

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АВТОНОМНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
«ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ АВИАЦИОННОГО МОТОРОСТРОЕНИЯ  
имени П.И. БАРАНОВА»



На правах рукописи

Щуровский Юрий Михайлович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОСТРОЕНИЯ И ВЫБОРА  
ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ  
СИСТЕМ СМАЗКИ ГТД**

Специальность 05.07.05 – «Тепловые, электроракетные двигатели и  
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
д.т.н., профессор  
**Гуревич Оскар Соломонович**

Москва - 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение</b>	4
1. Анализ современных систем смазки газотурбинных двигателей (ГТД) и постановка задач исследования	9
1.1. Системы смазки с приводом насосов от коробки приводов агрегатов	14
1.2. Электроприводные системы смазки (ЭСС)	15
1.3. Актуальность, цель и задачи исследования	18
2. Построение электроприводной системы смазки	19
3. Исследование характеристик узлов ЭСС при работе на двухфазной смеси	24
3.1. Методика проведения экспериментальных исследований	24
3.2. Характеристики трактов нагнетания и откачки	26
3.2.1. Статические характеристики узлов ЭСС	26
3.2.2. Динамические свойства гидравлических трактов	28
3.3. Исследование течения в гидравлическом тракте ЭСС	30
3.3.1. Классификация структур двухфазных потоков	30
3.3.2. Структуры потока рабочей среды в трубах ЭСС	31
3.3.3. Визуально-спектральный анализ течения двухфазной смеси	35
4. Методика выбора характеристик электроприводов ЭСС	41
5. Разработка динамической математической модели системы смазки с учётом двухфазности рабочей среды	45
5.1. Обзор методов расчета систем смазки ГТД	45
5.2. Описание течения двухфазной смеси	50
5.3. Модульный подход к построению математической модели	53
5.4. Математическое описание модулей системы	56
5.4.1. Соединительный трубопровод	56
5.4.2. Акустическая ёмкость	63
5.4.3. Масляная полость	64
5.4.4. Шестерённый насос с внешним зацеплением	70
5.4.5. Асинхронный электропривод	78
5.5. Верификация математической модели	80
6. Разработка демонстрационной электроприводной системы смазки (ДЭСС)	84
6.1. Построение ДЭСС	84
6.2. Математическое моделирование ДЭСС	86
6.3. Законы управления и контроля электроприводными насосами	91
7. Экспериментальное исследование характеристик ДЭСС	96

7.1. Условия проведения испытаний . . . . .	96
7.2. Параметры ДЭСС на установившихся режимах работы . . . . .	96
7.3. Результаты исследований рабочего процесса в тракте с масляной полостью . . . . .	98
7.4. Отключение электроприводного насоса при прокачке двухфазной смеси . . . . .	102
7.5. Апробация законов управления электроприводными насосами . . . . .	105
<b>Заключение . . . . .</b>	<b>110</b>
<b>Список условных обозначений . . . . .</b>	<b>112</b>
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>119</b>
<b>Приложение А. Конструктивные данные узлов и характеристики агрегатов ДЭСС . . . . .</b>	<b>129</b>
<b>Приложение Б. Акт об использовании результатов работы . . . . .</b>	<b>131</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность темы исследования**

Применение электрических технологий в системах ГТД рассматривается как перспективное направление улучшения их характеристик (мировой тренд). Реализация такого подхода связана с построением систем ГТД с электрическим приводом агрегатов, что позволит в итоге создать двигатель без коробки приводов агрегатов (КПА). Одной из систем этого двигателя является система смазки с электроприводными насосами, управление режимами которой становится дополнительной функцией цифровой системы автоматического управления (САУ) ГТД. Применение электроприводных насосов позволит повысить качество смазки и ресурс подшипников опор роторов ГТД, обеспечить его надежный запуск при минусовой температуре воздуха, улучшить диагностирование и ремонтпригодность системы и др.

Ограниченная мощность электроприводов (а) для привода насосов принципиально отличает такие системы от традиционных систем с приводом насосов от КПА двигателя, которая является источником практически неограниченной мощности для вращения насосов и устраняет взаимовлияние контуров нагнетания и откачки рабочей среды из-за жёсткой связи частоты вращения насосов с частотой вращения роторов ГТД.

В стационарных энергетических установках проблема выбора параметров электроприводов для вращения насосов системы смазки решается путём неоправданного завышения их мощности, приводящего к увеличению массы электроприводных насосов, неприемлемому для авиационного применения.

Имеющиеся результаты экспериментальных исследований систем смазки ГТД с электроприводными насосами показали сложность происходящих в ней гидро-, газодинамических процессов, их недостаточную изученность в части влияния двухфазности рабочей среды, как на характеристики системы смазки, так и на её работоспособность, в том числе и на отключение электроприводов из-за их ограниченной мощности.

В связи с этим, актуальными научно-техническими задачами при создании ЭСС являются выбор законов управления и параметров электрических приводов, исследование влияния двухфазности рабочей среды на характеристики системы смазки, разработка методов экспериментального и расчётного исследования.

### **Степень разработанности темы исследования**

Диссертационная работа посвящена вопросам построения ЭСС ГТД. Для традиционных систем смазки с приводом от КПА имеется целый ряд исследований, выполненных известными учёными и специалистами: Демидовичем В.М., Равиковичем Ю.А., Митиным Б.М., Аксёновым Н.К., Петровым Н.И., Гришановым О.А., Тряновым А.Е. и др. В них рассматриваются вопросы определения требований к подаче масла в двигатель, теплоподвода в масло в опорах роторов,

влияния расстояния и угла установки масляных форсунок на теплосъём, выбора насосов и т.д. В то же время количество работ по ЭСС весьма ограничено.

Известны лишь некоторые схемные решения ЭСС для двигателей демонстраторов, однако нет работ, посвященных взаимосвязи физических характеристик течения рабочей смеси и характеристик системы смазки и её устройств, таких как насосы и электроприводы. Перечисленные неизученные вопросы являются предметом исследования в настоящей диссертационной работе.

**Объектом исследования** является система смазки авиационного ГТД с регулируемым электроприводом насосов в тракте нагнетания жидкого масла в подшипники опор роторов, откачки из них масловоздушной смеси в маслобак и воздушно-масляной смеси в суфлёры.

**Предметом исследования** являются система смазки ГТД с электроприводными насосами, методы её экспериментального исследования и математического моделирования, законы управления электроприводными насосами, исследование влияния двухфазности рабочей среды на характеристики системы и выбор параметров электрических приводов.

**Целью работы** является разработка принципов построения, методов исследования и выбора характеристик электроприводных систем смазки газотурбинных двигателей, что позволит разработать такие системы в обеспечение создания электрифицированного ГТД и «электрического» самолёта с двигателем реактивной тяги.

#### **Задачи работы:**

1. Анализ состояния и перспектив развития электроприводных систем смазки.
2. Определение особенностей схемного построения ЭСС ГТД.
3. Экспериментальное исследование влияния двухфазности рабочей среды на работу системы смазки и выбор характеристик электроприводов.
4. Создание методики выбора характеристик электроприводов ЭСС.
5. Разработка динамической математической модели ЭСС с учётом двухфазности потоков.
6. Математическое моделирование для исследования и выбора характеристик системы смазки на установившихся и переходных режимах работы двигателя.
7. Разработка демонстрационной электроприводной системы смазки (ДЭСС).
8. Испытания и валидация ДЭСС.

#### **Новизна результатов исследований**

1. Принципы и схемное построение ЭСС для ГТД магистральных самолётов.
2. Особенности влияния двухфазности рабочей среды на характеристики ЭСС.
3. Методика выбора характеристик электропривода насосов ЭСС с учётом двухфазности рабочей среды, полётного цикла летательного аппарата, возможности работы электропривода в режиме перегрузки.

4. Динамическая математическая модель ЭСС, учитывающая влияние двухфазности рабочей среды на характеристики системы.
5. Способы управления электроприводными насосами системы смазки.

#### **Практическая значимость результатов исследования**

Разработанные методы построения, расчётного и экспериментального исследования систем смазки ГТД с учётом двухфазности рабочей среды, позволяют на этапе проектирования осуществлять исследования, необходимые для определения требований и выбора характеристик системы и её аппаратуры. Эффективность методов подтверждена при разработке и испытаниях демонстрационной системы смазки.

Результаты работы позволяют выполнить разработку систем смазки для перспективных электрифицированных ГТД, осуществить выбор их характеристик и конструкционных параметров, сократить сроки на предпроектные исследования и затраты на доводку системы.

#### **Методология и методы исследования**

Результаты работы получены при комплексном использовании расчётных и экспериментальных методов исследования. При этом структуры и карта течений двухфазных потоков определены разработанным методом визуально-спектрального анализа, динамические характеристики гидравлических трактов ЭСС исследованы методом задания возмущений по подаче насосов, а величина объёмного газосодержания - методом отсечки.

Разработанная динамическая математическая модель ЭСС базируется на уравнениях Навье-Стокса в одномерной постановке и теории двухфазного гомогенного течения. Она верифицирована по результатам испытаний на автономном и полунатурном стендах.

**Достоверность результатов исследования** основываются на:

- корректном использовании математических методов описания работы системы смазки;
- высоком уровне разработанной для проведения исследований математической модели системы и её идентификации;
- экспериментальных исследованиях на аттестованных стендах;
- удовлетворительной сходимости результатов численных расчётов и экспериментальных исследований;
- проверке полученных решений в испытаниях разработанной демонстрационной электроприводной системы смазки.

#### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Принципы и схемное построение ЭСС для ГТД магистральных самолётов.
2. Описание влияния на характеристики ЭСС двухфазности рабочей среды в гидравлических трактах системы.
3. Методика выбора характеристик электроприводов ЭСС.

4. Динамическая математическая модель гидравлических процессов в агрегатах системы смазки с учётом двухфазности рабочей среды.

5. Способы управления электроприводными насосами системы смазки.

### **Апробация работы**

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

- Международном семинаре «Проблемы авиационного двигателестроения» МАКС-2013 (Москва, 2013 г.);

- Международной молодёжной конференции «XII Королёвские чтения» (Самара, 2013 г.);

- Внутренней научно-практической конференции молодых ученых и специалистов ЦИАМ (Москва, 2014 г.);

- Научно-техническом конгрессе по двигателестроению (НТКД) при международном форуме двигателестроителей (МФД): НТКД-2014 (Москва, 2014 г.), НТКД-2016 (Москва, 2016 г.), НТКД-2018 (Москва, 2018 г.);

- Конгрессе международного совета по авиационным наукам (ICAS): ICAS-2014 (Санкт-Петербург, 2014 г.), ICAS-2016 (Тэджон, Южная Корея, 2016 г.);

- Международной научно-технической конференции (НТК) «Динамика и виброакустика машин 2014» (Самара, 2014 г.);

- Всероссийской НТК молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении» (Москва, 2015 г.);

- Международном аэрокосмическом конгрессе IAC'15 (Москва, 2015 г.);

- Всероссийской НТК «Авиадвигатели XXI века» (Москва, 2015 г.);

- Международной НТК «Проблемы химмотологии: от эксперимента к математическим моделям высокого уровня» (Москва, 2016 г.);

- Всероссийском молодёжном конкурсе научно-технических работ и проектов «Молодёжь и будущее авиации и космонавтики» (Москва, 2016 г.);

- Международном симпозиуме по воздушно-реактивным двигателям (ISABE): ISABE-2017 (Манчестер, Великобритания, 2017 г.), ISABE-2019 (Канберра, Австралия, 2019 г.);

- НТК «Климовские чтения-2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения» (Санкт-Петербург, 2018 г.);

- Всероссийской НТК молодых ученых и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки» (Москва, 2019 г.).

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 25 научных работ, из них в рецензируемых научных изданиях опубликовано 4 работы, получены 2 патента на полезную модель.

### **Вклад автора в проведенное исследование**

В теоретическую часть работы: описание течения сжимаемой двухфазной смеси в трубопроводах и заполнения двухфазным потоком межзубовых впадин шестерённого насоса, определение структуры течения в тракте откачки систем смазки с шестерённым насосом.

В расчётную часть: формирование состава модулей динамической математической модели электроприводной системы смазки, их математическое описание, программирование и проведение расчётов.

В экспериментальную часть: личное участие в постановке и проведении экспериментальных исследований электроприводных насосов и системы смазки в целом, обработке экспериментальных данных и анализе результатов испытаний.

### **Структура и объем работы**

Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, списка условных обозначений, списка литературы из 139 наименований и приложения. Основное содержание работы изложено на 131 странице (включает 54 рисунка, 13 таблиц и 2 приложения).

### **Благодарности**

Автор выражает искреннюю признательность и благодарность научному руководителю д-р техн. наук Гуревичу О.С., канд. техн. наук Гулиенко А.И. за помощь на всех этапах выполнения диссертации; инженерам Чернышову В.И., Малинкину В.В., Кустовой И.В., а также сотрудникам стендов ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

## 1. Анализ систем смазки современных ГТД и постановка задач исследования

Согласно ОСТ 1 00969-80 «Системы масляные газотурбинных двигателей самолётов. Общие технические требования» [1] и «Авиационным правилам» ч.33 «Нормы лётной годности двигателей воздушных судов» система смазки ГТД, в том числе с автономным приводом насосов, должна обеспечивать надёжную работу механизмов и агрегатов двигателя на всех режимах его работы посредством:

- смазки и охлаждения деталей и узлов трения;
- охлаждения контактных уплотнений валов, стенок полостей опор роторов и труб суфлирования до температур, соответствующих термоокислительной стабильности применяемого масла;
- выноса и изоляции частиц износа поверхностей трения;
- суфлирования масляных полостей опор роторов, КПА и бака системы смазки;
- демфирования опор роторов.

Система смазки ГТД должна содержать:

- маслобак (со статическим воздухоотделителем или без него);
- масляный фильтр с перепускным клапаном;
- нагнетающий насос (НН) с редукционным (предохранительным) клапаном;
- откачивающие насосы (ОН), защищённые от попадания посторонних частиц;
- центробежный суфлёр (ы);
- топливомасляный (ТМТ) и воздушно-масляный (ВМТ) теплообменники.

Система смазки включает в себя следующие функциональные подсистемы:

- подачи масла к узлам трения и в масляные полости (МП) опор роторов;
- откачки масла из масляных полостей и суфлёров;
- суфлирования масляных полостей (отделение масла от воздуха);
- кондиционирования масла (охлаждение и фильтрация).

Кроме перечисленных агрегатов, в системе смазки могут быть дополнительные элементы, обеспечивающие безопасность эксплуатации - защитные сетчатые фильтры в линии откачки масла и на входе в форсуночные каналы, магнитные пробки для контроля состояния узлов трения, датчики системы контроля температуры и давления масла на входе в двигатель, температуры масла на выходе из опор роторов, уровня масла в баке и др.

Датчики системы смазки должны обеспечить срабатывание предупредительной и аварийной сигнализации в следующих ситуациях:

- минимально допустимое давление масла на входе в двигатель;
- максимальный и минимальный уровень масла в масляном баке;
- максимально допустимый перепад давления на фильтре;

- появление стружки в масле.

Эксплуатирующиеся системы смазки двигателей магистральных самолётов имеют следующие характеристики:

- подача масла в двигатель составляет 30...50 л/мин, а суммарная откачка масловоздушной смеси - примерно 90...230 л/мин;

- нагнетающий насос на 15-20% переразмерен по прокачке для компенсации износов, допусков на изготовление и др.;

- давление подачи масла в двигатель 3...10 кгс/см<sup>2</sup> (при минусовых температурах давление на 10...20% выше);

- частота вращения валов нагнетающего и откачивающих насосов зависят от частоты вращения роторов двигателя и не регулируется;

- подача откачивающих насосов кратна подаче нагнетающего с коэффициентом 2...4 в связи с откачкой из полостей двухфазной смеси из масла и воздуха.

### Описание рабочего процесса в системе смазки

Описание рабочего процесса в системе смазки сделано по материалам работ [2-9]. Схема типовой системы смазки и значения объёмного газосодержания  $\alpha$  по гидравлическим трактам представлены на рисунке 1.1. Объёмное газосодержание - это объёмная доля газа в двухфазной смеси короткого (бесконечно малого) участка трубопровода или в конечном объёме смеси. Оценка газосодержания в тракте откачки дана на основе коэффициента кратности подачи откачивающих насосов по сравнению с подачей нагнетающего.

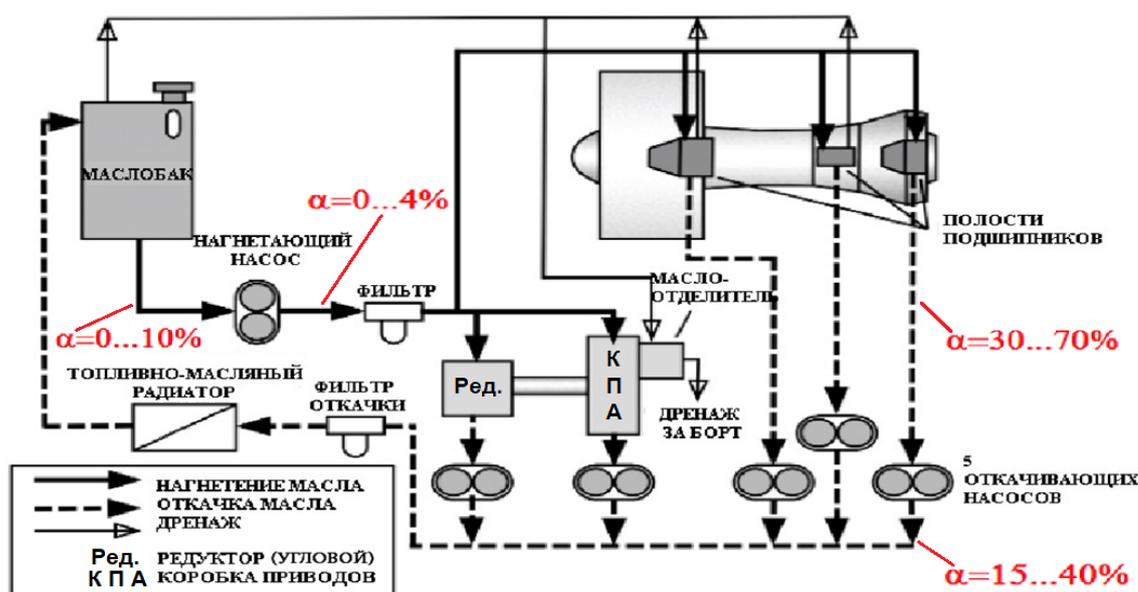


Рисунок 1.1. Принципиальная схема типовой системы смазки

Из маслобака «чистое» масло (без воздуха или с его минимальным количеством) поступает на вход нагнетающего насоса. Он обеспечивает подачу масла к форсункам в КПА, полостей опор роторов и далее в зазор между внутренним кольцом подшипника и сепаратором.

Масло омывает рабочую поверхность тел качения подшипника и, проходя через пространство между ними, дробится на капли и поступает в масляные полости опор роторов.

В результате смешения в МП капля масла с воздухом, с выходов МП на вход откачивающего насоса и на вход системы суфлирования поступает двухфазная среда с разной плотностью. Рабочая среда из откачивающих насосов, пройдя воздухоотделитель и теплообменник, возвращается обратно в маслобак. Поскольку охлаждение масла производится в тракте откачки, то эта схема условно называется схемой с «холодным» баком, а в случае расположения теплообменника в тракте нагнетания - схема с «горячим» баком.

Удержание в МП образовавшейся смеси и предотвращение её выброса в газозвушной тракт ГТД обеспечивается путём наддува опор воздухом из тракта двигателя (рисунок 1.2) через уплотнения МП (лабиринтные, щеточные и др.). При этом обеспечивается положительный перепад давлений на уплотнениях (давление воздуха на входе в уплотнение выше давления смеси в опоре).

