрация, мм/с, мкм	Турбина	подшипник № 1	5,5467	-0,1576	Не принимается	
		подшипник № 4	3,0533	-0,1206	Принимается	
	Нагнетатель,	ОП	горизонтальная	17,8	1,8364	Не принимается
			вертикальная	13,8	1,1091	Не принимается
	ОУП	горизонтальная	12,9333	0,0303	Принимается	
		вертикальная	10,7333	0,3939	Не принимается	
Осовой сдвиг			0,2527	-0,0048	Принимается	
Степень повышения давления			1,348	0,0054	Принимается	

ошибки второго типа, тогда при любом размере выборки N вероятность ошибки первого типа можно сделать достаточно малой за счет уменьшения уровня доверия α . Однако при этом растет вероятность β ошибки второго типа. Единственным способом позволяющим одновременно уменьшить α и β – увеличения размера выборки N [67].

Во-вторых, в течение указанного промежутка времени действительно имел место тренд, и информационный параметр в среднем увеличивался (уменьшался), но такое увеличение (уменьшение) может быть незначительным и им можно пренебречь. Для оценки возможных диапазонов изменения \hat{y} во времени построим доверительный интервал для линии регрессии (2.4).

Верхний и нижний пределы доверительного интервала вычисляем по формулам [68]:

$$U_i = Y_i + t_{1-\alpha/2} S_i, \quad (2.5)$$

$$L_i = Y_i - t_{1-\alpha/2} S_i, \quad (2.6)$$

где

$$S_i^2 = S_y^2 \left[\frac{1}{N} + \frac{(t_i - t_c)^2}{\sum_{j=0}^{N-1} (t_j - t_c)^2} \right]; \quad t_c = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=0}^{N-1} t_j.$$

Для информационных параметров, перечень которых приведен в табл. 2.2, уровень доверия $\alpha = 0,1$. Как пример анализа одного из информационных показателей рассмотрим горизонтальную составляющую вибрации опорного подшипника нагнетателя. В соответствии с формулой (2.3) были найдены коэффициенты модели (2.4) $a_0 = 17,8$, $a_1 = 1,8364$ (в среде MatLab создана алгоритм расчета см. приложение А.1). Так как проверяется гипотеза $a_1 = 0$, то $\mu_0 = M[a_1] = 0$, находим $S_{a_1}^2 = 0,35396$, а для уровня доверия $\alpha = 0,1$ и $N - 2$ степеней свободы статистика Стьюдента $t_{1-\alpha/2} = 1,8595$. Так как $a_1 = 1,8364$ и $t_{1-\alpha/2} S_{a_1} = 0,6582$, то имеет место неравенство $|a_1| > t_{1-\alpha/2} S_{a_1}$ и принимается альтернативная гипотеза H_1 ($a_1 \neq 0$). Детальные результаты анализа показаны на рис. 2.4.

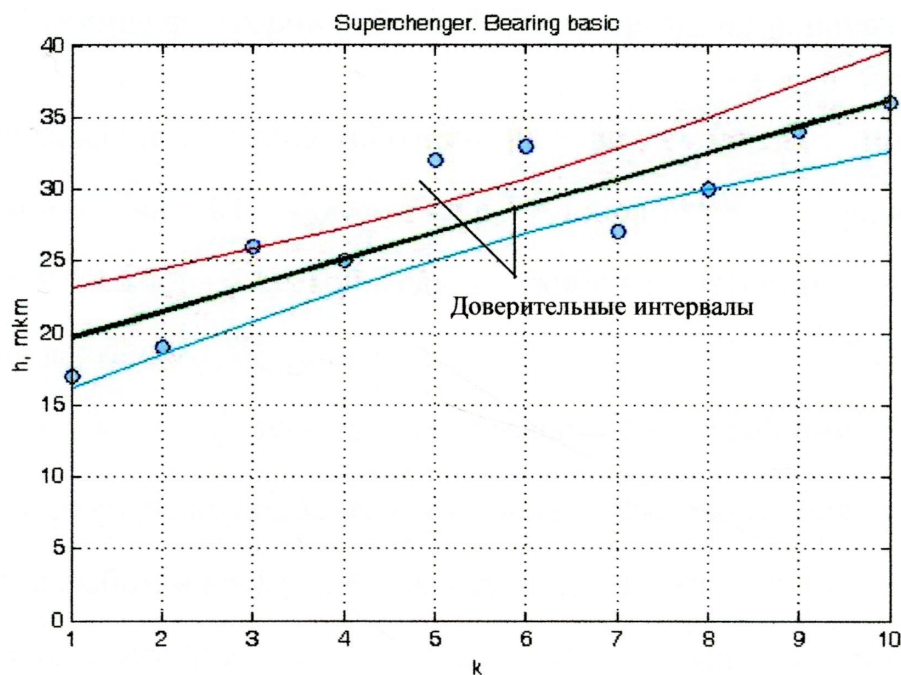


Рис. 2.4. Изменение во времени вибрационного состояния опорного подшипника нагнетателя (горизонтальная составляющая вибрации)

Таким образом, статистический анализ информационных показателей показал, что часть из них не изменяется во времени и не влияет на техническое состояние ГПА. Другая часть изменяется во времени в результате износа механических деталей ГПА, что может привести к необходимости остановки агрегата для его последующего ремонта. Полученные результаты будут использованы для разработки метода прогнозирования технического состояния ГПА, что позволит перейти от планового его обслуживания к обслуживанию по техническому состоянию.

2.2. Влияние факторов работы ГПА на время их наработки

Исследование спектров вибрации проводилось на ГПА типа ГТК-10И, установленных на КС Хасси-рмель. Дополнительно фиксировались: температура выхлопа, осевой сдвиг турбины нагнетателя и степень повышения давления природного газа.

Задача состоит в определении зависимости наработки ГПА (T_w) от факторов, характеризующих его техническое состояние. Для этого каждые 2000 часов наработки кроме трех вышеуказанных показателей, определялось вибрационное состояние агрегата (табл. 2.1): для турбины - виброскорость подшипников № 1 и № 4, мм/с, для нагнетателя - горизонтальные и вертикальные составные амплитуды ОП и ОУП, мкм.

Результаты статистического анализа показали, что только часть из них влияет на величину T_w [42], например, виброскорость подшипника № 1 - v_h , горизонтальные (a_h) и вертикальные (a_v) составляющие амплитуды ОП и вертикальная составляющая (A_h) амплитуды ОУП. Следовательно, будем искать зависимость

$$T_w = f(v_h, a_h, a_v, A_h). \quad (2.7)$$

Задача состоит в том, чтобы по результатам экспериментального исследования идентифицировать зависимость (2.7), которую можно подать как функциональную зависимость между известным набором факторов $\bar{x}^T = (v_h, a_h, a_v, A_h)$ и величиной $T_w = f(\bar{x})$.

В действительности величина T_w искажается препятствием e . Поэтому наблюдению доступна другая функция $\hat{T}_w = \hat{f}(\bar{x}, e)$. Как правило, допускают,

что препятствие \bar{e} является аддитивным по отношению к T_w , то есть

$$\hat{T}_w = \hat{f}(\bar{x}) + e.$$

Таким образом, задачей идентификации является определение зависимости $\hat{f}(\bar{x})$ при условии воздействия на исследуемый объект (ГПА) препятствий, статистические характеристики которых, как правило, неизвестны.

Проблема определения зависимости может быть решена двумя путями. Первый из них предусматривает вывод зависимости $\hat{f}(\bar{x})$ из теоретических рассуждений с точностью до определенного числа неизвестных параметров. В виду большой сложности характера зависимости (2.7) получение ее аналитическим путем является маловероятным.

В основании второго пути лежит экспериментальный подход. В этом случае для построения математической модели должны быть использованы сведения об объекте исследования, по которым можно было бы сделать вывод об адекватности модели. Задача нахождения приближения (аппроксимации) экспериментальных данных к некоторой функции носит название задачи идентификации, а модель (2.7), полученная в процессе решения этой задачи, является эмпирической моделью.

Как правило, результатом решения поставленной задачи является регрессионная модель, недостатком которой является то, что структура модели выбирается произвольно. Коэффициенты модели рассчитываются по МНК. Такой критерий аппроксимации результатов эксперимента полиномиальной зависимостью (регрессионной моделью) носит название [69] внутреннего критерия. Выбор внутреннего критерия приводит к ошибочному результату: чем сложнее модель – тем она точнее. Сложность полиномиальной модели оценивается числом и максимальной степенью

слагаемых. Полученная таким образом математическая модель может достаточно точно описывать табличные данные эксперимента, но может давать и достаточно ошибочное представление как о структуре модели, так и о свойствах исследуемого объекта. Это объясняется неточностью исходных экспериментальных данных, так как на измеряемые значения факторов v_h , a_h , a_v и A_h налагается препятствие, в значительной степени искажающее искомую зависимость (2.7).

Альтернативой такому подходу к построению математических моделей является индуктивный метод моделирования [70], базирующийся на принципе самоорганизации и минимального объема априорной информации об объекте. В отличие от метода регрессионного анализа, индуктивный метод самоорганизации моделей базируется на внешних критериях, то есть при его определении используются новая информация – экспериментальные данные, которые раньше не использовались для синтеза модели. В соответствии с теоремой Геделя о необходимости внешнего дополнения только внешние критерии позволяют выбрать единственную модель оптимальной сложности. Структура модели оптимальной сложности соответствует минимуму внешнего критерия. Величину минимального значения критерия – глубину минимума - можно рассматривать как оценку качества моделирования и надежности модели [71].

Характерной особенностью индуктивного метода построения оптимальных моделей является то, что начальная выборка экспериментальных данных разбивается на три множества: A - учебное; B - проверочное и C - экзаменационное. Множество A служит для определения коэффициентов моделей. Выбор модели оптимальной сложности из множества возможных вариантов является неоднозначной и некорректной

задачей. Для того, чтобы получить однозначную модель, дополнительно формулируют внешние критерии как на множестве B , так и на множестве C . К таким критериям относят [68] критерий регулярности и критерий смещения (не противоречие) модели $n_{зм}^2$.

Критерий регулярности определяет среднеквадратическое отклонение на множестве B

$$\Delta^2(B) = \frac{\sum_{t \in N_B} (T_{w,t}^{(M)} - T_{w,t})^2}{\sum_{t \in N_B} T_{w,t}^2}, \quad (2.8)$$

где $T_{w,t}^{(M)}$ – экспериментальные значения величины T_w во множестве B .

$T_{w,t}$ – значение величины T_w , рассчитанной по модели оптимальной сложности;

t – номера точек отсчета T_w каждые 2000 часов наработки ГПА;

M – количество элементов (экспериментальных точек) множества B .

Критерий смещения определяют как среднеквадратическое отклонение выходов моделей $T_{w,t}^A$ и $T_{w,t}^B$, определенных на множествах A и B для всей выборки N

$$n_{зм}^2 = \frac{\sum_{t \in N} (T_{w,t}^A - T_{w,t}^B)^2}{\sum_{t \in N} T_{w,t}^2}. \quad (2.9)$$

В алгоритмах метода группового учета аргументов (МГУА) рекомендуют такое разделение данных наблюдений:

критерий регулярности – $N_A = 0,7N$; $N_B = 0,2N$; $N_C = 0,1N$;

критерий смещения – $N_A = 0,5N$; $N_B = 0,4N$; $N_C = 0,1N$.

При самоорганизации моделей используется некоторый генератор моделей-претендентов, определяющий структуры различной сложности. Самоорганизация (оценка по критериям) позволяет исключить соотношения и связи, являющиеся лишними или случайными. После исключения явно непригодных моделей другие оцениваются по критериям (2.8) или (2.9), в результате чего выбирается модель оптимальной сложности.

При реализации индуктивного метода моделирования считается, что модель (2.7) задана в виде зависимости полинома

$$T_w = \sum_{t=1}^N a_t \prod_{k=1}^r x_k^{\alpha_{kt}}, \quad \sum_{k=1}^r \alpha_{kt} \leq n \quad (2.10)$$

где a_t – коэффициенты модели, определяющиеся на множестве A ;

α_{kt} – степени аргументов, принимающие значение $0, 1, \dots, n$ и удовлетворяющие указанному ограничению;

r – количество аргументов модели (в нашем случае $r = 4$).

Число N членов полинома (2.10) определяется по следующей формуле [70]:

$$N = \frac{1}{r!} \prod_{k=1}^r (n+k).$$

Так как $\prod_{k=1}^r (n+k) = \frac{1 \cdot 2 \cdot \dots \cdot n \cdot (n+1) \cdot (n+2) \cdot \dots \cdot (n+r)}{n!} = \frac{(n+r)!}{n!}$, то

$$N = \frac{(n+r)!}{r!n!}. \quad (2.11)$$

Определение модели по алгоритму оптимальной сложности происходит в два этапа [72]. На первом этапе из полного набора моделей разной сложности по критерию регулярности или смещения выбирается k лучших структур. На втором этапе для k структур, отобранных на первом этапе, перечисляются коэффициенты по всей выборке экспериментальных данных. При этом определяется среднеквадратическая погрешность аппроксимации $\Delta(A+B)$ и экстраполяции $\Delta(C)$. Конечный выбор модели осуществляется самим исследователем путем сравнительного анализа структур полученных k моделей, среднеквадратических погрешностей $\Delta(A+B)$ и $\Delta(C)$.

В соответствии из табл. 2.1 количество экспериментальных точек $N_G = 10$. Так как был выбран критерий регулярности, то полученные данные наблюдений были разбиты на два множества: $N_A = 7$ и $N_B = 3$. Примем обозначение: $y = T_w$; $x_1 = v_h$; $x_2 = a_h$; $x_3 = a_v$; $x_4 = A_h$ и выберем модель (2.10), в которой $n \leq 2$. В результате получим:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_1^2 + a_6x_1x_2 + a_7x_2^2 + a_8x_1x_3 + a_9x_2x_3 + a_{10}x_3^2 + \\ + a_{11}x_1x_4 + a_{12}x_2x_4 + a_{13}x_3x_4 + a_{14}x_4^2. \quad (2.12)$$

Для построения модели оптимальной сложности был выбран критерий смещения, а количество моделей, подлежащих отбору, – три.

В среде MatLab создана программа, посредством которой получена зависимость (2.7) в виде полинома (2.12) (приложение А.2) [73]. Результат работы программы наглядно представлены в табл. 2.3 и на рис. 2.5.

Значение коэффициентов полинома (2.12)

Коэффициенты моделей	Модели оптимальной сложности		
	Первая модель	Вторая модель	Третья модель
a_0	-0.0753312	0.0410446	0.0505501
a_1	0.679601	0	0
a_2	1.08041	0	0
a_3	0.123268	0	0
a_4	-0.769022	0	0
a_5	-0.265478	0	0
a_6	0	0	0
a_7	0	0	0
a_8	-1.3184	0	0
a_9	-1.94017	0	0.398625
a_{10}	1.1254	0.187766	0
a_{11}	0	0	0
a_{12}	0	-0.0242062	0
a_{13}	2.0461	1.55785	1.20654
a_{14}	0.232751	0	0

Вычисление коэффициентов частичных моделей осуществлялось по методу наименьших квадратов. Для корректного решения такой задачи [74] необходимо, чтобы матрица Фишера была хорошо обусловлена. Как показали числовые расчеты, этого можно достичь, если входные и исходные величины объекта привести к безразмерному виду

$$x_{ij} = \frac{X_{ij} - X_{jmin}}{X_{jmax} - X_{jmin}}, \quad (2.13)$$

$$y_i = \frac{Y_i - Y_{min}}{Y_{max} - Y_{min}}, \quad (2.14)$$

где X_{ij} , $i = \overline{1, M}$ и $j = \overline{1, r}$ – один из величин v_h, a_h, a_v и A_h ;

$$X_{jmin} = \min_{1 \leq i \leq M} X_{ij}, \quad X_{jmax} = \max_{1 \leq i \leq M} X_{ij}, \quad Y_{min} = \min_{1 \leq i \leq M} Y_i, \quad Y_{max} = \max_{1 \leq i \leq M} Y_i;$$

M - число экспериментальных точек (длина массива).

В результате были получены три модели

первая модель –

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_1^2 + a_8x_1x_3 + a_9x_2x_3 + a_{10}x_3^2 + a_{13}x_3x_4 + a_{14}x_4^2, \quad (2.15)$$

вторая модель –

$$y = a_0 + a_{10}x_3^2 + a_{12}x_2x_4 + a_{13}x_3x_4, \quad (2.16)$$

третья модель –

$$y = a_a + a_9x_3^2 + a_{13}x_3x_4. \quad (2.17)$$

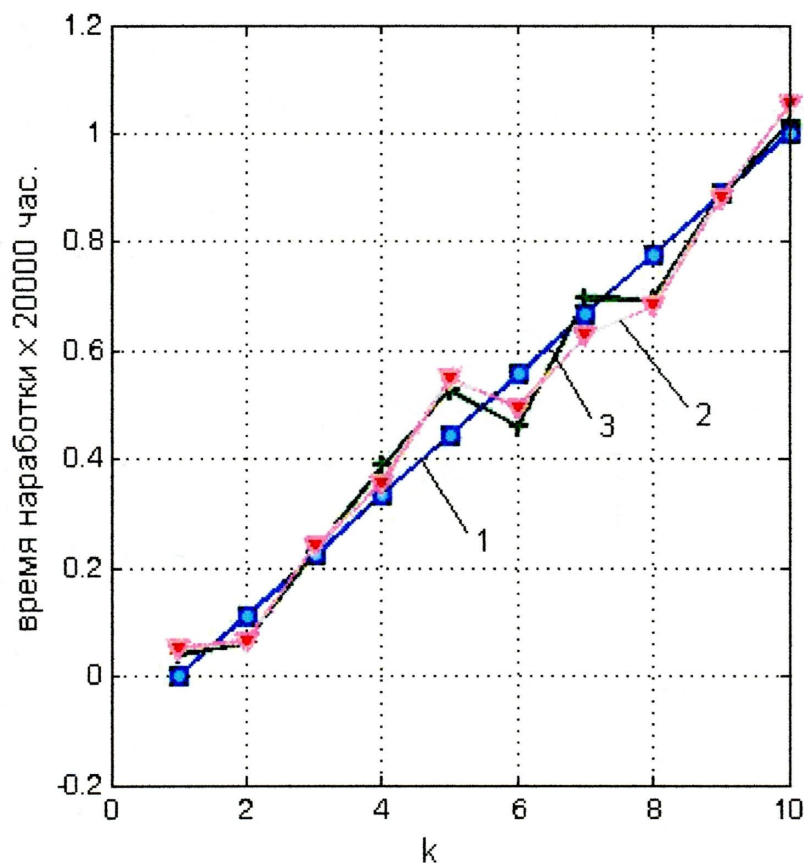


Рис. 2.5. Результаты проверки моделей на адекватность:

1 - первая модель, 2 - вторая модель, 3 - третья модель;
k – экспериментальные (измерительные) точки каждые 2000 ч

Критерий регулярности $\Delta^2(B)$ для каждой из трех моделей имеет такие значения:

для первой модели – $5,42983 \cdot 10^{-15}$;

для второй модели – 0,0943417;

для третьей модели – 0,0972551.

Анализ полученных результатов показывает, что точнее всего результаты эксперимента аппроксимирует зависимость (2.15). Ее график на рис. 2.3 обозначен цифрой "1".

Полученное уравнение позволяет по показателям вибрации (виброскорость подшипника № 1, горизонтальные и вертикальные составные амплитуды ОП и вертикальная составляющая амплитуды ОУП) прогнозировать значение времени наработки ГПА и, как следствие, определять его техническое состояние как "предупреждение" или как "остановка". Последнее обстоятельство открывает возможности для перехода от планового обслуживания ГПА к обслуживанию по его фактическому техническому состоянию.

Путем сравнения полученных зависимостей уровней вибрации от наработки агрегата, с результатами статистической обработки аналогичных зависимостей для других агрегатов можно прогнозировать вибрационное состояние ГПА и планировать проведение их ремонтных работ [15-18,41-45,75,76].

Исследование спектров вибрации проводилось нами на ГПА типа ГТК-10И (табл.2.1).

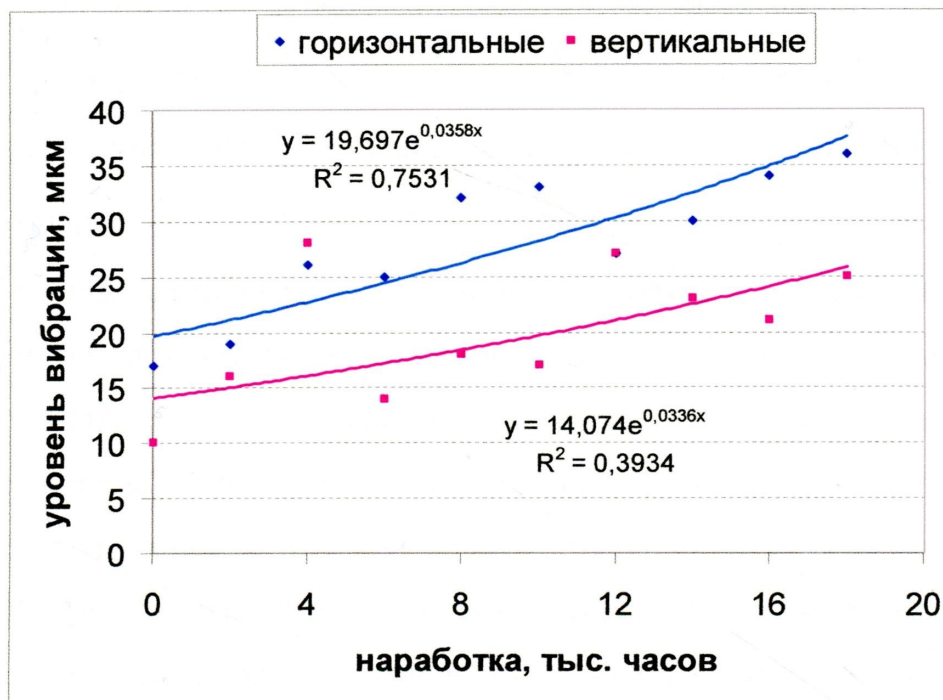


Рис. 2.6. Уровень горизонтальных и вертикальных вибраций опорного подшипника нагнетателя и уравнения регрессии, описывающие их

Полученные данные (рис.2.6) позволяют оценить предельное состояние подшипника нагнетателя ГПА и прогнозировать его ресурс. Например, предельными величинами амплитуд колебаний опорного подшипника являются уровни вибраций 65 мкм (предупредительная величина) и 75 мкм (предельная амплитуда, вынуждающая остановить агрегат). Тогда ресурс ГПА по уровню вибраций достигает: за 30 тыс. часов работы – 57,65 мкм, за 36 тыс. часов – 71,5 мкм, а при наработке более 37 тыс. часов необходимо остановить агрегат.

Выводы по разделу 2

1. Проведенный статистический анализ информационных показателей показал, что часть из них не изменяется во времени и не влияет на техническое состояние ГПА, а другая часть - изменяется во времени в результате износа механических деталей ГПА, что является причиной остановки агрегата и его последующего ремонта.

2. Методом самоорганизации моделей получено уравнение, которое позволяет по показателям вибрации прогнозировать значение времени наработки ГПА и, как следствие, определять его техническое состояние как "предупреждение", или как "остановка". Последнее обстоятельство открывает возможности для перехода от планового обслуживания ГПА к обслуживанию по его фактическому техническому состоянию.

3. Статистическая обработка экспериментальных данных, полученных для ГПА типа ГТК-10И, позволила установить диагностические признаки дефектов, вызывающих необходимость их плановой или аварийной остановки для выполнения ремонта.

По уровню горизонтальных и вертикальных вибраций опорного подшипника нагнетателя можно оценить предельное состояние подшипника нагнетателя ГПА, прогнозировать его наработку до текущего или капитального ремонта, что позволит перейти от планового обслуживания ГПА к обслуживанию по их техническому состоянию, а также организовать план поставок запасных частей.

РАЗДЕЛ 3

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ГПА

На сегодняшний день в нефтегазовой промышленности актуальным является вопрос повышения эффективности и экономичности работы ГПА за счет повышения коэффициента полезного действия отдельных узлов. Одним из путей, позволяющих повысить КПД двигателя и нагнетателя является сведение к минимуму паразитных утечек воздуха, газа и масла в компрессоре, турбине и в нагнетателе, для чего применяют различные типы уплотнений в системе охлаждения, суфлирования, смазки и т.п. [77,78]. В условиях высоких окружных скоростей и больших перепадов давления обычно используют лабиринтные уплотнения (ЛУ) [25].

3.1. Анализ работы лабиринтного уплотнения

Эффективность ЛУ зависит от величины радиального зазора, числа гребней и их конфигурации. Минимальная величина радиального зазора определяется технологией изготовления, радиальным перемещением ротора и зависит от прогрева статорных и роторных узлов.

Причиной выхода из строя данных уплотнений является разрушение лабиринтных гребней, их износ или засаливание канавок. Результатом выхода из строя уплотнения "масло-газ" является высокий расход масла, которое вместе с транспортирующим газом попадает в газопровод [79-81].

Постоянно пополняющееся разнообразие конструкций лабиринтных уплотнений свидетельствует о сложности разрешения заключенного в этом узле противоречия между требованиями экономичности (обеспечения минимальной протечки) и надежности (уменьшения опасности и облегчения последствий задеваний вращающихся элементов о неподвижные). С возрастанием единичной мощности оборудования выявилось еще одно

отрицательное качество уплотнений с радиальными зазорами - их расходная характеристика (рост протечки при увеличении зазора, что благоприятствует появлению поперечных аэродинамических сил, способствующих возникновению низкочастотной вибрации роторов) [82].

3.1.1. Механизм работы ЛУ

Механизм работы лабиринтных газовых уплотнений заключается в многократном дросселировании рабочей среды (рис. 3.1), протекающей через камеры и сужения с резко изменяющимися проходными сечениями. В сужающейся части щели происходит адиабатическое истечение, сопровождающееся увеличением скорости, а также падением давления и температуры потока. В камере скорость газа уменьшается и происходит диссипация кинетической энергии потока. При этом температура восстанавливается до первоначального значения. В последующих сужениях

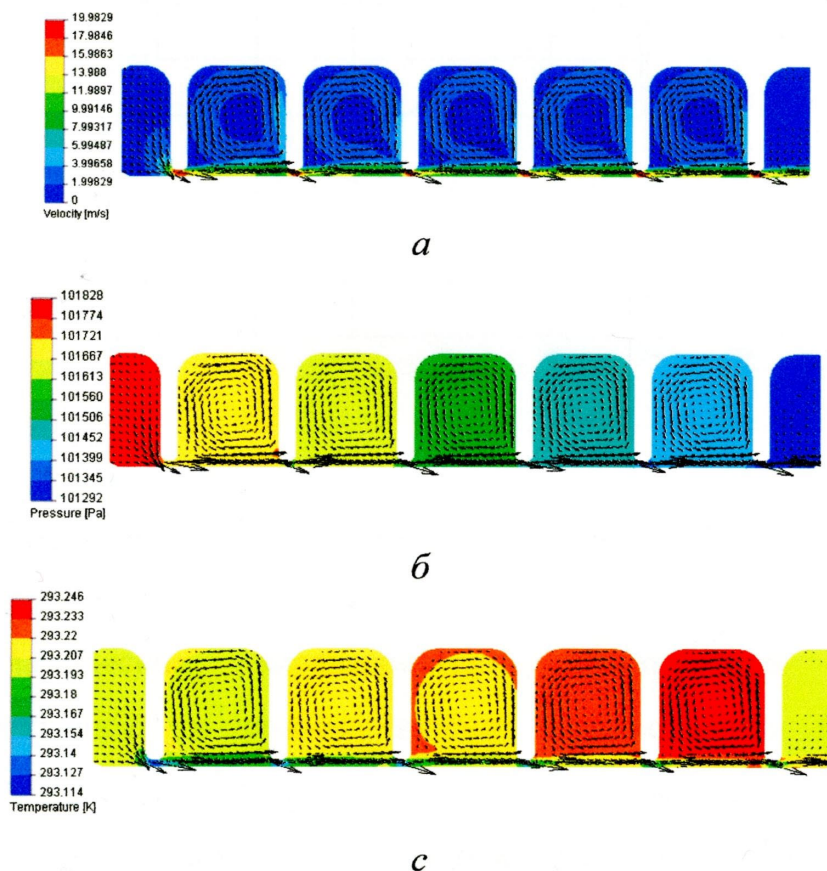
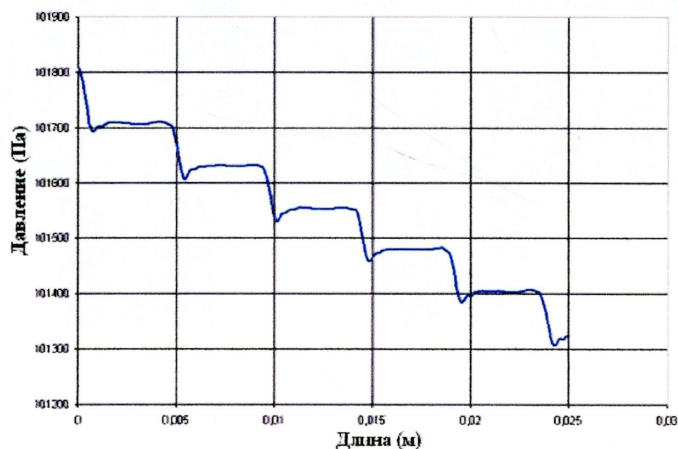
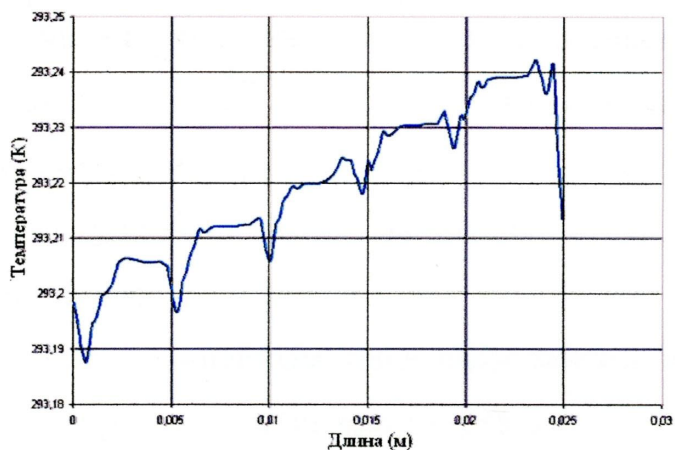


Рис. 3.1. Изменения физических параметров газа в лабиринтных уплотнениях:
a – скорость; *б* – давление; *с* – температура

и камерах процесс повторяется с той лишь разницей, что вследствие уменьшившейся плотности потока ρ скорость, а также падение давления и температура под гребнем увеличатся (рис.3.2) [31,83].