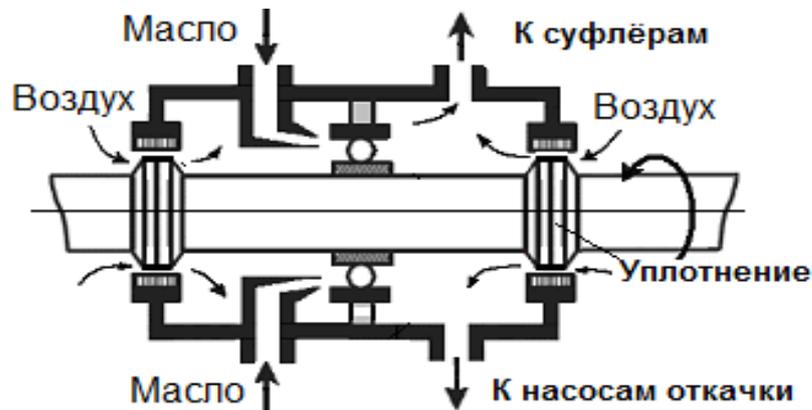


Рисунок 1.2. Схема потоков масла и воздуха в МП

Система суфлирования во многом формирует уровень давления в полостях опор и маслобаке, что оказывает прямое влияние на распределение масла в тракте нагнетания, а также на надёжность и эффективность системы смазки.

Наличие путевых потерь давления в тракте подвода двухфазной смеси к откачивающему шестерённому насосу, местных потерь на входных кромках шестерён и на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён, приводит к уменьшению давления на входе в межзубовые впадины шестерён и их заполнению под действием разности давлений в зоне всасывания и у корня шестерён. Заполнение продолжается в течение времени пребывания межзубовых впадин в зоне всасывания. Это время ограничено и зависит от скорости вращения шестерён, их размеров и др. Заполнению препятствуют центробежные силы, возникающие при вращении шестерён.

В шестерённых насосах имеет место защемление объёма в межзубовом пространстве шестерённой пары из-за того, что в момент зацепления новой пары зубьев предыдущая пара

еще не выходит из зацепления и между точками зацепления образуется замкнутый объём. При этом рабочая среда, занимающая зацементированный объём, попав в полость входа, расширяется от давления нагнетания до давления на входе в насос и занимает часть рабочего объёма впадины, что ещё больше ухудшает её заполнение. Наличие этого объёма приводит к дополнительному эмульсированию двухфазной смеси [10].

Особенностью заполнения двухфазной средой межзубовых объёмов является также и то, что газовая фаза смеси расширяется до полного заполнения объёма впадин. В результате уменьшается плотность смеси и массовая производительность насоса. После выхода зубьев из зоны всасывания двухфазная смесь со значением плотности в межзубовом объёме перемещается в зону нагнетания, откуда она поступает на выход насоса и частично возвращается по зазорам на его вход.

Из-за трения в подшипниковых узлах ГТД происходит износ их деталей, сопровождающийся выделением тепла и нагревом опор. Дополнительный их нагрев происходит от поступающего из уплотнений воздуха и теплоотдачи через вал и стенки опоры. Температура опор, подшипников и рабочей среды оказывает значительное влияние на образование в МП двухфазной смеси, т.к. изменяются парциальные значения плотности и вязкости масла и воздуха, а также силы поверхностного натяжения масла на границе раздела с воздухом. Вязкость масла может изменяться от 1 до 100 сСт и выше в зависимости от температуры и от наработки системы.

Наличие пузырьков воздуха в гидравлическом тракте системы смазки может вызывать такие динамические явления, как колебания параметров рабочей среды, забросы давления и температуры в переходных процессах, срыв работы насоса [11, 12 и др.].

Описанные процессы в агрегатах систем смазки подтверждены косвенно (без прямого измерения размера пузырьков) при исследованиях демонстрационной системы смазки с электроприводными насосами на стенде с имитатором масляной полости ГТД [8, 9, 13].

В узлах и агрегатах систем смазки протекают сложные тепловые и гидравлические процессы, влияющие на параметры образующейся двухфазной среды, и соответственно на характеристики агрегатов системы смазки. Указанные особенности рабочих процессов должны быть учтены при их математическом моделировании.

### **Обзор методов экспериментального исследования систем смазки**

Испытания агрегатов системы смазки по определению их гидравлических характеристик проводят на автономных стендах, а комплексные - на двигательном стенде в высоотно-скоростных условиях для проверки работы системы в целом [7]. Традиционно в этих исследованиях особое внимание уделяется тепловым процессам в системе: выделению тепла при трении, влиянию расстояния и угла установки масляных форсунок на теплосъём,

теплоперенос и теплообмен. Это связано, в первую очередь, с тем, что основная задача системы смазки – отвод тепла от узлов трения и подшипников, и данному вопросу посвящено большое количество работ [4, 14-16 и др.].

Известны работы, посвященные экспериментальным исследованиям эффективности работы трактов суфлирования [3, 17, 18 и др.], нагнетания [19] и откачки [20].

Методические вопросы проведения экспериментальных исследований систем смазки, в том числе и электроприводных, на автономных и полунатурных стендах в литературе практически не освещены.

### **Обзор математических моделей систем смазки**

Основные задачи при расчётах систем смазки сводятся к определению величин давлений, расходов и температуры рабочей среды по тракту её течения от маслобака до опор роторов и обратно в маслобак на всех стационарных и переходных режимах работы, при этом величина подачи воздуха в масляную полость и тепловой поток в масло в масляных полостях считаются известными. При расчёте электроприводных систем смазки необходимо задать характеристики электроприводов и насосов.

Накопленный многими фирмами опыт разработки систем смазки авиационных ГТД в литературе практически не освещён. Известны математические модели систем смазки ГТД, разработанные в ЦИАМ под авторством Горячева А.В. и Аксенова Н.К. [21], Мартыановой Т.С. и Обрубовой Э.Н. [22], в УГАТУ Цирельманом Н.М. и Лукащуком С.Ю. [23], в Northwestern Polytechnical University (Китай) [24], в Techspace Aero для электроприводной системы смазки Trent-500 [25] и др. Перечисленные модели построены, как правило, на модульном принципе и используют полуэмпирические зависимости для расчёта потокораспределения в системе и тепловых процессов в опорах. Методики расчёта используют уравнения Бернулли, сохранения массы и теплового баланса в статической постановке. Потери давления рассчитываются по осреднённым экспериментальным данным, либо с использованием поправочных коэффициентов пересчета на двухфазную смесь, например, по методике Локкарта-Мартинели.

В математических моделях такого уровня, как правило, не учитывается двухфазность рабочей среды, влияние которой проявляется как на качество переходных процессов в системе, так и на потери давления в трубопроводах, на потребляемую насосами мощность и др. Следует иметь в виду, что неправильное определение мощности электроприводов для вращения насосов, прокачивающих двухфазную смесь, может привести к завышению массы электропривода и системы в целом. Требуются другие подходы к составлению математической модели систем смазки ГТД с учётом динамики протекающих процессов в гидравлических трактах, что особенно важно для электроприводных систем. Более подробно принципы построения динамических математических моделей систем смазки изложены в главе 5.

### 1.1. Системы смазки с приводом насосов от коробки приводов агрегатов

В настоящее время в большинстве эксплуатирующихся ГТД используются системы смазки с насосами, приводимыми во вращение от КПА (традиционная схема). В зависимости от величины давления масла, подаваемого в тракт нагнетания, системы смазки бывают двух типов.

А) Система смазки с регулируемым давлением масла на входе в двигатель. Поддержание давления осуществляется редукционным клапаном, который устанавливается за нагнетающим насосом. Редукционный клапан ограничивает подвод масла в двигатель сверх количества, необходимого для смазки и охлаждения узлов трения.

Система смазки данного типа используется на двигателях ТВЗ-117ВМ [26], ПС-90А [27], НК-12 [4], АИ-20 [4], НК-86 [4], НК-22 [4], Д-30КУ [28] и др. Схема такой системы показана на рисунке 1.3 на примере системы смазки двигателя ТВЗ-117ВМ.

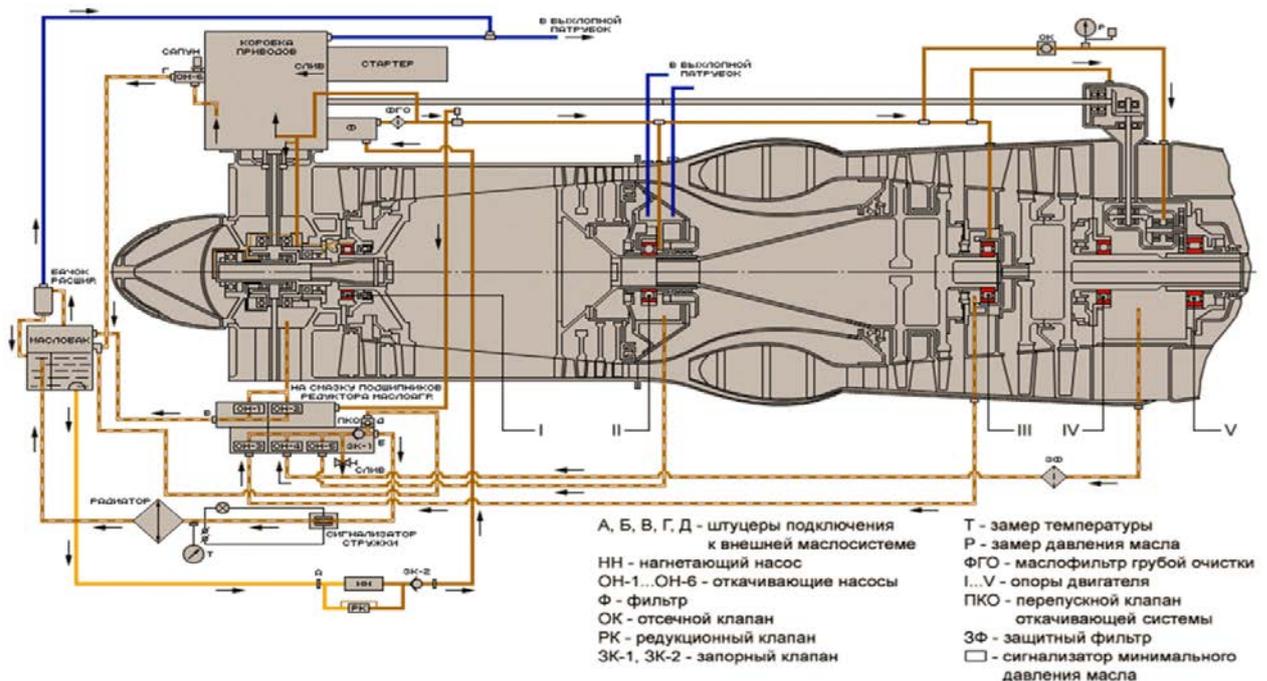


Рисунок 1.3. Схема системы смазки двигателя ТВЗ-117ВМ

Недостаток данного типа системы смазки в том, что для обеспечения работы на номинальном режиме требуется применение нагнетающего насоса, производительность которого на остальных режимах значительно превышает требуемую, из-за чего значительная часть масла после выхода из насоса возвращается обратно на его вход.

Б) Система смазки с нерегулируемым давлением масла на входе в двигатель. В этом случае прокачка масла зависит от частоты вращения нагнетающего насоса и диаметра жиклёра в тракте подачи масла к двигателю. Подбором диаметра жиклёра обеспечивается требуемая прокачка на номинальном режиме работы ГТД. Наличие жиклёра приводит к значительному росту давления на режимах максимальной прокачки масла, что снижает надёжность системы смазки.



магнитные подшипники проигрывают по массе, поэтому их применение рассматривается в более отдаленной перспективе.

Достоинство электроприводной системы смазки заключается в отсутствии механической связи насосов с валом двигателя и, в связи с этим, возможности организации независимого управления режимами работы насосов, что позволит оптимизировать прокачку масла во всех условиях работы, а именно:

- улучшить температурное состояние масляной и топливной систем;
- повысить эффективность системы смазки при запуске двигателей в условиях низких температур, а также на режимах авторотации;
- снизить безвозвратные потери масла и содержание воздуха в откачиваемом масле из маслополости и др.

Применение электроприводных насосов позволит улучшить диагностирование и ремонтпригодность системы смазки.

При создании любой системы авиационного применения, к ней предъявляются жесткие требования по массе и надёжности. Для электроприводной системы смазки это ограничивает возможность увеличения количества электроприводов, их мощности, усложнения системы резервированием и т.д.

**Надёжность ЭСС** обеспечивается применением современных вентильных 5-6 фазных электроприводов [43-45], реализацией структурного подхода, обеспечивающего взаимозаменяемость насосов, например, как в работе [46, 47].

**Состав агрегатов.** В электроприводных системах смазки предполагается, в основном, использовать агрегаты с приводом от вентильных электроприводов с постоянными магнитами на роторе. Выбор этих приводов, по сравнению с приводами другого типа, обусловлен их преимуществом по удельной массе, диапазону регулирования и прочим параметрам [48].

В состав электропривода входят: электродвигатель, блок управления, встроенные датчики тока для осуществления контроля температуры в силовых обмотках.

Имеется несколько вариантов использования электроприводов в системах смазки:

А) Все масляные насосы (нагнетающий и откачивающие) располагают на одном валу с электроприводом («полностью электрический» двухконтурный турбореактивный двигатель (ТРДД) DGEN 380/390 [49], патенты [50-52]). Такие системы смазки имеют наибольшую преимуществом от традиционных систем смазки, как по схемному построению, так и по управлению.

Достоинство такой схемы – относительная простота, малое количество новых агрегатов системы приводит к небольшим увеличениям массы при резервировании. Недостаток системы заключается в отсутствии отдельного управления насосами. Это не позволяет, например, организовать отдельное включение/отключение агрегатов для осушения масляных полостей до

запуска ГТД и после его останова. Такие схемы применяются, как правило, для малоразмерных двигателей и ВСУ.

Б) Нагнетающий, каждый откачивающий насос и суфлёр вращаются индивидуальным электроприводом (SEED [53], Trent-500 [54], газотурбинные установки).

Вариант такой схемы показан на примере ЭСС двигателя Trent-500 на рисунке 1.5. При таком построении системы можно осуществить раздельное управление каждым насосом и реализовать многие преимущества электроприводной системы смазки: улучшение температурного состояния подшипников на всех режимах работы двигателя, сокращение времени запуска при минусовых температурах и т.д. Недостаток этого варианта заключается в более высокой массе системы.

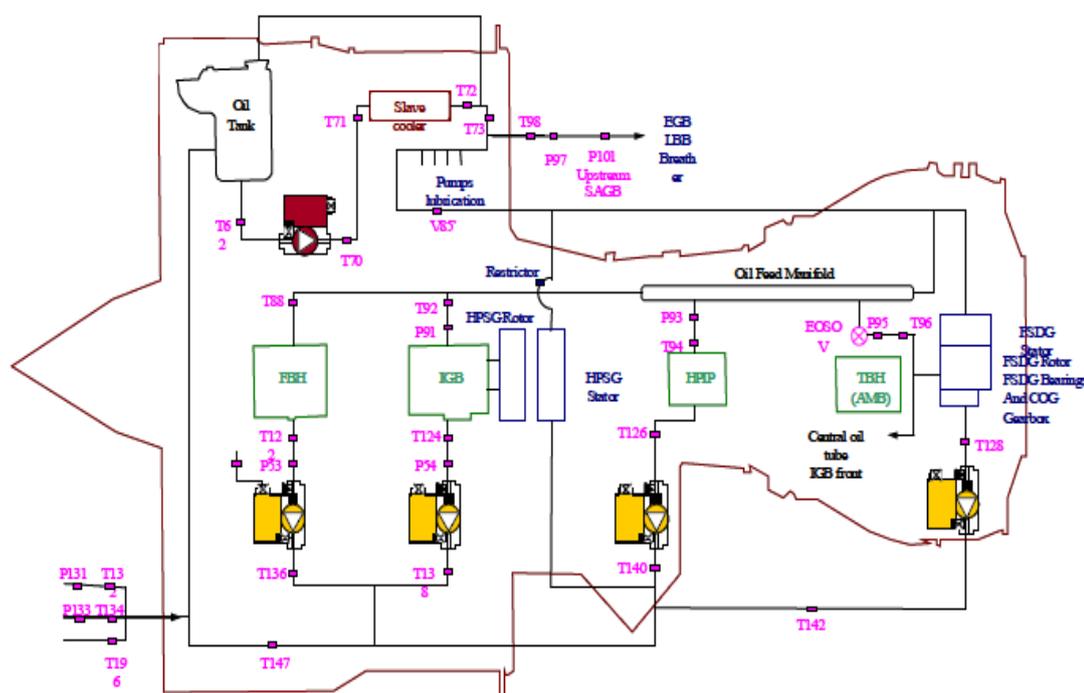


Рисунок 1.5. Электроприводная система смазки «электрического» ТРДД Trent 500

В) Откачивающие насосы приводятся одним электродвигателем, а вторым – нагнетающий насос (электроприводная система смазки SODEOS на двигателе ATG-2 [46], «полностью электрический» двигатель TJ-100, патент [55]).

Г) В патентах [56, 57] предлагается для увеличения надёжности системы смазки использовать резервный электроприводной откачивающий насос, при этом основные насосы нагнетания и откачки приводятся традиционно от КПА.

**Управление ЭСС**, в указанных выше двигателях, осуществляют следующим образом:

- требуемая подача масла в двигатель реализуется регулятором давления за нагнетающим насосом или расхода, с возможной коррекцией по температуре масла на выходе из масляных полостей;

- откачка масловоздушной смеси из полостей опор кратна подаче масла в эти полости.

### 1.3. Актуальность, цель и задачи исследования

Применение ЭСС в ГТД рассматривается как перспективное направление улучшения их характеристик (мировой тренд). Реализация такого подхода связана с построением систем ГТД с электрическим приводом агрегатов, что позволит в итоге создать двигатель без КПА. Одной из систем этого двигателя является система смазки с электроприводными насосами с управлением от цифровой САУ ГТД. Применение электроприводных насосов позволит повысить качество смазки и ресурс подшипников опор роторов ГТД во всех условиях эксплуатации, улучшить диагностирование и ремонтпригодность системы и др.

На основе проведенного анализа построения систем смазки ГТД сформулированы задачи, необходимые для достижения цели данной работы – разработка принципов построения, методов исследования и выбора характеристик электроприводных насосов, позволяющих создать электроприводную систему смазки для ГТД:

- Определение принципов и схемного построения ЭСС ГТД.
- Экспериментальное исследование влияния двухфазности рабочей среды на работу системы смазки и выбор характеристик электроприводов.
- Методика выбора характеристик электроприводов ЭСС.
- Разработка динамической математической модели ЭСС с учётом двухфазности потоков.
- Математическое моделирование для исследования и выбора характеристик систем смазки на установившихся и переходных режимах работы двигателя.
- Разработка демонстрационной электроприводной системы смазки.
- Испытания и валидация ДЭСС.

#### ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Анализ систем смазки современных ГТД показывает, что разработка ЭСС является актуальным направлением работы. Применение ЭСС позволит повысить качество смазки и ресурс подшипников на всех режимах работы двигателя, повысить надежность запуска при минусовой температуре воздуха, снизить безвозвратные потери масла и др.

2. Обзор схемного построения ЭСС показал, что для ГТД рассматриваются схемы, в которых все масляные насосы располагаются на одном валу электропривода или схемы с отдельным вращением индивидуальным электроприводом нагнетающего и откачивающих насосов; для газотурбинных установок (ГТУ) и демонстрационных систем – насосы вращаются индивидуальными электроприводами.

3. Обеспечение требуемой подачи масла в двигатель реализуется, как правило, регулятором давления за нагнетающим насосом; для ЭСС рассматривается также и использование регуляторов расхода.

## 2. Построение электроприводной системы смазки

Проведенный в главе 1 анализ построения систем смазки ГТД различного назначения и обзор технических решений, изложенных в патентах, позволяет сформулировать принципы построения ЭСС:

1. Использование электрического привода насосов.
2. Регулирование производительности насосов изменением частоты вращения электроприводов.
3. Раздельное управление частотой вращения насосов в трактах системы смазки: нагнетания, откачки и суфлирования.
4. Управление режимами работы системы от САУ двигателя.
5. Компенсация отказов путём реконфигурации системы.

Отказоустойчивость ЭСС обеспечивается за счёт использования бесконтактного многофазного (5-6 фаз) электродвигателя, двухканального блока управления, вибродиагностики трансмиссии, резервирования датчиков положения ротора, взаимозаменяемости электроприводных насосов и других средств.

В целях повышения контролепригодности ЭСС рекомендуется установка датчиков температуры рабочей среды на выходе из опор двигателя и в «горячей» части (подшипники турбины высокого давления (ТВД) и турбины низкого давления (ТНД)), и в «холодной» (подшипники вентилятора, компрессора высокого давления (КВД) и зубчатые передачи в КПА).

В электроприводных системах смазки ГТД магистральных самолётов применяется индивидуальный электропривод для суфлёра и нагнетающего насоса, а количество электроприводов для откачивающих насосов может быть разным в зависимости от выполняемых функций и требований надёжности. Использование для каждого откачивающего насоса индивидуального электропривода позволяет повысить качество смазки путём управления прокачкой масла через опоры, но при этом возможно увеличение массы системы и снижение её надёжности из-за большего количества агрегатов.

Вариант схемы электроприводной системы смазки для ТРДД магистральных самолётов, учитывающий изложенные выше принципы, приведён на рисунке 2.1. Данная система строится на базе регулируемых бесконтактных вентильных электроприводов с постоянными магнитами на роторе. Они имеют в 2...3 раза меньшую массу по сравнению с асинхронными электродвигателями, применяемых для привода насосов в системах смазки стационарных ГТУ.

Система является автономной, циркуляционной, замкнутой с установкой теплообменников в магистраль нагнетания. В ней используются электроприводы для вращения:

- нагнетающего шестерённого насоса 2 - электропривод 3;
- центробежного суфлёра 17 - электропривод 18;

- двухступенчатого откачивающего шестерённого насоса 12 (блок насосов) для откачки из опор в «холодной» части двигателя - электропривод 13;

- двухступенчатого откачивающего шестерённого насоса 14 опор в «горячей» части – электропривод 15.

При работе двигателя масло из маслобака 1 по трубопроводу поступает в нагнетающий насос 2 и через масляный фильтр с тонкость фильтрации 40...60 мкм по трубопроводам поступает в систему охлаждения масла - воздушно-масляный 6 и топливомасляный 7 теплообменники. ТМТ имеет клапан перепуска 8. Затем масло поступает через фильтр «последнего шанса» 9 на смазку и охлаждение подшипниковых узлов и зубчатых передач.

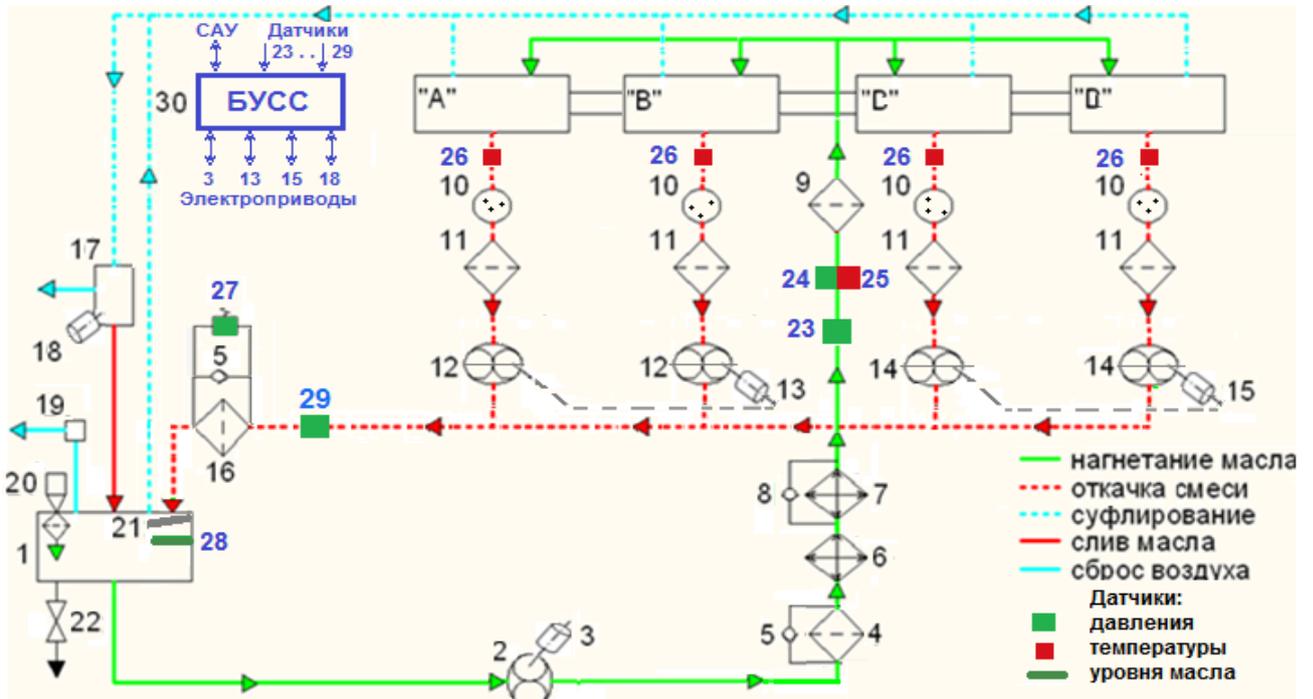


Рисунок 2.1. Схема электроприводной системы смазки ТРДД

1 – маслобак; 2 – нагнетающий насос (НН); 3 – электропривод НН; 4, 16 – фильтры; 5 – обратный клапан; 6 – ВМТ; 7 – ТМТ; 8 – перепускной клапан; 9 – фильтр «последнего шанса»; 10 – магнитные сигнализаторы стружки; 11 – защитные фильтры; 12 – откачивающие насосы в «холодной» части; 13 – электропривод; 14 – откачивающие насосы в «горячей» части; 15 – электропривод; 17 – центробежный суфлер; 18 – электропривод суфлёра; 19 – предохранительный клапан; 20 – заливная горловина; 21 – статический воздухоотделитель; 22 – сливной кран; 23 – сигнализатор минимального уровня давления масла; 24, 25 – датчики давления и температуры масла; 26, 29 – датчики температуры и давления масловоздушной смеси; 27 – сигнализатор максимального перепада на фильтре; 28 – датчик уровня масла в баке; 30 – блок управления системой смазки (БУСС); А, В, С, D – опоры ТРДД.

Из опор «А» и «В» двигателя (условно «холодная» часть) масловоздушная смесь откачивается насосами 12 с электроприводом 13, а из опор «С» и «D» (условно «горячая» часть) – насосами 14 с электроприводом 15. Во входных штуцерах откачивающих насосов размещены магнитные сигнализаторы стружки 10 и защитные фильтры 11. Откачивающие насосы выполнены с трехкратным запасом по расходу масла, подаваемого в места откачки. Из них смесь поступает в фильтр 16 тонкой очистки (15 мкм) и далее в статический воздухоотделитель

(циклон) 21 и маслобак 1. В маслобаке имеется предохранительный клапан 19, который перепускает излишки воздуха на срез сопла. Для наземного обслуживания системы смазки предусмотрена заправка через заливную горловину 20 маслобака 1 и слив масла через кран 22.

Перепад давлений на фильтре 16 контролируется сигнализатором максимального перепада 27. Фильтры 4 и 16 имеют клапаны перепуска 5.

Для обеспечения нормальной работы системы смазки внутренние полости опор и маслобака суфлируются через центробежный суфлер 17 с электроприводом 18 и баростатическим клапаном. В суфлере частицы масла отделяются из смеси и отводятся в маслобак, а воздух по наружному трубопроводу стравливается на срез сопла.

Управление работой электроприводов системы смазки осуществляет цифровой электронный блок управления 30 (БУСС). Он может располагаться в виде отдельного модуля в блоке управления электропривода нагнетающего насоса или в контроллере системы автоматического регулирования ТРДД. Требуемая подача масла и откачка смеси обеспечивается изменением частоты вращения электроприводов по величине уставки, формируемой в виде задаваемой частоты вращения в БУСС. Величина уставки поступает в блок управления соответствующего электропривода, алгоритмы работы которого которые обеспечивают своими внутренними обратными связями требуемую частоту вращения электродвигателя (насоса).

Величина требуемой частоты вращения нагнетающего насоса, а, следовательно, и подачи масла, формируется в зависимости от температуры масла (для обеспечения холодного запуска двигателя) и режима работы двигателя, в т.ч. его авторотации. Для этого используется текущее значение частоты вращения КВД, а в качестве резервного параметра – величина давления за КВД. Частота вращения откачивающих насосов может быть функцией частоты вращения нагнетающего насоса для обеспечения превышения их производительности насосов над подачей масла в соответствующие полости.

Для обеспечения отказоустойчивости ЭСС, в дополнение к использованию надёжных электроприводов, возможно введение структурных изменений для достижения взаимозаменяемости электроприводных насосов. При отказе одного из приводов его функции возьмет на себя другой привод, что ухудшит характеристики системы смазки, но сохранит её работоспособность.

На рисунке 2.2 показана схема ЭСС, отличающаяся от схемы на рисунке 2.1 тем, что для достижения взаимозаменяемости насосов добавлены трубопроводы (темно-красный и фиолетовый цвет), перемычки с отсечным клапаном 31, двухпозиционные трёхпроходные клапаны 33 и 34, а электроприводные насосы откачки должны иметь 2-3х кратный запас по производительности.

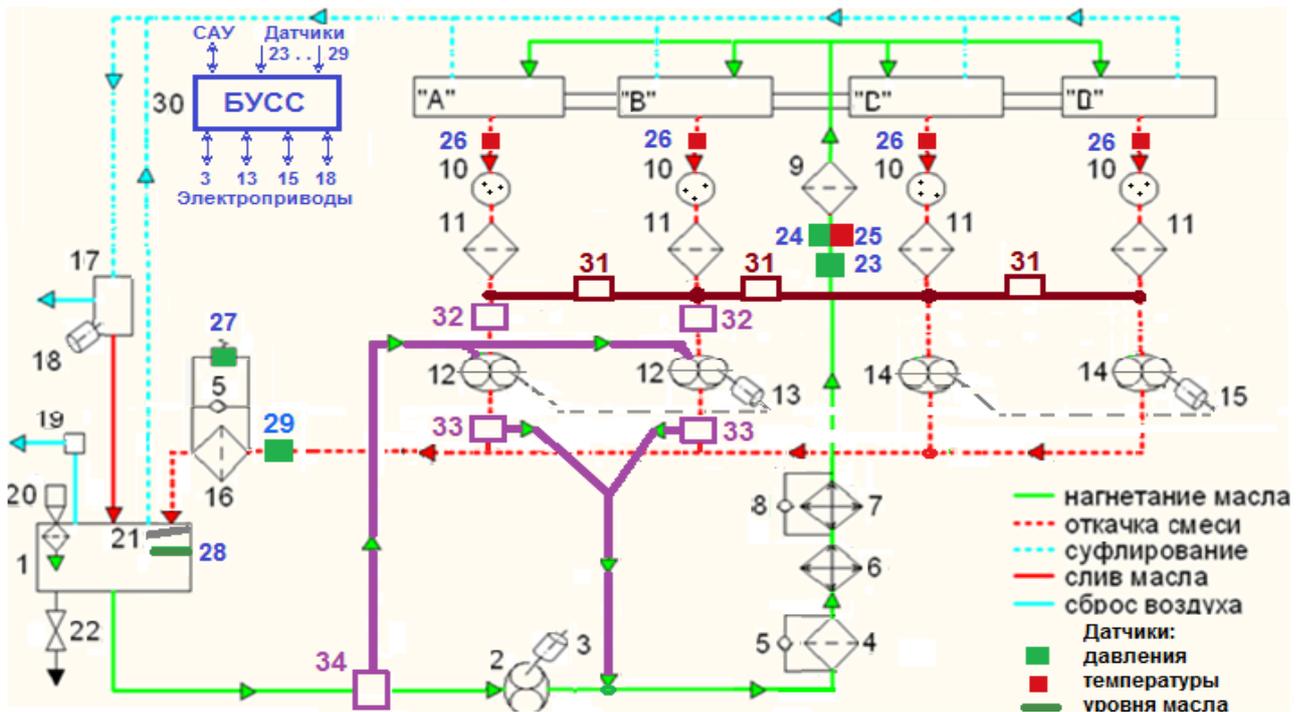


Рисунок 2.2. Схема отказоустойчивой электроприводной системы смазки ТРДД

1 – маслобак; 2 – нагнетающий насос (НН); 3 – электропривод НН; 4, 16 – фильтры; 5 – обратный клапан; 6 – ВМТ; 7 – ТМТ; 8 – перепускной клапан; 9 – фильтр «последнего шанса»; 10 – магнитные сигнализаторы стружки; 11 – защитные фильтры; 12 – откачивающие насосы в «холодной» части; 13 – электропривод; 14 – откачивающие насосы в «горячей» части; 15 – электропривод; 17 – центробежный суфлер; 18 – электропривод суфлёра; 19 – предохранительный клапан; 20 – заливная горловина; 21 – статический воздухоотделитель; 22 – сливной кран; 23 – сигнализатор минимального уровня давления масла; 24, 25 – датчики давления и температуры масла; 26, 29 – датчики температуры и давления масловоздушной смеси; 27 – сигнализатор максимального перепада на фильтре; 28 – датчик уровня масла в баке; 30 – блок управления системой смазки (БУСС); А, В, С, D – опоры ТРДД; 31 – переключки с отсечным клапаном; 32 – отсечные клапаны; 33, 34 – двухпозиционные трёхходовые клапаны.

Отказ одного из электроприводов откачивающих насосов парируется переводом на режим увеличенной частоты вращения другого электропривода откачивающих насосов и открытием отсечных клапанов 31 на всех переключках. В случае отказа нагнетающего насоса 2 в БУСС формируются команды на изменение режима работы электроприводов откачивающих насосов 13, 15 и на перекоммутацию клапанов 31...34. Функции нагнетающего насоса будет выполнять блок насосов 12 с электроприводом 13, а функции откачки – блок насосов 14 с электроприводом 15.

#### ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ:

1. Сформулированы принципы построения электроприводной системы смазки ГТД:

- использование электрического привода насосов;
- регулирование производительности насосов изменением частоты вращения электроприводов во всех трактах системы смазки;
- раздельное управление частотой вращения насосов в трактах системы смазки: нагнетания, откачки и суфлирования;

- управление режимами работы системы от САУ двигателя;
- компенсация отказов путём реконфигурации системы.

2. Предложено схемное построение электроприводной системы смазки для ТРДД магистральных самолётов, в которой нагнетающий насос и суфлёр приводятся индивидуальными электроприводами, в тракте откачки один электропривод обеспечивает вращение насосов, откачивающих масловоздушную смесь из КПА и опор КНД и КВД, а другой - вращение насосов, откачивающих масловоздушную смесь из опор ТВД и ТНД. В целях повышения контролепригодности ЭСС рекомендуется установка датчиков температуры масла на выходе из опор двигателя и в «горячей» и в «холодной» его частях.

3. Предложен вариант схемного построения ЭСС с взаимозаменяемыми электроприводными насосами. В случае отказа одного из электроприводов блок управления системой смазки выдает команды на клапаны для реконфигурации системы и изменяет режим работы других электроприводных насосов. При отказе электропривода откачивающих насосов, его функции берёт на себя другой блок откачивающих насосов с электроприводом. При отказе электропривода нагнетающего насоса нагнетание масла выполняет блок откачивающих насосов из опор «холодной части» двигателя, а откачка из всех опор осуществляет другой блок откачивающих насосов.

### 3. Исследование характеристик узлов ЭСС при работе на двухфазной смеси

#### 3.1. Методика проведения экспериментальных исследований

Для изучения характеристик трактов нагнетания и откачки ЭСС на двухфазной смеси проведены их испытания на автономном стенде ЦИАМ. Схема приведена на рисунке 3.1 [58].

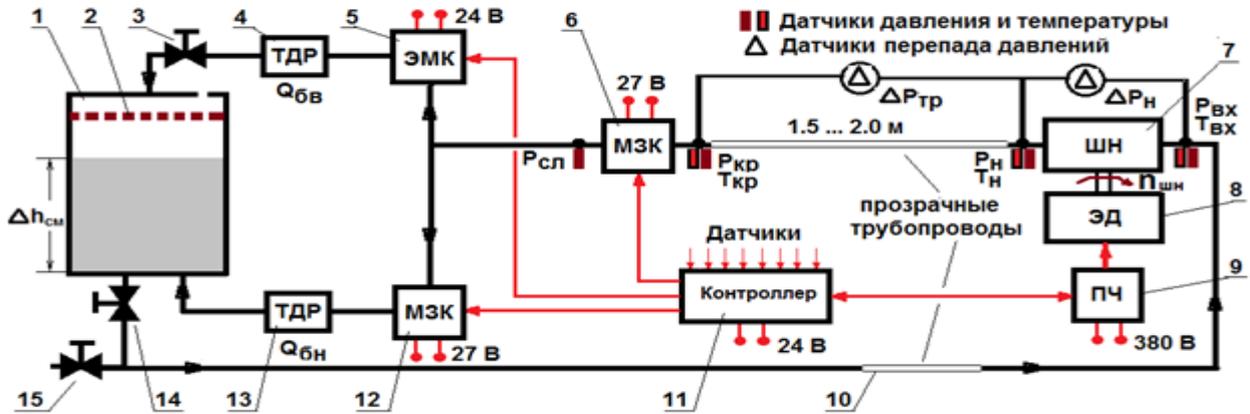


Рисунок 3.1. Принципиальная схема испытаний агрегатов на масловоздушной смеси

1 – маслобак; 2 – рассекатель потока; 3, 14 – технологические краны; 4, 13 – датчики расхода ТДР; 5 – электромагнитный клапан (ЭМК); 6, 12 – механизм закрытия кранов (МЗК); 7 – шестерённый насос ШН; 8 – электродвигатель ЭД; 9 – преобразователь частоты; 10 – прозрачные участки; 11 – контроллер; 15 – кран слива.

Для экспериментальных исследований использован шестерённый насос НМШ2-40-1.6/16 (производительность  $1.6 \text{ м}^3/\text{ч}$  при частоте вращения 1450 об/мин, мощность 1.5 кВт). Изменение частоты вращения насоса в диапазоне 145...1450 об/мин (частота тока 5...50 Гц) производится с помощью асинхронного электродвигателя АИР80В4 (синхронная частота вращения 1500 об/мин, номинальный ток 3.7 А, мощность 1.5 кВт) с преобразователем частоты (ПЧ) E2-8300-003Н. При испытаниях использовалось минеральное масло МС-8П, которое применяется для смазки двигателя АИ-25ТЛ. Для визуализации течения на входном и выходном трубопроводе установлены прозрачные вставки 10 ( $\varnothing 12\text{мм}$ , длина 300мм). Сведения об используемых датчиках на установке представлены в таблице 3.1. Стоит отметить, что датчики давления GE UNIK 5000 обладают полосой пропускания до 500 Гц.