а



б

Рис. 3.2. Изменение давления и температуры под гребнем по длине ЛУ

Гидродинамические характеристики лабиринтных уплотнений существенно зависят от режима течения жидкости или газа в щели. Возможны ламинарный и турбулентный режимы течения, различие характера течения жидкости при которых приводит к различию законов сопротивления движению потока [80].

На рис. 3.3 показано лабиринтное уплотнение с выступами [29], проходя которые струя рабочей среды отклоняется на 90° и течет непосредственно в

сторону верхней стенки камеры. Далее, огибая камеру, струя течет вдоль второго канала, направляясь ко второму зазору.

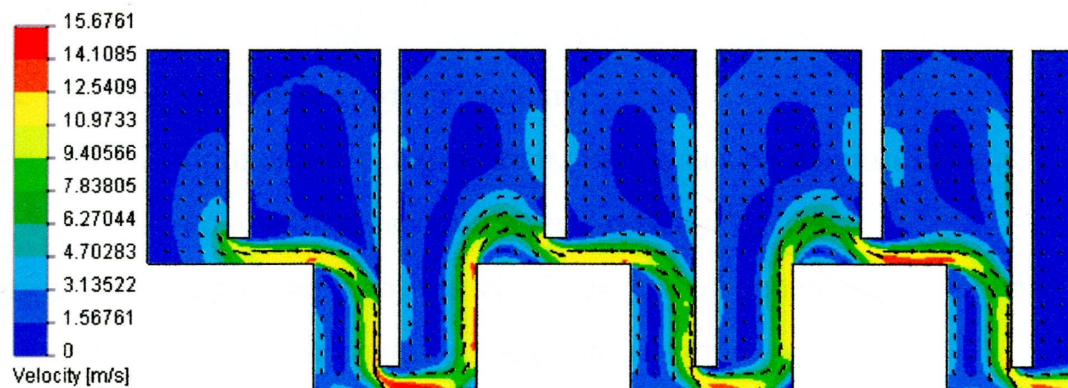


Рис. 3.3. Лабиринтное уплотнение с выступами

В камере лабиринта неподвижные массы из окружающего пространства увлекаются протекающей струей, вследствие чего возникает движение этих масс. При этом образуются вихревые области. Наличие выступов между гребнями лабиринта удлиняет путь свободной струи, что еще более способствует ее затуханию.

Лабиринты с непрямолинейным движением потока более эффективны, так как длина пути струи в них и, соответственно, сопротивление будут значительно больше, чем в лабиринтах с прямолинейным перетеканием потока, однако ЛУ без выступов проще в изготовлении, чем ЛУ с выступами.

3.1.2. Теория расчета перетекания среды в ЛУ

Для расчета перетекания рабочей среды через лабиринтные уплотнения и потери давления в них, используются известных формул А. Стодолы, Мартина, Дарси-Вейсбаха и др. [31,84,85]. При количестве зазоров $z \geq 3$ широко используется известная формула Стодолы [31], основанная на представлениях о полном гашении скорости в камерах и отсутствии сужения потока в зазорах, уподобляемых последовательному ряду сопел:

$$G = f \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}}, \quad (3.1)$$

где G — массовая протечка среды;

$f = \pi d \delta$ — проходное сечение кольцевого зазора δ диаметром d ;

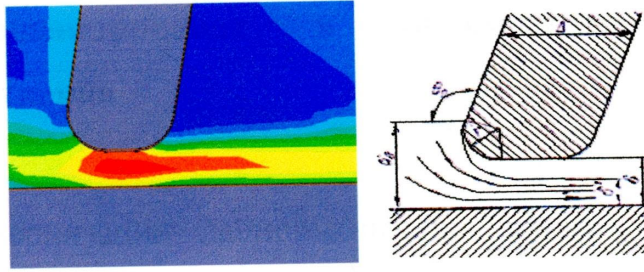
z — количество зазоров в уплотнении;

p_0 и v_0 — давление и удельный объем среды перед уплотнением;

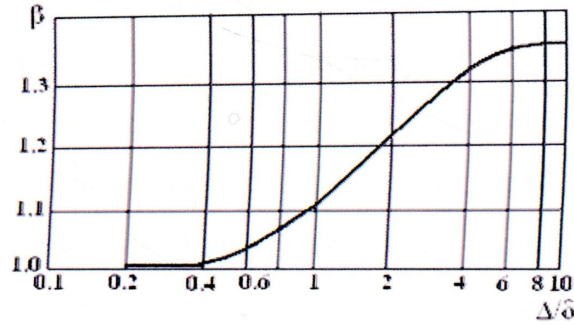
p — давление среды в последнем зазоре.

Формула А. Стодолы достаточно проста для расчета и ее можно применить для относительного сравнения эффективности различных вариантов конструкции ЛУ в процессе изменения определенных геометрических параметров. В нашем случае геометрические параметры формулы Стодолы не изменяются, поэтому при определении утечки через лабиринтное уплотнение автор рекомендует принимать во внимание только давления среды в последнем зазоре.

При дальнейшем развитии турбостроения, обусловленном изменением параметров рабочей среды, повышением мощностей и габаритов машин, пришлось пойти на увеличение зазоров в уплотнениях до 1—2 мм. При этом форма щели начала более напоминать отверстие с острой кромкой, чем сопло с закругленным входом. Из данных гидравлики [83] можно заключить, что течение в зазоре шириной δ заметно отличается от течения в суживающемся сопле, если радиус округления входной кромки $r < 0,68$. В этом случае поток отрывается от кромки и течет в зазоре неполным сечением, т. е. претерпевает сужение. Кроме того, с увеличением зазоров значительно уменьшаются относительные длины струек между соседними зазорами, что не обеспечивает полного гашения скорости.



а



б

Рис. 3.4. К определению поправок на округление и толщину кромки уплотнительного гребня:

а – схема течения в зазоре; б – поправка на толщину кромки [86,87]

Уточненная теория для расчета протечек среды описывается формулой [86-89]:

$$G = \alpha_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}}, \quad (3.2)$$

где $f_0 = \pi d \delta_0$ – проходное сечение кольцевого зазора δ_0 с диаметром d ,

здесь $\delta_0 = \beta(\delta + r(1 - \cos \theta_0))$ – расчетный зазор;

$$\alpha_0 = \mu_0 / \sqrt{1 - \bar{V}^2} \approx \frac{1}{1 - \frac{\delta_0}{H} + \sqrt{1 - \frac{\delta_0}{H} \sin \frac{\theta_0}{2}}} - \text{коэффициент расхода,}$$

здесь $H = \delta + h$; θ_0 – угол наклона передней стенки гребня к направлению потока за щелью; $\mu_{01} = \frac{1 + V/W}{2}$; $\mu_{02} = \frac{1 - V/W}{2}$ – коэффициент сужения; $\bar{V} = V/W = \varphi(\bar{l})$ – отношение скоростей непосредственно до и после зазора,

здесь $\bar{l} = 2l/\delta'$ – относительная длина струи, здесь $\delta' = \delta_0 \mu_0$ – полуширина узкого сечения.

3.2. Усовершенствование и оптимизация конструкции лабиринтного уплотнения

С целью модернизации лабиринтных уплотнений компрессора на предприятиях кроме традиционных алюминиевых материалов, применяют полимерный композиционный материал - полиамид-капролон В (ТУ6-05-988-73) и «РЕЕК», обладающий повышенной износостойкостью, низким динамическим коэффициентом трения, повышенной стойкостью к химической коррозии. Благодаря своей гибкости гребешки лабиринтного уплотнения, изготовленные из этого материала, при соприкосновении с ротором отклоняются, перемещаясь вместе с ротором, а после касания восстанавливают свою первоначальную конфигурацию. При этом на роторе не остается никаких повреждений. При значительном перемещении ротора в результате повышенной вибрации (нарушение технологического режима эксплуатации компрессора, помпаж, выход на рабочий режим работы и т.д.) гребни лабиринтного уплотнения, в местах соприкосновения с ротором обычно истираются, упругость полиамид-капролона В позволяет установить величину радиального зазора в лабиринтном уплотнении в пределах от 0 до 0,05 мм и поддерживать ее стабильной при эксплуатации.

Автор предложил модернизировать конфигурацию лабиринтного уплотнения с целью уменьшения перетекания рабочей среды через него, что позволит повысить КПД и надежность ГПА с ЦБН путем оптимизации основных геометрических параметров ЛУ и возведения дополнительных препятствий на пути движения рабочей среды. Для оптимизации конструкции использовалась конечно-элементная модель потока газа в каналах лабиринта.

3.2.1. Разработка конечно-элементной модели лабиринтного уплотнения

С помощью системы автоматизированного проектирования SolidWorks создана параметрическая трехмерная компьютерная модель ЛУ, удобная для оптимизации конструкции тем, что позволяет легко изменять отдельные геометрические параметры. Таким образом, можно определить влияние отдельных параметров (табл. 3.1, рис. 3.5) на характеристики ЛУ.

Модель и основные геометрические параметры камеры лабиринтного уплотнения показаны на рис. 3.5.

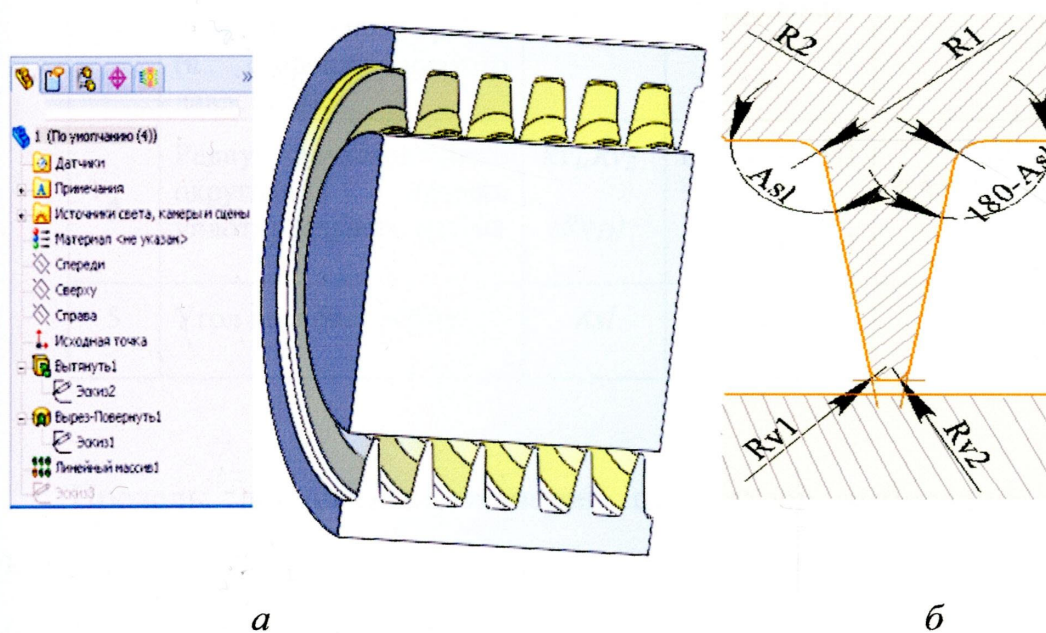


Рис. 3.5. Конструкция камеры ЛУ для оптимизации:

а – трехмерная параметрическая модель ЛУ в SolidWorks;

б – оптимизируемые геометрические параметры

Таблица 3.1

Параметры модели, подлежащие оптимизации

№ п/п	Параметр	Обозначение	Название в трехмерной модели	Первое и последнее значение, шаг
1	Радиус границы камеры лабиринта	R_1, R_2 (R_{12})	D1@Эскиз1 D7@Эскиз1	от 0 до 1,5 мм с шагом 0,1 мм
2	Радиус округления входной кромки уплотнительного гребня (в сторону большого давления)	R_{v1}	D16@Эскиз1	от 0 до 0,689 мм с шагом 0,1 мм
3	Радиус округления выходной кромки уплотнительного гребня (в сторону низкого давления)	R_{v2}	D17@Эскиз1	от 0 до 0,689 мм с шагом 0,1 мм
4	Радиус двухстороннего округления кромки уплотнительного гребня	R_{v1}, R_{v2} (R_{v12})	D16@Эскиз1 + D17@Эскиз1	от 0 до 0,3445 мм (0,689/2) с шагом 0,1 мм
5	Угол наклона гребня	Asl	D8@Эскиз1	от 90° до 70° с шагом 5°

Пределы допустимых значений параметров выбирались из условия возможности построения модели и в соответствии с пределами параметров существующих конструкций.

Для автоматизации перестройки модели разработана компьютерная программа на языке VBA, которая взаимодействует с SolidWorks с помощью интерфейса программирования SolidWorks (Application Programming Interface). Используя ее можно легко изменять значения параметров модели от начального значения к конечному с заданным шагом.

Код программы:

```
Dim swApp As Object 'объект SolidWorks
```

```
Dim Part As Object 'объект деталь
```

Dim boolstatus As Boolean

Dim Rr, Rs1, Rs2, Lsk1, Lsk2, Lsv, Asl, Asr, R1, R2, κ, ρ, Alfa, H, Rv1,
Rv2 As Double

'объявление переменных параметров модели

Const pi As Double = 3.14159265358979 'константа Пи

Private Sub main()

Set swApp = Application.SldWorks 'создание объекта swApp

Set Part = swApp.ActiveDoc 'создание объекта детали Part

Rr = 100

Rs1 = 104.5

Rs2 = 100.25

Lsk1 = 1.21

Lsk2 = 1.21

Lsv = 0.7

Asl = 90

Asr = 90

R1 = 0.3

R2 = 0.3

Alfa = 90

H = 1.5

Rv1 = 0.689

Rv2 = 0.01

κ = 6

'изменить значение параметров

Part.Parameter("D3@Эскиз1").SystemValue = Rr / 1000

Part.Parameter("D4@Эскиз1").SystemValue = Rs1 / 1000

Part.Parameter("D5@Эскиз1").SystemValue = Rs1 / 1000

Part.Parameter("D6@Эскиз1").SystemValue = Rs2 / 1000

Part.Parameter("D10@Эскиз1").SystemValue = Lsk1 / 1000

```

Part.Parameter("D11@Эскиз1").SystemValue = Lsk2 / 1000
Part.Parameter("D12@Эскиз1").SystemValue = Lsv / 1000
Part.Parameter("D8@Эскиз1").SystemValue = Asl * pi / 180
Part.Parameter("D9@Эскиз1").SystemValue = Asr * pi / 180
Part.Parameter("D1@Эскиз1").SystemValue = R1 / 1000
Part.Parameter("D7@Эскиз1").SystemValue = R2 / 1000
Part.Parameter("D2@Эскиз1").SystemValue = 5 / 1000
Part.Parameter("D14@Эскиз1").SystemValue = Alfa * pi / 180
Part.Parameter("D15@Эскиз1").SystemValue = H / 1000
Part.Parameter("D16@Эскиз1").SystemValue = Rv1 / 1000
Part.Parameter("D17@Эскиз1").SystemValue = Rv2 / 1000

```

```
Part.EditRebuild 'перестроить деталь
```

```
Part.Parameter("D1@Линейный массив1").SystemValue = к
```

```
р = Part.Parameter("D13@Эскиз1").SystemValue
```

```
Part.Parameter("D3@Линейный массив1").SystemValue = р
```

```
Part.Parameter("D1@Вытянуть1").SystemValue = р * к + 2 *
```

```
Part.Parameter("D2@Эскиз1").SystemValue
```

```
Part.Parameter("D1@Эскиз2").SystemValue = (2 * Rs1 + 10) / 1000
```

```
Part.EditRebuild 'перестроить деталь
```

```
End Sub
```

Конечно-элементную модель разрабатывали с помощью модуля SolidWorks Cosmos FloWorks.

Исходные данные задачи вычислительной газогидродинамики следующие:

- геометрия расчетной области – рис. 3.5;
- тип задачи – двухмерная осесимметричная;

- сеть конечных элементов – с оптимальным размером и расположением ячеек (рис. 3.6)
- граничные условия: скорость газа на входе камеры - 1 м/с, давление на выходе из камеры - 101325 Па;
- рабочая среда - газ метан;
- среда компьютерного моделирования – Cosmos FloWorks 2009 для SolidWorks 2009;
- основной расчетный параметр – среднее давление в последнем зазоре;
- время расчета одного варианта модели – около 40 минут.

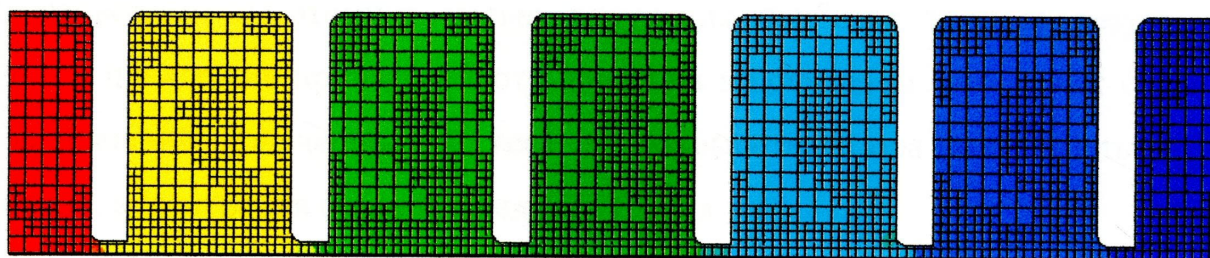


Рис. 3.6. Оптимальная сеть конечных элементов

3.2.2. Выбор рациональных параметров лабиринтного уплотнения

Оптимизация конструкции ЛУ для ГПА заключается в разработке изделия с необходимой конфигурацией гребня и камеры, обеспечивающей минимальные протечки газа в последнем зазоре. Кроме того, оптимизация конструкции ЛУ позволит уменьшить объем используемого для его изготовления материала. К геометрическим параметрам ЛУ, влияющим на эти характеристики, следует отнести форму камеры и гребня: радиусы камер ЛУ (R_1, R_2), радиусы округления кромки уплотнительного гребня (Rv_1, Rv_2) и наклон гребня (Asl) (табл. 3.1). В качестве критерия оптимизации выбрано минимальное давление в последнем зазоре.

Результаты расчета модели записывались в базу данных для последующего их анализа (результаты расчета зависимости давления в

последнем зазоре ЛУ от геометрических параметров представлен в приложении Б).

При определении величины давления в последнем зазоре возникает вопрос: в какой именно точке зазора нужно измерять это давление? Анализ литературы относительно этого вопроса не дал положительного ответа. Еще труднее найти эту величину, когда гребень не является прямоугольным и имеет уклон. Автор проводил измерение давления в разных точках последнего зазора ЛУ для различных конструкций гребня с целью определения универсального места его измерения для всех конструкций, и убедился, что результат измерения в одной точке зазора не является достоверным. Поэтому с целью получения наиболее точного результата автор предложил принять высоту давления в последнем зазоре, как среднее из значений, полученных во всех точках высоты зазора (координаты Y) на входе, в центре и в конце последнего гребня.

Известно, что задачей оптимизации в математике называется задача о нахождении экстремума (минимума или максимума) вещественной функции в некоторой области. Существует большое количество методов многомерной оптимизации: прямые (полного перебора, Гаусса, Гаусса-Зейделя); первого порядка (градиентные); второго порядка (Ньютона-Рафсона); стохастические (Монте-Карло, генетические алгоритмы). Для уменьшения количества расчетов конечно-элементной модели можно использовать методы планирования экспериментов при поиске оптимальных параметров [90]. Автором был выбран метод Гаусса-Зейделя, как самый наглядный и простой [91] (рис.3.7), причем главный недостаток этого метода – низкая скорость исчисления – в данном случае несущественен, так как имеется незначительное число независимых переменных, а шаг изменения их значений – большой.

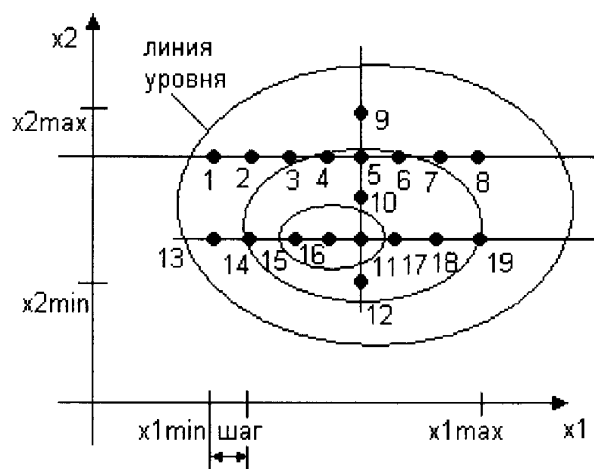


Рис. 3.7. Демонстрация применения метода Гаусса-Зейделя для нахождения экстремума функции двух переменных

Опишем последовательность оптимизации конструкции ЛУ.

1. Согласно методу Гаусса-Зейделя сначала необходимо изменять значения одной независимой переменной от начального к граничному с выбранным шагом (согласно табл. 3.1), значения других переменных при этом фиксируются. Для этого в рассчитанной исходной конечно-элементной модели, сначала радиусы границы камер ЛУ (R_1, R_2), радиусы округления кромки уплотнительного гребня (Rv_1, Rv_2) и его наклон (Asl) принимали равными значениям соответствующих параметров наиболее распространенных ЛУ: $R_1=0$ мм, $R_2=0$ мм ($R_{12}=0$), $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0$ мм, $Asl=90^\circ$. Далее изменяли первую независимую переменную – радиус границы ЛУ (R_1 и R_2 одновременно (R_{12})) от 0,01 до 1,5 мм с шагом 0,1 мм. При этом остальные переменные равны исходным.

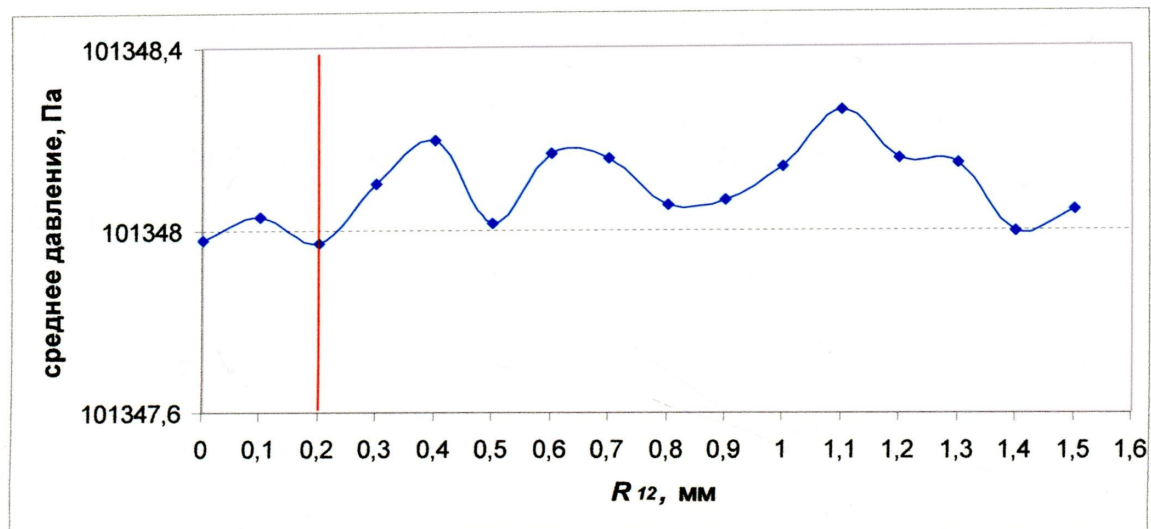


Рис. 3.8. Зависимость среднего давления в последнем зазоре ЛУ от радиусов границы камеры лабиринта

Как видим из рис. 3.8, минимальному давлению соответствует $R_{12}=0,2$ мм.

2. Далее фиксировали $R_{12}=0,2$ мм (оптимальное значение, полученное в первом шаге эксперимента) и изменяли R_{v1} . При этом остальные переменные равны исходным.

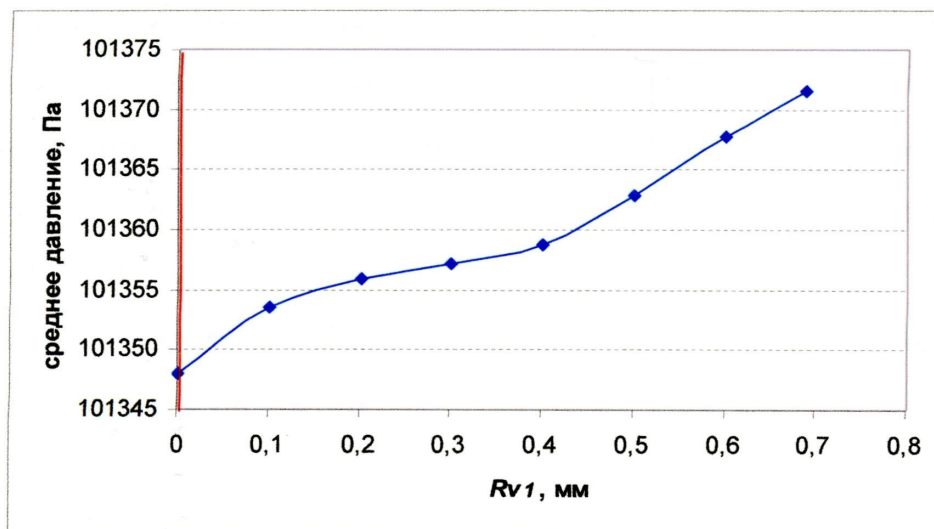


Рис. 3.9. Зависимость среднего давления в последнем зазоре ЛУ от радиуса округления входной кромки уплотнительного гребня

Как видим из рис. 3.9, минимальному давлению соответствует $Rv_1=0$ мм.

3. Потом фиксируя значения $R_{12}=0,2$ мм и $Rv_1=0$ мм, и изменяли Rv_2 , при исходном Asl .