Прокачка рабочей среды производится по замкнутой схеме. Она из маслобака 1 поступает на вход насоса 7, с выхода которого возвращается обратно в маслобак. Вращение насоса обеспечивается электроприводом 8, для чего ему подается напряжение питания от преобразователя частоты электросети 9. Управление процессом прокачки рабочей среды производится от контроллера 11 или вручную, путём подачи на преобразователь частоты 9 уставки о необходимой частоте вращения насоса 7 и подачи напряжения питания на органы управления (ЭМК 5, МЗК 6 и 12). Имеются два режима прокачки:

**режим 1** - прокачка чистого масла или длительная работа на требуемом значении объёмного газосодержания масловоздушной смеси;

**режим 2** - циклическая прокачка масловоздушной смеси.

При испытаниях на режиме 1 рабочая среда с выхода насоса 7 поступает в нижнюю часть маслобака, для чего закрывается ЭМК 5 и открывается МЗК 12.

При испытаниях на режиме 2 рабочая среда с выхода насоса 7 поступает в верхнюю часть маслобака, для чего открывается ЭМК 5 и закрывается МЗК 12.

Открытием / закрытием МЗК 6 обеспечивается уровень давления за насосом 7.

Таблица 3.1. Перечень регистрируемых параметров

№	Параметр	Обозначение	Диапазон измерен	Погрешность, % от ВП	Средство измерен.
1.	Давление на входе в насос, бар	$P_{вх}$	0 ... 10	0.2	UNIK
2.	Давление на выходе насоса, бар	$P_{н}$	0 ... 10	0.2	UNIK
3.	Давление перед краном, бар	$P_{кр}$	0 ... 10	0.2	UNIK
4.	Давление после крана, бар	$P_{сл}$	0 ... 10	0.2	UNIK
5.	Перепад давления на насосе, кПа	$\Delta p_{н}$	0...690	0.075	АРТ3100
6.	Перепад давления на мерном участке, кПа	$\Delta p_{тр}$	0...690	0.075	АРТ3100
7.	Температура среды на входе в насос, °С	$T_{вх}$	-60...+150	1.5	ТХК
8.	Температура среды на выходе из насоса, °С	$T_{н}$	-60...+150	1.5	ТХК
9.	Температура среды перед краном, °С	$T_{кр}$	-60...+150	1.5	ТХК
10.	Расход среды в верхнюю часть бака, л/мин	$Q_{бв}$	4.8 ... 24	1	ТДР-9
11.	Расход среды в нижнюю часть бака, л/мин	$Q_{бн}$	4.8 ... 24	1	ТДР-9
12.	Ток в обмотках электропривода, А	$I_{оп}$	0.1 ... 10	1	ПЧ

Методика проведения испытаний следующая:

1. Сначала установка работает на режиме 2, на котором масловоздушная смесь с выхода насоса поступает в верхнюю часть маслобака. Это приводит к активным процессам воздухоовлечения и, в результате, к постепенному росту объемного газосодержания в маслобаке и во входном трубопроводе насоса.

2. Методом отсечки периодически оценивается величина газосодержания в тракте. Для забора рабочей среды из тракта используется кран 15.

3. При достижении заданного газосодержания установка переводится на режим работы 1, на котором масловоздушная смесь с выхода насоса поступает в нижнюю часть маслобака, что позволяет длительное время прокачивать двухфазный поток практически с одной и той же величиной газосодержания.

4. При необходимости исследовать динамические свойства трактов, задаются возмущения по прокачке насосом, об этом более подробно в п. 3.2.2.

5. Осуществляется регистрация параметров системы и запись на видеокамеру структуры потока в трубопроводах.

Величина газосодержания определялась известным методом отсечки (отбора смеси) в контрольных точках. Также возможно применения метода, изложенного в патенте [59].

## 3.2. Характеристики трактов нагнетания и откачки

### 3.2.1. Статические характеристики узлов ЭСС

Определены расходная и мощностная характеристики электроприводного шестерённого насоса при прокачке масловоздушной смеси.

**Расходная характеристика** насоса в виде зависимости расхода  $Q_n$  на выходе из насоса от частоты питающей электродвигателя сети  $f_c$  при неизменном положении крана 7 на выходе из насоса определена в диапазоне частоты сети 5...30 Гц (частота вращения 145...900 об/мин), расхода – 3.5...18 л/мин, давления на выходе – 3.8...7 кгс/см<sup>2</sup> (рисунок 3.2). Характеристика имеет обычную для шестеренных насосов линейную зависимость.

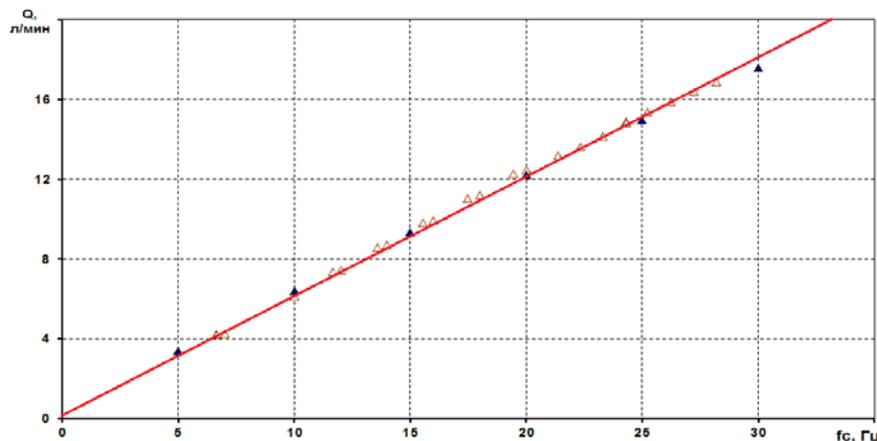


Рисунок 3.2. Расходная характеристика насоса при прокачке масловоздушной смеси

**Мощностная характеристика** насоса, которая представляет собой зависимость потребляемой мощности  $N_n$  от расхода через насос  $Q_n$ , и мощность электропривода  $N_{эп}$  на соответствующих режимах, показаны на рисунке 3.3. Гидравлическая мощность насоса рассчитана при КПД 60 %, а электропривода – при КПД  $\eta_{эп}$  и  $\cos(\varphi)$ , приведенных на рисунке 3.3. Экспериментальные значения электрической мощности измерены прибором FLUKE 41B.

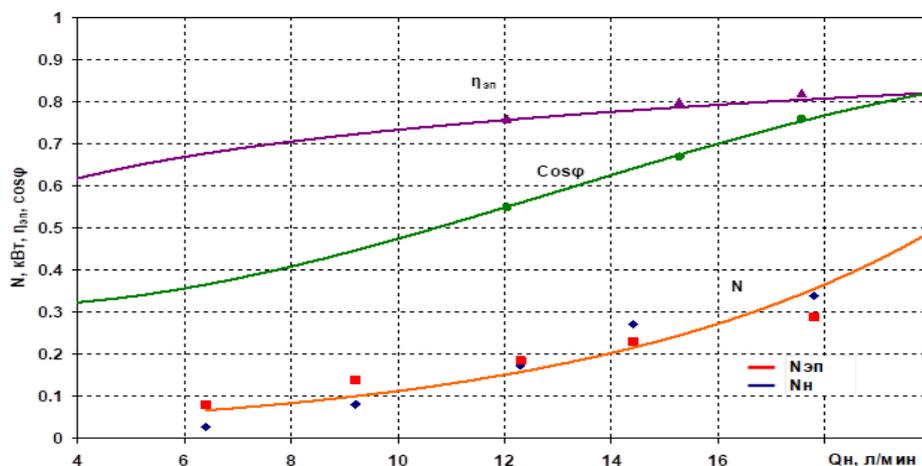


Рисунок 3.3. Мощностная характеристика насоса и электропривода.

При исследовании характеристик электроприводной системы смазки было обращено внимание на то, что расчётное значение мощности по известным формулам для шестерённых

насосов, прокачивающих двухфазную смесь, ниже мощности на валу электродвигателя, которая оценивалась по величине активной составляющей электрической мощности. Так, на установившемся режиме работы системы (рисунок 3.4) при практически постоянных значениях давлений на входе  $P_{вх}$  и выходе  $P_{н}$  насоса, а также и объёмного расхода  $Q_{н}$  величина расчётного значения мощности  $N_{расч}$  равна 181 Вт (перепад давления на насосе 0.43 МПа, объёмный расход - 17.7 л/мин, общий КПД - 0.7).

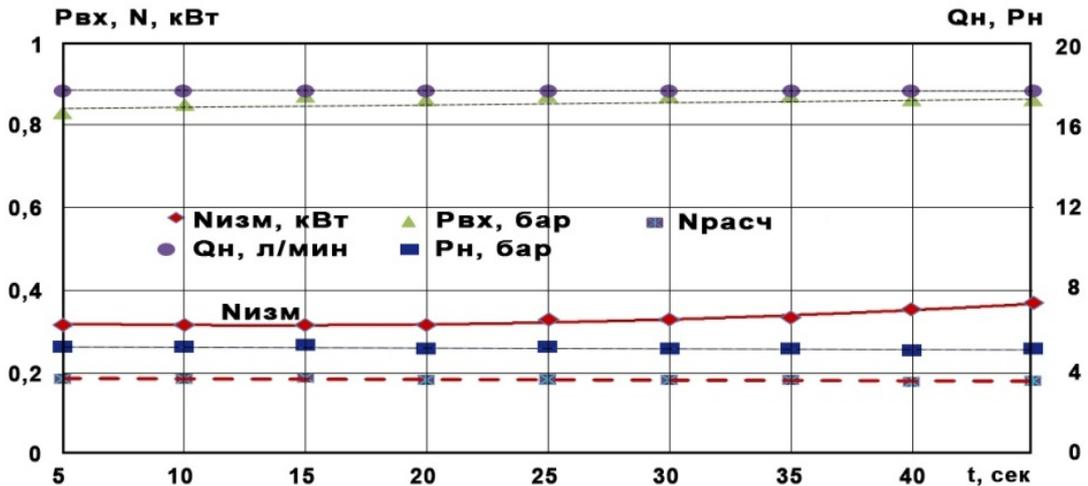


Рисунок 3.4. Изменение параметров насоса на установившемся режиме

Величина измеренной мощности  $N_{изм}$  на валу электродвигателя на интервале 1...20 с составляет 315 Вт, т.е. имеет место превышение в 1.74 раза измеренного значения над расчётным. Начиная с 20-й с, мощность возрастает из-за увеличения величины объёмного газосодержания на входе в насос.

Влияние величины объёмного газосодержания на мощность насосов, прокачивающих двухфазную смесь, подтверждается также и испытаниями с введением в смесь дополнительной пеногасящей присадки ПМС-200А [9, 60]. На рисунке 3.5 показано изменение мощности насоса при увеличении коэффициента  $k_{он}$ , отражающего рост количества воздуха в смеси.

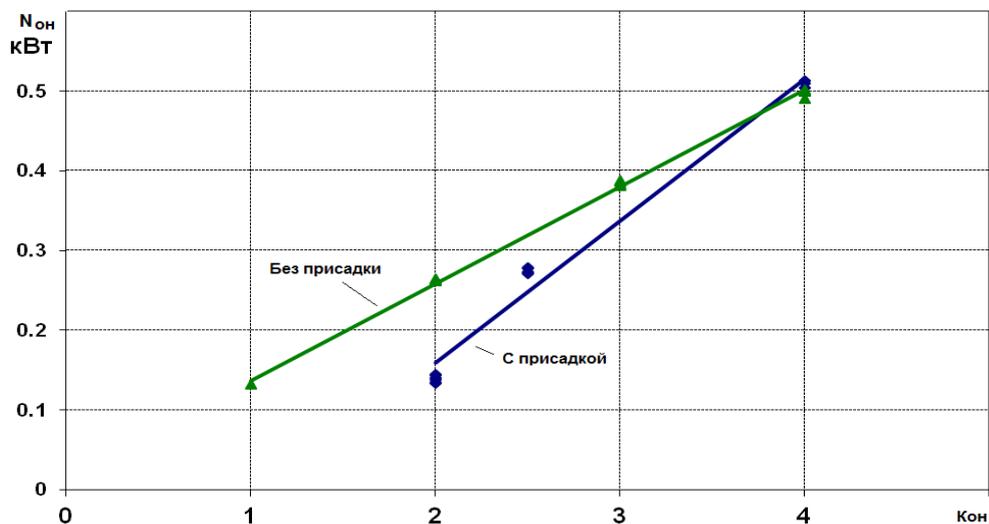


Рисунок 3.5. Влияние пеногасящей присадки на мощность насоса

В диапазоне  $k_{он} = 2...3$  влияние присадки на величину мощности существенно - при  $k_{он} = 2$  потребляемая насосом мощность уменьшается более чем в два раза. Эффект влияния снижается с увеличением объёмного газосодержания смеси и при  $k_{он} = 4$  он исчезает. Уменьшение мощности обусловлено тем, что при наличии присадки масловоздушная смесь на выходе из бака содержит меньшее количество воздуха. В дальнейшем этот же результат был получен и при испытаниях на полунатурном стенде с имитатором масляной полости.

Увеличение мощности насоса при прокачке двухфазной смеси экспериментально подтверждено также и в других более поздних работах, в которых этот факт отражается путём снижения величины объёмного КПД насоса [18, 21].

### 3.2.2. Динамические свойства гидравлических трактов

При проведении экспериментальных исследований ЭСС было отмечено, что переходные процессы по ее параметрам имеют большую длительность как по расходу и давлению масла, так и по температуре. Время установления температурного равновесия составляет 60...65 с.

**Метод определения динамических свойств гидравлических трактов системы смазки** заключается в проведении испытаний с заданием возмущений по производительности насоса, работающего в условиях тракта нагнетания или откачки. На рисунке 3.6 приведены переходные процессы по давлению за насосом  $P_n$  в условиях имитации тракта нагнетания с прокачкой чистого масла при подаче уставки на изменение частоты питания сети электродвигателя  $f_c$  с 17 Гц на 31 Гц, что соответствует переходу от режима минимальной подачи масла в двигатель к режиму максимальной подачи, за время 0.06, 0.6 и 6 с.

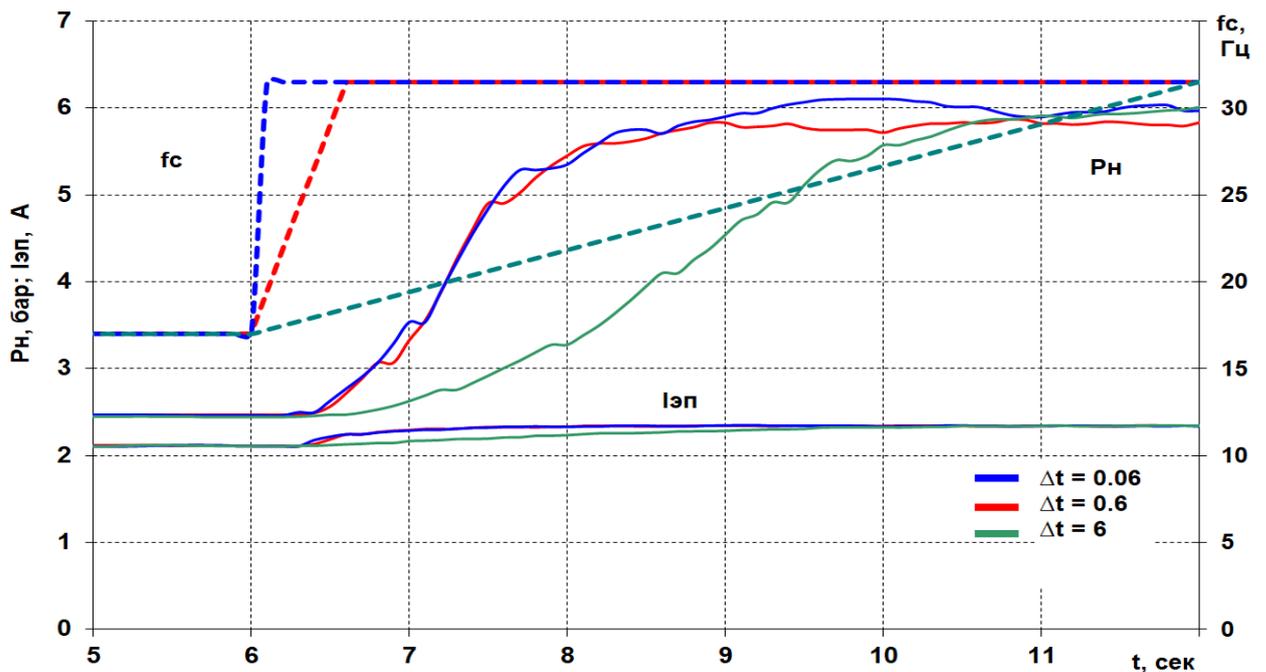


Рисунок 3.6. Влияние времени задания возмущения на переходные процессы в тракте нагнетания системы смазки

При  $\Delta t = 6$  с изменение давления за насосом происходит в темпе изменения уставки и тока  $I_{\text{эл}}$  в обмотках электродвигателя, а при  $\Delta t = 0.06$  и  $0.6$  с переходные процессы по давлению практически не отличаются друг от друга, а их длительность составляет  $\sim 2$  с. Задержка на  $0.3$  с начала процессов по давлению и току относительно момента подачи возмущения связана с работой преобразователя частоты. Переходные процессы носят аperiodический характер.

На рисунке 3.7 приведены переходные процессы при изменении производительности насоса, работающего в условиях тракта откачки с прокачкой масловоздушной смеси, от минимальной до максимальной величины, и возврат на прежнее значение. Для этого исходное значение частоты питания электродвигателя насоса устанавливалось  $14.5$  Гц, затем оно с управляющей электронно-вычислительной машины скачком изменялось на  $28.5$  Гц, далее производилась выдержка в течение  $30$  секунд и переход скачком на прежнее значение  $14.5$  Гц.