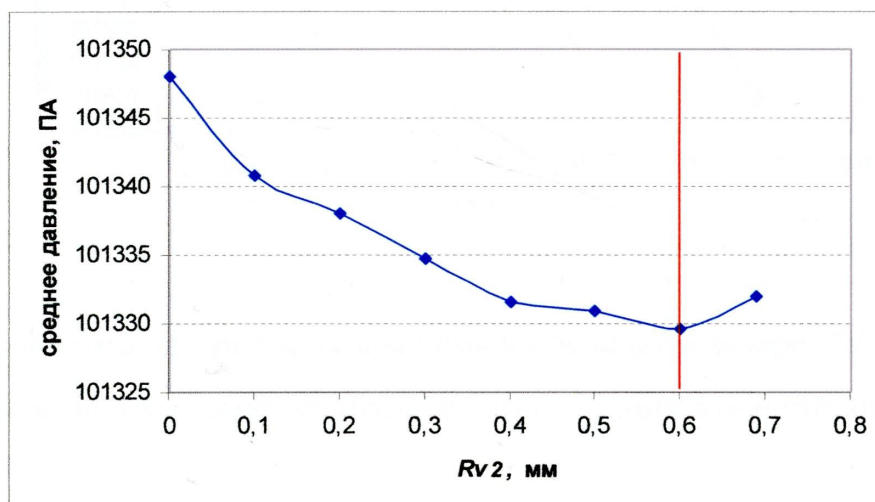


Рис. 3.10. Зависимость среднего давления в последнем зазоре ЛУ от радиуса округления выходной кромки уплотнительного гребня

Как видим из рис. 3.10, минимальному давлению соответствует $Rv_2=0,6$ мм.

4. Анализ литературы по разработке ЛУ и уточненной теории для расчета протечек среды через ЛУ показал, что все же существуют варианты ЛУ с округленной входной кромкой уплотнительного гребня, поэтому необходимо проанализировать вариант, в котором входная кромка округлялась бы одновременно с выходной его кромкой. Для этого фиксировали значение $R_{12}=0,2$ мм и изменяли Rv_1 и Rv_2 одновременно (Rv_{12}), при исходном Asl (см. табл. 3.1).

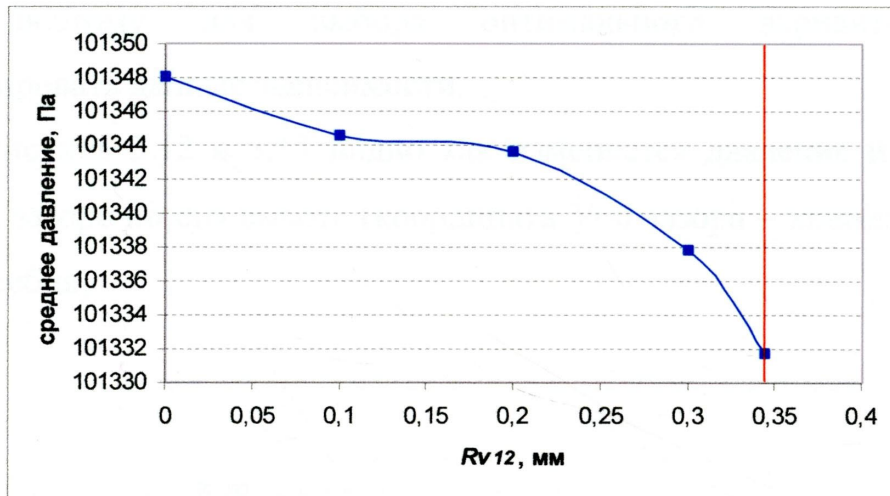


Рис. 3.11. Зависимость среднего давления в последнем зазоре ЛУ от радиусов округления кромки уплотнительного гребня в обе стороны

Как видим из рис. 3.11, минимальному давлению соответствует $Rv_1=Rv_2=Rv_{12}=0,3445$ мм.

5. Производим сравнение оптимальных вариантов, полученных согласно п.3 и п.4 (табл. 3.2):

Таблица 3.2

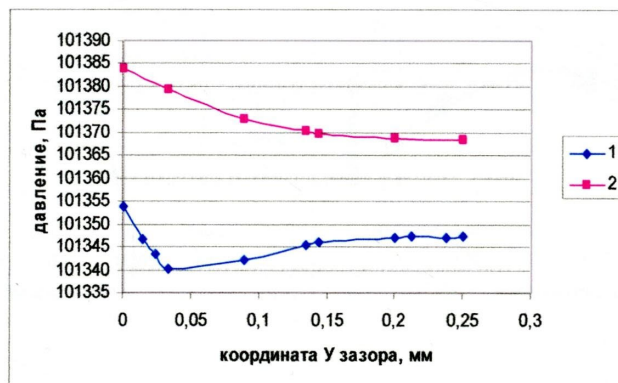
Зависимость величины средних давления и скорости в последнем зазоре от геометрических параметров ЛУ

№	Величина параметров	Среднее давление в последнем зазоре, Па				Средняя скорость в последнем зазоре, м/с
		на входе	в центре	на выходе	среднее значение	
1	$R_{12}=0,2$ мм, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=90^\circ$	101346	101320,1	101322,6	101329,6	13,78637
2	$R_{12}=0,2$ мм, $Rv_{12}=0,3445$ мм, $Asl=90^\circ$	101373,2	101303,2	101318,5	101331,7	12,1149

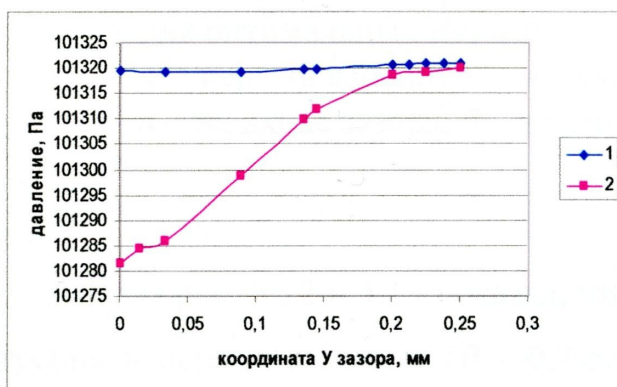
Из табл. 3.2 видно, что среднее давление в последнем зазоре ЛУ в первом варианте меньше, чем во втором (небольшая разница), а скорость –

больше, поэтому для выбора оптимального варианта следует проанализировать данные зависимости.

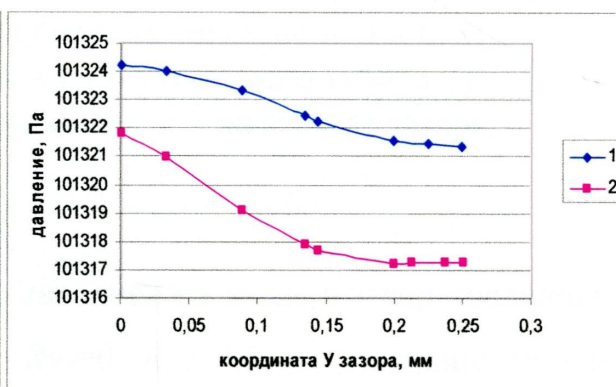
Из рисунка 3.12 и 3.13 видно как изменяется давление и скорость в последнем зазоре по его высоте (координата $Y=0$ зазора – кранная точка на входной гребня).



а

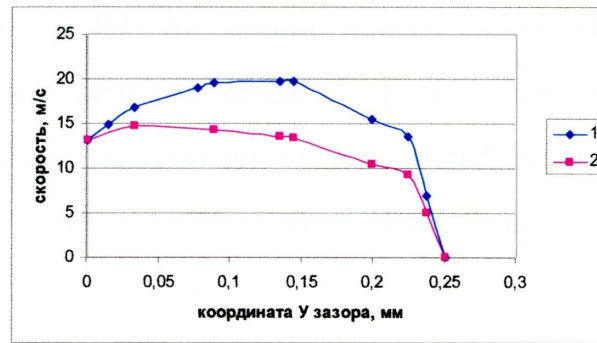


б

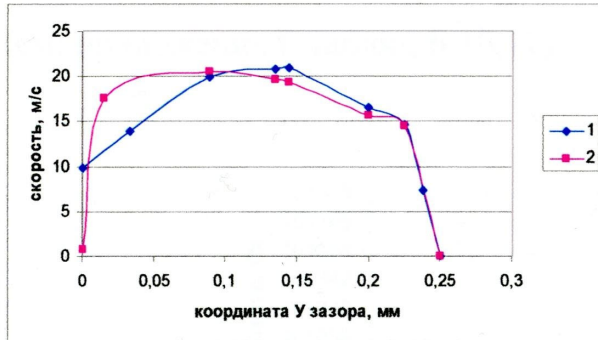


в

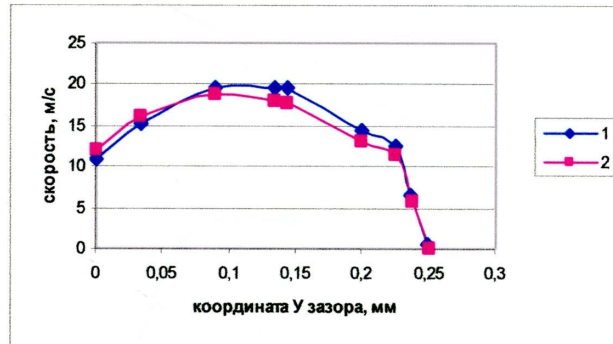
Рис. 3.12. Зависимость давления в последнем зазоре от координаты U зазора для оптимальных Rv_1 и Rv_2 , полученных согласно п. 3 и п. 4: 1 – первый вариант; 2 – второй вариант (согласно табл. 3.2); а – на входе зазора; б – в центре зазора; в – на выходе зазора



а



б



в

Рис. 3.13. Зависимость скорости в последнем зазоре от координаты Y зазора для оптимальных Rv_1 и Rv_2 , полученных согласно п. 3 и п. 4: 1 – первый вариант; 2 – второй вариант (согласно табл. 3.2); а – на входе зазора; б – в центре зазора; в – на выходе зазора

Анализ рис. 3.12 и 3.13 показал, что давление на входе в зазор последнего гребня в первом варианте ($R_{l2}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6\text{мм}$,) меньше, чем во втором ($R_{l2}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=Rv_2=Rv_{l2}=0,3445\text{мм}$), а скорость в середине высоты координаты Y – больше (рис. 3.12а и 3.13а). В центре зазора по координате X (напротив центра гребня) давление в втором варианте меньше, чем давление во первом варианте, но с приближением к валу эта разница уменьшается, а скорость почти одинакова, за исключением нескольких точек ближе к гребню (рис. 3.12 б и 3.13 б). Давление на выходе из зазора последнего гребня в первом варианте гораздо меньше, чем давление во втором варианте, а скорость в обо их вариантах одинакова (рис. 3.12 в и 3.13 в). Как видим, трудно сделать однозначный выбор на пользу одного из

вариантов, поэтому при $Asl=90^\circ$ можно использовать оба варианта, но когда гребень имеет уклон в сторону входной кромке, первый вариант считается лучше. К тому же на основании среднего давления в последнем зазоре первый вариант считается ближе к оптимальному, поэтому выбираем именно его.

6. Далее фиксировали значения $R_{12}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6\text{мм}$ и изменяли Asl (см. приложения Б таблиц Б.10,11).

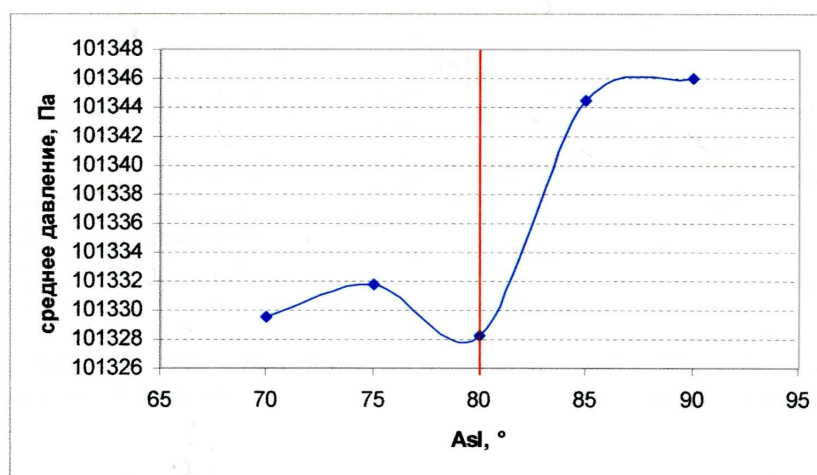


Рис. 3.14. Зависимость среднего давления в последнем зазоре от угла наклона гребня

Как видим из рис. 3.14, минимальному давлению соответствует $Asl=80^\circ$.

Таким образом, получаем оптимальные значения параметров: $R_{12}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0\text{ мм}$, $Rv_2=0,6\text{ мм}$, $Asl=80^\circ$.

3.2.3. Анализ результатов

Пример детально результаты расчета конечно-элементных моделей вариантов оптимизации в центре зазора по координате X показаны на рис. 3.15 (см. расчет в приложении Б). Установлено, что изменение наклона *гребня в сторону большего давления, радиуса округления выходной кромки*

гребня и радиусов границы камеры, существенно влияют на давление в камере и в зазоре.

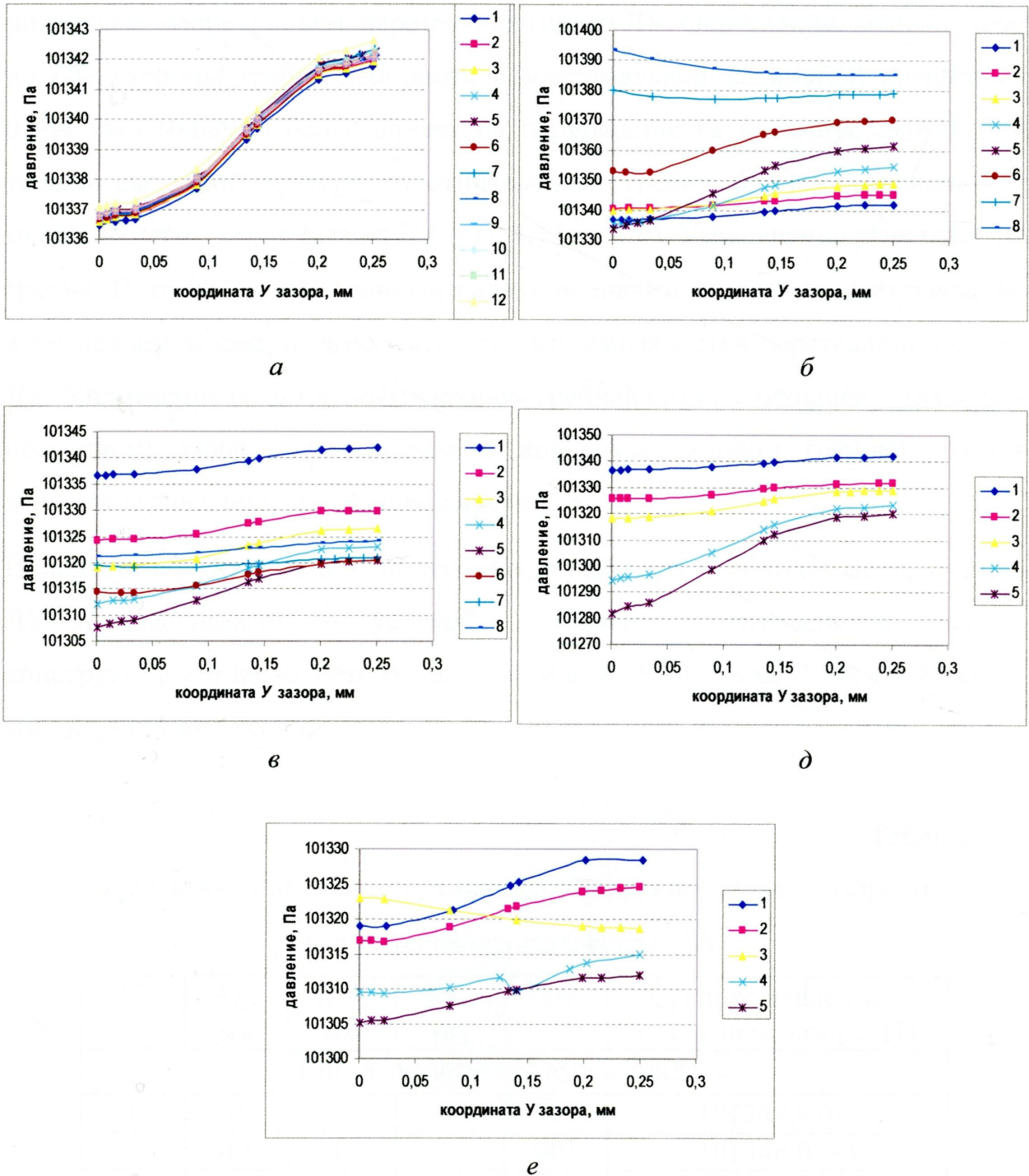


Рис. 3.15. Зависимость давления в последнем зазоре от геометрических параметров ЛУ:

a – радиусов границы камеры; *б, в* – радиусов округления кромки уплотнительного гребня лабиринта (Rv_1 , Rv_2 соответственно); *д* – радиусов двухстороннего округления кромки уплотнительного гребня (Rv_{12}); *е* – угла наклона гребня (Asl)
цифры (1-16) – номера экспериментов

Увеличение радиуса округления только входной кромки уплотнительного гребня лабиринта несущественно уменьшает давление в последнем зазоре и объем перетекания газа из ЛУ. Округление, выполненное по обе стороны гребня лабиринта с максимальной величиной радиуса - 0,3445 мм ($0,689/2$) более влияет на перетекание газа. Радиус округления только выходной кромки уплотнительного гребня 0,6 мм обеспечивает меньшие перетекания газа из ЛУ (рис 3.15 б, в, д). Уменьшение угла наклона гребня ЛУ от 90° до 80° с данным радиусом значительно уменьшает давление в последнем зазоре, в результате чего минимизируется перетекание газа из ЛУ. Уплотнение со встречным уклоном гребней создает меньшее давление в последнем зазоре, а уплотнение с попутным уклоном гребней создает невысокое давление в последней камере.

Используя полученные результаты можно выбирать необходимые параметры ЛУ в зависимости от условий его работы. Оптимальный вариант конструкции согласно метода Гаусса-Зейделя: $R_1=0,2$ мм, $R_2=0,2$ мм, $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=80^\circ$.

Таблица 3.3

Зависимость величины средних давления в последнем зазоре от геометрических параметров ЛУ

№	R_{12} , мм	Rv_1 , мм	Rv_2 , мм	Asl	Среднее давление в последнем зазоре, Па
Согласно методу Гаусса-Зейделя					
1	0	0	0	90°	101347,9767
2	0,1	0	0	90°	101348,0296
3	0,2	0	0	90°	101347,9701
4	0,3	0	0	90°	101348,1029
5	0,4	0	0	90°	101348,1966
6	0,5	0	0	90°	101348,0159
7	0,6	0	0	90°	101348,1664
8	0,7	0	0	90°	101348,156
9	0,8	0	0	90°	101348,056
10	0,9	0	0	90°	101348,0641

Продолжение табл. 3.3

№	R_{12} , мм	Rv_1 , мм	Rv_2 , мм	Asl	Среднее давление в последнем зазоре, Па
11	1	0	0	90°	101348,1385
12	1,1	0	0	90°	101348,2605
13	1,2	0	0	90°	101348,1548
14	1,3	0	0	90°	101348,1443
15	1,4	0	0	90°	101347,9957
16	1,5	0	0	90°	101348,0423
17	0,2	0,1	0	90°	101353,553
18	0,2	0,2	0	90°	101355,8606
19	0,2	0,3	0	90°	101357,1014
20	0,2	0,4	0	90°	101358,7831
21	0,2	0,5	0	90°	101362,8628
22	0,2	0,6	0	90°	101367,773
23	0,2	0,688	0	90°	101371,5961
24	0,2	0	0,1	90°	101340,755
25	0,2	0	0,2	90°	101337,9813
26	0,2	0	0,3	90°	101334,7616
27	0,2	0	0,4	90°	101331,642
28	0,2	0	0,5	90°	101330,901
29	0,2	0	0,6	90°	101329,5918
30	0,2	0	0,688	90°	101331,9325
31	0,2	0,1	0,1	90°	101344,5204
32	0,2	0,2	0,2	90°	101343,5564
33	0,2	0,3	0,3	90°	101337,8204
34	0,2	0,3445	0,3445	90°	101331,6737
35	0,2	0	0,6	85°	101344,4261
36	0,2	0	0,6	80°	101328,243
37	0,2	0	0,6	75°	101331,7139
38	0,2	0	0,6	70°	101329,5815
Другие эксперименты					
39	0,4	0	0,6	90°	101329,665
40	0,6	0	0,6	90°	101329,328
41	0,8	0	0,6	90°	101329,6022
42	1	0	0,6	90°	101329,4916
43	1,2	0	0,6	90°	101329,2779
44	1,4	0	0,6	90°	101329,5853
45	1,5	0	0,6	90°	101329,616
46	0	0,2	0,488	90°	101335,9608
47	0,8	0,68	0	90°	101371,7414
48	1,5	0,68	0	90°	101371,971

Продолжение табл. 3.3

№	R_{12} , мм	Rv_1 , мм	Rv_2 , мм	Asl	Среднее давление в последнем зазоре, Па
49	0,8	0,344	0,344	90°	101333,403
50	0,4	0,2	0,488	90°	101328,8293
51	0,4	0,48	0,2	90°	101346,0389
52	0,4	0,688	0	90°	101371,4936
53	0,6	0,2	0,488	90°	101328,8527
54	0,6	0,488	0,2	90°	101345,5157

По результатам проведенных компьютерных экспериментов (см. табл. 3.3) можно приближенно оценить функциональную зависимость $p = f(R_{12}, Rv_1, Rv_2)$ при $Asl = 90^\circ$. Примем обозначение: $y = p$; $x_1 = R_{12}$; $x_2 = Rv_1$; $x_3 = Rv_2$. С помощью программного пакета Maple получаем две полиномиальные зависимости первой и второй степени (см. приложение В). Выбор внутреннего критерия приводит к ошибочному результату: чем сложнее модель – тем она точнее. Результат работы программы наглядно представлены в табл. 3.4

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 \quad (3.1)$$

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_1^2 + a_3x_2 + a_4x_2^2 + a_5x_3 + a_6x_3^2 + a_7x_1x_2 + a_8x_1x_3 + a_9x_2x_3 \quad (3.2)$$

Таблица 3.4

Значение коэффициентов полиномов (3.1) и (3.2)

Коэффициенты моделей	Модели	
	первой степени	второй степени
a_0	101347.012739767830	101348.998758407601
a_1	1.68885686994297290	- 3.51946415609028040
a_2	26.4669837851008226	2.31233744473312575

Продолжение табл. 3.4

Коэффициенты моделей	Модели	
	Первой степени	Второй степени
a_3	- 36.3900550779292260	28.3582981930189462
a_4	-	6.77504579117212380
a_5	-	- 64.1732209874147515
a_6	-	60.0142840952250296
a_7	-	0.778972133041683778
a_8	-	- 2.99951580740312496
a_9	-	-70.3929830290605168

Находим минимум функции (3.1) в области $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $Rv_1 = 0 \dots 0,688$, $Rv_2 = 0 \dots 0,688$: минимуму соответствует $R_{12} = 0$, $Rv_1 = 0$, $Rv_2 = 0,688$.

Находим минимум функции (3.2) в области $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $Rv_1 = 0 \dots 0,688$, $Rv_2 = 0 \dots 0,688$: минимуму соответствует $R_{12} = 1,5$, $Rv_1 = 0,688$, $Rv_2 = 0,688$ (не принимается, поскольку $\max. Rv_1 + Rv_2 = 0,688$ мм).

Находим максимум функции (3.2) в области $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $Rv_1 = 0 \dots 0,688$, $Rv_2 = 0 \dots 0,688$: максимуму соответствует $R_{12} = 1,5$, $Rv_1 = 0,688$, $Rv_2 = 0$.

Фиксируем $R_{12} = 0,2$ мм в функции (3.2), посмотрим, как изменяется $x_2 = Rv_1$ и $x_3 = Rv_2$ (рис. 3.16)

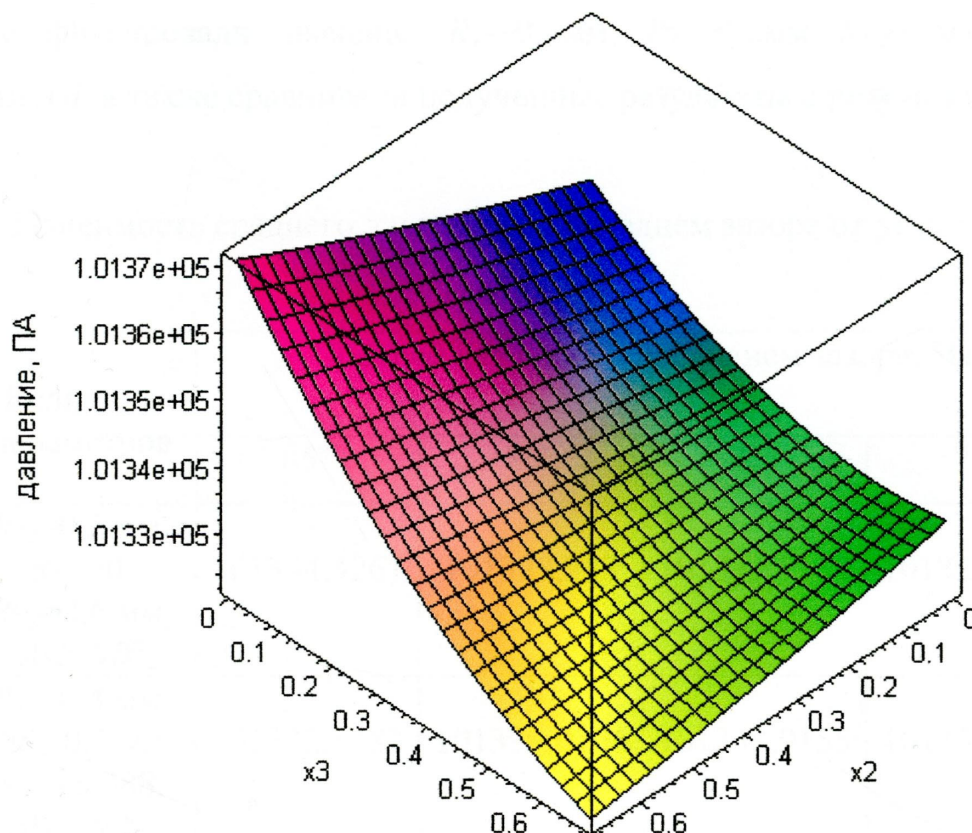


Рис. 3.16. Зависимость среднего давления в последнем зазоре от радиусов округления кромки уплотнительного гребня лабиринта

Указанное выше позволяет сделать следующие выводы. Радиусы скругления камеры незначительно влияют на давление в последнем зазоре. Увеличение радиуса округления выходной кромки уплотнительного гребня существенно уменьшает давление в последнем зазоре: его оптимальное значение находится в пределах 0,577...0,688 мм. Оптимальное значение радиуса округления входной кромки уплотнительного гребня находится в пределах 0...0,2 мм.

По результатам проведенных компьютерных экспериментов согласно методу Гаусса-Зейделя продолжены эксперименты (см. таб. 3.3), которые позволили найти конструкцию, более приближенную к оптимальной.

Как видим из таб. 3.3, минимальному давлению при $Asl=90^\circ$ соответствует $R_{12}=0,4$ мм, $Rv_1=0,2$ мм, $Rv_2=0,488$ мм.

Далее фиксировали значения $R_{12}=0,4\text{мм}$, $R_{v1}=0,2\text{мм}$ $R_{v2}= 0,488\text{мм}$ и изменяли Asl , а также сравнивали полученные результаты с результатами п. 6

Табл. 3.5

Зависимость среднего давления в последнем зазоре от угла наклона гребня

№	Величина параметров	Среднее давление в последнем зазоре, Па			
		85°	80°	75°	70°
1	$R_{12}=0,2\text{ мм}$, $R_{v1}=0$, $R_{v2}=0,6\text{ мм}$, $Asl=90^\circ$	101344,4261	101328,243	101331,7139	101329,5815
2	$R_{12}=0,4\text{ мм}$, $R_{v1}=0,2\text{ мм}$, $R_{v2}=0,488$, $Asl=90^\circ$	101332,5483	101339,0106	101338,9155	101336,8424

Из табл. 3.5 видно, что среднее давление в последнем зазоре в первом варианте меньше, чем во втором.

Компьютерное моделирование конструкции методом конечных элементов и сравнение моделей при $Asl = 90^\circ$ и при $Asl = 80^\circ$ показало, что вариант $R_1=0,2\text{ мм}$, $R_2=0,2\text{ мм}$, $R_{v1}=0\text{ мм}$, $R_{v2}=0,6\text{ мм}$, $Asl=80^\circ$ ближе к оптимальному.

На рис 3.17 показан оптимальный вариант конструкции: $R_1=0,2\text{ мм}$, $R_2=0,2\text{ мм}$, $R_{v1}=0\text{ мм}$, $R_{v2}=0,6\text{ мм}$, $Asl=80^\circ$.

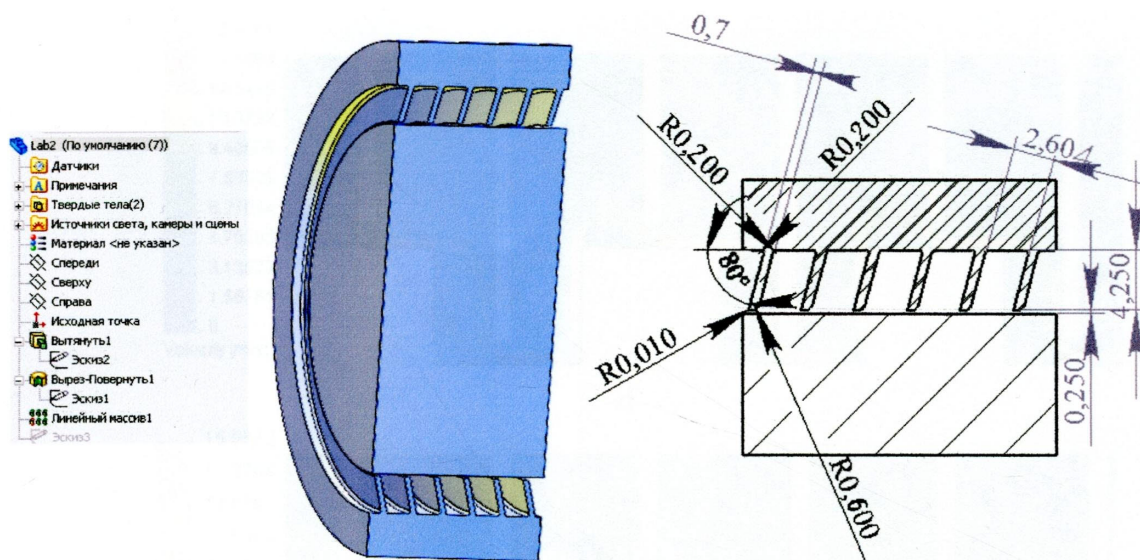


Рис. 3.17. Оптимизированная конструкция ЛУ

Конечно-элементный анализ позволил также усовершенствовать лабиринтное уплотнение с выступами.

По результатам анализа механизма работы лабиринтных уплотнений с выступами и согласно функции (3.2) установлено, что скорость среды и ее давление зависят от длины струи в камерах ЛУ, то есть увеличение пути струи среды в камере ЛУ приводит к уменьшению ее скорости и давления в последнем зазоре.

Конструкция уплотнения с закругленными выступами на валу (рис. 3.18б, 3.19б) и удлинение камеры (рис. 3.18в, 3.19в) увеличивает путь движения газа внутри камеры, что способствует снижению скорости в камере и давления в последнем зазоре, в результате чего обеспечиваются минимальные протечки газа из ЛУ [92]. Выполнение на коротких гребнях дополнительных выступов с острым, закругленным окончанием (рис. 3.18д, 3.19д) обеспечивает еще большее турбулентное завихрение потока в камерах и уменьшает давления в камере ЛУ, что дает меньшее (по сравнению с предыдущей конструкцией) давление в предпоследнем зазоре (рис. 3.19). Однако по критерию давления в последнем зазоре, конструкция, указанная на рис. 3.18в и 3.19в, лучше.

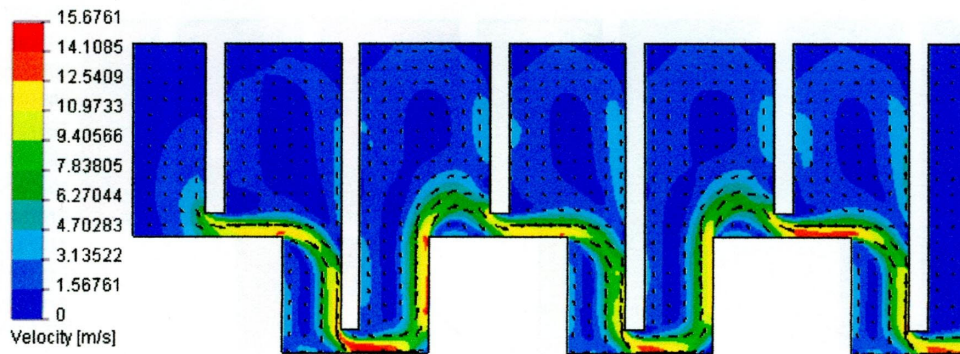
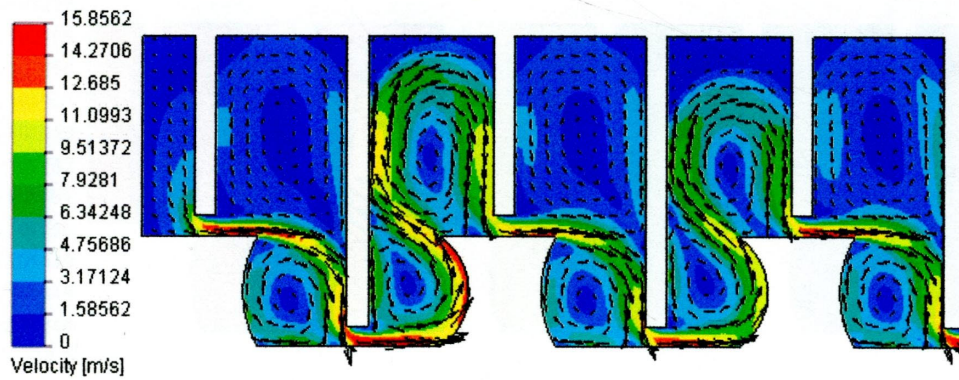
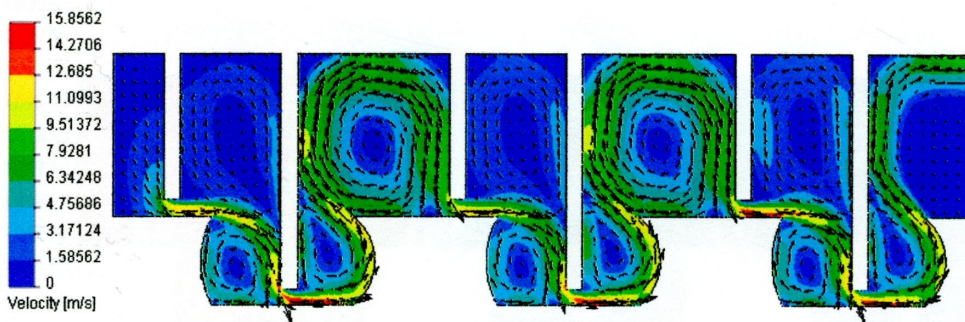
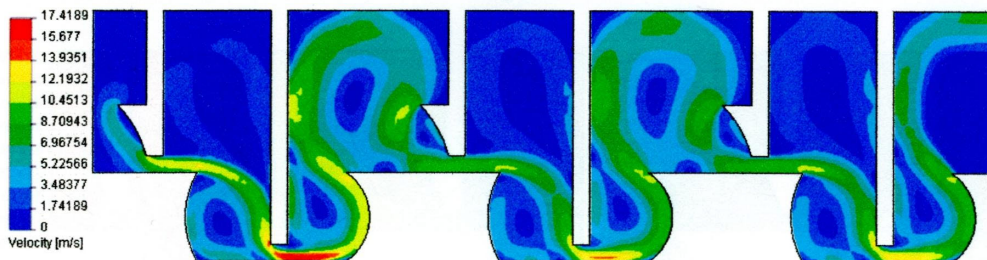
*a**б**в**д*

Рис. 3.18. Скорости движения рабочей среды в ЛУ с выступами:
a – прямоугольными с выступами; *б* – с закругленными выступами на валу;
в – с закругленными выступами на валу и удлинением камеры;
д – с закругленными выступами на валу, удлинением камеры и выступами на гребне

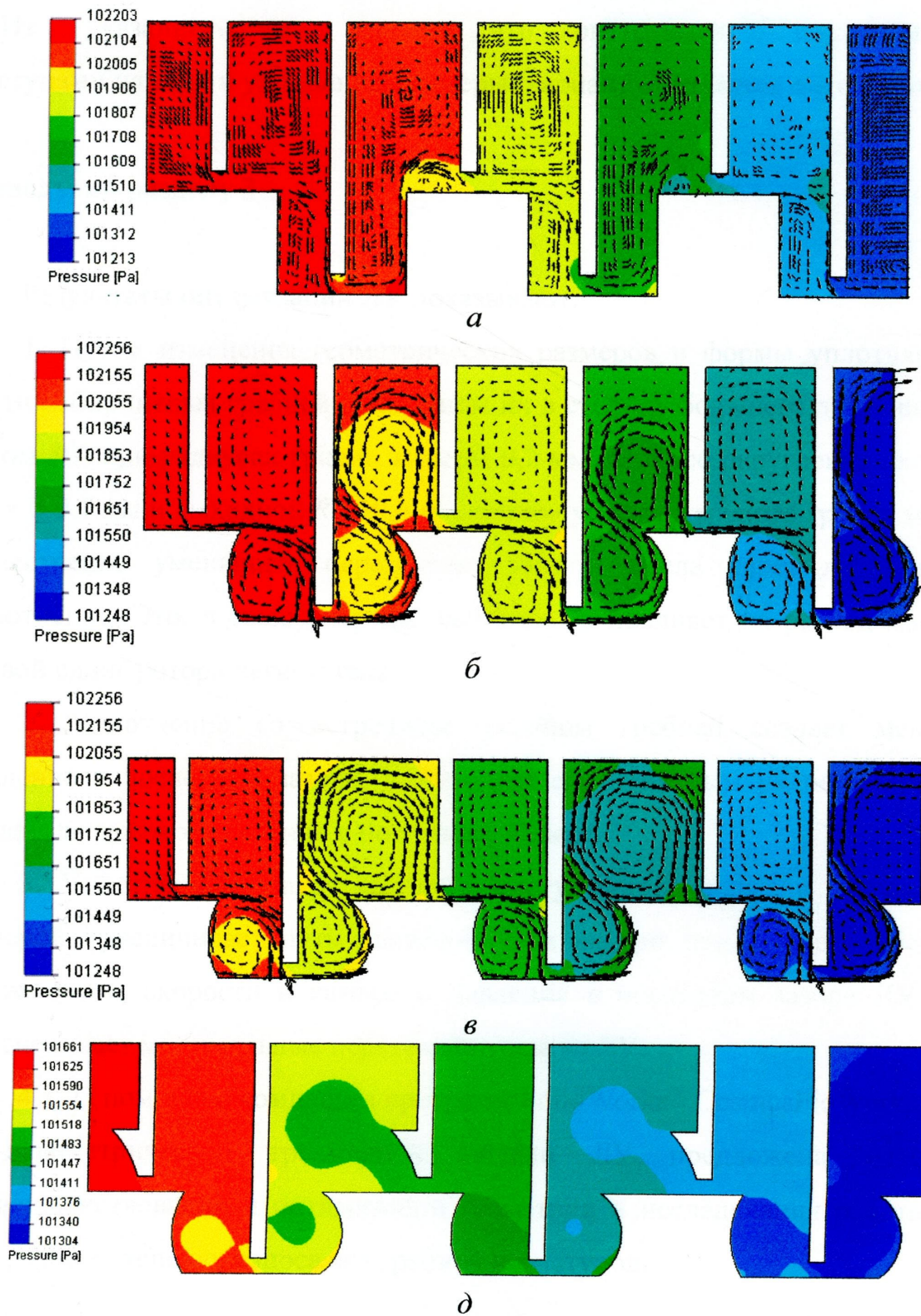


Рис. 3.19. Рабочие давления в ЛУ с выступами:

- a* – прямоугольными с выступами; *б* – с закругленными выступами на валу;
в – с закругленными выступами на валу и удлинением камеры;
д – с закругленными выступами на валу, удлинением камеры и выступами на гребне

Из указанного выше следует, что конструкция с закругленными выступами на валу и удлинением камеры (вариант в) является оптимальной.

Выводы по разделу 3

Результаты оптимизации ЛУ показывают:

1. Путем изменения геометрических размеров и формы уплотняющей части лабиринтных гребней с наклоном их в сторону большего давления под углом 80° при радиусах границ камеры $0,2$ мм, радиусе округления входной $Rv_1 = 0-0,1$ мм и выходной $Rv_2 = 0,6$ мм кромок уплотнительного гребня можно существенно уменьшить перетекание газа и масла через лабиринтное уплотнение. Это, в свою очередь, значительно повлияет на расход масла и осевой сдвиг ротора нагнетателя.

2. Уплотнение со встречным уклоном гребней создает меньшее давление в последнем зазоре, а уплотнение с попутным уклоном гребней создает невысокое давление в последней камере.

3. Уплотнение с закругленными выступами на валу и удлиненной камерой увеличивает путь движения газа внутри нее, что способствует снижению скорости в камере и давления в последнем зазоре ЛУ. Это обеспечивает минимальные перетекание газа из ЛУ.

4. С помощью комплекса программ SolidWorks - CosmosFloWorks 2009 и параметрической трехмерной модели ЛУ предложена методика усовершенствования и оптимизации геометрии и исследования работы ЛУ при разных степенях износа его гребней и выступов.

РАЗДЕЛ 4

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

4.1. Анализ показателей надежности газоперекачивающих агрегатов и их лабиринтных уплотнений

Современная компрессорная станция на магистральном газопроводе, оборудованная газоперекачивающими агрегатами, представляет собой комплексную по структуре и функциональным связям систему.

Усложнение условий эксплуатации требуют обеспечения высокой надежности работы как вновь создаваемых, так и уже эксплуатируемых ГПА. Однако возникает вопрос, какие показатели надежности они имеют в конкретных условиях эксплуатации, какие узлы наиболее часто выходят со строя и требуют особого внимания со стороны обслуживающего персонала.

4.1.1. Надежность газоперекачивающих агрегатов с центробежным нагнетателем RF-2BB-30 "Купер-Бессемер"

В отечественной литературе практически отсутствуют данные по параметрам надежности зарубежных ГПА. Зарубежная литература [93-96] представляет отдельные характеристики отказов ГПА, но они не систематизированы, а данные по отказам часто присутствуют только в отчетах для служебного пользования фирмы-изготовителя.

Для обеспечения перекачки необходимого количества газа с установленным давлением в магистральном газопроводе на компрессорной станции Хасси-рмель, установлено шесть агрегатов ГТК-1021. Выбор пал на эти турбокомпрессоры ввиду того, что их технико-экономические показатели и заданные условия эксплуатации удовлетворяют требованиям транспортировки газа на этом участке МГ. Агрегат ГТК-1021 использует в качестве топлива перекачиваемый природный газ, что выгодно с точки

зрения его эксплуатации (отпадает необходимость в обеспечении машин топливом).

Агрегаты компактны, смонтированы в отдельных блоках, автоматизированы, управляются с централизованного пульта. Центробежный нагнетатель RF-2BB-30 изготовлен фирмой "Купер-Бессемер" (США). ГПА обладает следующими техническими характеристиками (табл. 4.1):

Таблица 4.1

Основные технические характеристики агрегата ГТК-1021

№п/п	Параметры	Показатели
1	Приведенная эффективная мощность на муфте, МВт	10
2	КПД газотурбинной установки, %	28
3	Температура, °С	
	перед ТВД	780
	за ТНД	495
4	Расход топлива, м ³ /ч	3720
5	Частота вращения, мин ⁻¹	
	ТВД	7100
	ТНД	6200
6	Степень сжатия осевого компрессора	10
7	Расход воздуха сквозь осевой компрессор, кг/с	86,2
8	Номинальный КПД, %	
	турбины	88
	компрессора	87
9	Коммерческая производительность, млн. м ³ /сут	16,5-17
10	Полиетропический КПД нагнетателя, %	85
11	Объемная производительность, м ³ /мин	350-530

Продолжение табл.4.1

№п\п	Параметры	Показатели
12	Давление газа, МПа на входе на выходе	3,5-5,0 7,5-8,5
13	Степень сжатия	1,27
14	Число рабочих колес (ступеней)	2

Задача состоит в определении основных видов отказов центробежного нагнетателя RF-2BB-30 и расчета их характеристик надежности: вероятности безотказной работы, среднего времени безотказной работы, закона распределения наработки на отказ.

4.1.2. Анализ отказов газоперекачивающих агрегатов на компрессорной станции

Способность ГПА выполнять поставленную задачу по бесперебойной транспортировке газа определяется его эффективностью, включающей техническое совершенство и эксплуатационную надежность.

В соответствии с ГОСТ 27.002-89 надежность определяется как свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортировки.

Газоперекачивающие агрегаты относятся к восстанавливаемым объектам, работоспособность которых в случае возникновения отказов восстанавливается в данных эксплуатационных условиях путем ремонтов или замены разрушенных узлов или деталей.

Все составляющие надежности оцениваются с помощью количественных характеристик, которые в совокупности образуют показатели надежности [96-101].

В практике оценки надежности ГПА используются показатели, приведенные в табл.4.2.

Таблица 4.2

Основные показатели надежности ГПА

Свойство	Показатели	Обозначение
Безотказность	Вероятность безотказной работы	$R(t)$
	Интенсивность отказов	$\lambda(t)$
	Параметр потока отказов	$\omega(t)$
	Среднее время безотказной работы	T_{cp}
	Наработка на отказ	$T_{н.о.}$
	Средний межремонтный период	$T_{м.р.}$
	Коэффициент относительной частоты пусков	k_n
Долговечность	Назначенный предельный ресурс	T_n
	Эксплуатационный ресурс	$T_{э}$
	Гамма-процентный эксплуатационный ресурс	$T_{э\%}$
Ремонто-пригодность	Вероятность восстановления	P_a
	Средняя продолжительность внепланового ремонта	$T_{в.л.}$
	Средняя продолжительность планового ремонта	$T_{мп}$
Безотказность и ремонтно-пригодность	Коэффициент готовности	k_z
	Коэффициент оперативной готовности	$k_{о.г.}$
	Коэффициент технического использования	$k_{т.и}$

Величины показателей надежности носят случайный характер. Наиболее полные и объективные характеристики надежности могут быть получены лишь в результате определения закона распределения вероятности наработки объекта на отказ. Знание характеристик надежности позволяет: осуществлять контроль уровня надежности в процессе эксплуатации, определять объем и сроки профилактического обслуживания, планировать расход запасных частей и материалов, прогнозировать величину оставшегося ресурса, намечать мероприятия по поддержанию и повышению надежности.

Одной из главных задач при использовании методов теории надежности является анализ интенсивности отказов с целью выделения характерных периодов эксплуатации и разработки соответствующих рекомендаций. Для этого данные по отказам ГПА на КС Хасси-рмель были собраны, систематизированы и обработаны с помощью методов теории вероятности и математической статистики.

Испытания проводились по плану NMT, согласно которому: одновременно испытывают N объектов до истечения времени испытаний или наработки T , при этом после каждого отказа объект восстанавливают.

В работе шести ГПА на КС Хасси-рмель за исследуемый период, зафиксировано 120 отказов. Из них около 90 повторяются чаще других (систематические отказы), около 30 – периодические отказы. Для последующей обработки все отказы сгруппированы и сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Причины наиболее частых отказов ГПА

№ п/п	Причина	Кол-во отказов	Процент от общего числа отказов, %
1	Повышенная вибрация компрессора, подшипников нагнетателя	29	24
2	Низкое давление топливного газа	11	9,2
3	Неисправное противопомпажное давление коллектора	9	7,5
4	Высокая температура выхлопа	7	5,8
5	Высокое давление на выходе	7	5,8
6	Неполная последовательность перестановки клапанов	6	5
7	Вибрация подшипника №2 нагнетателя	6	5
8	Большой перепад давления воздуха на входе	5	4,2
9	Перепад давления на входе $\Delta p = 1,0 - 1,7$ МПа	4	3,33
10	Низкое давление масла в системе	3	2,5
11	Остановка без продувки	3	2,5
12	Пропуск газа на фланце фильтра	2	1,67
13	Отказ генератора	2	1,67
14	Осевой сдвиг	2	1,67
15	Нет зажигания, утечка газа	2	1,67
16	Низкое давление в гидросистеме	2	1,67
17	Повышение температуры подшипника №2 нагнетателя	2	1,67
18	Стационарные краны в неправильном положении	2	1,67
19	Неисправность сервопривода	1	0,83
20	Утечка газа из камеры сгорания №6	1	0,83

Продолжение табл. 4.3

№ п/п	Причина	Кол-во отказов	Процент от общего числа отказов, %
21	Утечка газа из скруббера	1	0,83
22	Неисправность вновь замененного фильтра масла	1	0,83
23	Низкий уровень уплотнительного масла	1	0,83
24	Самопроизвольное закрытие крана №5	1	0,83
25	Нет сцепления муфты турбодетандера	1	0,83
26	Нет сигнала сцепления муфты турбодетандера	1	0,83
27	Понижена скорость ТВД	1	0,83
28	Неисправность воздушного фильтра	1	0,83
29	Низкое давление ОЛТ	1	0,83
30	Дефект прокладки фильтра технологического газа	1	0,83
31	Сигнал «Пожар в отсеке»	1	0,83
32	Утечка масла на муфте	1	0,83
33	Низкое давление всасывания	1	0,83
34	Самопроизвольное открытие крана №4	1	0,83
	Всего:	120	100

Рассчитано время наработки ГПА до отказа, что позволило построение гистограммы зависимости количества отказов от наработки на отказ.

Вероятность безотказной работы рассчитывали по формуле:

$$R(t)_1 = 1 - \frac{n(\Delta t)_1}{N},$$

где $n(\Delta t)_1$ – число отказов в рассматриваемом интервале времени;

N – общее число отказов по всем агрегатам.

Результаты расчета сведены в таблицу 4.4.

Таблица 4.4

Вероятность безотказной работы агрегатов

$n(\Delta t)_i$	62	85	95	103	109	114	118	119	119	119	120
$R(t)_i$	0,48	0,29	0,21	0,14	0,09	0,05	0,017	0,008	0,008	0,008	0

Проведена проверка Колмогорова, для чего построен график зависимости вероятности возникновения отказов от времени наработки узлов ГПА, т.е. статистическая функция распределения:

$$F_{cm} = \frac{i}{n+1},$$

где i – натуральный ряд чисел от 1 до n ,

n – количество отказов.

Теоретическую функцию распределения определяли по экспоненциальному закону

$$F_T = 1 - e^{-t/T_{cp}} = 1 - e^{-\lambda t},$$

где: $T_{cp} = \frac{\sum t_1}{n} = 191078/120 = 1592,3$ – среднее время наработки на отказ,

час;

t – наработка на отказ, час;

$\sum t_1$ – сумма времени наработки на отказ всех агрегатов, час;

n – общее количество отказов.

По результатам обработки данных таблицы (приложение В. 1) построен соответствующий график (рис. 4.1). По разности D между величинами F_{cm} и F_m определили наибольшее значение из полученных результатов: $D=0,2543$ (см. приложение В. 1). Если выполняется условие $D < [D]$, то действительно имеем экспоненциальный закон распределения.

При уровне значимости $\alpha = 0,05 : [D] = \frac{1,36}{\sqrt{n}} = 0,124$,

где n – общее количество отказов.

В результате имеем $D > [D]$, т.е. нужно производить проверку по распределению Вейбулла.

С целью определения параметров закона Вейбулла использовали стандартную программу MathCAD, В которую ввели данные по наработке на отказ газоперекачивающих агрегатов. В результате расчета получили: результаты вычисления $R(t), F(t), \beta = 0,53, \eta = 1107$, и коэффициент линейной корреляции (R) равен 0,9585. по полученным данным построен график (рис. 4.1).

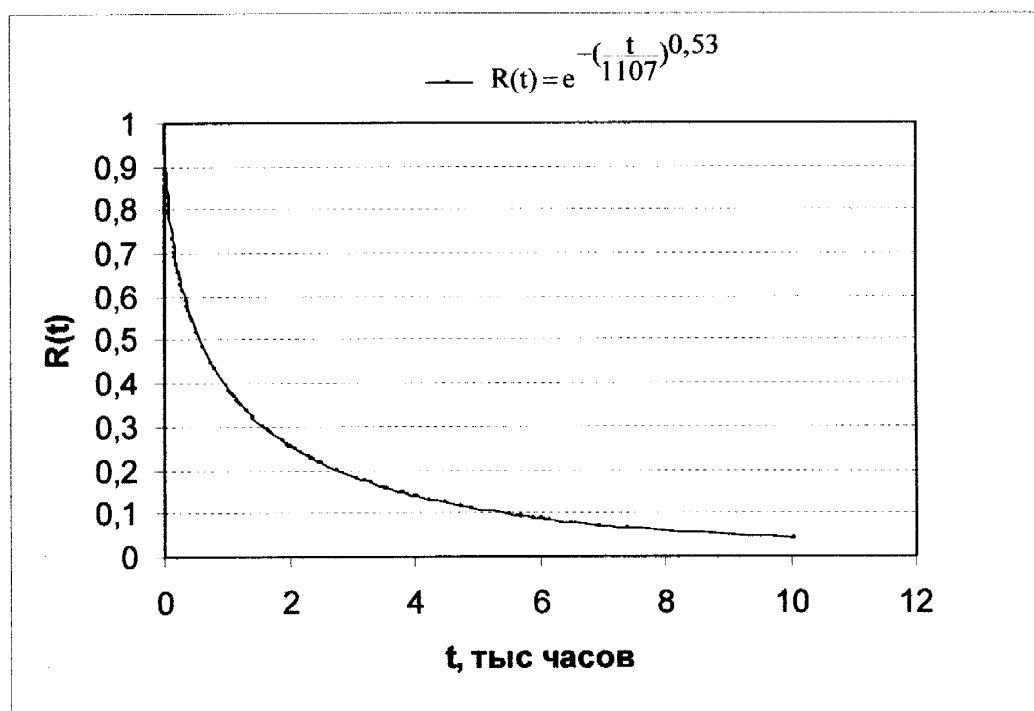


Рис. 4.1. Кривая вероятности безотказной работы узлов ГПА

С помощью полученного уравнения $R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} = e^{-\left(\frac{t}{1107}\right)^{0,53}}$ можно рассчитать зависимость вероятности безотказной работы узлов ГПА от его наработки, что позволит выработать стратегии технического обслуживания и составить оптимальные графики планово-предупредительных ремонтов.

4.2. Выбор стратегии технического обслуживания газоперекачивающих агрегатов на основании компьютерных баз данных и анализа АВС

На многих предприятиях многочисленные службы технического обслуживания все еще остаются построенными скорее на устной традиции разработки планов и выполнения ремонтных работ. Сведения о проведении ремонта содержатся в памяти лиц, ответственных за техническое обслуживание, так как не существует никакой правильно заполненной базы данных, объединяющей всю информацию, необходимую для разработки политики соответствующей стратегии обслуживания. Действительно, у ремонтников всегда существуют проблемы с записью всех данных по отказам и ремонтам, когда надо вмешаться и восстановить работу машины. Причины могут быть разными: недостаток времени при решении многочисленных задач, недостаточный штат ремонтных бригад и др. Иногда существуют трудности с письменной формализацией, отсутствует убеждение в полезности записей, возникает страх признавать собственные ошибки или нежелание сохранять эту информацию. В таких условиях эффективное обслуживание невозможно, и речь будет идти скорее о недобросовестном выполнении ремонта. При этом положении служба технического обслуживания превращается в "ремонтников-пожарников", и результат не сможет удовлетворить руководство [102].

Подход к формализованному обслуживанию требует вложения некоторого количества средств и разработки методов, способствующих обеспечению хороших результатов работы. После определения политики технического обслуживания необходимо в краткие сроки осуществить обследование технических возможностей предприятия для того, чтобы выявить его слабые стороны. На этом этапе очевидна недостаточность базы данных, представленных историей отказов и ремонтных работ на установках.