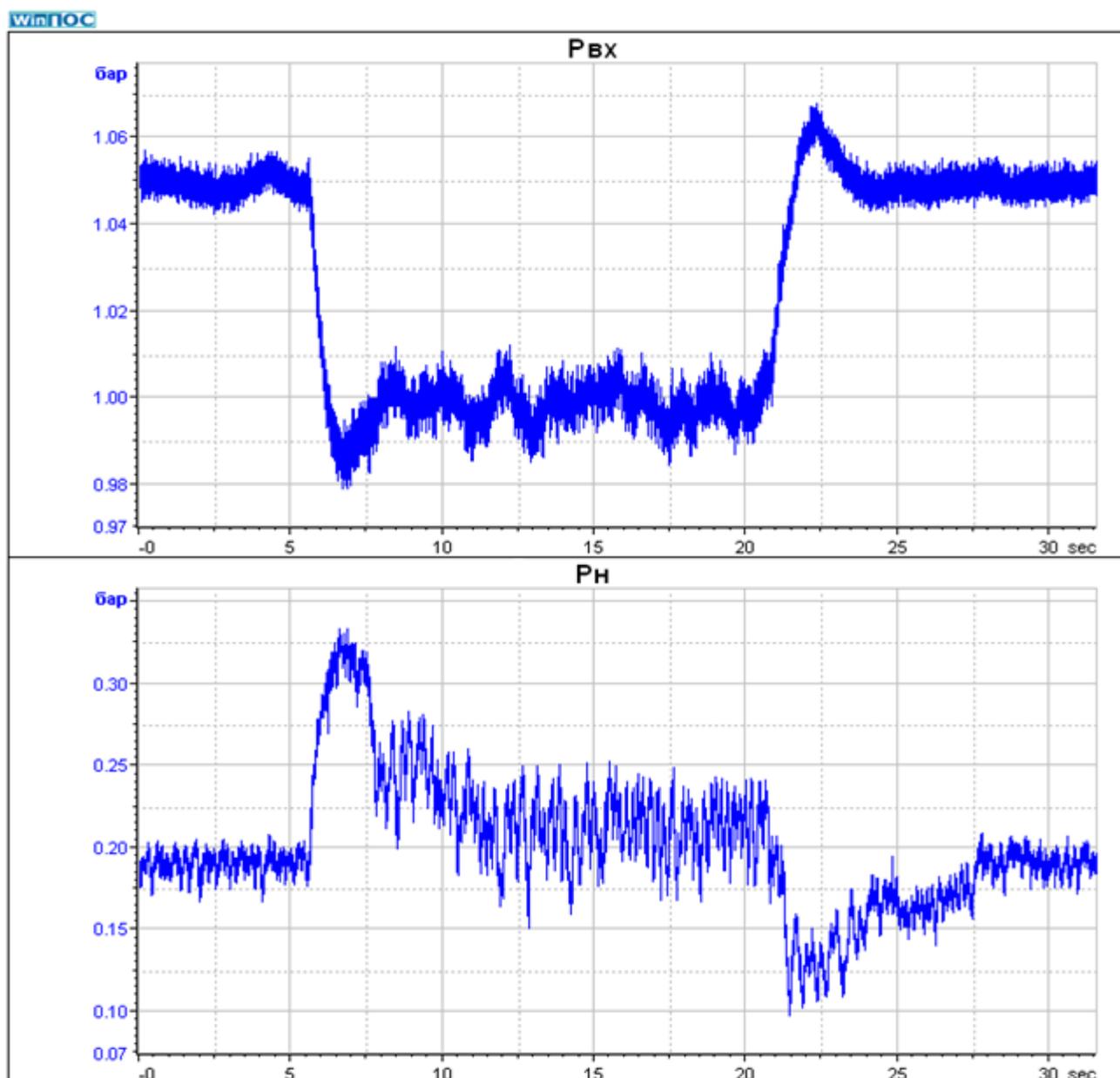


Рисунок 3.7. Переходные процессы по давлению на входе и выходе откачивающего насоса

Видно, что при изменении производительности насоса, переходные процессы изменения давлений на входе  $P_{вх}$  и выходе насоса  $P_{н}$ , полученные при имитации тракта нагнетания и тракта откачки масла, практически одинаковы на участке достижения первого максимума (первые 2 секунды), а далее процессы значительно отличаются. При этом имеют место заброс и явно выраженные затухающие колебания давлений с частотой 0.3 Гц. Время установления нового режима затягивается и составляет  $\sim 10$  с.

### 3.3. Исследование течения в гидравлическом тракте ЭСС

При течении многофазной среды её свойства и характер течения зависят дополнительно от структуры потока. Это особенно важно при выборе модели течения для проведения численных исследований, т.к. каждая из моделей ограничена структурами течения, для которых она может предоставить адекватный результат расчёта.

#### 3.3.1. Классификация структур двухфазных потоков

Структуры потока двухфазных течений весьма разнообразны и в литературе приводятся различные классификации структур потока [61-66 и др.], но чаще используется трактовка Чисхолма, сделанная для газожидкостных течений в горизонтальных испарительных трубах парогенераторов тепловых и атомных электростанций [63]. В этой классификации рассматриваются следующие основные структуры (рисунок 3.8 из [63]):

- пузырьковая, когда множество мелких пузырьков движется с жидкостью;
- пробковая, характеризующаяся чередованием жидкостных и газовых пробок, образующихся из множества пузырьков;
- расслоённая (волновая), которая представляет собой раздельное послойное течение жидкой и газовой фаз с гладкой или волнистой поверхностью раздела;
- снарядная, когда волны при «волновой» структуре достаточно велики и достигают верхней образующей трубы;
- кольцевая, у которой наблюдается наличие газового потока в центре трубы и кольца жидкости по периметру, движущихся с разными скоростями.



Рисунок 3.8. Основные структуры потоков в горизонтальном трубопроводе

Подобные структуры течения имеются в вертикальных испарительных трубах и в трубопроводах с кипящей жидкостью. Рассматриваются также комбинированные структуры – дисперсно-кольцевая, снарядно-кольцевая и др. При пузырьковой структуре течения в горизонтальной или наклонной трубе пузырьки группируются в верхней её части, а в вертикальных – они распределяются почти равномерно по всему объёму жидкости.

Разновидностью пузырьковой формы является дисперсная (эмульсионная) структура, под которой понимается диспергированное (мелкодисперсное) течение с равномерным распределением пузырьков газа по всему сечению потока.

На рисунке 3.9 показана эволюция формирования газожидкостного потока в горизонтальной испарительной трубе по трактовке авторов работы [63]. При пузырьковой структуре пузыри двигаются в верхней части трубы. Если расход газа увеличивается, то пузыри сливаются, образуя пробковое течение, и при дальнейшем увеличении расхода пробковое течение переходит в снарядное. При низких расходах жидкости и газа появляется расслоенное течение с гладкой поверхностью раздела, а повышение расхода газа приводит к появлению на поверхности раздела волн. При высоких расходах газа и низких расходах жидкости может возникнуть кольцевое течение.



Рисунок 3.9. Развитие течения в горизонтальной испарительной трубе.

Из-за многофакторного характера образования структур, связанного с тем, что двухфазные потоки, как правило, не полностью развиты, в них появляются многообразные по форме образования. Эти образования не всегда поддаются чёткому определению, что препятствует их объективному описанию, и трактуются авторами по-разному.

### 3.3.2. Структуры потока рабочей среды в трубах ЭСС

Существуют различные способы определения структуры потока [66, 67]. Некоторые способы, например, связанные с использованием лазерных или рентгеновских установок, не всегда удается применить для исследования течения двухфазных смеси в системах смазки ГТД по различным причинам: малый диаметр трубопроводов 6...20 мм, сложное пространственное их расположения с горизонтальными и вертикальными участками и др.

Для определения структуры двухфазного течения часто используются карты течений Костерина [68], Мамаева [64], Хугендорна [69], Бейкера [66], Шихта [66] и др. Они отличаются условиями эксперимента и используемым комплексом параметров. Для горизонтальных течений широко используется карта течения Бейкера, модифицированная Скоттом (рисунок 3.10) [66], которая представляет график зависимости параметра  $G\chi/\lambda$  от параметра  $(1-\chi)\lambda\psi/\chi$ , где  $G$  – массовая скорость,  $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ ;  $\chi$  – массовая доля газовой фазы в двухфазном потоке;  $\lambda$  и  $\psi$  определяются следующим образом:

$$\lambda = \sqrt{\left(\frac{\rho_g}{\rho_{g,\text{норм}}}\right)\left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{ж,\text{норм}}}\right)},$$

$$\psi = \frac{\sigma_{ж,\text{норм}}}{\sigma} \left[ \frac{\mu_{ж}}{\mu_{ж,\text{норм}}} \left(\frac{\rho_{ж,\text{норм}}}{\rho_{ж}}\right)^2 \right]^{1/3},$$

где  $\rho_g$ ,  $\rho_{ж}$  – плотности газа и жидкости;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $\rho_{g,\text{норм}}$ ,  $\rho_{ж,\text{норм}}$  – плотности газа и жидкости при нормальных условиях ( $20^\circ\text{C}$  и нормальное атмосферное давление);  $\mu_{ж}$  – динамическая вязкость жидкости;  $\sigma_{ж,\text{норм}}$ ,  $\mu_{ж,\text{норм}}$  – коэффициент поверхностного натяжения и динамическая вязкость жидкости при тех же условиях.

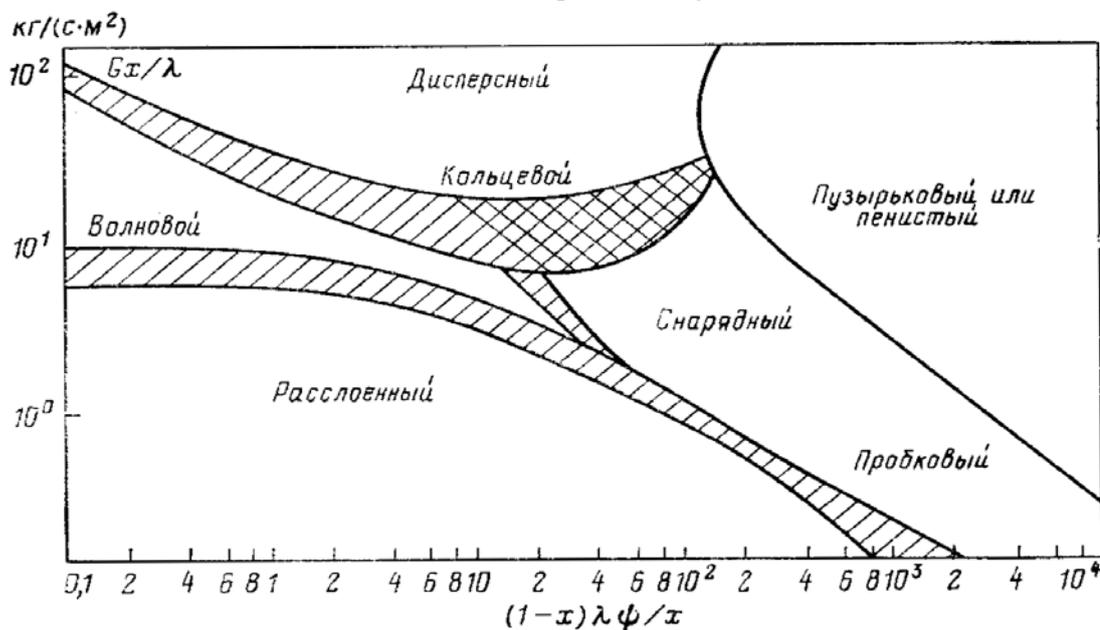


Рисунок 3.10. Диаграмма структур потока О. Бейкера, модифицированная Скоттом для горизонтальных течений

Авторы подобных диаграмм стараются оперировать параметрами рабочей среды, которые бы обобщали диаграмму на широкий диапазон условий и при этом давали физическое представление о причинах формирования той или иной структуры потока. Но некоторые параметры, такие как поверхностное натяжение, газосодержание и др. – довольно сложно количественно определить на практике.

Мамаев В.А. [64] составил другой вариант диаграммы структур газожидкостного потока в горизонтальных трубах (см. рисунок 3.11). Эта диаграмма является обобщением экспериментальных данных различных авторов и построена в координатах: расходное газосодержание  $\beta$  и безразмерный критерий Фруда ( $Fr_c = v_{см}^2/(g \cdot d)$ ).

При проектировании масляных систем авиационных двигателей диаметр трубопровода нагнетающего тракта выбирается так, чтобы скорость течения масла на основных режимах работы двигателя составляла 0.7...1.7 м/с [7]. Диаметр трубопровода тракта откачки обычно составляет  $d_{отк} = 0.9...1 \cdot d_{наг}$ . Производительность откачивающего насоса выбирается кратной 2...3 производительности нагнетающего насоса. Опираясь на эти данные, на основных режимах работы двигателя минимальная скорость течения масловоздушной смеси в тракте откачки составляет 1.4 м/с (одинаковые диаметры, кратность подачи 2), а максимальная – 3.8 м/с ( $d_{отк} = 0.9 \cdot d_{наг}$ , кратность подачи 3). Тогда при скорости потока 1.4 м/с в трубе с внутренним диаметром 12 мм число Фруда составляет 4.08, а при скорости 3.8 м/с –  $Fr_c=11$ . Эта область отмечена цветом на диаграмме (рисунок 3.11).

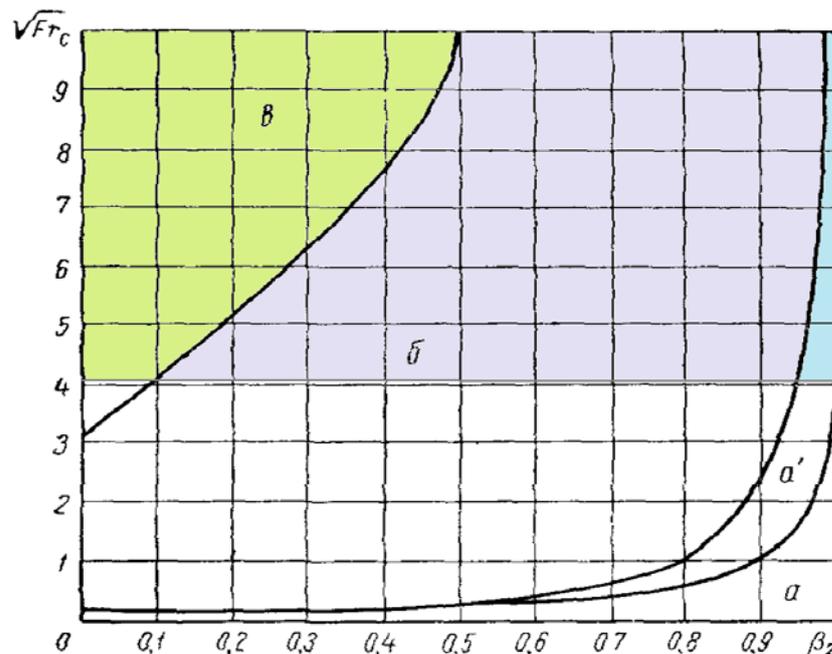


Рисунок 3.11. Диаграмма структур потока в горизонтальной трубе Мамаева В.А.

а – расслоенная; а' – расслоенная с волновой поверхностью раздела; б – снарядная; в – дисперсная

Основной недостаток диаграмм структур потока заключается в том, что они не являются универсальными [70]. Более того, структурные формы газонефтяного потока и границы их существования могут отличаться от таковых для воздуховодяной смеси [71]. При движении газонефтяных смесей имеются специфические особенности принципиального характера, одной из которых является устойчивость образующейся газонефтяной эмульсии благодаря поверхностно-активным веществам [72], присутствующим в нефтях, и высокой газонасыщенности нефти, которая увеличивается с возрастанием скорости смеси.

На базе собственных экспериментальных исследований, Гужовым А.И. [71] была составлена диаграмма структур потока, которые реализуются при напорном течении газонефтяных смесей в горизонтальных трубах (см. рисунок 3.12). На диаграмму нанесены область аналогично рисунку 3.11 и точки, соответствующие результатам испытаний демонстрационной системы смазки на полунатурном стенде в условиях имитации номинального и взлётного режима работы двигателя.

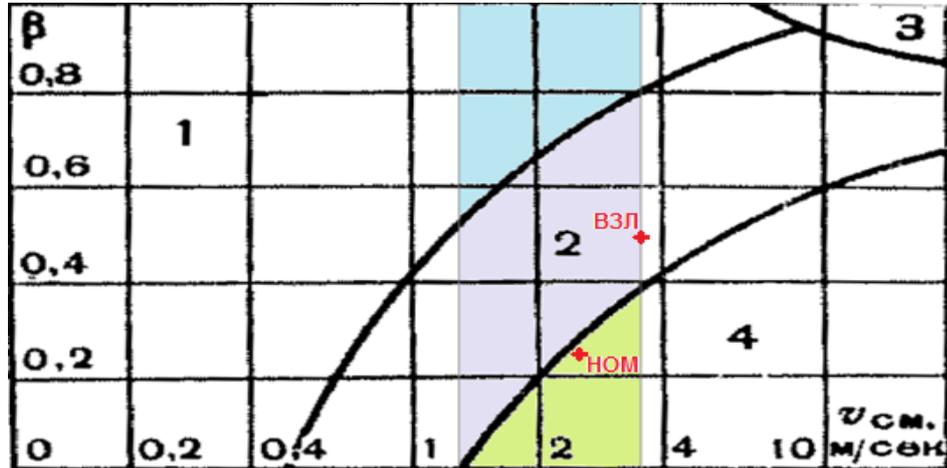


Рисунок 3.12. Диаграмма структур потока газонефтяных смесей Гужова А.И.

1 - раздельная и раздельно-волновая; 2 – дисперсно-снарядная; 3 – пленочно-диспергированная; 4 – дисперсная структура.

Диаграмма на рисунках 3.11 и 3.12 дают качественно близкие оценки. Расхождение в оценках границ структур потока диаграммами, связано не только с недостатком универсальности, но и с тем, что области перехода одной структуры в другую могут занимать на диаграммах довольно широкие зоны. Часто на диаграммах границы структур условно изображены линиями, представляющие некоторое осреднение переходных областей.

В трубопроводах тракта откачки систем смазки ГТД, согласно диаграммам на рисунках 3.11 и 3.12, характерны 3 структуры потока: раздельная (расслоенная), реализуемая на режимах запуска и останова при скоростях течения менее 1.4 м/с; а на режимах от малого газа (МГ) до взлётного (ВЗЛ) при скоростях течения 1.4...3.8 м/с – дисперсная (эмульсионная) и при высоком газосодержании дисперсно-снарядная.

Возможны и другие структуры потока, если при проектировании будут заложены параметры, отличные от описанных выше. Например, фирма MTU исследовала возможность отказа от линии суфлирования [25] с целью экономии веса, при этом весь воздух, поступавший в масляную полость для наддува, удалялся в тракт откачки. Увеличение откачиваемого воздуха потребовало увеличение подачи откачивающих насосов, что при использовании трубопроводов того же диаметра увеличило скорость потока. С помощью численного моделирования авторами было показано, что это приведет к формированию кольцевой структуры потока. В данной работе такие схемы не рассматриваются.

### 3.3.3. Визуально-спектральный анализ течения двухфазной смеси в тракте откачки

Методы визуализации течения (оптические методы) широко распространены [67, 73-75]. Как правило, они дополняются лазерной диагностикой или рентгенографией [76]. Съёмка двухфазного потока сопряжена со многими трудностями: получаемое изображение зависит от многих сложных явлений (рефракция, отражение и поглощение и т.п.), поэтому, в основном, оптические методы применяются только для определения структуры потока. Кроме того, лазерную технологию и рентгенографию довольно трудно технически применить при исследованиях течения в трактах систем смазки ГТД с диаметрами трубопроводов 15...20 мм, причем для обеспечения нормальных условий работы таких установок требуется существенно изменить геометрию системы, что приводит к возмущению потока, и таким образом метод перестает быть бесконтактным.

**Метод визуально-спектрального анализа** заключается в использовании фото-, видеосъёмки течения в прозрачных вставках трубопровода при малых выдержках и соответствующим освещением, а для увеличения информативности визуализация дополняется данными о спектре давления с датчика, который расположен за насосом далее по потоку, перед краном 6 (см. рисунок 3.1). Данный метод визуально-спектрального анализа – бесконтактный.

В случае содержания воздуха в масле, спектр давления насыщается гармониками в области от 0.7 до приблизительно 200 Гц [77-79]. В исследованиях нефтегазоперекачки было установлено, что для каждой структуры потока характерна своя форма пульсаций давления [71]. Составление критериев, благодаря которым можно было бы по характеру пульсаций давления в тракте системы смазки ГТД приблизительно определить структуру потока, требует дальнейших исследований.

Использование данного метода позволяет определять структуру потока, составлять карты течений и исследовать свойства двухфазной смеси.

Визуально-спектральный анализ двухфазного течения проводился при испытаниях на установке, описанной в п. 3.1. Использовалась видеокамера Sony HDV-FX7 со следующими параметрами видеосъёмки: выдержка - 1/6000 и 1/10000 с; съёмка с частотой 25 кадров в секунду; 4-х кратное аппаратное замедление.