В этом разделе показано полезность ведения учета данных по отказам оборудования для диагностики и составления рекомендаций по техническому обслуживанию или обновлению парка ГПА. Предлагаемый метод позволяет идентифицировать данные, которые касаются основной части, связывающей любое исследование.

Метод ABC или закон Парето (Paréto) - анализ, основанный на изучении прошедшего периода, и позволяющий очень просто и очень объективно выявить в зависимости от определенного критерия наиболее заметные признаки. Этот закон был изобретен итальянским социологом-экономистом Vilfrido Paréto, изучавшим различные области деятельности человека. Он констатировал, что 15% времени предварительной подготовки к работе составляет 85% от общей продолжительности ее выполнения; в 20% машин возникают 80 % аварий, 20% аварий машин требуют 80 % затрат на их ремонт и т.д. Кривая ABC, построенная по результатам этого метода, используется в MS Access - программном обеспечении большой доступности – с целью создания истории отказов. Этот метод был апробирован на ГПА КС №2 Хасси-рмель (Алжир), и полученные результаты подтвердили его точность. Существует возможность разработки стратегии обслуживания по данным, содержащимся в базе данных НРГ (Надежность, Ремонтопригодность, Готовность) [103].

Создание компьютерной базы данных для технического обслуживания ГПА. База данных - совокупность информации, структурируемая в виде одной или нескольких «таблиц данных». Каждая из таблиц T_1 - T_3 с управляющими связями содержит данные, относящиеся к области ремонта или к четко определенной единице оборудования. Новая таблица (T_4) может быть создана для других параметров, полученных, например, из таблиц T_1 и T_2 . Существует взаимосвязь между различными таблицами по критериям, объединяющим их в одну базу данных (БД) [104].

Сбор данных по отказам ГПА - критический и очень трудоемкий этап проекта. Намеченная цель состоит в том, чтобы собрать необходимую информацию по отказам и техническому обслуживанию ГПА и создать базу данных за период не менее 10 лет. Для этого как единственные доступные источники зарегистрировались, записи диспетчеров (ЗД) и отчеты о выполненных ремонтах и техническому обслуживанию (ОР).

При разработке схемы движения документа «запись диспетчера», столкнулись с некоторыми затруднениями, наиболее важные из которых обнаружило детальное изучение. Речь идет о недостаточности описания форсированных остановок ГПА в ЗД, о затруднении при установлении причин остановок, некоторых ошибках их транскрипции операторами, состоянием ЗД, слишком длительных сроках обработки данных и различии установок, на которых выполняли ремонтные операции. В случае вид документа о выполненном ремонте, затруднения сводятся к отсутствию квалифицированного персонала, к надежности списков, к срокам предоставления данных и к методам формулировки.

Изучение потребовало использования методов, основанных на интервью, гипотезах и анализе, использовании вопросников, протоколов возвращения из ремонта, оценок и анкет.

Информационная база данных - представление реальных отказов и выполненных ремонтов путем использования СУБД (Системы Управления Базами Данных). В общем, система ввода-вывода подтверждает эффективное структурирование, хранение, обслуживание, обновление и вывод всех данных БД. Структура базы данных этого проекта представлена на рис. 4.2. Сбор данных осуществлялся пользователями, имеющими разрешение на различном уровне (инженеры, техники, операторы, администратор).



Рис. 4.2. Структура базы данных

Сбор данных должен быть быстрым, легким и контролируемым. После введения в БД, эти данные обрабатываются и предоставляются пользователям.

Бланк сбора данных (рис. 4.3) представляет собой таблицу, ячейки которой заполнены оператором согласно хронологическому порядку событий. В ходе обработки данных во времени или по природе аварии, каждый вход систематизирован следующим образом:

- ячейка '№' указывает порядковый номер остановки ГПА (проводится автоматически);
- ячейка 'Дата Начала Остановки'. Сюда занесены дата и время начала остановки ГПА;
- ячейка 'Причины Остановки'. Предназначена для введения всей возможной информации, по которой можно определить причину остановки. (Запись необходима для описания остановки с целью определения ее причины). Комментарий должен быть простым и ясным. Именно по этой причине ячейка открыта для всех возможных комментариев;
- раздел 'Кодификация'. Этот раздел является предметом классификации аварии в семействе возможных аварий и их кодификации. Запись данных начинается с момента остановки агрегата, и ячейки заполняются по мере появления информация об

- аварии. После запуска остановка кодифицируется. Контроль правильности заполнения этой ячейки возложен на механика ремонтной службы;
- ячейка 'Дата Конца Остановки'. Здесь регистрируется дата и время запуска ГПА;
 - ячейка 'Срок Остановки'. Информировает о продолжительности остановки ГПА и рассчитывается автоматически.
 - ячейка 'Код Аварии'. После запуска станции и нагрузки ГПА, аварии присваивается код согласно принятой кодификации.

№ 175 Дата Нач.Останов 21/02/2001 10:40:00 Срок Останов. 47.53 Нач следующе остан 24/02/2001 16:15

Дата Конца Остан. 23/02/2001 10:00:00

КОДИФИКАЦИЯ

ГПА: 7
 ПСК РЕЗЕРВНОГО ГПА: 0
 ПРИРОДА АВАРИИ: 3
 БЕЗОПАСНОСТЬ: 5
 УЗЕЛ: 1
 ПОДУЗЕЛ: 0
 СРЕДСТВА РЕМОНТА: 0
 ДОПОЛНИТ. СРЕДСТВА: 0
 МЕХАНИЧ. ПРИЧИНЫ: 0
 ЭЛЕКТРИЧ. ПРИЧИНЫ: 0
 ПРИЧ. РЕГУЛИРОВАНИЯ: 3
 ПРИЧ. СКОРОСТИ БРАШ: 0

КОДАВАРИИ

7 0 3 5 1 8 8 0 0 0 3 0

Причины Остановки

Отключение узла с отказом противопожарной системы:
 двух групп УП, масляный фильтр газовая турбина 1102

Код подтверждения

Н Р Г

Добавить / удалить кода предварител. просмотр выходить из бланка

Рис. 4.3. Бланк сбора данных

База данных состоит из таблиц, содержащих всю информацию об элементах, отображающих историю остановок. При этом оператор базы данных может построить необходимое количество таблиц. Имеются таблицы, которые составляют базу данных "История КС". Запись информации для этой таблицы производится непосредственно в таблицу либо с использованием 'Бланка сбора Данных', генерированного автоматической базой MS Access. Очевидно, что бланки сбора данных позволяют легко и просто ввести данные и провести контроль информации. С бланк сбора данных информация поступает в соответствующую таблицу. Обработке

подлежат все запросы, касающиеся анализа остановок ГПА. Запрос - вопрос, который пользователь формулирует для опроса своей базы данных с целью получения определенной информации. После введения запроса автоматически производится расчет срока остановки, времени работы до отказа, времени между отказами, надежности $R(t)$ или ремонтпригодности $M(t)$. Состояние на выходе представляет собой физические результаты обработок базы данных.

Разработка системы кодификации аварий. Чтобы облегчить работу по исследованию, анализу и информационной обработке отказов ГПА желательно предоставить каждой остановке агрегата специфический код, который позволяет её идентифицировать и быстро определить и документировать причину аварии, которая вызвала необходимость ремонта. Автоматически обрабатывается единственный запрос. При этом отпадает необходимость в непрактичных, громоздких карточках контроля с опасностью потери информации. К тому же с введением кодификации риск возникновения ошибки значительно уменьшается. При этом по имеющимся данным возможен следующий мгновенный анализ. Для этого выработана система наиболее простого кодирования, которая позволяет детально описать отказ, оставаясь открытой для внесения изменений или добавления новой информации. Собирая данные по истории аварий, оператор постепенно вводит коды аварий. Кодификация включает двенадцать зашифрованные ячейки, которые распределяются следующим образом:

(*) ГПА, (*) Пуск резервного ГПА, (*) Природа аварии, (*) Безопасность, (*) Узел, (*) Подузел, (*) Средства ремонта, (*) Дополнительные средства, (*) Механические причины, (*) Электрические причины, (*) Причины регулирования, (*) Причины снижения скорости вращения.

4.2.1. Анализ данных по отказам

Как только данные собраны и оказались доступными на терминале, поле базы данных становится открытым для анализа с помощью различных процедур, формализованных методами исследования. В качестве примера на рис. 4.4 изображено количество остановок в месяц. Можно констатировать, что в теплые месяцы года (май, июнь, июль, август, сентябрь и октябрь) остановка ГПА случается наиболее часто, так как температурные изменения окружающей среды оказывают негативное влияние на бесперебойную работу сложного компрессорного оборудования. Поэтому в этот период следует усилить предупредительное техническое обслуживание, а служба планирования должна принять особые меры по проведению частичных или общих ревизий ГПА.

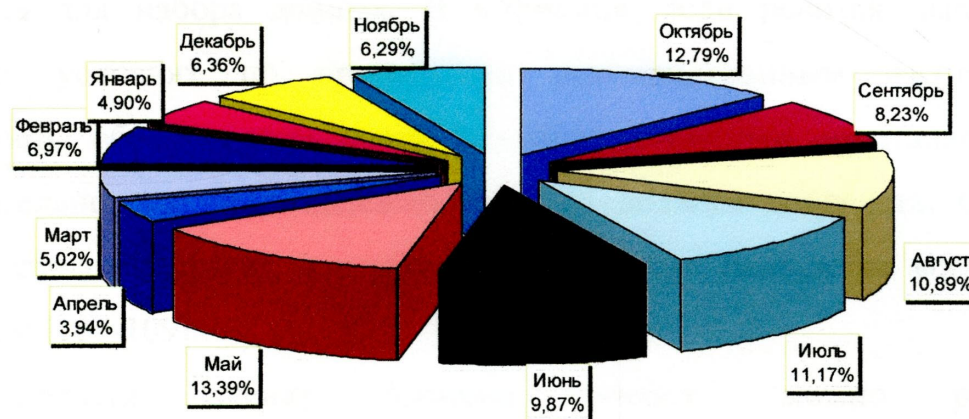


Рис. 4.4. Количество остановок ГПА по месяцам года

На рис. 4.5 представлено процентное соотношение количества аварий от возможных причин их возникновения согласно типа их кодификации. Оказывается, что аварии, вызванные нарушением регулирования, возникают наиболее часто - 41,96 %, что говорит о необходимости усиления операций предупредительного обслуживания систематическим контролем систем регулирования. Наиболее подходящим критерием, имеющим большое

значение для руководителей службы планирования технического обслуживания, считается надежность, описываемая, например, моделью

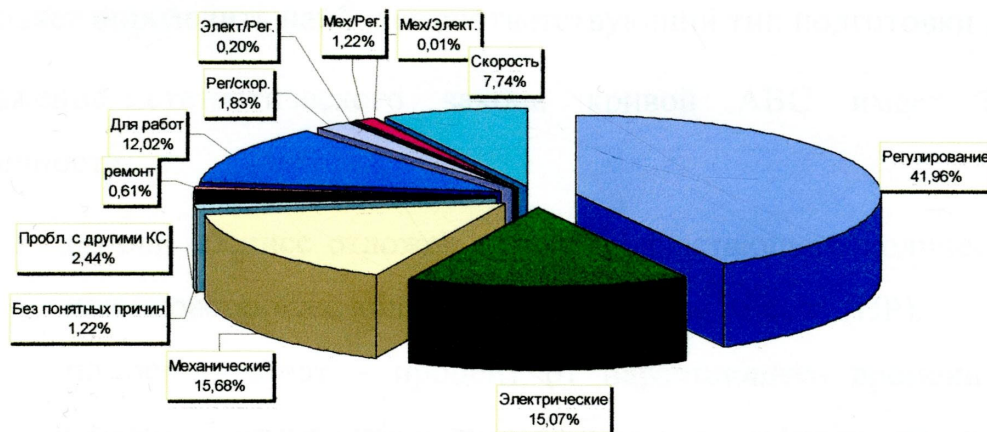


Рис. 4.5. Количество аварий согласно их кодификации

Вейбулла для набора данных. В принципе, если ревизия выполнена в хороших условиях по процедурам, рекомендованным изготовителем, надежность оборудования после ремонта полностью восстанавливается, следовательно, кривые надежности $R(t)$ должны совпадать. Смещение кривых свидетельствует, что уровень надежности больше не восстановлен ремонтом [105-109].

Используя оценку времени ремонта можно рассчитать ремонтпригодность, а также готовность ГПА. Значения ремонтпригодности $M(t)$ относительно низки, так как вмешательства редки, поскольку требуют специфического оборудования и высококвалифицированного обслуживающего персонала. С другой стороны, готовность приемлема и превосходит порог 97 %, что говорит о большом (необходимом) количестве подобных ГПА, что покрывает иногда остановки других ГПА и подтверждает желаемый производительный уровень.

4.2.2. Анализ ABC

Кривая ABC позволяет выбрать работы определенной продолжительности и систематического характера, синтез которого позволяет определить наиболее соответствующий тип подготовки к ремонту.

Выражение статистического закона кривой ABC имеет следующие особенности:

- по оси абсцисс отложен процент нарастающего количества аварий или нарастающее количество нарядов на ремонт (НР).
- по оси ординат – процент от нарастающего времени затрат на ремонт соответствующего количества нарядов на ремонт или проценты нарастающих затрат на ремонт.

Обработка статистических данных дает следующие результаты:

Зона А: около 20% кривой ABC (аварии и т.п.) нарастающих аварий (нарядов на ремонт) представляет 80 % нарастающего количества часов, затраченных на ремонт. Эта зона касается работ определенной продолжительности, требующих тщательной и полной подготовки.

Зона В: около 30 % нарастающего числа НР представляют 15% от нарастающего времени на выполнение ремонта, и касается менее сложных работ, подготовка к которым должна быть пропорциональна их сложности.

Зона С: около 50 % нарастающего числа НР, представляют 5 % нарастающего времени на выполнение ремонта, и касается работ краткосрочных (≤ 5 ч), не требующих подготовки (за исключением часто повторяющихся).

Методология состоит в том, чтобы классифицировать аварии, НР, отчеты по ремонту (ОР) и т.д., относящиеся к данной машине или узлу, в порядке убывания затрат, времени на ремонт и т.п.

В нашем примере запросы поступили, имея классификацию НР по времени, затраченному на ремонт. Наблюдали 581 аварию общей продолжительностью 7250 часов.

Для построения кривой ABC (рис. 4.6) можно использовать следующую таблицу:

Таблица 4.5

Общее время ремонта, ч (НР)	Количество НР данной продолжительности	Общее время на выполнение ремонта, ч	Нарастающее число НР	% от общего кол-ва НР	Общее нарастающее время на выполнение ремонта, ч	% от общего времени ремонта
> 51 ч	14	900	14	2	900	12
41-50	20	820	34	6	1720	24
31-40	42	1570	76	13	3290	45
21-30	60	1500	136	23	4790	66
11-20	70	830	206	35	5620	78
6-10	130	910	336	58	6530	90
0-5	245	720	581	100	7250	100

Таким образом, анализ кривой ABC (рис. 4.6) показывает, что в зоне А располагаются 30 % (или 177 НР) аварий, на устранение последствий которых необходимо выполнение сложных работ (продолжительностью >11 ч), составляющих 74 % общего времени, затраченного на ремонт (общая продолжительность - 5502 часов).

Зону В занимают работы меньшей сложности (5% продолжительностью от 11 до 20 ч. и 12 % - от 6 до 10 ч), составляющие 27% от общего количества НР (157 НР), не требующие тщательной подготовки к их проведению, которые занимают 17 % (1232 ч) от общего времени, затраченного на ремонт.

В зоне С – работы кратковременные, не требующие предварительной подготовки (за исключением регулярных или сложных), применяющиеся для 43 % НР (250 НР), которые покрывают 9 % общего количества времени, затраченного на ремонты ГПА (~653 ч).

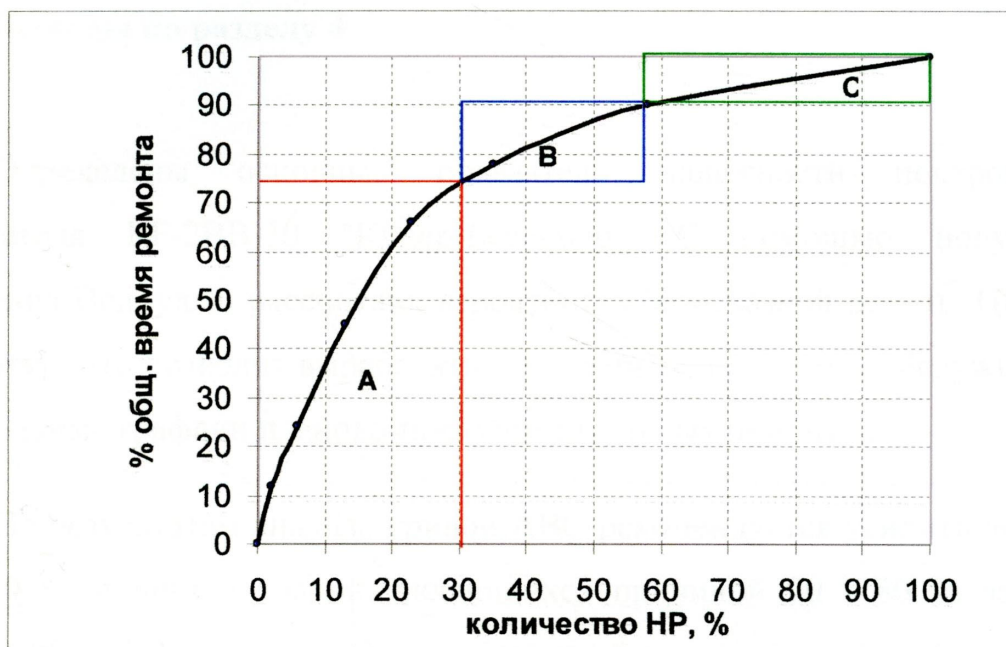


Рис. 4.6. Кривая ABC

По полученным результатам можно сделать следующие выводы:

- основное внимание следует уделять авариям категории А, требующими организованной политики предупредительного систематического или предупредительного обслуживания по техническому состоянию ГПА с постоянным наблюдением ключевых точек агрегата [110];
- необходимо повышать надежность машин категории А;
- необходим точный расчёт объема запасных частей;
- для аварий категории В выдвигаются меньшие требования к предупредительным методам, также здесь применима политика обслуживания по необходимости;
- наконец, ГПА категории С не требуют предупредительного обслуживания. Здесь применяется обслуживание по необходимости.

В программном обеспечении MS ACCESS в кодификации аварий присутствует отдельная ячейка – (*) зона аварии, – куда автоматически вносится код аварии, классифицированной по методу ABC.

Выводы по разделу 4

1. Определены основные показатели надежности центробежного нагнетателя RF-2BB-30 "Купер-Бессемер". С помощью полученного уравнения Вейбулла, рассчитана вероятность безотказной работы ЦК от его наработки, что позволит выработать стратегии технического обслуживания и оптимальные графики планово-предупредительных ремонтов.

2. По результатам анализа кривой ABC рекомендуется усилить внимание 20 - 30 % машин и аварий, являющихся причиной 70 - 80 % затрат на техническое обслуживание. Систематический анализ документов по отказам, в особенности анализ банка данных "История ремонта", основанного на программном обеспечении MS ACCESS, позволяют:

- службе обслуживания: изменять структуру ремонтной мастерской, средства и методы ремонта, приспособлять частоту операций предупредительного обслуживания, устанавливать статистику, связанную с остановками ГПА и с вмешательствами для расчетов надежности, ремонтпригодности и готовности с целью улучшения слабых деталей машин, оптимизации управления запасами запасных частей;
- производственному отделу: улучшать технологию монтажа, поведения и наблюдения, подготовку персонала, координацию с другим заинтересованным сервисом;
- для руководства, и особенно для службы инвестиций: ориентировать (оптимизировать) выбор агрегатов (с исследованием стандартизации оборудования и его конструкции), а путем оценки прочности и долговечности рассчитать периоды его замены.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. На основании проведенных исследований, анализа диагностической информации, а также обобщения опыта эксплуатации газоперекачивающих агрегатов с центробежными нагнетателями классифицированы факторы и параметры их работы. Статистический анализ информационных показателей работы ГПА показал, что часть из них не изменяется во времени и не влияет на техническое состояние ГПА, а другая часть изменяется во времени в результате износа механических деталей, что может привести к необходимости остановки агрегата для его последующего ремонта.

2. По выявленным факторам, характеризующим техническое состояние ГПА, разработан метод самоорганизации моделей и получено уравнение регрессии, позволяющее по показателям вибрации прогнозировать значение времени наработки и определять техническое состояние ГПА как "предупреждение" или "остановка", что открывает возможности для перехода от планового обслуживания этих агрегатов к обслуживанию по их фактическому техническому состоянию.

3. Создание трехмерной параметрической компьютерной модели лабиринтного уплотнения и применение разработанной автором методики моделирования ее параметров с помощью комплекса программ SolidWorks - CosmosFloWorks 2009 позволило исследовать работу лабиринтных уплотнений при различных режимах работы ГПА с центробежным нагнетателем, разных степенях износа гребней лабиринтного уплотнения и выступов на валу, а также позволило определить основные геометрические параметры конструкции ЛУ для его усовершенствования.

4. С помощью метода оптимизация Гаусса-Зейделя усовершенствована конструкция ЛУ и получена математический модель, которая приближенно позволила оценить зависимость давления в последнем зазоре от основных геометрических параметров. Результаты усовершенствования показывают,

что путем изменения геометрических размеров и формы уплотняющей части лабиринтных гребней с наклоном их в сторону большего давления под углом 80° при радиусе границ камеры 0,2 мм и радиусе округления выходной кромки уплотнительного гребня 0,6 мм можно существенно уменьшить перетекание газа и масла через лабиринтное уплотнение, что повлияет на их расход и осевой сдвиг ротора. Закругление выступов на валу и удлинение камеры уплотнения увеличит путь движения и, соответственно, снизит скорость газа, что будет способствовать снижению давления в последнем зазоре и обеспечит минимальное перетекание газа через ЛУ.

5. Определены основные показатели надежности ГПА. С помощью уравнения Вейбулла рассчитана вероятность безотказной работы основных узлов ГПА от их наработки, что позволило выработать стратегии технического обслуживания и оптимальные графики планово-предупредительных ремонтов. На основе анализа ABC рекомендуется усилить внимание ремонтам категории А – 30 % машин и аварий, являющихся причиной 74 % затрат на техническое обслуживание ГПА и требующим организованной политики предупредительного систематического или предупредительного обслуживания по техническому состоянию с постоянным наблюдением ключевых точек агрегата с целью повышения надежности этих машин. Также необходим точный расчёт объема запасных частей по результатам систематического анализа документов по отказам, особенно банка данных "История ремонта", основанного на программном обеспечении MS ACCESS. Ведение статистики, связанной с остановками ГПА и его ремонтами, послужит базой для расчета надежности, ремонтпригодности и готовности, что позволит перейти к усовершенствованию критических узлов и деталей машин и оптимизировать управление потоком запасных частей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Эксплуатация магистральных газопроводов: учебное пособие / [Антипьев В. Н., Бахмат Г. В., Земенков Ю. Д. и др.] ; под ред. Земенкова Ю. Д. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. – 525 с.
2. Мониторинг силовых агрегатов на компрессорных станциях / Е. О. Антонова, И. А. Иванов, О. А. Степанов, М. Н. Чекардовский. – М.: Недра, 1998. – 216 с.
3. Бандалетов В. Ф. Диагностическое обеспечение ГТУ нового поколения авиационного типа: научно-технический сборник / [В. Ф. Бандалетов, Е. М. Ногин, М. В. Семичев и др.] // Диагностика оборудования и трубопроводов. – 1999. – № 1. – С. 13 – 6.
4. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций / В. В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1990. – 278 с.
5. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / [Ю. Н. Васильев, М. Е. Бесклетный, Е. А. Игуменцев и др.]. – М.: Недра, 1987. – 197 с.
6. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / [Мороз А. П., Мальцуров И. И, Арустамов К. Г., Короткое В. И. и др]. – М.: Недра, 1979. – 229 с.
7. Зарицкий С. П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / С. П. Зарицкий. — М.: Недра, 1987. – 198 с.
8. Степ`юк М. Д. Удосконалення методів обслуговування обладнання компресорних станцій для підвищення експлуатаційної надійності : дисс. ... канд. техн. наук : 05.15.13 / Степ`юк Михайло Дмитрович. – Івано-Франковск, 2010. – 203 с.
9. Концепція розвитку, модернізації і переоснащення газотранспортної системи України на 2009-2015 роки. 4 вересня 2009/ Міністерство палива та енергетики України: <http://mpe,ktmu.gov.ua>.

10. Седых А. Д. ГПА нового поколения / А.Д. Седых, В.А. Щуровский // Т Газовая промышленность. – 1997. - №5 - С. 36 - 37.
11. Налісний М. Б. Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях УМГ "Черкаситрансгаз" // Нафтова і газова промисловість. - 2005. - №3. - С. 47-49.
12. Якимів І. В. Машини і обладнання газонафтопроводів та газонафтосховищ: навч. посібник / Й. В. Якимів. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. - 230 з іл.
13. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов/ А. Г. Костюк. – М.: Изд. МЭИ, 2000. – 480 с.
14. Козаченко А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / А. Н. Козаченко. – М. : Нефть и газ, 1999. – 463 с.
15. Иванов В. А. Эксплуатация энергетического оборудования газопроводов Западной Сибири / В. А. Иванов, Г. В. Крылов, Л. Г. Рафиков– М.: Недра, 1987. – 143 с.
16. Иванова А. Н. Исследование вибронгруженности и методов повышения надежности ГПА: дисс. ...канд. техн. наук : 05.02.13 / Иванова Анна Николаевна. – Тюмень, 2001. – 182 с.
17. Ковалев А. А. Вопросы динамической прочности современных газотурбинных двигателей / А. А. Ковалев. — Казань : Научн. произв. изд., 1998.
18. Микаэлян Э. А. Повышение качества, обеспечение надежности и безопасности магистральных газонефтепроводов для совершенствования эксплуатационной пригодности ; под ред. Г. Д. Маргулова. – М. : Топливо и энергетика, 2001. – 640 с.
19. Терентьев А. Н. Надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / А. Н. Терентьев, З. С. Седых, В.Г. Дубинский. – М. : Недра, 1979. – 205 с.

20. Фесенко С. С. Повышение эффективности эксплуатации дожимных компрессорных станций на поздней стадии разработки Заполярных газовых месторождений: дисс. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Фесенко Сергей Сергеевич. – Тюмень, 2002. – 220 с.

21. Микаэлян Э. А. Эксплуатация газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Э. А. Микаэлян. – М. : Недра, 1994. – 304 с.

22. Коваль А. Д. Принципы легирования жаропрочных никелевых сплавов, стойких к высокотемпературной коррозии / А. Д. Коваль, С. Б. Беликов, Е. Л. Санчугов // Материаловедение и термическая обработка металлов. – 2001. – № 10. – С. 5 – 9.

23. Арзамасов, Б.Н. Материаловедение: учебник для вузов / Б.Н. Арзамасов, В.И. Макарова, Г.Г. Мухин [и др.]. - М., 2004. - 648 с.

24. Гецов Л. Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин / Л. Б. Гецов. – М. : Недра, 1996. – 591 с.

25. Богорош О. Т. Жаропрочные сплавы и износостойкие покрытия для лопаток турбин газоперекачивающих агрегатов / О. Т. Богорош, Б. В. Копей, А. Беллауар // Металлофизика и новейшие технол. – 2008. – Т. 30 (спецвыпуск). – С. 653 – 670.

26. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчёт деталей / Г. С. Скубачевский. – М. : Машиностроение, 1981. – 550 с.

27. Ревзин Б. С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты / Б. С. Ревзин. – М.: Недра, 1986. – 215 с.

28. Беллауар А. Улучшение конструкции лабиринтного уплотнения газоперекачивающего агрегата / А. Беллауар, Б. В. Копей, Н. Абдельбаки // Проблеми тертя та зношування, 2010. – Вип. 53. – С. 99–109.

29. Беллауар А. Исследование протечек газа в лабиринтном уплотнении газоперекачивающих агрегатов / А. Беллауар // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. – № 2(24). – С. 107 – 110.

30. Копей Б. В. Усовершенствование лабиринтного узла уплотнения "газ - масло" газоперекачивающего агрегата / Б. В. Копей, А. Беллауар, В. Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – № 1(30). – С. 79 – 87.

31. Абрамович Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей газов. - М.-Л.: ГЭИ, 1948. - 288 с.

32. Игуменцев Е. А. Программа дефектации многороторных агрегатов с прогнозированием ресурса деталей и узлов газоперекачивающих агрегатов / Е. А. Игуменцев, В. И. Работягов : матеріали наук. практ. конф. ["Нафта і газ України – 96"], (м. Харків, 14 – 16 травня 1996 р.). - Харків, 1996. - Т.3. – С. 157 – 158.

33. Парафейник В. П. Надежность газоперекачивающих агрегатов типа ГПА-Ц и повышение эффективности газотранспортной системы Украины / Парафейник В. П., Криницкий Е. В., Костенко Д. А. : матеріали наук. практ. конф. ["Нафта і газ України – 96"], (м. Харків, 14 – 16 травня 1996 р.). - Харків, 1996. - Т.3. – С. 98–99.

34. Микаэлян Э. А. Выбор резерва газоперекачивающих агрегатов на КС / Э. А. Микаэлян, Ю. Э. Микаэлян, В. П. Дорохин // Газовая промышленность. – 1996. – № 3-4. – С. 62 – 63.

35. Нормы технологического проектирования. Магистральные газопроводы : ВСН51-2-79. – М. : Мингазпром, 1979. - 88 с.

36. Установки газотурбинные. Общие технические требования : ГОСТ 21199-82. – М. : Изд. Стандартов, 1982. – 13 с.

37. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Технические требования : ГОСТ 23690-79. – М.: Изд. стандартов, 1979. – 9 с.

38. Забродин Ю. В. Современное состояние и проблемы развития газотурбинного парка газовой промышленности / Ю. В. Забродин, В. А. Шуровский // Важнейшие науч.-техн. проблемы газ. пром-сти. – 1983. – № 2. – С. 15–25.

39. Ким А. О. Учёт надёжности при определении остаточного ресурса газоперекачивающих агрегатов / А. О. Ким, А. В. Шибнев // Транспорт и хранение газа. – 1983. – № 8. – С. 10 – 12.
40. Седых З. С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / З. С. Седых. – М. : Недра, 1990. – 203 с.
41. Горбійчук М. І. Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання / М. І. Горбійчук, Б. В. Копей, А. Беллауар, І. В. Щупак // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 3(8). – С. 55 – 58.
42. Горбійчук М. І. Інформаційні показники технічного стану газоперекачувальних агрегатів природного газу / [М. І. Горбійчук, Б. В. Копей, А. Беллауар та ін.] // Методи та прилади контролю якості. – 2008. – № 20. – С. 47 – 50.
43. Овечкин Е. И. Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов / Е. И. Овечкин // Транспорт и хранение газа. Реф. сб. ВНИИЭгазпрома. – 1980. – Вып.2. – С. 11 – 17.
44. Игуменцев Е. А. Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-1 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности / Е. А. Игуменцев, В. И. Работягов, В. В. Шмидт // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 1996. – № 1. – С. 11 – 20.
45. Толстов А. Г. Методология построения диагностических признаков дефектов ГПА по параметрам вибрации / А. Г. Толстов // Газовая пром-сть. – 1991. – № 10. – С. 36 – 37.
46. Бойко М. В. Исследование вибрационных характеристик газоперекачивающего агрегата ГТП-25 / М. В. Бойко // Транспорт и подземное хранение газа. Отеч. произв. опыт. – 1987. – № 10. – С. 8 – 13.
47. Саприкін С. О. Ефективність методів та приладів віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок / С. О. Саприкін // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – № 4. – С. 23 – 26.

48. Горбійчук М. І. Контроль технічного стану газоперекачувальних агрегатів / М. І. Горбійчук, М. І. Когутяк, О. А. Скріпка // Методи та прилади контролю якості. – 2005. – № 13. – С. 18 – 21.

49. Ігуменцев Є. О. Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів / Є. О. Ігуменцев, Я. С. Марчук // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – № 4. – С. 32 – 36.

50. Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов по результатам виброобследований / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко, Я. С. Марчук // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2004. – № 2. – С. 23 – 27.

51. Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов / Е. А. Игуменцев, Я. С. Марчук, С. В. Гетьманенко // Техн. диагностика и неразруш. контроль. – 2002. – № 3. – С. 7 – 12.

52. Микаэлян Э. А. Проблема выбора газотурбинных газоперекачивающих агрегатов для оснащения КС современных строящихся газотранспортных систем / Э. А. Микаэлян, Р. Э. Микаэлян // Нефтегаз. технологии. – 2001. – № 1. – С. 11 – 14.

53. Методы теории самоорганизации для диагностирования неполадок ГПА / И. Р. Байков, О. В. Смородова, З. А. Гареев, Ф. М. Аминеев // Газ-пром. – 1999. – №8. – С. 26 – 28.

54. Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів / [В. Г.Соляник, В. Я. Грудз, Л. С. Шлапак та ін.] // Нафт. і газ. пром. – 1999. – № 4. – С. 38 – 39.

55. Игуменцев Е. А. Нормирования роторных гармоник спектра виброскорости ГПА // Е. А. Игуменцев, В. В. Погребняк, В. И. Костин // Энергомашиностроение. – 1987. – № 3. – С. 23–26.

56. Определение спектра частот собственных колебаний основных узлов газоперекачивающего агрегата / Ковалева Л. С., Корнеев В. В.,

Михайлова Н. В. // Транспорт и подземное хранение газа. – 1988. – № 2. – С. 14 – 16.

57. Проблема нормирования вибрации газоперекачивающих агрегатов / [А. З. Крейн, В. Д. Ровинский, В. А. Смирнов В.А. и др.] // Транспорт, перераб. и использ. газа в народн. хоз-ве. – 1984. – № 9. – С. 6 – 9.

58. Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газотурбинных ГПА / Е. А. Игуменцев, В. И. Костин // Пробл. прочности. – 1989. – № 2. – С. 121 – 122.

59. Марчук Я. С. Прогнозування залишкового ресурсу та вібромоніторинг газоперекачувального агрегату ГПА-10 / Я. С. Марчук // Нафтова і газова пром-сть. – 2003. – № 6. – С. 43 – 46.

60. Бесклетный М. Е. Определение технического состояния агрегата ГТ-750-6 по спектру виброскорости / М. Е. Бесклетный, Е.А. Игуменцев, В.Л. Христензен // Транспорт и хранение газа. – 1979. – № 3. – С. 1 – 7.

61. Забродин К. В. Повышение надёжности газотурбинных ГПА / К. В. Забродин, В. А. Шуровский // Современное состояние к проблем развития газотурбинного парка газовой промышленности. – 1983. – № 2. – С. 15 –25. – Сер.: Важнейшие науч.-техн. проблемы газ. пром-сти.

62. Соляник В. Г. Усовершенствование вибродиагностических методов и средств контроля газоперекачивающих агрегатов ГПА-25/76 : дисс. ... канд. техн. наук : 05.15.13 / Соляник Владимир Григорьевич. – Ивано-Франковск, 2000. – 150 с.

63. Копей Б. В. Прогнозирование ресурса газоперекачивающих агрегатов по уровню вибраций подшипников нагнетателя / Б. В. Копей, М. И. Горбийчук, А. Беллауар // Нефтегазовая энергетика. – 2009. – № 1(10). – С. 45 – 56.

64. Семенов А. С. Комплексной анализ работаспособности газоперекачивающих агрегатов на основе прогноза остаточного ресурса : дис... канд. тех. наук : 05.02.13 / Семенов Александр Сергеевич. – Тюмень, 2005. – 158 с.

65. Компрессорные станции. Контроль теплотехнических и экологических характеристик газоперекачивающих агрегатов. СОУ. – К.: ДК "Укртрансгаз", 2004. – 117 с.
66. Комплексные обследования наземного механического технологического оборудования компрессорных станций магистральных газопроводов. Стандарт предприятия. – К.: ДК "Укртрансгаз", 2002. – 56 с.
67. Бендат Дж.. Прикладной анализ случайных данных; пер с англ / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
68. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами; пер. с англ. / Д. Химмельблау. - М. : Мир, 1973. – 958 с.
69. Ивахненко А. Г. Помехоустойчивость моделирования / А. Г. Ивахненко, В. С. Степашко. – К.: Наукова думка, 1985. – 216 с.
70. Ивахненко А. Г. Индуктивный метод самоорганизации моделей сложных систем / А. Г. Ивахненко. – К.: Наукова думка, 1981. – 296 с.
71. Ивахненко А. Г. Самоорганизация прогнозирующих моделей / А. Г. Ивахненко, Й. А. Мюллер. – К.: Техніка, 1985. – 219 с.
72. Ивахненко А. Г. Справочник по типовым программам моделирования / [А. Г. Ивахненко, Ю. В. Коппа, В. С. Степашко и др] ; под ред. А. Г. Ивахненко. – К.: Техніка, 1980. – 180 с.
73. Мэтьюз Джон Г. Численные методы. Использование MATLAB / Джон Г. Мэтьюз, Куртис Д. Финк. – М.: Вильямс, 2001. – 720 с.
74. Ермаков С. М. Математическая теория оптимального эксперимента / С. М. Ермаков, А. А. Жиглявский. – М.: Наука, 1987. – 320 с.
75. Микаэлян Э. А. Техническое обслуживание энерготехнологического оборудования газотурбинных газоперекачивающих агрегатов системы сбора и транспорта газа. Методология, исследования, анализ и практика / Э. А. Микаэлян. – М. : Топливо и энергетика, 2000. – 314 с.
76. Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей / М. К. Сидоренко. – М. : Машиностроение, 1973. – 224 с.

77. Розенберг С. Ш. Исследование аэродинамических поперечных сил в лабиринтных уплотнениях при наличии эксцентриситета ротора / С. Ш. Розенберг, В. Г. Орлик, Ю. А. Марченко // Энергомашиностроение. – 1974. - № 8. – С. 15 — 17.

78. Орлик В. Г. Центрирующий эффект в лабиринтовых уплотнениях и его влияние на низкочастотную вибрацию турбомашин / В. Г. Орлик, С. Ш. Розенберг, Н. А. Сорокин // Энергомашиностроение. – 1975. – № 10. – С. 25—29.

79. Forsthoffer W. E. Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks Compressors / William E. Forsthoffer // Publisher: Elsevier Science & Technology Books. – 2005. - Vol 3. - 415 pages. - ISBN: 1856174697.

80. Groddeck H. H. Probleme der berührungsbereichen Hochdruck-topfbuchsen // Forschungs —Ingenieur —Wesen. – 1957. – № 5. - S. 183 — 195.

81. Основы конструирования: справочно-методическое пособие / в 2-х кн.; под ред. П. Н.Учаева. - М.: Машиностроение, 1988. - 560 с. Кн. 1.

82. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные / Г. С. Скубачевский. — М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.

83. Жуковский Н. Е. Видоизменение метода Кирхгофа // Труды ЦАГИ. – 1930. - вып. 41. – С. 5 – 133.

84. Орлик В. Г. Уточненная теория и расчет лабиринтовых уплотнений турбомашин. — «Энергомашиностроение». – 1977. – № 9. – С. 10 – 12.

85. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

86. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 464 с.

87. Кондаков Л. А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.] — М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

88. Mises R. V. Berechnung von Ausflug-und Überfallzahler / R. V. Mises // R. V. Zd. VDI, 1917. - S. 447, 459, 493.

89. Martin P. Beitrag zur Durchflugberechnung von Snaltdichtungen / P. Martin // *Warme*. – 1971. – № 15. – S. 111 – 124.

90. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

91. Володарский Е. Т. Планирование и организация измерительного эксперимента / Е. Т. Володарский, Б. Н. Малиновский, Ю. М. Туз – К.: Вища шк. Головное Изд-во, 1987. – 280 с.

92. Пат. 48899 Украина, МПК F 16 J 15/44. Лабиринтное уплотнение [Текст] / Копей Б. В., Беллауар А., Копей В.Б.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковский нац. техн. университет нефти и газа. — № u 2009 10348; заявл. 12.10.2009; опубл.12.04.2010, Бюл. №7.

93. Микаэлян Э. А. Проблема совершенствования газотурбинных газоперекачивающих агрегатов // *Нефть, газ & энергетика*. – 2006. – № 3. – С. 18 – 22.

94. Грещенко А. З., Автоматизация компрессорных станций магистральных газопроводов / Грещенко А. З., Богаенко И.И., Артемов Ю. И. и др. – К. : Тэхника, 1990. – 128 с.

95. Тельнов К. А. Автоматизация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом/ Тельнов К. А., Файнштейн А. А., Шабашев С. З. и др. – Л. : недра, 1983. – 280 с.

96. Kalbfleisch J. D. Estimation of reliability in field-performance studies (with discussion) / J. D. Kalbfleisch, J. F. Lawless // *Technometrics* 30. – 1988. – pp. 365 – 388.

97. Kalbfleisch J. D. The Statistical Analysis of Failure Time Data / J. D. Kalbfleisch, R. L. Prentice. - New York: Wiley, 1980. - 321 pp.

98.. Dhillon and Singh *Engineering Reliability: New Techniques and Applications*. - New York: Wiley, 1981. - 362 p.

99. Fullwood and Hall, *Probabilistic Risk Assessment in the Nuclear Power Industry: Fundamentals and Applications*. Pergamon Press, 1988. - 318 p.

100. Копей Б. В. Надежность газоперекачивающих агрегатов с центробежным нагнетателем RF-2ВВ-30 "КУПЕР-БЕССЕМЕР" / Б. В. Копей, А. Беллауар, Н. Абдельбаки // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – № 3(21). – С. 92 – 98.
101. McCormick N. J. Reliability and Risk Analysis: Methods and Nuclear Power Applications / N. J. McCormick. - Academic Press, 1981. - 466 pages.
102. Boucly F. Le management de la maintenance assistée par ordinateur (MMAO) / F. Boucly. - AFNOR gestion, 1990. - 246 p.
103. Копей Б. В. Выбор стратегий технического обслуживания газоперекачивающих агрегатов на основании компьютерных баз данных и анализа ABC / Б. В.Копей, А. Беллауар, Ю. И. Парайко // Управление качеством в нефтегазовом комплексе. – 2009. - № – 4. – С. 38 – 42.
104. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации / С. Осовский; пер. с польского. – М.: Финансы и статистика, 2004. – 344 с.
105. Байхельт Ф. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход; пер. с нем. Ф. Байхельт, П. Франкен. - М. : Радио и связь, 1988. - 392 с.: ил.
106. Куянджич С. М. Разработка и анализ моделей надежности и безопасности систем / С. М. Куянджич. – М. : Физматлит, 2001. – 463 с.
107. Математическое моделирование технологических объектов магистральных газопроводов / [Н.М. Константинов и др.]. – М.: Недра, 1988. - 192 с.
108. Vetter M. Modélisation des données . Approches globale et orientée objets / M. Vetter. - Dunod Paris, 1992. – 494 p.
109. Faure R. Precis de recherche operationnelle / R. Faure. - Dunod, Paris, 1975. - 446 pp.
110. Иванов Б. С. Управление техническим обслуживанием машин / Б. С. Иванов. – М.: Машиностроение, 1978. – 158с.

Приложение А

АЛГОРИТМЫ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГПА

А.1. Алгоритм расчета информационных показателей технического состояния ГПА

```
%=====
%Інформаційні показники ГПА
%=====
%1-температура вихлопу
%2-підшипник №1
%3-підшипник №2
%Опорний
%4-горизонтальний
%5-вертикальний
%ОУП
%6-горизонтальний
%7-вертикальний
%8-осьвий зсув
%9-тиск на виході
%10-тиск на вході
%=====
load беллауар
D=diag;
[m n]=size(D);
k=1:m;
E=D(:,9)./D(:,10);
%-----
reply = input('Чи потрібен графік? Y/N: ', 's');
%Побудова графіків
if reply == 'Y';
    for i=1:n
        plot(k,D(:,i))
        if i<n
            figure
        end
    end
end
%-----
%N=1;
%[p,S]=polyfit(k',D(:,2),N);
%Yp=p(1)*k+p(2);
%plot(k,D(:,2),k,Yp)
%-----
%Побудова лінії регресії
i=1:n;
F(i,1)=1;
F(i,2)=k(i);
M=F'*F;C=M^-1;
YD=D(:,2);
a=C*F'*YD;%Обчислення параметрів моделі
Yp=F*a;
%-----
%Побудова довірливих інтервалів
```

Продолжение приложения А.1

```
s1=sqrt(sum((YD-Yp).^2)/(n-2));
df=n-2;
alfa=0.01;
sal=sqrt(C(2,2))*s1;
mu0=0;
tt=(a(1)-mu0)/sal;
tf=tinv(1-alfa/2,df);
if abs(a(2))<tf*sal
    fprintf('Гілопеза al=0 приймається\r')
else
    fprintf('Гілопеза al=0 не приймається\r')
end
tc=mean(k);
S=s1^2*(1/n+(k-tc).^2/sum((k-tc).^2));
U=Yp+tf*sqrt(S');
L=Yp-tf*sqrt(S');
plot(k, YD, k, Yp, k, U, k, L)
%-----
%Побудова довірливих інтервалів
%для оцінки математичного сподівання
z=mean(YD);
s=var(YD);
%верхня межа
Um=z+abs(tinv(alfa/2,n-1))*sqrt(s/n);
%нижня межа
Lm=z-abs(tinv(alfa/2,n-1))*sqrt(s/n);
%відносна зміна, %
delta_m=(Um-Lm)*100/z;
%для оцінки дисперсії
%верхня межа
Uv=(n-1)*s/chi2inv(alfa/2,n-1);
%нижня межа
Lv=(n-1)*s/chi2inv(1-alfa/2,n-1);
%відносна зміна, %
delta_v=(Uv-Lv)*100/s;
%-----
```

Продолжение приложения А

А.2. Алгоритм определения зависимости факторов работы ГПА на время их наработки

```
%Метод групового врахування аргументів
%=====МГВА=====
%Моделювання технічного ресурсу ГПА
%-----
%Вхідні величини
%Файл беллауар.m
%1-температура вихлопу
%2-підшипник №1
%3-підшипник №2
%Опорний
%4-горизонтальний
%5-вертикальний
%ОУП
%6-горизонтальний
%7-вертикальний
%8-осьвий зсув
%9-тиск на виході
%10-тиск на вході
%=====
load беллауар
D=diag;
%Вхідні величини
%2-підшипник №1
%4-горизонтальний
%5-вертикальний
%7-вертикальний
%Формування матриці вхідних величин
X_inp=[D(:,2) D(:,4) D(:,5) D(:,7)];
[m,n]=size(X_inp);
y=1:m;
XX=[X_inp y'];
%-----
[n1,n]=size(X_inp);
%-----
%Вхідні величини об'єкта
%1-ий стовпець: віброшвидкість підшипника №1
%2-ий стовпець: горизонтальна складова вібропереміщення
%підшипника турбіни
%3-ий стовпець: вертикальна складова вібропереміщення
%підшипника турбіни
%4-ий стовпець: вертикальна складова вібропереміщення
%підшипника нагнітача
%Y-масив вихідних величин (наробіток ГПА)
%-----
%Параметри програми
X=XX;XT=X_inp;
YT=y;
[nm,mm]=size(XT);
for j=1:mm
    k=1;
```

Продолжение приложения А.2

```
for i=1:nm
    XL=XT(i,j);
    YL=YT(i);
    Xt(k,j)=XL;
    yt(k)=YL;
    k=k+1;
end
end
Yt=yt';
XE=Xt;YE=Yt;
%=====
%Метод групового врахування аргументів (комбінаторний алгоритм)
%=====МГВА=====
%Вихідні дані
%st-найбільша степінь полінома
%L-число аргументів
%M-число точок масиву
%mp-довжина перевірної послідовності
%me-довжина екзаменаційної послідовності
%cb-число кращих моделей, які відбираються на першому етапі
%(свобода вибору)
%KL-ключ:KL=1-синтез моделі тільки з вільними членами
%       KL=2-синтез моделі без вільних членів
%       KL=0-виконується повний перебір
%kry-ключ виводу даних про апроксимацію:
%     kry=0-дані не виводяться
%     kry=1-дані виводяться
%cri-задання критерію:cri=0-регулярність
%       cri=1-змішення
%       cri=2, cri=3-комбіновані
%nm-число рівнянь ідентифікації
%X-масив початкових аргументів (MxL)
%Y-масив даних вихідної величини (Mx1)
%-----
%Вихід
%M0-довжина масиву навчальної послідовності
%N-число членів повної моделі, включаючи вільний член
%PS-масив коефіцієнтів моделей оптимальної складності (Nxcb)
%OS-масив значень критерію відбору (1xcb)
%Ls-масив маркерів для графіків
%gr-кількість графіків, що виводиться на екран (умова
%формується у М-файлі combi - рядок 150: == виводиться графік
%під номером gr; <= виводиться gr графіків)
%-----
%Параметри алгоритму
KL=1;
cri=0;
nm=1;
st=2;
pry=1;
cb=3;
gr=3;
%Маркери для ліній графіка. Їх кількість визначається
%параметром cb-кількістю кращих моделей
Ls=['s';'+';'v'];
%-----
```

```
XX=[XE YE];
```

Продолжение приложения А.2

```
%Параметри програми
[M,n]=size(XE);
L=n;
mp=round(0.3*M);
me=round(0*M);
%-----
%Інформація про роботу алгоритма
M0=M-mp-me;
fprintf('АЛГОРИТМ combi\r')
fprintf('Число аргументів%2.0g\r',L)
fprintf('Максимальна степінь полінома%2.0g\r',ct)
fprintf('Всього точок M=%3.0f. Розділення масиву:\r',M)
fprintf('-навчальна вибірка M0=%3.0f\r',M0)
fprintf('-перевірна вибірка mp=%3.0f\r',mp)
fprintf('-екзаменаційна вибірка me=%3.0f\r',me)
fprintf('Критерій-')
if cri==0
    fprintf('регулярність\r')
end
if cri==1
    fprintf('незміщенність\r')
end
if cri>1
    fprintf('Комбінований ')
    if cri==2
        fprintf('незміщений+СКВ\r')
    else
        fprintf('незміщений+похибка на экзаменаційні вибірці\r')
    end
end
fprintf('Число кращих моделей першого етапу cb=%2.0f\r',cb)
fprintf('Перебір ')
if KL==0
    fprintf('повний\r')
end
if KL==1
    fprintf('з вільним членом\r')
end
if KL==2
    fprintf('з без вільного члена\r')
end
if pry==0
    fprintf('Інформація про апроксимацію не виводиться\r')
end
%-----
N=1;
for j=1:L
    N=N*(ct+j)/j;
end
%-----
%Визначення max, min для кожної вхідної змінної
%та для виходу об'єкта. Нормування змінних та виходу об'єкта
for i=1:n+1
    xs(1,i)=max(XX(:,i));
    xs(2,i)=min(XX(:,i));
    XX(:,i)=(XX(:,i)-xs(2,i))/(xs(1,i)-xs(2,i));
end
```

Продолжение приложения А.2

```
FY=XX;
FY(:,n+1)=[];
X=FY;
Y=XX(:,n+1);
%-----
for i=1:nm
    if nm>1
        fprintf('Рівняння');
        fprintf('%4.2g\r',i);
    end
    [PS,OS]=combi(ct,L,M,mp,me,cb,cri,KL,pry,X,Y,YE,Ls,gr);
    for F=1:cb
        fprintf('%2.0f-модель. Значення критерію %8.6g\r',F,OS(F))
        fprintf('Коефіцієнти моделі\r')
        for j=1:N
            fprintf('%8.6g\r',PS(j,F))
        end
    end
end
end
```

Приложение Б
Оптимизация конструкции лабиринтного уплотнения

Таблица Б.1

Изменение размера радиусов границы камеры простого ЛУ (R_1, R_2)

№ эксперимента	Главный	Asl,	Asr	Alfa	H	k	Rs1	Rs2	Lsv	Lsk1	Lsk2	R1	R2	Rv1	Rv2	Rr
1	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,5	1,5	0,01	0,01	0,01	0,01	100
2	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,41	1,41	0,1	0,1	0,01	0,01	100
3	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,31	1,31	0,2	0,2	0,01	0,01	100
4	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,21	1,21	0,3	0,3	0,01	0,01	100
5	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,11	1,11	0,4	0,4	0,01	0,01	100
6	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,01	1,01	0,5	0,5	0,01	0,01	100
7	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,91	0,91	0,6	0,6	0,01	0,01	100
8	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,81	0,81	0,7	0,7	0,01	0,01	100
9	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,71	0,71	0,8	0,8	0,01	0,01	100
10	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,61	0,61	0,9	0,9	0,01	0,01	100
11	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,51	0,51	1	1	0,01	0,01	100
12	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,41	0,41	1,1	1,1	0,01	0,01	100
13	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,31	0,31	1,2	1,2	0,01	0,01	100
14	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,21	0,21	1,3	1,3	0,01	0,01	100
15	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,11	0,11	1,4	1,4	0,01	0,01	100
16	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,01	0,01	1,5	1,5	0,01	0,01	100

Расчет зависимости давления в последнем зазоре ЛУ от радиусов границы камеры лабиринта (R_1 , R_2)

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
1	0	101394,139	0	101336,441	0	101320,3804
	1,44E-05	101386,9341	1,44E-05	101336,578	7,22E-06	101320,5597
	2,38E-05	101383,5115	2,38E-05	101336,631	1,44E-05	101320,4963
	3,32E-05	101380,3788	3,32E-05	101336,669	3,32E-05	101320,2723
	8,86E-05	101379,6216	8,86E-05	101337,682	8,86E-05	101321,6579
	0,000134	101381,3115	0,000134	101339,322	0,000135	101322,366
	0,000144	101381,6736	0,000144	101339,673	0,000144	101322,5124
	0,000212	101381,7936	0,0002	101341,326	0,0002	101322,7822
	0,000237	101381,5842	0,000224	101341,524	0,000212	101322,7998
	0,000249	101381,6054	0,000249	101341,763	0,000225	101322,8284
					0,000237	101322,8622
					0,00025	101322,8822
2	0	101394,1566	0	101336,596	0	101320,3874
	1,44E-05	101386,9584	7,29E-06	101336,666	7,22E-06	101320,5681
	2,38E-05	101383,529	1,46E-05	101336,75	1,44E-05	101320,5055
	3,32E-05	101380,2992	3,33E-05	101336,829	3,32E-05	101320,2836
	8,86E-05	101379,6501	8,88E-05	101337,856	8,86E-05	101321,6758
	0,000135	101381,3508	0,000135	101339,517	0,000134	101322,3828
	0,000144	101381,7044	0,000144	101339,868	0,000144	101322,5311
	0,000212	101381,8323	0,0002	101341,535	0,0002	101322,7981
	0,000237	101381,6188	0,000225	101341,738	0,000212	101322,8152
	0,00025	101381,6502	0,00025	101341,981	0,000225	101322,8428
					0,000237	101322,8765
					0,00025	101322,897
3	0	101394,118	0	101336,571	0	101320,3859
	1,44E-05	101386,9302	7,22E-06	101336,639	7,22E-06	101320,5663
	2,38E-05	101383,5066	1,44E-05	101336,719	1,44E-05	101320,5035
	3,32E-05	101380,2824	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,2809
	8,86E-05	101379,6359	8,86E-05	101337,816	8,86E-05	101321,6669
	0,000135	101381,3152	0,000135	101339,468	0,000135	101322,3702
	0,000144	101381,664	0,000144	101339,811	0,000144	101322,5137
	0,000212	101381,7904	0,0002	101341,467	0,0002	101322,7756
	0,000237	101381,5765	0,000225	101341,671	0,000212	101322,7927
	0,00025	101381,6069	0,00025	101341,915	0,000238	101322,8542
					0,000251	101322,8703
4	0	101394,1307	0	101336,576	0	101320,4271
	1,44E-05	101386,9364	7,29E-06	101336,746	7,22E-06	101320,5976
	2,38E-05	101383,5096	1,46E-05	101336,829	1,44E-05	101320,5312
	3,32E-05	101380,2824	3,33E-05	101336,907	3,32E-05	101320,3017
	8,86E-05	101379,6334	8,88E-05	101337,927	8,86E-05	101321,6416
	0,000135	101381,3108	0,000135	101339,518	0,000135	101322,3656
	0,000144	101381,654	0,000144	101339,843	0,000144	101322,5153
	0,000212	101381,7739	0,0002	101341,575	0,0002	101322,7976
	0,000238	101381,5591	0,000225	101341,854	0,000212	101322,8144