В ходе экспериментов было отмечено, что цвет смеси масла и воздуха изменяется в зависимости от соотношения этих компонентов: чистое минеральное масло - жидкость темно-желтого цвета, воздух – бесцветный, насыщенная газовая эмульсия – дисперсная среда молочного цвета. На рисунке 3.13 приведены кадры видеофильма, показывающие изменение цвета рабочей среды в процессе выхода насоса на заданный режим.

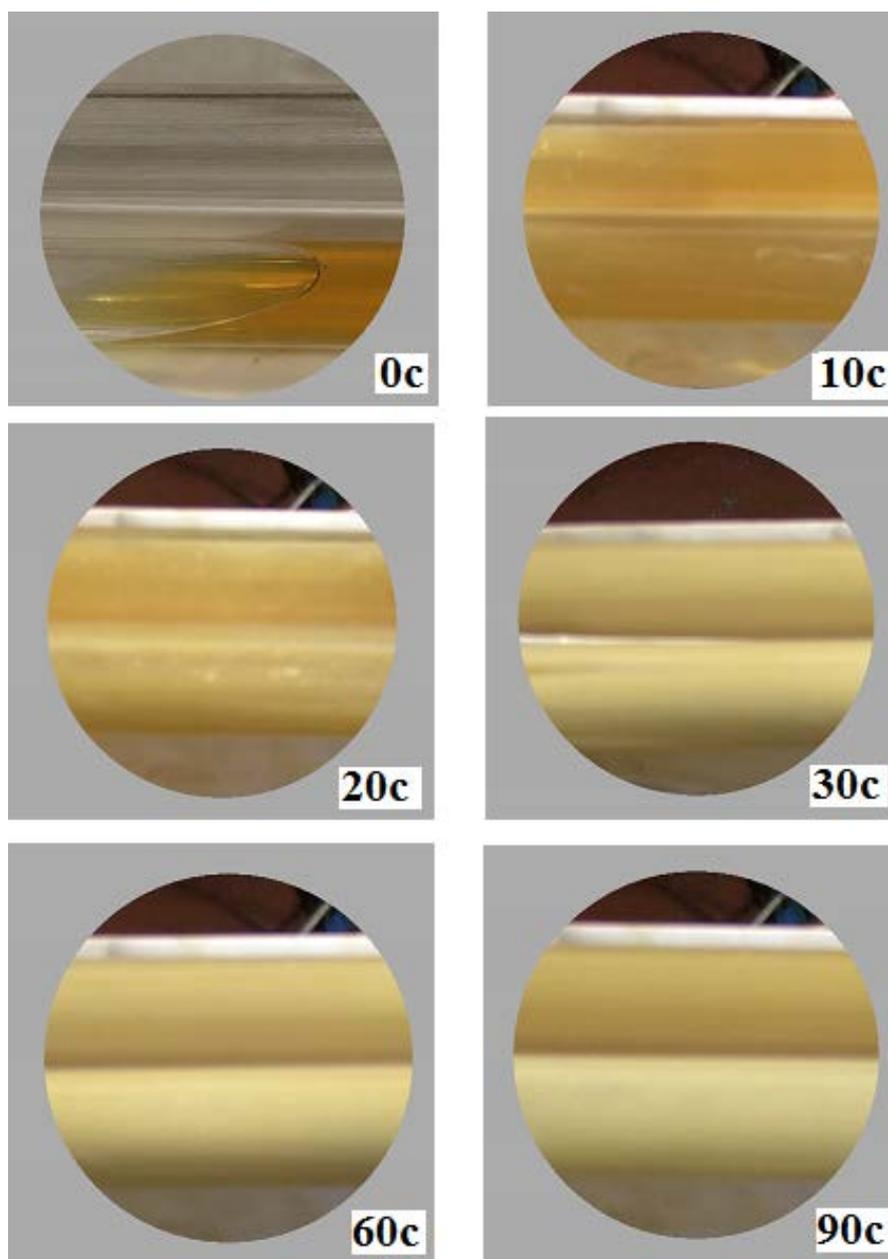


Рисунок 3.13. Изменение цвета смеси при выходе системы смазки на заданный режим (в верхней части кадра трубопровод на выходе насоса, в нижней – на его входе)

В исходном состоянии (время 0 с) масло тёмного цвета находится в трубопроводе на входе в насос (кадр 0 на рисунке 3.13). Кадр 10 с показывает, что после включения тёмный цвет смеси на входе и выходе насоса практически одинаков, а через 20 секунд смесь в трубе на входе начинает белеть (нижняя часть на кадре 20 с) и её можно характеризовать как мелкодисперсную смесь. На установившемся режиме работы цвет смеси на входе и выходе насоса становится молочным по всему диаметру трубопроводов, но при этом смесь на выходе немного темнее (кадр 60 с). Повышение давления за насосом на 0.02 МПа привело к потемнению смеси в трубопроводе на выходе насоса (кадр 90 с).

Более темный цвет смеси в трубопроводе на выходе насоса обусловлен более высоким уровнем давления в нём и, как следствие, меньшим размером пузырьков, что увеличивает влияние тёмного цвета чистого масла. Поэтому визуально наблюдаемый тёмный цвет смеси не означает, что в ней нет воздуха.

Уменьшение / увеличение размера пузырьков при изменении давления масловоздушной смеси демонстрирует её свойство упругости как сплошной среды.

Факт образования мелкодисперсной смеси в трубопроводах подтверждается также низким значением скорости звука в смеси при испытаниях. Она определена путём анализа записей изменения давления по времени и их спектров. На рисунке 3.14 показан переходный процесс давления на входе в насос при отключении его электропривода, который демонстрирует затухающие колебания на собственной частоте трубопровода 2.4 Гц из-за гидравлического удара.

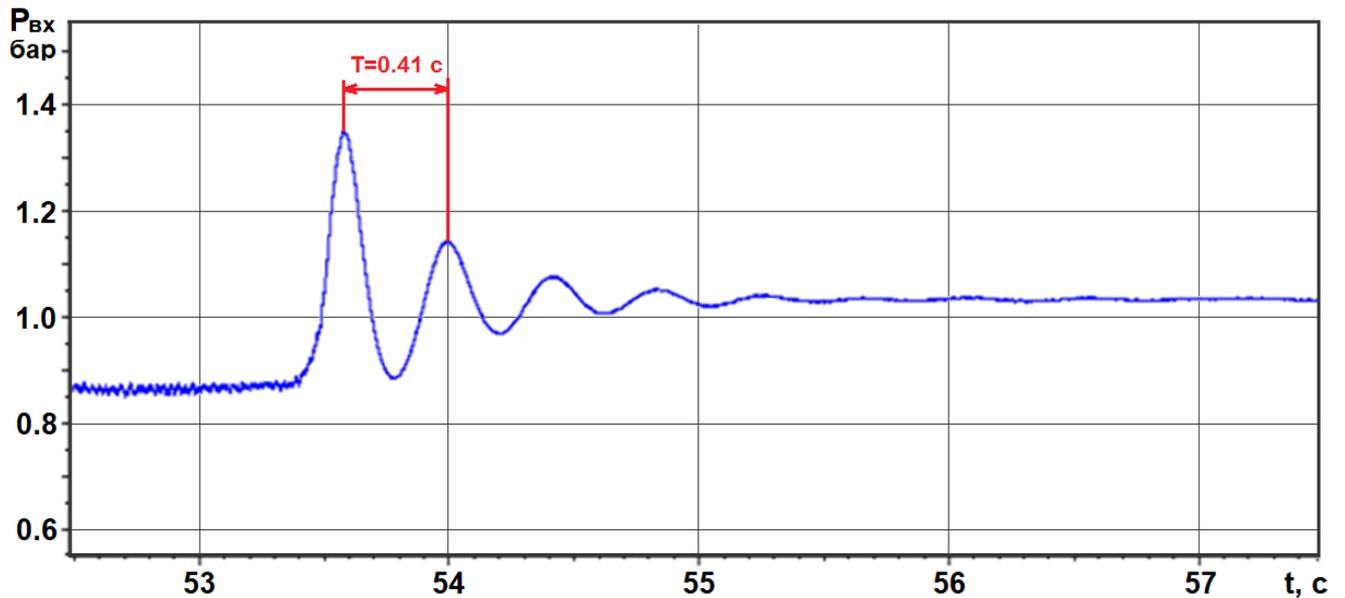


Рисунок 3.14. Переходный процесс на входе в насос при его отключении

Длина однониточного трубопровода от маслобака до входа в насос составляет 2.5 м. Это «открыто-закрытая» акустическая система, для которой собственная частота колебаний в Гц равна скорости звука в смеси, разделённая на четыре длины трубопровода [80]. Тогда для частоты колебаний 2.4 Гц скорость звука в смеси должна быть равна  $2.4 \cdot 4 \cdot 2.5 = 24$  м/с.

Такая низкая скорость звука может реализоваться в мелкодисперсной двухфазной смеси, которая имеет характеристики гомогенной среды [61].

На рисунке 3.15А и Б представлены спектры колебания давлений на выходе насоса и у крана, который расположен далее по потоку от насоса, при производительности насоса 10 л/мин (зеленый цвет) и 20 л/мин (синий цвет). На рисунке 3.15А видны зубцовые гармоники:  $f \approx 105$  Гц при производительности насоса 10 л/мин и  $f \approx 205$  Гц - при 20 л/мин. Спектр колебания давления у крана насыщен другими гармониками.

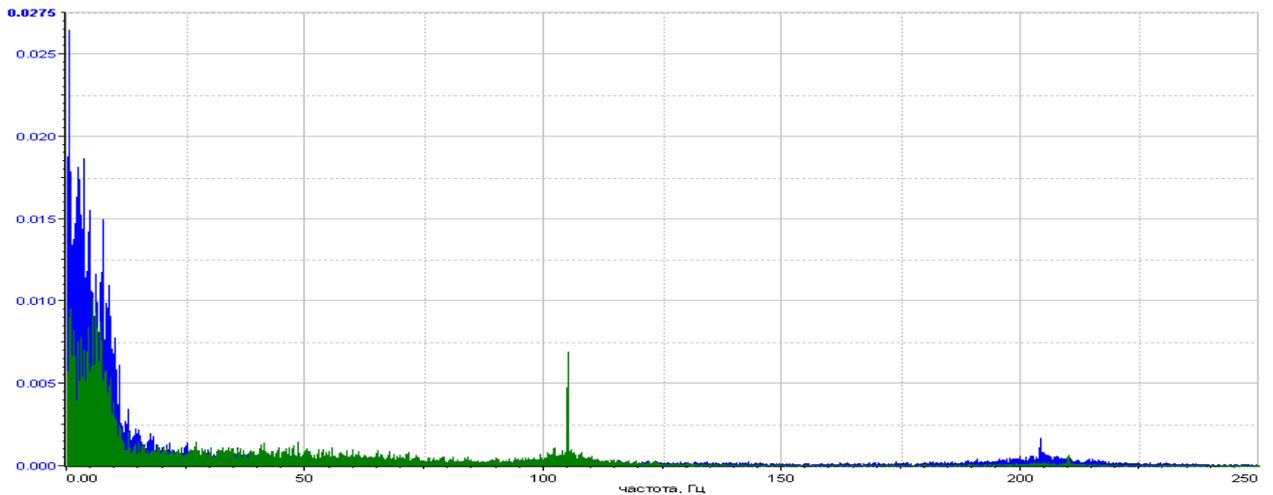


Рисунок 3.15А. Спектр колебания давления на выходе насоса  $P_H$

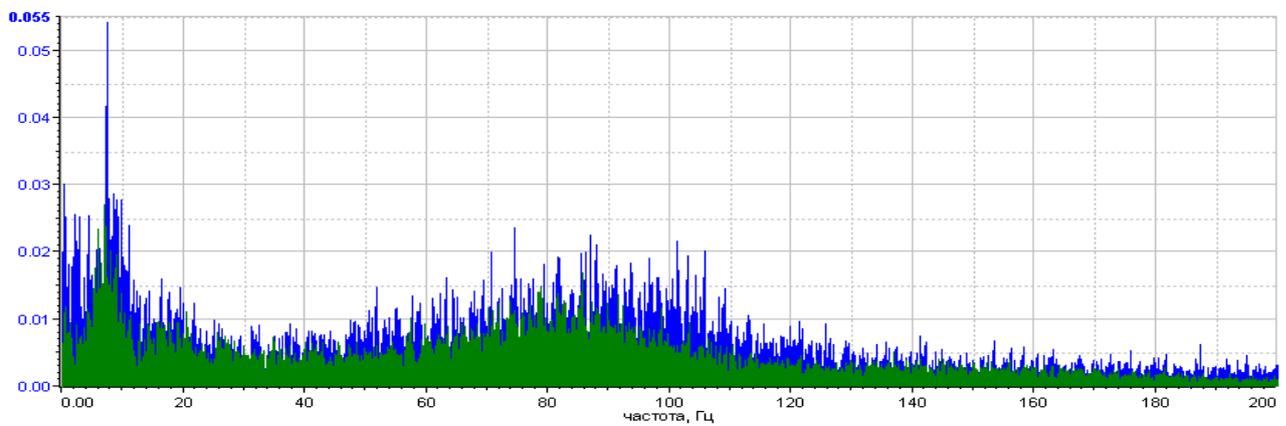


Рисунок 3.15Б. Спектр колебания давления у крана  $P_{KP}$

После остановки молочный цвет смеси ещё наблюдается в течение некоторого времени (рисунок 3.16), т.е. несмотря на локальные процессы сжатия смеси насосом и её расширения в трубопроводах, имевших место при прокачке, масловоздушная смесь остаётся мелкодисперсной.

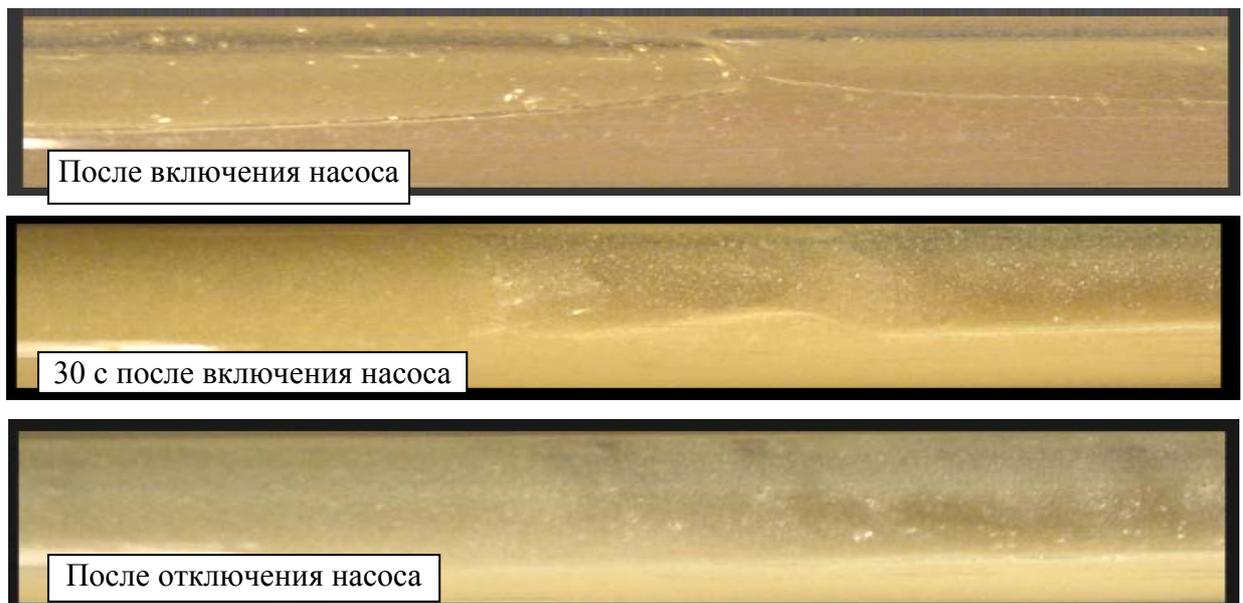


Рисунок 3.16. Изменение цвета смеси при включении/отключении насоса

Устойчивость движущейся масловоздушной смеси в отношении коалесценции пузырьков обусловлена, прежде всего, наличием в масле поверхностно-активных веществ в виде силиконовых присадок. Их влияние проявляется в замедлении процесса выхода воздуха из масла (его деаэрация). Из-за этого время нахождения воздуха в масле при всплытии пузырей исчисляется минутами [81-83], при этом время нахождения смеси во всей трубопроводной обвязке системы смазки составляло при испытаниях 5...12 с.

Устойчивость масловоздушной смеси косвенно иллюстрируется фотографией на рисунке 3.17, на которой в колбе показана рабочая среда, образовавшаяся в результате диспергирования воздуха в масле МС-8П при определении его пенообразования [81].

Внизу колбы видны воздушные пузырьки, образующие газовую эмульсию (масловоздушную смесь), а на поверхности эмульсии образуется воздушно-масляная смесь – «масляная пена». Пузырьки разделены маслом и не контактируют друг с другом.



Рисунок 3.17. Иллюстрация процесса определения пенообразующих свойств по ГОСТ 21058-75

Таким образом, напорное течение масловоздушной смеси в трактах системы смазки ГТД значительно отличается от течения газожидкостной смеси в испарительных трубах, для которого характерна коалесценция пузырей и образование на их основе других структур. В системе смазки двухфазная масловоздушная смесь формируется в масляной полости и откачивается из неё шестерённым насосом, причём далее по потоку состав смеси остаётся прежним, а размеры пузырьков деформируются только при изменении величины давления.

#### ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ:

1. В результате экспериментальных исследований характеристик узлов ЭСС при работе на двухфазной смеси, выполненных на автономном стенде:

- определены характеристики электроприводного шестерённого насоса;
- показано, что увеличение объёмного газосодержания на входе в насос приводит к увеличению его гидравлической мощности по сравнению с теоретическим значением;

- переходные процессы в тракте нагнетания при подаче управляющего сигнала на изменение режима работы насоса имеют аperiodический характер, а время переходного процесса составляет  $\sim 2$  с;

- переходные процессы в тракте откачки при изменении режима работы насоса имеют колебательный характер со значительным забросом параметров и временем переходного процесса равным  $\sim 10$  с;

- движущаяся масловоздушная смесь обладает свойствами упругой сплошной среды без смещения фаз, о чём свидетельствуют факты изменение цвета смеси из-за уменьшения /увеличения размеров газовых пузырьков при повышении / снижении давления в тракте прокачки и гомогенная скорость звука в смеси 24.5 м/с, полученные по результатам визуально-спектрального анализа;

- устойчивость масловоздушной смеси обусловлена наличием в масле поверхностно-активных веществ.

2. По диаграммам двухфазных потоков Мамаева В.А. и Гужова А.И. определены структуры потока характерные для работы системы смазки ГТД: на рабочих режимах двигателя (от МГ до взлётного) формируется дисперсная структура течения, а на режимах запуска и останова – расслоенная структура.

#### 4. Методика выбора характеристик электроприводов ЭСС

Как было показано в главе 1, для ЭСС целесообразно использовать регулируемые электроприводы вентильного типа, которые по сравнению с электрическими машинами другого типа имеют меньшую массу, более широкий диапазон регулирования по частоте вращения и допускают большие коэффициенты перегрузки по мощности.

Для снижения массы электроприводов необходимо увеличивать частоту вращения насосов и коэффициент перегрузки по мощности, при этом уменьшать их номинальную мощность, и использовать интеграцию электродвигателя с блоком управления.