Продолжение табл. Б.2

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
	0,00025	101381,5535	0,000238	101342,021	0,000238	101322,8716
			0,000251	101342,168	0,00025	101322,8905
5	0	101394,1347	0	101336,775	0	101320,3969
	1,44E-05	101386,9487	8,14E-06	101336,887	7,22E-06	101320,5773
	2,38E-05	101383,5261	1,63E-05	101336,981	1,44E-05	101320,5146
	3,32E-05	101380,3028	3,5E-05	101337,06	3,32E-05	101320,2921
	8,86E-05	101379,657	9,05E-05	101338,098	8,86E-05	101321,6735
	0,000135	101381,3325	0,000136	101339,765	0,000135	101322,3767
	0,000144	101381,6807	0,000146	101340,129	0,000144	101322,5233
	0,000212	101381,8044	0,000201	101341,813	0,0002	101322,7935
	0,000237	101381,5899	0,000227	101342,022	0,000212	101322,8109
	0,00025	101381,6213	0,000239	101342,153	0,000225	101322,839
			0,000252	101342,265	0,000237	101322,8728
					0,00025	101322,8937
6	0	101394,1439	0	101336,64	0	101320,4308
	1,44E-05	101386,9472	7,22E-06	101336,708	7,22E-06	101320,6035
	2,38E-05	101383,5187	1,44E-05	101336,788	1,44E-05	101320,5384
	3,32E-05	101380,2897	3,32E-05	101336,868	3,32E-05	101320,3117
	8,86E-05	101379,6509	8,86E-05	101337,883	8,86E-05	101321,6688
	0,000135	101381,3542	0,000135	101339,46	0,000135	101322,4046
	0,000144	101381,7087	0,000144	101339,788	0,000144	101322,5546
	0,000212	101381,8347	0,0002	101341,511	0,0002	101322,8354
	0,000237	101381,6206	0,000225	101341,787	0,000212	101322,8514
	0,00025	101381,6519	0,00025	101342,117	0,000238	101322,9068
					0,000251	101322,9215
7	0	101394,1487	0	101336,797	0	101320,4191
	1,44E-05	101386,9477	7,12E-06	101336,863	7,22E-06	101320,5929
	2,38E-05	101383,5185	1,42E-05	101336,945	1,44E-05	101320,5282
	3,32E-05	101380,2893	3,3E-05	101337,023	3,32E-05	101320,3021
	8,86E-05	101379,6416	8,84E-05	101338,052	8,86E-05	101321,6671
	0,000135	101381,3468	0,000135	101339,668	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7012	0,000144	101339,995	0,000144	101322,5524
	0,000212	101381,8246	0,000199	101341,743	0,0002	101322,8242
	0,000237	101381,6113	0,000225	101342,021	0,000212	101322,8388
	0,00025	101381,642	0,000238	101342,186	0,000237	101322,8907
		0,00025	101342,334	0,00025	101322,9081	
8	0	101394,1837	0	101336,694	0	101320,3779
	1,44E-05	101386,9808	7,29E-06	101336,764	7,22E-06	101320,5603
	2,38E-05	101383,5507	1,46E-05	101336,847	1,44E-05	101320,4991
	3,32E-05	101380,3207	3,33E-05	101336,925	3,32E-05	101320,2803
	8,86E-05	101379,6751	8,88E-05	101337,948	8,86E-05	101321,6751
	0,000135	101381,3779	0,000135	101339,623	0,000135	101322,3766
	0,000144	101381,7317	0,000144	101339,966	0,000144	101322,5229
	0,000212	101381,8541	0,0002	101341,644	0,0002	101322,7806
	0,000237	101381,6415	0,000225	101341,854	0,000212	101322,797
	0,00025	101381,674	0,000238	101341,983	0,000225	101322,824
			0,000251	101342,086	0,000237	101322,8565
				0,00025	101322,8761	
9	0	101394,034	0	101336,743	0	101320,3899
	1,44E-05	101386,8621	7,22E-06	101336,81	7,22E-06	101320,5727

Продолжение табл. Б.2

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
	2,38E-05	101383,4462	1,44E-05	101336,894	1,44E-05	101320,5114
	3,32E-05	101380,2293	3,32E-05	101336,972	3,32E-05	101320,2922
	8,86E-05	101379,5972	8,86E-05	101338	8,86E-05	101321,6895
	0,000134	101381,2849	0,000134	101339,666	0,000135	101322,3908
	0,000144	101381,6397	0,000144	101340,015	0,000144	101322,5366
	0,000212	101381,784	0,0002	101341,679	0,0002	101322,7954
	0,000237	101381,579	0,000225	101341,881	0,000212	101322,8121
	0,00025	101381,6105	0,00025	101342,124	0,000225	101322,8393
					0,000237	101322,8721
					0,00025	101322,8921
10	0	101394,0909	0	101336,775	0	101320,4211
	1,44E-05	101386,922	7,19E-06	101336,843	7,22E-06	101320,5953
	2,38E-05	101383,5068	1,44E-05	101336,925	1,44E-05	101320,5308
	3,32E-05	101380,2903	3,31E-05	101337,002	3,32E-05	101320,3055
	8,86E-05	101379,635	8,86E-05	101338,026	8,86E-05	101321,6839
	0,000135	101381,3425	0,000134	101339,615	0,000135	101322,426
	0,000144	101381,6957	0,000144	101339,946	0,000144	101322,5776
	0,000212	101381,852	0,000199	101341,669	0,0002	101322,8452
	0,000237	101381,6504	0,000225	101341,94	0,000212	101322,8596
	0,00025	101381,6768	0,00025	101342,265	0,000238	101322,9109
				0,000251	101322,9242	
11	0	101394,1202	0	101336,748	0	101320,4188
	1,44E-05	101386,9285	1,54E-05	101336,919	7,22E-06	101320,5942
	2,38E-05	101383,5036	3,41E-05	101336,995	1,44E-05	101320,5303
	3,32E-05	101380,2783	8,96E-05	101338,013	3,32E-05	101320,3061
	8,86E-05	101379,6255	0,000135	101339,595	8,86E-05	101321,686
	0,000135	101381,3305	0,000145	101339,934	0,000134	101322,42
	0,000144	101381,6845	0,000201	101341,661	0,000144	101322,5749
	0,000212	101381,8226	0,000226	101341,934	0,0002	101322,8346
	0,000237	101381,6166	0,000251	101342,26	0,000212	101322,8473
	0,00025	101381,6502			0,000237	101322,8947
				0,00025	101322,9099	
12	0	101394,0746	0	101337,05	0	101320,4223
	1,44E-05	101386,899	7,22E-06	101337,117	7,22E-06	101320,5984
	2,38E-05	101383,4805	1,44E-05	101337,201	1,44E-05	101320,5348
	3,32E-05	101380,2611	3,32E-05	101337,279	3,32E-05	101320,3111
	8,86E-05	101379,6225	8,86E-05	101338,329	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3387	0,000135	101339,965	0,000135	101322,4456
	0,000144	101381,6913	0,000144	101340,305	0,000144	101322,6005
	0,000212	101381,8509	0,0002	101342,048	0,0002	101322,8676
	0,000238	101381,6521	0,000225	101342,316	0,000212	101322,881
	0,00025	101381,6633	0,00025	101342,634	0,000237	101322,9297
				0,00025	101322,9458	
13	0	101394,0733	0	101336,773	0	101320,3761
	1,44E-05	101386,9063	7,36E-06	101336,846	7,22E-06	101320,5628
	2,38E-05	101383,4919	1,47E-05	101336,93	1,44E-05	101320,5031
	3,32E-05	101380,2762	3,34E-05	101337,007	3,32E-05	101320,2875
	8,86E-05	101379,6373	8,89E-05	101338,035	8,86E-05	101321,7205
	0,000135	101381,3492	0,000135	101339,702	0,000135	101322,4443

Продолжение табл. Б.2

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
	0,000144	101381,7048	0,000144	101340,039	0,000144	101322,594
	0,000212	101381,8787	0,0002	101341,678	0,0002	101322,862
	0,000237	101381,6872	0,000226	101341,881	0,000212	101322,8789
	0,00025	101381,7273	0,000239	101342,005	0,000238	101322,9394
			0,000251	101342,083	0,00025	101322,9584
14	0	101394,091	0	101336,741	0	101320,405
	1,44E-05	101386,9219	1,49E-05	101336,899	7,22E-06	101320,5824
	2,38E-05	101383,5063	3,36E-05	101336,975	1,44E-05	101320,5189
	3,32E-05	101380,2896	8,91E-05	101337,984	3,32E-05	101320,2948
	8,86E-05	101379,6575	0,000135	101339,545	8,86E-05	101321,7087
	0,000134	101381,3718	0,000145	101339,874	0,000134	101322,4665
	0,000144	101381,7307	0,0002	101341,571	0,000144	101322,6267
	0,000212	101381,9209	0,000225	101341,84	0,0002	101322,8861
	0,000237	101381,7364	0,00025	101342,163	0,000212	101322,898
	0,00025	101381,7777			0,000237	101322,9433
				0,000249	101322,9576	
15	0	101393,8674	0	101336,765	0	101320,3883
	1,44E-05	101386,7024	7,21E-06	101336,831	7,22E-06	101320,5774
	2,38E-05	101383,2908	1,44E-05	101336,912	1,44E-05	101320,5195
	3,32E-05	101380,0782	3,31E-05	101336,987	3,32E-05	101320,3075
	8,86E-05	101379,48	8,86E-05	101338,004	8,86E-05	101321,7478
	0,000135	101381,1925	0,000135	101339,646	0,000135	101322,4749
	0,000144	101381,5482	0,000144	101339,987	0,000144	101322,6255
	0,000212	101381,6945	0,0002	101341,605	0,0002	101322,8692
	0,000237	101381,4996	0,000225	101341,8	0,000212	101322,8796
	0,00025	101381,5369	0,00025	101342,035	0,000237	101322,9235
				0,00025	101322,9353	
16	0	101393,749	0	101336,783	0	101320,3932
	1,44E-05	101386,5862	7,22E-06	101336,85	7,22E-06	101320,5829
	2,38E-05	101383,1744	1,44E-05	101336,931	1,44E-05	101320,5255
	3,32E-05	101379,9614	3,32E-05	101337,008	3,32E-05	101320,3154
	8,86E-05	101379,4057	8,86E-05	101338,034	8,86E-05	101321,762
	0,000135	101381,1664	0,000135	101339,694	0,000135	101322,4965
	0,000144	101381,5064	0,000144	101340,038	0,000144	101322,6455
	0,000213	101381,6674	0,0002	101341,668	0,0002	101322,8895
	0,000252	101381,3655	0,000225	101341,862	0,000212	101322,8996
			0,00025	101342,095	0,000238	101322,9427
				0,000251	101322,9495	

Расчет зависимости среднего давления (по результатам табл. Б .2) в последнем зазоре ЛУ от радиусов границы камеры лабиринта (R1, R2),

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, ПА			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
1	0	101383,2533	101338,8	101321,9	101347,9767
2	0,1	101383,275	101338,9	101321,9	101348,0296
3	0,2	101383,2426	101338,9	101321,8	101347,9701
4	0,3	101383,2344	101339,3	101321,8	101348,1029
5	0,4	101383,2598	101339,4	101321,9	101348,1966
6	0,5	101383,272	101339	101321,8	101348,0159
7	0,6	101383,2672	101339,4	101321,8	101348,1664
8	0,7	101383,299	101339,3	101321,9	101348,156
9	0,8	101383,2067	101339,1	101321,9	101348,056
10	0,9	101383,2662	101339,1	101321,8	101348,0641
12	1,1	101383,2534	101339,7	101321,8	101348,2605
13	1,2	101383,2732	101339,4	101321,8	101348,1548
14	1,3	101383,3004	101339,3	101321,8	101348,1443
15	1,4	101383,089	101339,1	101321,8	101347,9957
16	1,5	101383,1758	101339,1	101321,9	101348,0423

Продолжение приложения Б

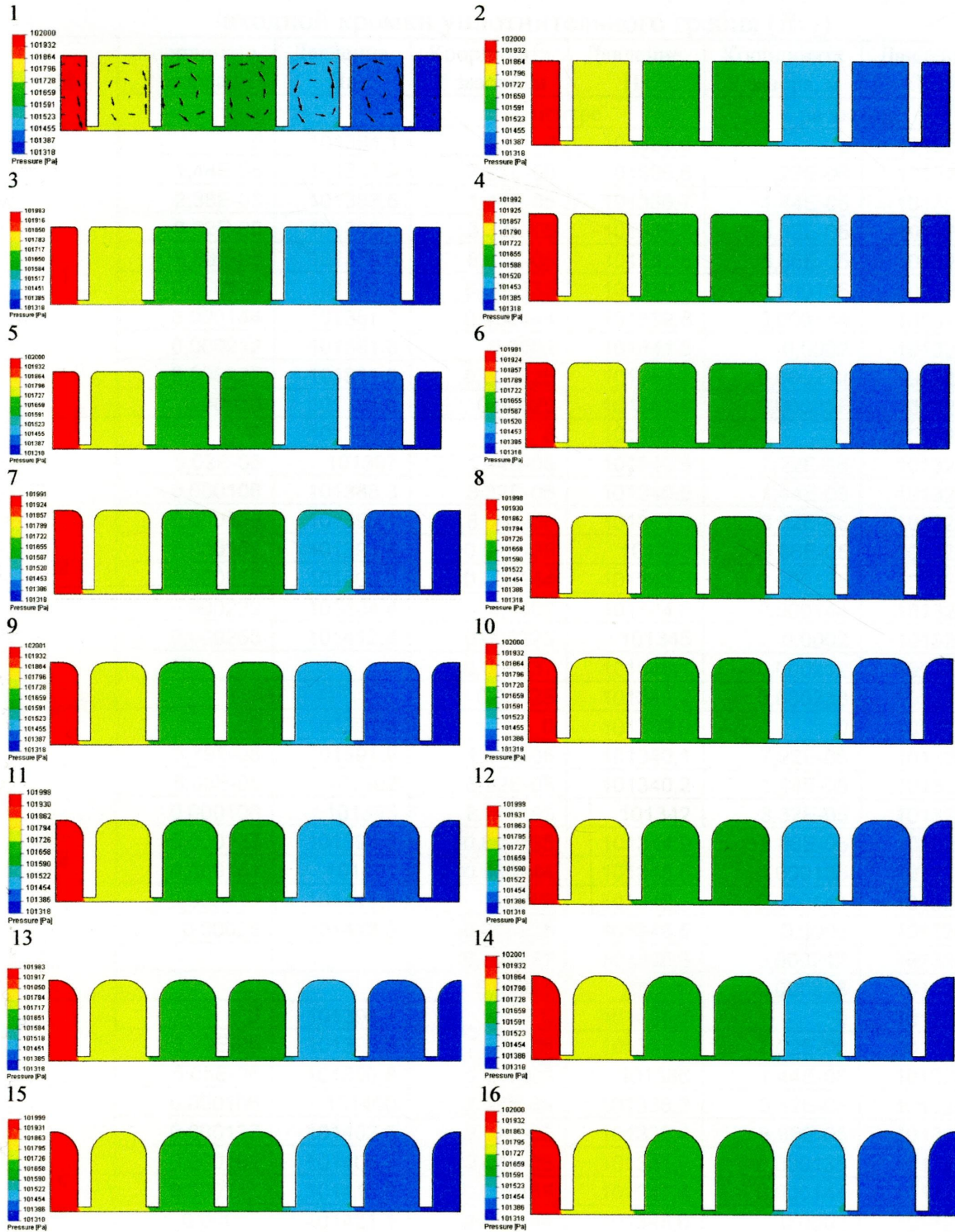


Рис. Б.1. Давление в ЛУ с измененным радиусом границы камеры лабиринта (R1, R2)

Расчет зависимости давления в последнем зазоре от радиуса округления
входной кромки уплотнительного гребня (Rv_1)

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,4
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,6
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,3
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,5
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,8
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,8
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,9
2	0	101386,8	0	101340,3	0	101320,4
	5,02E-05	101387	1,44E-05	101340,5	7,22E-06	101320,6
	0,000106	101388,3	3,32E-05	101340,5	1,44E-05	101320,6
	0,000138	101390,1	8,86E-05	101341,5	3,32E-05	101320,5
	0,000161	101391,4	0,000135	101343	8,86E-05	101322,3
	0,000217	101400,9	0,000144	101343,3	0,000135	101323,4
	0,000229	101404,8	0,0002	101344,8	0,000144	101323,6
	0,000253	101412,4	0,000225	101345	0,0002	101324,1
			0,000237	101345,1	0,000212	101324,1
			0,00025	101345,2	0,000238	101324,1
3	0	101391,4	0	101339,9	0	101320,4
	3,79E-05	101391,9	1,44E-05	101340,1	7,22E-06	101320,7
	5,05E-05	101392	3,32E-05	101340,2	1,44E-05	101320,7
	0,000106	101395	8,86E-05	101342	3,32E-05	101320,6
	0,000137	101398,3	0,000135	101344,9	8,86E-05	101322,6
	0,000161	101401	0,000144	101345,5	0,000135	101323,8
	0,000217	101411,7	0,0002	101348,2	0,000144	101324,1
	0,00025	101418,3	0,000225	101348,6	0,0002	101324,7
			0,000237	101348,8	0,000212	101324,8
			0,00025	101349	0,000238	101324,8
4	0	101396,1	0	101335,2	0	101320,5
	3,79E-05	101396,6	7,22E-06	101335,5	7,22E-06	101320,8
	5,05E-05	101396,8	1,44E-05	101336	1,44E-05	101320,8
	0,000106	101400	2,38E-05	101336,2	3,32E-05	101320,8
	0,000137	101403,6	3,32E-05	101336,4	8,86E-05	101322,8
	0,000161	101406,3	8,86E-05	101341,6	0,000135	101324,2
	0,000217	101415,9	0,000135	101347,4	0,000144	101324,4
	0,00025	101421,1	0,000144	101348,6	0,0002	101325,3
		101404,5	0,0002	101353,1	0,000212	101325,3
			0,000225	101353,8	0,000238	101325,4
5			0,00025	101354,5	0,000251	101325,5
	0	101397,6	0	101333,6	0	101320,2
	3,79E-05	101398	1,11E-05	101334,9	7,22E-06	101320,6
	5,05E-05	101398,2	2,21E-05	101335,8	1,44E-05	101320,6
		3,32E-05	101336,4	3,32E-05	101320,7	

Продолжение табл. Б.4

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
	0,000137	101404,1	8,86E-05	101345,5	8,86E-05	101322,9
0,000161	101406,8	0,000135	101353,2	0,000135	101324,5	
0,000217	101416,1	0,000144	101354,8	0,000144	101324,8	
0,00025	101420,3	0,0002	101359,8	0,0002	101325,9	
	101405,2	0,000225	101360,5	0,000225	101326,1	
		0,00025	101361,4	0,000238	101326,1	
0	101413,7	0	101352,9	0	101320,4	
3,8E-05	101409,8	1,11E-05	101352,5	7,22E-06	101320,8	
8,86E-05	101404,7	3,32E-05	101352,4	1,44E-05	101320,8	
0,000135	101400,7	8,86E-05	101359,8	3,32E-05	101320,8	
0,000144	101399,9	0,000134	101365	8,86E-05	101323,5	
0,0002	101397,9	0,000144	101366,1	0,000135	101325,9	
0,000225	101397,6	0,0002	101369,3	0,000144	101326,4	
0,00025	101397,3	0,000224	101369,8	0,0002	101328	
	101402,7	0,000249	101370,3	0,000251	101328,2	
0	101406,6	0	101380,1	0	101319,2	
9,08E-05	101401,1	3,53E-05	101378	8,3E-06	101319,6	
0,000136	101397,9	9,08E-05	101377,1	3,53E-05	101319,3	
0,000146	101397,1	0,000136	101377,6	9,08E-05	101323	
0,000202	101395,4	0,000146	101377,7	0,000136	101327,2	
0,00025	101395,1	0,000202	101378,5	0,000146	101328,2	
	101398,9	0,000214	101378,7	0,000202	101330,9	
		0,000238	101378,8	0,000226	101331	
		0,00025	101378,9	0,000238	101331,1	
0	101404,7	0	101393,4	0	101320	
8,86E-05	101399,7	3,32E-05	101390,7	7,22E-06	101320,2	
0,000135	101397,4	8,86E-05	101387,3	3,32E-05	101319,9	
0,000144	101396,9	0,000135	101386	8,86E-05	101325,6	
0,0002	101396,4	0,000144	101385,7	0,000135	101332,2	
0,000237	101396,2	0,0002	101385,3	0,000144	101333,6	
0,00025	101396,1	0,000212	101385,3	0,0002	101337,3	
		0,000237	101385,3	0,000225	101337,8	
		0,00025	101385,3	0,00025	101338,3	

Таблица Б.5

Расчет зависимости среднего давления (по результатам табл. Б.4) в последнем зазоре ЛУ от радиуса округления входной кромки уплотнительного гребня (Rv_1)

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, ПА			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
1	0	101383,24	101338,89	101321,78	101347,97
2	0,1	101395,22	101342,91	101322,54	101353,55
3	0,2	101399,95	101344,71	101322,92	101355,86
4	0,3	101404,54	101343,49	101323,27	101357,1
5	0,4	101405,24	101347,59	101323,51	101358,78
6	0,5	101402,7	101362,02	101323,87	101362,86

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, Па			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
7	0,6	101398,87	101378,38	101326,07	101367,77
8	0,688	101398,21	101387,14	101329,44	101371,59

Таблица Б.6

Расчет зависимости давления в последнем зазоре от радиуса округления
выходной кромки уплотнительного гребня (Rv_2)

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,4
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,6
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,3
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,5
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,8
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,8
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,9
2	0	101384,4	0	101324,2	0	101320,1
	1,44E-05	101376,5	1,44E-05	101324,4	3,33E-05	101319,1
	2,38E-05	101372,8	3,32E-05	101324,4	8,88E-05	101318,8
	3,32E-05	101369,3	8,86E-05	101325,4	0,000134	101318,8
	8,86E-05	101372,8	0,000135	101327,4	0,000144	101318,8
	0,000135	101376,4	0,000144	101327,8	0,0002	101318,9
	0,000144	101377,1	0,0002	101329,7	0,000212	101319
	0,0002	101377,4	0,000225	101329,8	0,000237	101319
	0,000212	101377,5	0,00025	101329,9	0,000249	101319
	0,000237	101377,1		101327		101319,1
3	0	101378,5	0	101319	0	101322,7
	1,44E-05	101370,6	1,44E-05	101319,3	3,01E-05	101322,1
	2,38E-05	101366,9	3,32E-05	101319,4	0,000132	101319,6
	3,32E-05	101363,4	8,86E-05	101320,7	0,000141	101319,4
	8,86E-05	101368,7	0,000135	101323,1	0,000196	101318,4
	0,000135	101372,7	0,000144	101323,6	0,000209	101318,3
	0,000144	101373,6	0,0002	101326	0,000222	101318,2
	0,0002	101373,8	0,000225	101326,2	0,000234	101318,1
	0,000212	101373,8	0,00025	101326,5	0,000247	101318
	0,000225	101373,6				
4	0	101369,1	0	101312	0	101323,8
	1,44E-05	101362,6	1,44E-05	101312,6	3,32E-05	101323,6
	2,38E-05	101359,6	2,38E-05	101312,8	8,86E-05	101322,4
	3,32E-05	101356,8	3,32E-05	101313	0,000135	101321
	8,86E-05	101363,2	8,86E-05	101315,5	0,000144	101320,7
	0,000135	101367,7	0,000135	101318,8	0,0002	101319,5

Продолжение табл. Б.6

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
	0,000144	101368,6	0,000144	101319,5	0,000225	101319,3
	0,0002	101369,3	0,0002	101322,5	0,00025	101319,1
	0,000212	101369,3	0,000225	101322,7		
	0,000237	101369,1	0,00025	101323,1		
	0,00025	101369,1				
5	0	101363	0	101307,6	0	101323,9
	1,44E-05	101356,4	1,11E-05	101308,2	3,32E-05	101323,6
6	2,38E-05	101353,3	2,21E-05	101308,7	8,86E-05	101322,7
	3,32E-05	101350,4	3,32E-05	101309,1	0,000134	101321,5
	8,86E-05	101356,5	8,86E-05	101312,8	0,000144	101321,2
	0,000135	101361	0,000135	101316,2	0,0002	101320,1
	0,000144	101361,9	0,000144	101316,9	0,000224	101320
	0,0002	101362,6	0,0002	101319,8	0,000249	101319,8
	0,000212	101362,7	0,000225	101320,1		
	0,000237	101362,4	0,00025	101320,5		
	0,00025	101362,4				
	0	101357,1	0	101314,4	0	101324
6	1,44E-05	101350,4	2,21E-05	101314,2	3,32E-05	101323,8
	2,38E-05	101347,2	3,32E-05	101314,1	8,86E-05	101322,9
	3,32E-05	101344,3	8,86E-05	101315,6	0,000134	101321,9
	8,86E-05	101350,4	0,000135	101317,6	0,000144	101321,7
	0,000135	101355,1	0,000144	101318,1	0,0002	101320,9
	0,000144	101356,1	0,0002	101319,8	0,000224	101320,8
	0,0002	101357	0,000225	101320,1	0,000249	101320,6
	0,000212	101357	0,00025	101320,4		
	0,000237	101356,8				
	0,00025	101356,8				
7	0	101353,8	0	101319,5	0	101324,2
	1,44E-05	101346,8	3,32E-05	101319,1	3,32E-05	101324
	2,38E-05	101343,4	8,86E-05	101319	8,86E-05	101323,3
	3,32E-05	101340,3	0,000135	101319,7	0,000134	101322,4
	8,86E-05	101342	0,000144	101319,8	0,000144	101322,2
	0,000135	101345,4	0,0002	101320,7	0,0002	101321,5
	0,000144	101346,1	0,000212	101320,7	0,000224	101321,4
	0,0002	101347,1	0,000225	101320,8	0,000249	101321,3
	0,000212	101347,2	0,000237	101320,9		
	0,000237	101347,1	0,00025	101321		
0,00025	101347,2					
8	0	101356,2	0	101321,2	0	101324,4
	1,44E-05	101348,2	3,32E-05	101321,3	3,32E-05	101324,2
	2,38E-05	101344,5	8,86E-05	101321,9	8,86E-05	101323,5
	3,32E-05	101340,9	0,000135	101322,7	0,000134	101322,9
	8,86E-05	101345,9	0,000144	101322,9	0,000144	101322,7
	0,000135	101350,8	0,0002	101323,8	0,0002	101322,3
	0,000144	101351,8	0,000225	101323,9	0,000225	101322,3
	0,0002	101352,7	0,000237	101324	0,000249	101322,2
	0,000212	101352,7	0,00025	101324,1		
	0,000237	101352,5				
0,00025	101352,5					

Расчет зависимости среднего давления (по результатам табл. Б.6) в последнем зазоре ЛУ от радиуса округления выходной кромки уплотнительного гребня (Rv_2)

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, Па			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
1	0	101383,2	101338,9	101321,78	101348
2	0,1	101376,2	101327	101319,06	101340,8
3	0,2	101371,9	101322,7	101319,43	101338
4	0,3	101365,9	101317,2	101321,18	101334,8
5	0,4	101359,3	101314	101321,59	101331,6
6	0,5	101353,5	101317,2	101322,06	101330,9
7	0,6	101346	101320,1	101322,62	101329,6
8	0,688	101349,9	101322,9	101323,07	101331,9

Таблица Б.8

Расчет зависимости давления в последнем зазоре ЛУ от радиуса двухстороннего округления кромки уплотнительного гребня (Rv_1, Rv_1)

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,39
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,57
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,28
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,67
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,37
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,51
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,78
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,79
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,85
				0,000251	101322,87	
2	0	101399,7	0	101325,6	0	101318,56
	1,93E-05	101393,5	7,22E-06	101325,7	2,9E-05	101317,62
	2,9E-05	101390,4	1,44E-05	101325,8	8,45E-05	101317,96
	8,45E-05	101383,7	3,32E-05	101325,9	0,000133	101318,72
	0,000133	101382,5	8,86E-05	101327,2	0,00014	101318,83
	0,00014	101382,3	0,000135	101329,3	0,000195	101319,63
	0,000195	101381,5	0,000144	101329,8	0,000223	101319,79
	0,000237	101381,4	0,0002	101331,5	0,000237	101319,88
	0,00025	101380,7	0,000237	101331,6	0,00025	101319,94
		101386,2	0,00025	101331,6		
3	0	101399,4	0	101318,3	0	101321,52
	3,18E-05	101392,5	1,44E-05	101318,4	3,18E-05	101320,78
	8,73E-05	101385,1	3,32E-05	101318,4	8,73E-05	101319,84
	0,000134	101382,7	8,86E-05	101320,8	0,000134	101319,37