**Частота вращения** электроприводов определяется частотой вращения насоса. Учитывая факт снижение массы электропривода с её увеличением, целесообразно в качестве нагнетающего насоса использовать шнекошестерённый насос с частотой вращения в диапазоне 3000...10000 об/мин. Шнекошестерённые насосы имеют лучшие всасывающие свойства по сравнению с обычными шестерёнными насосами. В системе откачки из опор двигателя масловоздушной смеси целесообразно использовать электроприводной шнекоцентробежный насос с частотой вращения 20000...30000 об/мин или шнекошестерённый насос с частотой вращения 100000...15000 об/мин [84]. Частота вращения откачивающих насосов указана для условий парирования отказа одного из электроприводных насосов, используя их взаимозаменяемость. Для обеспечения эффективной работы суфлёра частота вращения ротора его электропривода должна быть не ниже 25000 об/мин.

**Кратность изменения частоты вращения** электроприводного насоса должна обеспечивать подачу масла в двигатель от минимального значения, обеспечивающего нормальную работу форсунок, до максимального значения. На двигателе АИ-25ТЛ минимальная подача масла (режим малого газа) составляет 7.2 л/мин, а максимальная (взлётный режим) – приблизительно 26 л/мин, таким образом, кратность изменения частоты вращения электропривода нагнетающего насоса составляет 1 : 4. Для суфлёра достаточна кратность изменения частоты вращения 1 : 3 [21]. Данные диапазоны в большинстве случаев характерны и для других систем смазки ГТД.

Изменение частоты вращения электропривода от минимума до максимума, т.е. изменение подачи насосом от минимума до максимума, характерно для режима приёмистости двигателя, длительность которого несколько секунд. Предлагается использовать электроприводы со временем изменения частоты вращения от минимального значения до максимального не более 3...5 с, что позволит изменять подачу масла в двигатель приблизительно в темпе изменения частоты вращения ротора ГТД.

**Мощность.** В работах посвященных созданию электроприводной топливной системы ГТД [48, 85], показано, что мощность электроприводов для насосов в системах ГТД

необходимо выбирать с учётом типового полётного цикла двигателя. Максимальная мощность насосов системы смазки требуется на таких режимах, как запуск (при условии отрицательных температур окружающей среды), взлёт и переходные режимы (в условиях кратковременного повышения газосодержания). Продолжительность каждого из этих режимов составляет не более 5 минут. Остальное время насосы работают на режимах с пониженной мощностью.

Одно из важных достоинств вентильных электродвигателей заключается в возможности работать достаточно длительное время (до 5 минут) со значительной перегрузкой по мощности, что необходимо использовать для выбора мощности электропривода при его проектировании.

Номинальная мощность электропривода нагнетающего насоса  $N_{эп.нн}$  определяется как эквивалентная мощность, которая, исходя из полётного цикла, учитывает время работы электропривода на разных режимах и рассчитывается по следующему соотношению:

$$N_{эп.нн} = \sqrt{\sum_{i=1}^m (t_i \cdot N_{эп.нн.i}^2) / \sum_{i=1}^m t_i} \quad (1)$$

где  $N_{эп.нн.i}$  – величина мощности электропривода, обеспечивающее потребную прокачку масла нагнетающим насосом в двигатель на  $i$ -том режиме длительностью  $t_i$ ;  $m$  – количество режимов.

Мощность  $N_{эп.нн.i}$  на  $i$ -том режиме определяется как:

$$N_{эп.нн.i} = \frac{N_{нн.i}}{\eta_{эп.нн.i}} = \frac{Q_{нн.i} \Delta P_{нн.i}}{\eta_{нн.i} \eta_{эп.нн.i}} k_{зан} \quad (2)$$

где  $Q_{нн.i}$  – потребная прокачка масла в двигатель на  $i$ -том режиме;  $\Delta P_{нн.i}$  – перепад давления на насосе;  $\eta_{нн.i}$ ,  $\eta_{эп.нн.i}$  – КПД насоса и электропривода соответственно;  $k_{зан}$  – коэффициент запаса мощности на высотность, допуски при производстве и т.п.

Полученная таким способом номинальная мощность электропривода меньше, чем максимальная, и, следовательно, масса электропривода также будет меньше. Наиболее длительным в типовом полётном цикле является крейсерский режим, на котором для получения наибольшего ресурса электропривода целесообразно работать без перегрузки. Как правило, эквивалентная мощность, рассчитанная по формуле (1), выше потребной мощности на крейсерском режиме полёта.

Номинальная мощность электропривода откачивающего насоса определяется из условий крейсерского режима. Мощность насоса на этом режиме определяется по уравнению (91), представленному в п.5.4.4. Аналогично электроприводу нагнетающего насоса, электропривод откачивающего насоса будет работать в режиме перегрузки на режимах, где требуется большая мощность (режим взлёта, набор высоты), а также при кратковременном повышении газосодержания в тракте. При использовании взаимозаменяемости электроприводных насосов, необходимо дополнительно увеличить запас мощности ( $k_{зан} = 2 \dots 3$ ).

**Коэффициент перегрузки по мощности**, т.е. отношение максимальной (пиковой) мощности к номинальной, характеризует перегрузочную способность ЭП. Вентильные двигатели способны обеспечивать коэффициент перегрузки 5...7 и выше, но с увеличением коэффициента перегрузки тепловые потери в двигателе увеличиваются, что требует более эффективную систему охлаждения, и, в результате, масса увеличивается.

Как было сказано выше, максимальная мощность насосов системы смазки требуется на режимах: запуска (при условии отрицательных температур окружающей среды), взлёта и переходных режимов (в условиях кратковременного повышения газосодержания).

При запуске в условиях отрицательных температур вязкость масла может достигать 10000 сСт [4], соответственно потери давления на трение увеличиваются, и давление в тракте может достигнуть десятков атмосфер. Для защиты системы смазки от высокого давления устанавливают предохранительный клапан, а в электроприводной системе смазки это организовывается в алгоритмах управления. Давление при холодном запуске ограничивается 10...15 кгс/см<sup>2</sup>, что в 2...3 раза выше давления на номинальном режиме, а при сопоставимых расходах для этих режимов, соответственно мощность на холодном запуске будет выше также приблизительно в 2...3 раза. Мощности, требуемой для холодного запуска, достаточно для обеспечения взлётного и переходных режимов работы. В связи с чем, рекомендуется использовать кратность перегрузки электроприводов в диапазоне 2...3.

**Время работы на максимальной перегрузке** определяется продолжительностью самого нагруженного режима, которая, как было указано выше, составляет не более 5 мин.

**Удельная масса ЭП.** Согласно экспертным оценкам [86] для авиационного применения в системах ГТД необходимы электроприводы с удельной массой не более 0.3 кг/кВт при мощности выше 50 кВт. Для современных отказоустойчивых электроприводов с мощностью менее 3...5 кВт величина удельной массы составляет около 0.7 кг/кВт. По оценкам разработчиков систем смазки ГТД переход на электроприводные насосы с удельной массой 0.5...0.7 кВт не приведёт к увеличению массы системы. Основное уменьшение массы по сравнению с традиционной системой идет за счет упрощения конструкции КПА.

В таблице 4.1 показаны параметры существующих вентильных электроприводов.

Таблица 4.1. Вентильные электродвигатели авиационного применения

	Производитель	Мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт	Частота вращения, об/мин	КПД, %
1.	Siemens [87]	30...269	0,15...0,25	2500	95
2.	Enstroj (серия EMRAX) [88]	10...200	0,1...0,2	4000...7000	98
3.	MAGiDrive [89]	5...400	0,125...0,3	3200...8000	90,5...96
4.	Safran [90]	от 45	0,4	2500	94
5.	Magnix [86]	560	0,24	1900	93

Согласно таблице 4.1, требуемые показатели удельной массы достижимы при существующих технологиях.

#### **Требования по обеспечению отказоустойчивости электроприводов:**

- функционирование без изменения характеристик при любом одном отказе в электронной и электрической частях (замыкание или обрыв обмотки статора электродвигателя, в цепях силовых ключей, датчика положения ротора, в блоке управления и др.);

- функционирование со снижением мощности не более 30% от максимальной при одном отказе в механической части или при двух отказах в электронной и электрической частях.

Выполнение указанных требований обеспечивается за счёт использования многофазного электродвигателя (5-6 фаз), двухканального блока управления, вибродиагностики трансмиссии, резервирования датчиков положения ротора и других алгоритмических средств. Для парирования отказа одного из насосов может быть применено схемное решение использующее взаимозаменяемость насосов как, например, в работе [47].

#### **ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ:**

На основе анализа литературы, посвященной созданию ЭСС, и результатов экспериментальных исследований характеристик узлов системы разработана методика выбора характеристик электроприводов. В качестве электроприводов для насосов систем смазки предлагается использовать регулируемые вентильные электроприводы с постоянными магнитами на роторе. Сформированы требования к их характеристикам для применения в ГТД магистральных самолётов:

- частота вращения (с учётом возможного резервирования и работы в режиме перегрузки) для нагнетающего шнекошестерённого насоса 3000...10000 об/мин, откачивающего шнекоцентробежного насоса – 20000...30000 об/мин, откачивающего шнекошестерённого насоса – 10000...15000 об/мин, суфлёра – не ниже 25000 об/мин;

- кратность изменения частоты вращения 1 : 4
- коэффициент перегрузки по мощности 2...3
- время работы в режиме максимальной перегрузки 3...5 мин
- время изменения частоты вращения от минимума до максимума 3...5 сек
- удельная масса электроприводов не более 0.7 кг/кВт

Отказоустойчивость электроприводов обеспечивается за счёт использования многофазного электродвигателя (5-6 фаз), двухканального блока управления, вибродиагностики трансмиссии, резервирования датчиков положения ротора и алгоритмических средств.

## 5. Разработка динамической математической модели системы смазки с учётом двухфазности рабочей среды

### 5.1. Обзор методов расчёта систем смазки ГТД

Математическая модель системы смазки должна рассчитывать давления, расходы и температуру рабочей среды по трактам системы смазки от маслобака до опор роторов и обратно в бак на всех стационарных и переходных режимах работы. При расчётах считаются известными: расход воздуха в масляную полость, тепловой поток в масло в масляных полостях, давление и температура атмосферы, характеристики насосов и др. В случае расчёта ЭСС необходимо кроме этого задать характеристики электроприводов.

Экспериментальные исследования, изложенные в главе 3, показали, что при расчётах электроприводной системы смазки, математическая модель должна:

1. Учитывать влияние двухфазности рабочей среды на её термодинамические свойства и сжимаемость и, как следствие, на характеристики агрегатов системы смазки.

2. Рассчитывать не только стационарные режимы работы, но и переходные, на которых возможны забросы/провалы параметров, обусловленные изменением плотности смеси и объёмного газосодержания в ней.

Как было показано в главе 1, известные из литературы математические модели систем смазки ГТД не позволяют проводить расчёты динамики протекающих процессов в гидравлических трактах, с учётом влияния двухфазности рабочей среды, что особенно важно для электроприводных систем. В связи с чем, требуются другие подходы к составлению математической модели ЭСС.

Движение среды в газожидкостной системе описывается системой уравнений, состоящей из уравнений количества движения Навье-Стокса, неразрывности и энергии [91-105 и др.]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{f} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } \vec{P} + \left( \frac{\zeta}{\rho} + \frac{\nu}{3} \right) \cdot \text{grad}(\text{div } \vec{v}) + \nu \cdot \Delta \vec{v} \\ \frac{d\rho}{dt} + \rho \text{div } \vec{v} = 0 \\ D_m \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v}, \text{grad} T) \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d\rho}{dt} + \rho \text{div } \vec{v} = 0 \\ D_m \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v}, \text{grad} T) \end{array} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{array}{l} D_m \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v}, \text{grad} T) \end{array} \right\} \quad (5)$$

где  $\nu$  – скорость потока, м/с;  $\vec{f}$  – вектор действия массовых сил, м/с<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $P$  – давление, Па;  $\zeta$  – коэффициент вязкости;  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\Delta$  – векторный оператор Лапласа;  $D_m$  – коэффициент термодиффузии, м<sup>2</sup>/с;  $T$  – температура, К;  $\nabla$  – векторный дифференциальный оператор Гамильтона.

Уравнения (3-5) можно представить в двух формах: Эйлера и Лагранжа. Уравнения в форме Эйлера позволяют определять для любого момента времени скорость, плотность и температуру во всех точках среды, а уравнения в форме Лагранжа определяют траекторию движения каждой отдельной частицы [96].

В зависимости от особенностей решаемой задачи, для замыкания системы (3-5) используются дополнительные уравнения и соотношения: состояния среды, переноса веществ, химических реакций, модель турбулентности и др. Когда необходимо найти решение системы уравнений (3-5) для течения многокомпонентной или многофазной смеси, то количество замыкающих соотношений увеличивается из-за учёта особенностей этих сред [106].

Несмотря на многообразие существующих моделей течения газожидкостного потока, особого внимания заслуживают две основные модели, отличающиеся как по физической сущности, так и методами аналитической интерпретации: модель гомогенного течения и модель раздельного (гетерогенного) течения. Другие модели и методы анализа движения газожидкостной смеси служат главным образом для обоснования добавления эмпирических постоянных и поправочных коэффициентов в соотношения, используемые в моделях гомогенного и раздельного течения для повышения их точности [107].

**Модель гомогенного течения (НЕМ – Homogeneous model или Mixture model).** В НЕМ газожидкостная смесь рассматривается в виде однородной среды с усредненными свойствами [108]. Модель отличается простотой и описывается уравнениями гидродинамики однофазного мелкодисперсного потока, состоящего из двух перемешанных несмешивающихся фаз (жидкости и газа). Модель НЕМ включена в состав программных комплексов (ПК) ANSYS Fluent и COMSOL.

**Гетерогенная модель течения.** Одна из схем построения систем уравнений многофазной среды заключается в том, что система уравнений (3-5), включая замыкающие соотношения и уравнения, записывается отдельно для каждой фазы. Структура среды и законы межфазного взаимодействия считаются известными. При решении задач с помощью такой модели возникают сложности связанные с тем, что элементы дискретной фазы (капли, пузыри, частицы) в реальной среде весьма разнообразны по форме и размерам и случайным образом распределены в пространстве. Существует 2 подхода в записи гетерогенной модели:

#### 1. Модель Эйлера-Лагранжа (Euler-Lagrange approach)

Применяется для описания движения многокомпонентной смеси, в которой одна компонента представляет собой сплошную среду, а другие компоненты представляют собой дискретные среды. Для каждой компоненты составляется своя система уравнений, причем для сплошной среды в форме Эйлера, а для дискретной – в форме Лагранжа. Обычно рекомендуется использовать данную модель только для случаев, когда объемная доля

дискретной компоненты составляет менее 10%. Модель включена в состав таких ПК, как STAR-CD, ANSYS CFX, ANSYS Fluent, ANSYS Flotran.

### 1. Модель Эйлера (Euler-Euler approach)

Применяется, когда смесь состоит больше, чем из одной сплошной среды.

#### 1.1. Модель теории объёма жидкости (VOF – Volume of Fluid Model Theory)

Модель VOF строится на решении системы уравнений неразрывности и Навье-Стокса для каждой среды, а также уравнений метода отслеживания поверхности, применяемого к фиксированной сетке. Поэтому может применяться только к течениям со свободной поверхностью, т.е. для течения с расслоенной структурой и в некоторых случаях для снарядного течения. Модель VOF широко используется во многих ПК: STAR-CD, Flow-3D, FlowVision, ANSYS CFX, ANSYS Fluent, OpenFoam и др.

#### 1.2. Многофазная модель Эйлера (Eulerian Model)

Используется для моделирования многофазных многокомпонентных сред, при этом для каждой фазы составляется отдельная система уравнений в форме Эйлера. Данная модель может применяться для моделирования большинства видов течений, но также является самой затратной из всех по требуемым вычислительным ресурсам. Она используется в составе STAR-CD, ANSYS CFX, ANSYS Fluent, COMSOL.

Систему дифференциальных уравнений (3-5) не представляется возможным решить аналитически даже для однофазного течения. Это связано с тем, что небольшое изменение начальных условий или режима течения существенно изменяет решение в виду нелинейности уравнения. Альтернативой аналитическому решению являются численные методы решения уравнений, которые также называют CFD-методами (CFD от англ. Computational Fluid Dynamics). Численный метод включает в себя: математическую модель, о видах которой речь была выше, метод дискретизации, конечную аппроксимацию и метод решения. На рисунке 5.1 показан алгоритм численного решения [109].



Рисунок 5.1. Алгоритм численного решения

Численные методы моделирования основываются на том, что решить замкнутую систему уравнений гидродинамики возможно, если производные, стоящие в уравнениях, заменить конечными разностями, созданными на малых пространственных и временных интервалах. Существуют различные методы дискретизации:

1. Метод конечных разностей (сеточный метод);
2. Метод конечных объёмов;
3. Метод конечных элементов;
4. Метод сглаженных частиц;
5. Метод с использованием функции распределения вероятности.

Большее распространение получили первые три метода. При применении этих методов дискретизации объект исследования разбивается на совокупность дискретных узлов (или объёмов, элементов), распределённых по всей расчётной области во времени и пространстве. Для каждого из узлов (объёмов, элементов) записываются законы сохранения искомой величины в виде дискретного аналога исходных дифференциальных уравнений, описывающих непрерывное распределение параметров в расчётной области. В результате получается система алгебраических уравнений, связывающих между собой значения искомого параметра для соседних узлов расчётных ячеек, и охватывающих всю расчётную область.

Следующий шаг процесса решения подразумевает алгоритм решения полученной системы алгебраических уравнений. Для этих целей используются прямые методы (например, метод прогонки) и итерационные методы (метод Якоби, метод Гаусса-Зейделя, метод последовательной верхней релаксации, метод переменных направлений и др.).

Представленные модели и методы задействованы в специализированных ПК, которые находят применение в различных областях науки, по решению задач гидро- и газодинамики. Это связано с тем, что двухфазное течение наблюдается на многих промышленных объектах с разветвленными пневмогидравлическими сетями (ПГС): паровые котлы, рефрижераторы, конденсаторы, газо- и нефтепроводы, эрлифты, испарители, установки, используемые в энергетической и перерабатывающих отраслях промышленности и т.д. Процессы в таких системах давно и активно исследуются с использованием, например, таких ПК как:

- Generalized Fluid System Simulation Program (GFSSP) [110], разработанный NASA с учётом проблематики расчётов ЖРД, где в качестве рабочих жидкостей рассматриваются криогенные топлива;

- Flow Network Modeling Code (FLOMODL) [111], который ориентирован в большей степени на расчёт однокомпонентных топливных систем (жидких или газообразных);

- Aspen HYSYS [112], который специализируется на статическом моделировании процессов газоперегонки, нефтепереработки и нефтехимии;

- «Гидросистема» [113], предназначенный для расчёта потокораспределения при транспортировке нефтегазовых смесей, и др.

К сожалению, такие программные комплексы в силу своей специфики либо не предоставляют возможности расчёта переходных процессов в системе, либо не в полной мере

описывают необходимые для данной работы свойства рабочей среды и явления: движение в трубопроводе волн плотности со скоростью потока, сжимаемость двухфазного потока, динамическое запираание шестерённых насосов и др.

Помимо указанных выше ПК, специализирующихся на определенных областях применения, все более широкое применение находят ПК для решения задач гидро- и газодинамики общего назначения, такие как ANSYS Fluent, ANSYS CFX, STAR-CD, Flow-3D, COMSOL, OpenFoam и др.

Несмотря на непрекращающееся совершенствование вычислительной техники, считается, что CFD-методы в ближайшее время не смогут полностью заменить классические полуэмпирические подходы по следующим причинам [114]:

- количество ячеек (контрольных объёмов), которые необходимо использовать для описания процессов в ПГС при применении CFD-кодов, значительно превышает границы возможностей современной вычислительной техники;
- по скорости вычислений CFD-коды значительно уступают кодам, основанным на полуэмпирических подходах;
- отсутствуют надёжные замыкающие соотношения для описания трёхмерных многофазных потоков;
- не в каждом случае, представляющем практический интерес, необходимо детальное моделирование рабочих процессов в трёхмерной постановке.