Продолжение табл. Б.8

№	Координата	Давление,	Координата	Давление,	Координата	Давление,
	У зазора, м	Па	У зазора, м	Па	У зазора, м	Па
	на входе		в центре		на выходе	
	0,000143	101382,2	0,000135	101324,7	0,000143	101319,27
	0,000198	101381,1	0,000144	101325,5	0,000198	101319,21
	0,000249	101380,9	0,0002	101328,5	0,000236	101319,28
			0,000212	101328,7	0,000249	101319,31
			0,000225	101328,8	0,000249	101319,31
			0,000237	101329		
			0,00025	101329,1		
4	0	101396,4	0	101294,5	0	101322,08
	3,11E-05	101391,8	7,22E-06	101295,2	3,11E-05	101321,54
	8,65E-05	101385,6	1,44E-05	101296	8,65E-05	101319,93
	0,000133	101383,6	3,32E-05	101296,8	0,000133	101318,63
	0,000142	101383,2	8,86E-05	101305,3	0,000142	101318,4
	0,000197	101382,4	0,000135	101314,2	0,000197	101317,69
	0,000237	101382,3	0,000144	101316	0,000211	101317,67
	0,00025	101382	0,0002	101321,9	0,000237	101317,61
		101385,9	0,000225	101322,5	0,00025	101317,6
5	0	101383,8	0	101281,5	0	101321,83
	3,32E-05	101379,2	1,44E-05	101284,3	3,32E-05	101320,99
	8,86E-05	101372,8	3,32E-05	101285,8	8,86E-05	101319,1
	0,000135	101370,2	8,86E-05	101298,6	0,000135	101317,9
	0,000144	101369,6	0,000135	101309,7	0,000144	101317,65
	0,0002	101368,6	0,000144	101312	0,0002	101317,23
	0,00025	101368,4	0,0002	101318,4	0,000212	101317,23
		101373,2	0,000225	101319,1	0,000237	101317,23
		0,00025	101319,9	0,00025	101317,24	

Таблица Б.9

Расчет зависимости среднего давления (по результатам табл. Б.8) в последнем зазоре ЛУ от радиуса двухстороннего округления кромки уплотнительного гребня (Rv_l , Rv_r)

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, Па			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
1	0	101383,2	101338,9	101321,8	101348
2	0,1	101386,2	101328,4	101319	101344,5
3	0,2	101386,3	101324,6	101319,8	101343,6
4	0,3	101385,9	101308,5	101319	101337,8
5	0,3445	101373,2	101303,2	101318,5	101331,7

Расчет зависимости давления в последнем зазоре ЛУ от угла наклона гребня
ЛУ в сторону большего давления (*Asl*)

№	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па	Координата У зазора, м	Давление, Па
	на входе		в центре		на выходе	
1	0	101412,1	0	101318,9	0	101324,33
	2,4E-05	101394,6	2,4E-05	101319	2,4E-05	101324,29
	8,3E-05	101389	8,3E-05	101321,2	8,3E-05	101323,97
	0,000134	101388,2	0,000134	101324,7	0,000134	101323,48
	0,000142	101388,1	0,000142	101325,3	0,000201	101322,85
	0,000201	101385,8	0,000201	101328,3	0,000218	101322,8
	0,000218	101385,5	0,000252	101328,5	0,000235	101322,75
	0,000252	101384,9			0,000252	101322,69
2	0	101411	0	101316,9	0	101324,18
	7,7E-06	101405,6	1,08E-05	101316,8	2,17E-05	101324,05
	2,54E-05	101392,6	2,17E-05	101316,7	8,06E-05	101323,47
	8,44E-05	101386	8,06E-05	101318,7	0,000132	101323,07
	0,000135	101383,9	0,000132	101321,4	0,00014	101323,01
	0,000143	101383,5	0,00014	101321,8	0,000199	101322,68
	0,000202	101380,5	0,000199	101323,9	0,000215	101322,65
	0,000219	101380,2	0,000215	101324,1	0,000232	101322,63
	0,000236	101379,7	0,000232	101324,3	0,000249	101322,6
0,000253	101379,3	0,000249	101324,6			
3	0	101365,3	0	101323,1	0	101323,28
	1,27E-05	101355	2,17E-05	101322,8	2,17E-05	101323,1
	2,54E-05	101344,9	8,05E-05	101321,3	7,31E-05	101321,91
	8,44E-05	101339,7	0,00014	101319,8	9,03E-05	101321,53
	0,000135	101339,1	0,000199	101318,9	0,00014	101320,45
	0,000143	101339	0,000215	101318,8	0,000199	101319,39
	0,000202	101337,1	0,000232	101318,7	0,000215	101319,31
	0,000219	101336,8	0,000249	101318,7	0,000232	101319,22
0,000253	101336,1			0,000249	101319,11	
4	0	101377,5	0	101309,5	0	101324,15
	2,54E-05	101362,6	1,08E-05	101309,4	2,17E-05	101323,97
	8,44E-05	101359,8	2,17E-05	101309,4	0,000125	101321,92
	0,000135	101361,2	8,06E-05	101310,2	0,00014	101320,85
	0,000143	101361,4	0,000125	101311,5	0,000154	101320,39
	0,000202	101359,4	0,00014	101309,6	0,000249	101320,36
	0,000219	101359,1	0,000187	101312,8		
	0,000236	101358,7	0,000202	101313,7		
0,000253	101358,3	0,000249	101314,9			
5	0	101368,2	0	101305,2	0	101324,16
	5,16E-06	101363,5	1,08E-05	101305,4	2,17E-05	101323,96
	1,53E-05	101356,8	2,17E-05	101305,5	7,31E-05	101322,64
	2,54E-05	101350,9	8,06E-05	101307,5	9,03E-05	101322,23
	8,44E-05	101353,2	0,000132	101309,6	0,000125	101321,43
	0,000135	101357,8	0,00014	101309,9	0,00014	101320,6
	0,000143	101358,5	0,000199	101311,5	0,000205	101320,05
	0,000219	101357,7	0,000215	101311,7	0,000249	101319,7
0,000253	101357,2	0,000249	101312			

Расчет зависимости среднего давления (по результатам табл. Б .10) в последнем зазоре ЛУ от угла наклона гребня ЛУ в сторону большего давления (Asl)

№	Радиус границ камеры ЛУ, мм	Давление, ПА			
		на входе	в центре	на выходе	среднее
1	90	101391,02	101323,69	101323,39	101346,04
2	85	101389,22	101320,92	101323,15	101344,43
3	80	101343,67	101320,25	101320,81	101328,24
4	75	101361,99	101311,21	101321,94	101331,71
5	70	101358,2	101308,7	101321,85	101329,58

Приложение В

Программа для получения зависимости давления от геометрических параметров оптимизации

```

> restart;
> with(Statistics):
> with(Optimization):
> X:=Matrix([[0, 0, 0], [0.1, 0, 0], [0.2, 0, 0], [0.3,
0, 0], [0.4, 0, 0], [0.5, 0, 0], [0.6, 0, 0], [0.7,
0, 0], [0.8, 0, 0], [0.9, 0, 0], [1.0, 0, 0], [1.1,
0, 0], [1.2, 0, 0], [1.3, 0, 0], [1.4, 0, 0], [1.5,
0, 0], [0.2, 0.1, 0], [0.2, 0.2, 0], [0.2, 0.3, 0], [0.2,
0.4, 0], [0.2, 0.5, 0], [0.2, 0.6, 0], [0.2, 0.688, 0],
[0.2, 0, 0.1], [0.2, 0, 0.2], [0.2, 0, 0.3],
[0.2, 0, 0.4], [0.2, 0, 0.5], [0.2, 0, 0.6],
[0.2, 0, 0.688], [0.2, 0.1, 0.1], [0.2, 0.2, 0.2],
[0.2, 0.3, 0.3], [0.2, 0.3445, 0.3445], [0.4, 0, 0.6],
[0.6, 0, 0.6], [0.8, 0, 0.6], [1, 0, 0.6], [1.2, 0,
0.6], [1.4, 0, 0.6], [1.5, 0, 0.6], [0, 0.2, 0.488], [0.8,
0.68, 0], [1.5, 0.68, 0], [0.8, 0.344, 0.344], [0.4, 0.2,
0.488], [0.4, 0.48, 0.2], [0.4, 0.688, 0], [0.6, 0.2, 0.488],
[0.6, 0.488, 0.2]], datatype=float);
X := [ 50 x 3 Matrix
Data Type: float[8]
Storage: rectangular
Order: Fortran_order ]

Y:=Vector([101347.9767,101348.0296,101347.9701,101348.1029,10134
8.1966,101348.0159,101348.1664,101348.156,101348.056,101348.0641
,101348.1385,101348.2605,101348.1548,101348.1443,101347.9957,101
348.0423,101353.553,101355.8606,101357.1014,101358.7831,101362.8
628,101367.773,101371.5961,101340.755,101337.9813,101334.7616,10
1331.642,101330.901,101329.5918,101331.9325,101344.5204,101343.5
564,101337.8204,101331.6737,101329.665,101329.328,101329.6022,10
1329.4916,101329.2779,101329.5853,101329.616,101335.9608,101371.
7414,101371.971,101333.403,101328.8293,101346.0389,101371.4936,1
01328.8527,101345.5157], datatype=float);
Y := [ 50 Element Column Vector
Data Type: float[8]
Storage: rectangular
Order: Fortran_order ]

> f1:=Fit(a0+a1*x1+a2*x2+a3*x3, X, Y, [x1, x2, x3]);
f1 := 101347.012739767830 + 1.68885686994297290 x1 + 26.4669837851008226 x2
- 36.3900550779292260 x3

f2:=Fit(a0+a1*x1+a2*x1^2+a3*x2+a4*x2^2+a5*x3+a6*x3^2+a7*x1*x2+a8
*x1*x3+a9*x2*x3, X, Y, [x1, x2, x3]);
f2 := 101348.998758407601 - 3.51946415609028040 x1 + 2.31233744473312575 x1^2
+ 28.3582981930189462 x2 + 6.77504579117212380 x2^2
- 64.1732209874147515 x3 + 60.0142840952250296 x3^2
+ 0.778972133041683778 x1 x2 - 2.99951580740312496 x1 x3
- 70.3929830290605168 x2 x3

```

Приложение Д

Таблица Д. 1

Проверка кривой по критерию Колмогорова

Т, час	F _{ст}	F _т / расчет. F _т	D	Т, час	F _{ст}	F _т / расчет. F _т	D
6	0,0083	0,0057 / 0,062	0,0046	793	0,5041	0,39 / 0,568	0,1141
6	0,0165	0,0057 / 0,062	0,0128	793	0,5124	0,39 / 0,568	0,1224
6	0,0247	0,0057 / 0,062	0,021	793	0,5207	0,39 / 0,568	0,1307
6	0,0331	0,0057 / 0,062	0,0294	1032	0,5289	0,477 / 0,619	0,0519
6	0,0413	0,0057 / 0,062	0,0376	1032	0,5372	0,477 / 0,619	0,602
8	0,0495	0,005 / 0,072	0,0445	1056	0,5455	0,485 / 0,623	0,0605
8	0,0578	0,005 / 0,072	0,0528	1080	0,5537	0,49 / 0,627	0,0637
8	0,0661	0,005 / 0,072	0,0611	1104	0,5619	0,5 / 0,631	0,0619
8	0,0743	0,005 / 0,072	0,0693	1152	0,5702	0,51 / 0,639	0,0602
8	0,0826	0,005 / 0,072	0,0776	1152	0,5785	0,51 / 0,639	0,0685
8	0,0909	0,005 / 0,072	0,0859	1152	0,5868	0,51 / 0,639	0,0768
8	0,0992	0,005 / 0,072	0,0942	1176	0,5950	0,52 / 0,644	0,075
8	0,1074	0,005 / 0,072	0,1624	1224	0,6033	0,536 / 0,651	0,0673
8	0,1157	0,005 / 0,072	0,1107	1296	0,6116	0,55 / 0,663	0,0616
8	0,1239	0,005 / 0,072	0,1189	1392	0,6198	0,58 / 0,676	0,0393
8	0,1322	0,005 / 0,072	0,1272	1416	0,6281	0,59 / 0,679	0,0381
8	0,1404	0,005 / 0,072	0,1354	1560	0,6364	0,62 / 0,698	0,0164
24	0,1487	0,0149 / 0,124	0,1338	1656	0,6446	0,65 / 0,709	0,01
24	0,157	0,0149 / 0,124	0,1421	1680	0,6529	0,652 / 0,712	0,0003
24	0,1653	0,0149 / 0,124	0,1504	1704	0,6612	0,657 / 0,714	0,0042
24	0,1736	0,0149 / 0,124	0,1587	1872	0,6694	0,69 / 0,732	0,021
24	0,1818	0,0149 / 0,124	0,1669	1872	0,6777	0,69 / 0,732	0,0123
31	0,1901	0,0193 / 0,142	0,1708	1944	0,6859	0,7 / 0,739	0,0141
31	0,1983	0,0193 / 0,142	0,179	1944	0,6942	0,7 / 0,739	0,0058
48	0,2066	0,0267 / 0,175	0,1769	1988	0,7025	0,71 / 0,743	0,0075
48	0,2149	0,0267 / 0,175	0,1852	2016	0,7107	0,72 / 0,746	0,0093
48	0,2231	0,0267 / 0,175	0,1934	2088	0,7190	0,73 / 0,752	0,011
48	0,2314	0,0267 / 0,175	0,2017	2184	0,7273	0,745 / 0,750	0,0187
58	0,2394	0,0358 / 0,191	0,2039	2304	0,7355	0,75 / 0,770	0,0245
72	0,2479	0,0442 / 0,211	0,2037	2304	0,7438	0,75 / 0,770	0,0162
72	0,2562	0,0442 / 0,211	0,212	2328	0,7521	0,768 / 0,772	0,0159
72	0,2645	0,0442 / 0,211	0,2203	2356	0,7603	0,77 / 0,774	0,0097

Продолжение табл. Д.1

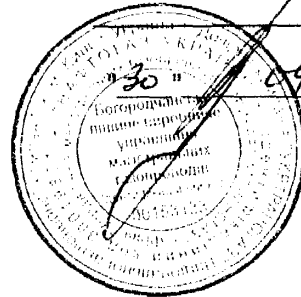
T, час	F _{ст}	F _т /расчет. F _т	D	T, час	F _{ст}	F _т /расчет. F _т	D
72	0,2727	0,0442 / 0,211	0,2285	2448	0,7685	0,78 / 0,780	0,0117
120	0,2809	0,0726 / 0,267	0,2083	2496	0,7760	0,79 / 0,784	0,0131
144	0,2893	0,0865 / 0,289	0,2028	2736	0,7851	0,82 / 0,799	0,0349
144	0,2975	0,0865 / 0,289	0,211	3086	0,7934	0,85 / 0,820	0,0566
144	0,3058	0,0865 / 0,289	0,2193	3192	0,8016	0,86 / 0,825	0,0584
144	0,314	0,0865 / 0,289	0,2275	3288	0,8099	0,87 / 0,830	0,0601
158	0,3223	0,0945 / 0,302	0,2278	3504	0,8181	0,889 / 0,840	0,0708
158	0,3306	0,0945 / 0,302	0,2361	3552	0,8264	0,89 / 0,842	0,0636
168	0,3388	0,1001 / 0,31	0,2387	3768	0,8347	0,91 / 0,851	0,0753
168	0,3471	0,1001 / 0,31	0,247	3792	0,8429	0,91 / 0,852	0,0671
192	0,3553	0,1136 / 0,328	0,2417	3864	0,8512	0,91 / 0,854	0,0588
192	0,3636	0,1136 / 0,328	0,25	4008	0,8595	0,92 / 0,860	0,605
216	0,3719	0,1269 / 0,345	0,245	4032	0,8678	0,92 / 0,861	0,0522
216	0,3812	0,1269 / 0,345	0,2543	4224	0,8760	0,92 / 0,867	0,044
240	0,3884	0,14 / 0,360	0,2484	4464	0,8843	0,93 / 0,875	0,0457
264	0,3967	0,153 / 0,375	0,2437	4728	0,8926	0,94 / 0,882	0,0474
288	0,4049	0,165 / 0,389	0,2399	4896	0,9008	0,95 / 0,887	0,0492
336	0,4132	0,19 / 0,414	0,2232	5496	0,9091	0,96 / 0,902	0,0509
360	0,4215	0,20 / 0,425	0,2215	5616	0,9174	0,97 / 0,905	0,0526
360	0,4297	0,20 / 0,425	0,2297	5688	0,9256	0,97 / 0,906	0,0444
384	0,4880	0,21 / 0,436	0,228	5688	0,9339	0,97 / 0,906	0,0361
384	0,4463	0,21 / 0,436	0,2363	5880	0,9921	0,975/0,909	0,0329
384	0,4545	0,21 / 0,436	0,2445	6024	0,9504	0,977/0,912	0,0266
408	0,4628	0,23 / 0,446	0,2328	6072	0,96	0,978/0,913	0,0193
432	0,4712	0,24 / 0,456	0,2312	6144	0,9669	0,979/0,915	0,0121
504	0,4793	0,27 / 0,484	0,2093	6936	0,9752	0,93/0,927	0,0048
600	0,4876	0,31 / 0,515	0,1778	7392	0,9835	0,99/0,934	0,0055
744	0,4958	0,37 / 0,556	0,1258	10032	0,9917	0,998/0,958	0,0063

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

Богородчанского ЛПУМГ

В.И. Опацкий



2010 г.

ЛАБИРИНТНОЕ УПЛОТНЕНИЕ ГПА

Методика оптимизации конструкции с помощью конечно-элементного анализа

СОГЛАСОВАНО


Начальник КС-21
газопроводу «Союз»

 Я.М. Билусьяк

"30" 04 2010 г.


РАЗРАБОТАНО

Проректор по научной
работе ИФНТУНГ

 О.М. Карпати

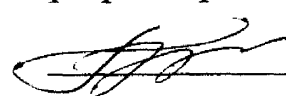
"30" 04 2010 г.

Директор НДИНГЕиЕ

 М.О. Карпаш

"30" 04 2010 г.

Руководитель разработки
профессор ИФНТУНГ

 Б.В. Копей

"30" 04 2010 г.

Отв. исполнитель
разработки

 А. Беллауар

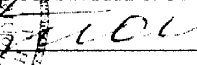
"30" 04 2010 г.

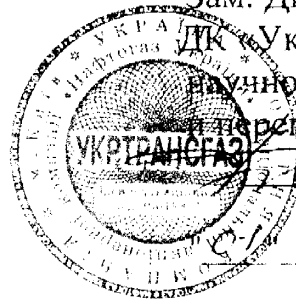
УТВЕРЖДАЮ

Зам. Директора

ДК «Укртрансгаз» по
научно-техническому

и перспективному развитию

 Б. А. Клюк

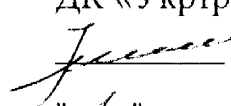


10 2010 г.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА ГПА

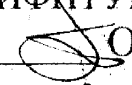
СОГЛАСОВАНО

Начальник отдела КС
ДК «Укртрансгаз»

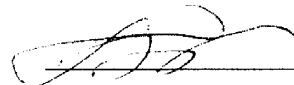
 В.И. Избаш
" 1 " 10 2010 г.

РАЗРАБОТАНО

Проректор по научной
работе ИФНТУНГ

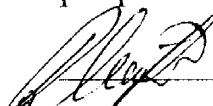
 О.М. Карпаш
" 28 " 09 2010 г.

Руководитель разработки
профессор ИФНТУНГ

 Б.В. Копей
" 27 " 09 2010 г.

Отв. исполнитель

разработки

 А. Беллауар
" 27 " 09 2010 г.

CONFIRME

Prorecteur de travaux scientifiques
IFNTUNG


O. M. Karpash

"07" 09 2010

CONFIRME

Directeur technique

de la Corporation AFRO-ENERGY

B. MESSAOUD



2010

ACT

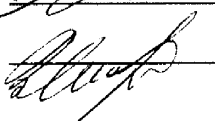
La commission composée d'un président MESSAOUD B. Le directeur technique de la corporation AFRO-ENERGY et les membres: KOPEY B.V. - Professeur, docteur de science et chef de département de technologie pétrolière et gazière offshore d'Ivano-Frankivsk université nationale technique du pétrole et du gaz, et Bellaouar A. – candidat pour la thèse de PhD IFNTUNG est vu la question consernante d'application de labyrinthe d'étanchiété pour les unités de pompage de gaz.

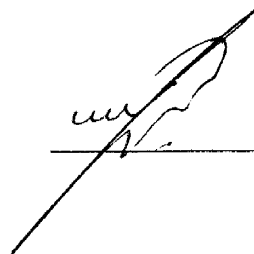
Sur la base théorique et expérimentale des études, on a proposé de modifier la configuration du labyrinthe afin de réduire le fuite de gaz et d'huile, ce qui augmente l'efficacité et la fiabilité de l'unité à travers l'optimisation des paramètres géométriques du labyrinthe et l'érection de barrières supplémentaires à la circulation du milieu de travail. Pour optimiser la construction nous avons proposé analyser le flux de gaz dans les canaux du labyrinthe avec la méthode des éléments finis.

La conception proposée du labyrinthe et la méthode d'optimisation de la conception en utilisant l'analyse par éléments finis adoptée pour la mise en œuvre dans les laboratoires de la companie Afro-energy enfin de les étuliser dans les unités de pompage de gaz en Algerie et au Qatar.

Les résultats obtinuées montrent une bonne étanchéité du labyrinthe proposé.


KOPEY B.V.


BELLAOUAR A.


MESSAOUD B.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор ИФНТУНГ

подпись **О.М. Карпаш**
"07" 09 2010 г.

*Печать Ивано-Франковского национального
технического университета нефти и газа*

УТВЕРЖДАЮ
технический директор
корпорации Афро-Энергия
подпись **В. Мессауд**
"12" 07 2010 г.

Печать корпорации Афро-Энергия

А К Т

Комиссия в составе председателя Мессауд В. – технического директора корпорации Афро-Энергия и членов: Копей Б.В. – профессора, докт. техн. наук. зав. кафедрой морских нефтегазовых технологий Ивано-Франковского национального технического университета нефти и газа и Беллауара А. - аспиранта ИФНТУНГ рассмотрела вопрос о внедрении лабиринтного уплотнения для газоперекачивающего агрегата.

На основании теоретических и экспериментальных исследований предложено изменить конфигурацию лабиринта с целью уменьшения перетекания рабочей среды через него, что позволит повысить коэффициент полезного действия и надежность ГПА путем оптимизации основных геометрических параметров лабиринтного уплотнения. С целью оптимизации конструкции проведен конечно-элементный анализ потока газа в каналах лабиринта.

Предложенная конструкция лабиринтного уплотнения и методика оптимизации конструкции с помощью конечно-элементного анализа принята к внедрению в корпорации «Афро-Энергия» для газоперекачивающих агрегатов в Алжире и в Катаре.

Результаты испытаний свидетельствуют об эффективности работы усовершенствованного лабиринтного уплотнения.

подпись **Б.В. Копей**

подпись **В. Мессауд**

подпись **А. Беллауар**

Перевод выполнила И.Клюфинская, официальный переводчик Первой Ивано-Франковской городской государственной нотариальной конторы.

Подпись



Iryna Klyufinska	Ірина Ключінська
traductrice officielle	офіційний перекладач
du Premier office	Першої Івано-Франківської
notarial d'État de ville	міської державної
d'Ivano-Frankivsk	нотаріальної контори

- Франківськ, Україна, четвертого листопада дві тисячі десятого року
Я, Янишевська М. М., нотаріус Івано-Франківського міського нотаріального округу
засвідчую справжність підпису перекладача Клюфінської Ірини Михайлівни, який
представлений у моїй присутності.

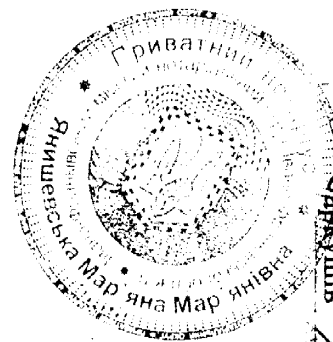
Особу перекладача встановлено, кваліфікацію його перевірено.

Зареєстровано в реєстрі за № 2783

Стягнуто плати за домовленістю.



Приватний нотаріус



ПРИКЛУП
ЯНИШЕВСЬКА
МАР'ЯНА
МАР'ЯНІВНА

CONFIRME

Prorecteur de travaux scientifiques
IFNTUNG

 O. M. Karpash

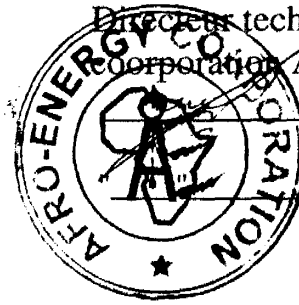
" " 2010

CONFIRME

Directeur technique

Coopération AFRO-ENERGY

B. MESSAOUD

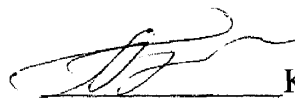


2010

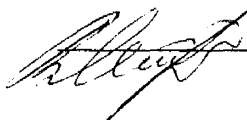
ACT

La commission composée du président MESSAOUD B., le directeur technique de la coopération AFRO-ENERGY et les membres: KOPEY B.V. - professeur, docteur de science et chef de département de technologie pétrolière et gazière maritimes d'Ivano-Frankivsk université nationale technique du pétrole et du gaz, et Bellaouar A. – candidat pour la thèse de PhD IFNTUNG est vu la question consernante collection et l'utilisation des resultats des donneés statistiques de travail des unités de pompage de gaz des stations de compression en Hassi-Rmel, Algérie .

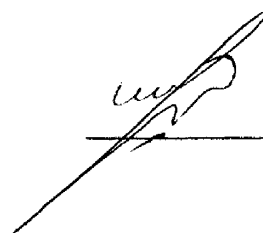
Les données statistiques sont utilisée pour l'estimation des méthodes de la maintenance et la creation d'une strategie d'intervention sur les unités de pompage de gaz des stations de compression.



KOPEY B.V.



BELLAOUAR A.



MESSAOUD B.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор ИФНТУНГ

подпись **О.М. Карпаш**
"___" _____ **2010 г.**

*Печать Ивано-Франковского национального
технического университета нефти и газа*

УТВЕРЖДАЮ
технический директор
корпорации Афро-Энергия

подпись **В. Мессауд**
"___" _____ **2010 г.**

Печать корпорации Афро-Энергия

А К Т

Комиссия в составе председателя Мессауд В. – технического директора корпорации Афро-Энергия и членов: Копей Б.В. – профессора, докт. техн. наук, зав. кафедрой морских нефтегазовых технологий Ивано-Франковского национального технического университета нефти и газа и Беллауара А. - аспиранта ИФНТУНГ рассмотрела вопрос о сборе и использовании результатов статистических данных по работе газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях Хасси-Рмель (Алжир).

Статистические данные используются для оценки методов ремонта оборудования и определения стратегии технического обслуживания ГПА на компрессорных станциях.

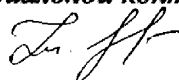
подпись **Б.В. Копей**

подпись **В. Мессауд**

подпись **А. Беллауар**

Перевод выполнила И.Клюфинская, официальный переводчик Первой Ивано-Франковской городской государственной нотариальной конторы.

Подпись



Iryna Klyufinska	Ірина Ключі́нська
traductrice officielle	офіційний перекладач
du Premier office	Першої Івано-Франківської
notarial d'État de ville	міської державної
d'Ivano-Frankivsk	нотаріальної контори
Français-Ukrainien	Українська-Французька

- Франківськ, Україна, четвертого листопада дві тисячі десятого року
Я, Янишевська М. М., нотаріус Івано-Франківського міського нотаріального округу
засвідчую справжність підпису перекладача Клюфінської Ірини Михайлівни, який
проставлений у моїй присутності.

Особу перекладача встановлено, кваліфікацію його перевірено.

Зареєстровано в реєстрі за № 2782

Стягнуто плати за домовленістю.