Во многих работах, в которых применяются коммерческие CFD-коды, масштаб объекта исследования невысокий по сравнению с системой смазки авиационных ГТД. Одна из причин заключается в высоких затратах вычислительной мощности.

Например, в работе [25] ставилась цель рассчитать участок трубопровода сложной пространственной формы длиной в 2.6 м от масляной полости до откачивающего насоса, с учётом двухфазного течения и заранее неизвестной структуры потока, используя многофазную модель Эйлера (Eulerian model). Была получена сетка, состоящая из 500 тыс. ячеек. Шаг устойчивого счета  $5 \cdot 10^{-3}$  сек.

В работе [115] проведено моделирование работы шестеренного маслонасоса PGP 640. Её авторы получили от производителей насоса SolidWorks 3D модель, которую для расчетов в ANSYS Fluent упростили до 2D. Моделировалось изотермическое однофазное течение несжимаемого масла. Система уравнений включала уравнения неразрывности, количества движения Навье-Стокса и в качестве замыкания – уравнения стандартной k-ε модели турбулентности. В связи с экстремальным уменьшением слоя сетки при вхождении зубьев в зацепление, добиться устойчивого счета удалось только на сетках, содержащих более 450 тыс. ячеек, при шаге счета  $10^{-6}$  сек.

Объём вычислительных ресурсов, требуемый для CFD-расчетов, можно оценить по одному из тестовых примеров расчёта, которые приводятся на официальном сайте разработчика ANSYS [116]. Так задачу по расчёту кавитационного течения в центробежном насосе (корпус имеет около 2 миллионов шестигранных ячеек; k-ε модель турбулентности; модель течения – Mixture model; комбинированный устойчивый решатель давления на основе метода наименьших квадратов) суперкомпьютер Cray XC50 на базе процессоров Intel Skylake Gold 6148 (в сумме 40 вычислительных ядер, частота каждого ядра 2.4 MHz) решает за 25.2 секунды при условии постоянной 100% загрузки всех ядер расчётами.

В связи с требованиями к математической модели электроприводной системы смазки, которые указаны вначале этого пункта, и в условиях отсутствия доступа к вычислительному кластеру, практическое использование коммерческих CFD-кодов, типа ANSYS Fluent, для расчёта длительных переходных процессов в масштабе всей системы смазки ГТД сильно ограничено. В то время как для решения частных задач небольшого масштаба по расчёту элементов и узлов системы смазки или отдельных явлений CFD-методы успешно применяются, например, в работе [117], в исследованиях европейской программы ELUBSYS по оптимизации системы смазки [118] и др.

## 5.2. Описание течения двухфазной смеси

В главе 3 с помощью диаграмм структур течений и визуализации было показано, что в тракте откачки системы смазки ГТД основной структурой течения является дисперсная (эмульсионная). Согласно экспериментальным данным рабочая среда в гидравлическом контуре системы смазки представляет собой устойчивую мелкодисперсную масловоздушную смесь с характеристиками гомогенной сплошной среды, поэтому для расчётов взята НЕМ модель течения, которая даёт приемлемый результат для дисперсной структуры течения, но при этом менее требовательна к вычислительным ресурсам в сравнении с многофазной моделью Эйлера. Ограниченность вычислительных ресурсов связана с тем, что система смазки, как объект математического моделирования, представляет собой разветвлённую и довольно протяжённую ПГС, в которой протекают сложные физические процессы различной природы.

В модели НЕМ рассматривается течение двухфазной среды без фазовых переходов. При этом считается, что:

- давление, температура и скорости течения в обеих фазах одинаковы по сечению трубы, не меняются по длине участка, но могут изменяться во времени;
- относительным движением компонент внутри фазы можно пренебречь;
- в каждом сечении выполняются условия локального термодинамического равновесия, процессы испарения и конденсации отсутствуют;

- массовые доли газа в узлах на входе в трубопровод и потери давления по его длине подчиняются правилу аддитивности;

- массовое газосодержание  $\chi$  постоянное по всей длине участка, а объёмное газосодержание  $\alpha$  меняется в зависимости от плотности, которая может меняться по длине, например, из-за потерь давления.

Особенностью модели НЕМ является то, что двухфазная среда рассматривается как однородная смесь, термодинамические характеристики которой (плотность  $\rho_{см}$ , кинематическая вязкость  $\nu_{см}$ , удельная теплоёмкость  $Cp_{см}$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda_{см}$ , показатель изоэнтропы  $k_3$  и скорость звука  $a_{зв,см}$ ) представляют собой средневзвешенные характеристики каждой отдельной фазы с учётом массового  $\chi$  или объёмного  $\alpha$  газосодержания [61, 119]:

$$\rho_{см} = (1 - \alpha)\rho_m + \alpha\rho_g \quad (6)$$

$$\nu_{см} = (1 - \alpha)\nu_m + \alpha\nu_g \quad (7)$$

$$Cp_{см} = (1 - \chi)Cp_m + \chi Cp_g \quad (8)$$

$$\lambda_{см} = (1 - \chi)\lambda_m + \chi\lambda_g \quad (9)$$

$$\frac{1}{k_3} = \frac{(1 - \alpha)}{k_m} + \frac{\alpha}{k_g} \quad (10)$$

$$\frac{1}{a_{зв,см}^2} = \rho_{см} \cdot \left[ \frac{1 - \alpha}{\rho_m a_{зв,m}^2} + \frac{\alpha}{\rho_g a_{зв,g}^2} \right] \quad (11)$$

Массовое (объёмное) газосодержание - это массовая (объёмная) доля газа в двухфазной смеси короткого (бесконечно малого) участка трубопровода или в конечном объёме смеси. Модель НЕМ предполагает одинаковую скорость течения жидкой и газовой фазы, следовательно, массовая доля газа тождественно равна расходной доле газа в смеси. Т.е. для расчёта массового газосодержания  $\chi$  справедливо соотношение:

$$\chi = \frac{M_g}{M_g + M_m} = \frac{G_g}{G_g + G_m} \quad (12)$$

где  $M_g, M_m$  – масса газовой и жидкой соответствующей фазы на участке (в объёме), кг;  $G_g, G_m$  – массовые расходы газа и жидкости, кг/с.

Объёмное газосодержание  $\alpha$  связано с массовым  $\chi$  соотношением:

$$\alpha = \left[ 1 + \frac{(1 - \chi)}{\chi} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_m} \right]^{-1} \quad (13)$$

При движении смеси в одноточном трубопроводе величина массового газосодержания  $\chi$  не изменяется по длине, а величина объёмного газосодержания  $\alpha$  изменяется при изменении плотности жидкости и газа, например, из-за потерь давления.

Все испытания электроприводной системы смазки проводились на минеральном масле МС-8П, так как данная марка масла используется на двигателе-демонстраторе АИ-25ТЛ. Термодинамические характеристики этого масла описаны следующими зависимостями:

$$\rho_m = -0.6T_m + 869 \quad (14)$$

$$\nu_m = [-0.0008T_m^3 + 0.0914T_m^2 - 3.8783T_m + 70.533] / 10^6 \quad (15)$$

$$a_{зв.м} = 2T_m^3 + 0.0021T_m^2 - 3.7638T_m + 1474.2 \quad (16)$$

где  $\rho_m$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_m$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $a_{зв.м}$  – скорость звука в масле, м/с;  $T_m$  – температура масла, °С.

Воздух рассматривается как бесцветный идеальный газ с газовой постоянной  $R_g = 287$  Дж/(кг·К) и показателем адиабаты  $k = 1.4$ . Плотность газа  $\rho_g$ , кинематическая вязкость  $\nu_g$  и скорость звука  $a_{зв.г}$  определяются по выражениям:

$$\rho_g = \frac{P_{см}}{R_g T_{см}} \quad (17)$$

$$\nu_g = [17.12 \cdot \frac{384}{T_{см} + 111} \cdot (\frac{T_{см}}{273})^{1.5}] / [10^6 \rho_g] \quad (18)$$

$$a_{зв.г} = \sqrt{k R_g T_{см}} \quad (19)$$

где  $P_{см}$  – среднее значение давления смеси, Па;  $T_{см}$  – среднее значение температуры смеси, К.

Рассчитанные по формулам (6, 7, 11, 14...19) зависимости плотности, кинематической вязкости и скорости звука при давлении 1 кгс/см<sup>2</sup> показаны на рисунках 5.2 и 5.3. Как было показано в главе 3, в эксперименте с перекачкой масловоздушной смеси скорость звука в ней составляла 24 м/с, что хорошо согласуется с зависимостью, представленной на рисунке 5.3.

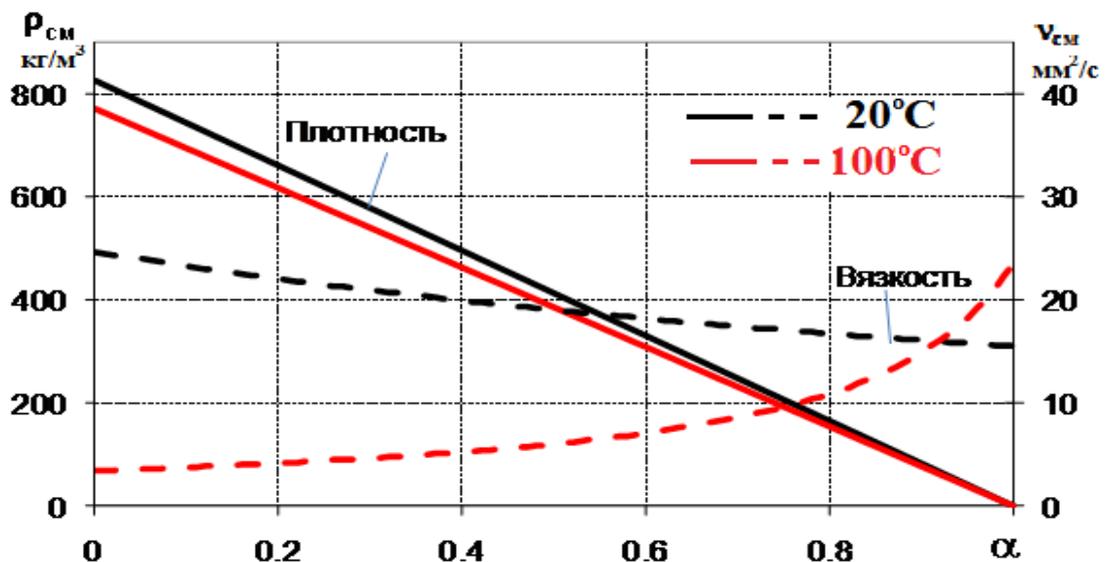


Рисунок 5.2. Зависимости плотности и кинематической вязкости гомогенной смеси из масла и воздуха от  $\alpha$

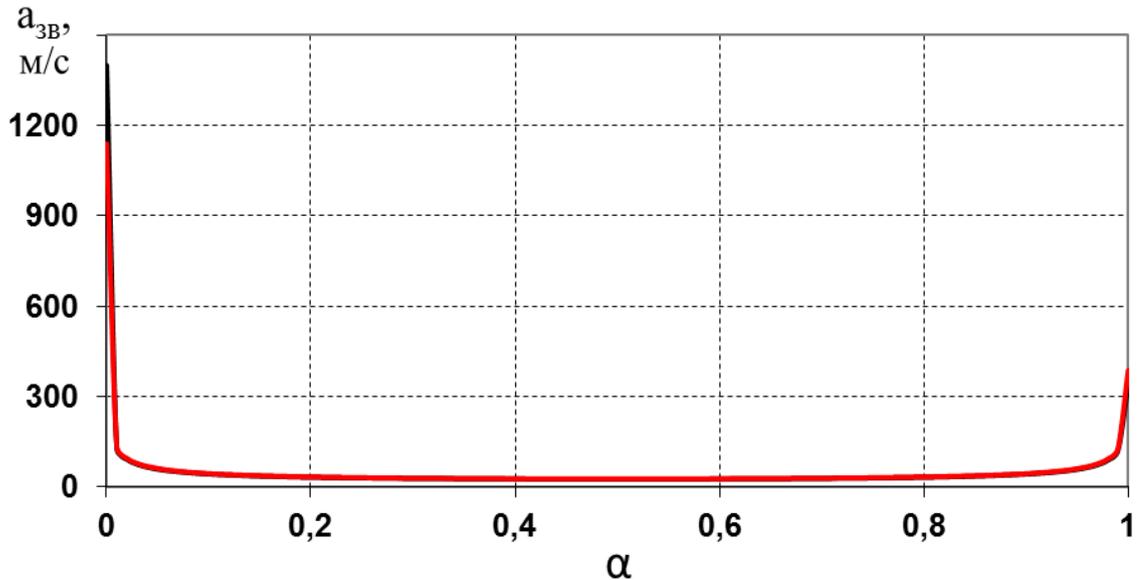


Рисунок 5.3. Зависимость скорости звука в гомогенной смеси из масла и воздуха от  $\alpha$

### 5.3. Модульный подход к построению математической модели

Модульный подход построения математической модели какого-либо агрегата или системы заключается в составлении эквивалентной расчётной схемы, состоящей из простейших типовых модулей и способной описывать динамические и статические характеристики моделируемого объекта с необходимой точностью [80].

Данный подход широко применяется для анализа энергетических установок различного типа [120-122], электромеханических систем, механических устройств, в т.ч. и для моделирования систем смазки, например, был использован при построении модели для электроприводной системы смазки двигателя Trent500 [54].

Применение такого подхода, как отмечают авторы в работе [110], позволило быстрее и эффективнее вносить изменения в глубину идеализации физических процессов в типовых модулях и изменять конфигурацию расчётных схем, по сравнению с коммерческими CFD-кодами, которые они использовали на первых этапах исследований.

В данной работе типовой модуль представляет собой наименьшую часть пневмогидравлической схемы системы смазки, выполняющий определенные функции. Таким образом, для моделирования вся система разбивается на набор модулей (рисунок 5.4), которые описывают отдельные агрегаты, участки трубопроводов, ёмкости<sup>1</sup>, с помощью которых осуществляется связь между участками, и т.д. [123-126].

<sup>1</sup> В литературе модуль ёмкости именуется также полостью или сосредоточенным объёмом.

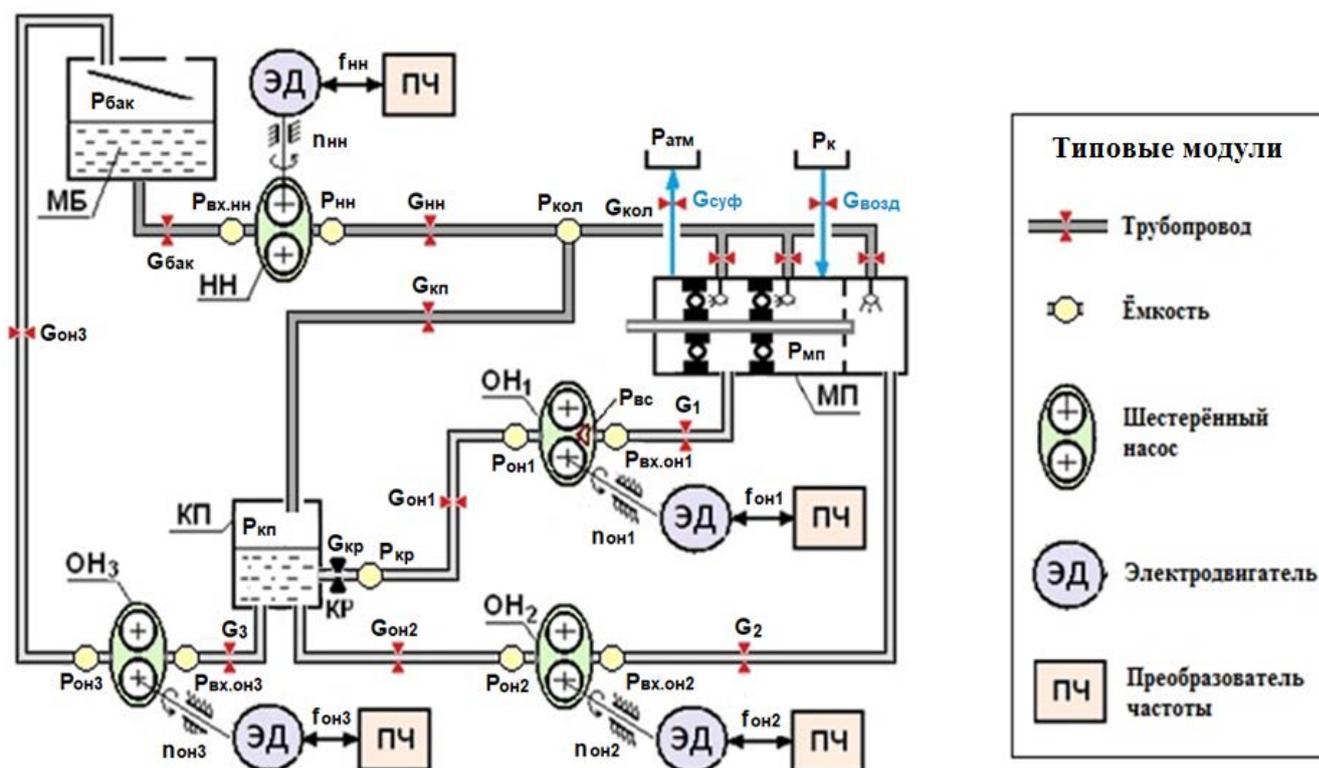


Рисунок 5.4. Типовая расчётная схема

МБ – маслобак, НН – нагнетающий насос, ОН – откачивающие насосы, ЭД – электродвигатели, ПЧ – преобразователи частоты сети, МП – масляная полость, КП – картер коробки приводов агрегатов, КР – настраочный кран.

Как показано на рисунке 5.4, в математической модели ЭСС использованы следующие модули: трубопровод, ёмкость, масляная полость, шестерённый насос, электродвигатель и преобразователь частоты (как задатчик управляющего сигнала).

В известных работах по динамике трубопроводных систем [120-122, 127 и др.] показано, что целесообразно создавать математическую модель с расчётом на воспроизведение динамических явлений с необходимой точностью только в некотором ограниченном диапазоне частот, существенном для смысла решаемых задач. В данной работе предлагается отказаться от описания акустических колебаний в трактах системы смазки, что даёт возможность использовать типовые модули с сосредоточенными параметрами.

Участок трубопровода с сосредоточенными параметрами – элемент гидравлической массы, который отражает свойство инерционности. На участке трубопровода производится расчёт расхода двухфазной смеси, который реализуется под действием перепада давлений на концах участка. Можно отказаться от трехмерного описания процессов, потому что определение структуры потока расчётным способом не является задачей данной модели. Распределенные потери давления на трение сосредотачиваются на границе участка (на рисунке 5.4 показаны красными треугольниками) и суммируются с местными потерями давления.

Модуль ёмкости отражает сжимаемость среды. В ёмкостях происходит слияние потоков рабочей среды и изменение термодинамических характеристик потока (плотности и вязкости) в зависимости от параметров состояния (давление, температура, газосодержание и др.), которые постоянны по объёму и меняются только во времени.

Учёт сжимаемости рабочей среды приобретает актуальность при наличии воздуха в тракте. Среду можно считать несжимаемой при условии  $\Delta\rho/\rho \ll 1$ . Изменение плотности можно приближенно определить как  $\Delta\rho \sim \rho v^2/a_{зв}^2$  [92], где  $v$  – скорость течения, и, следовательно, скорость течения должна быть мала по сравнению со скоростью звука  $v \ll a_{зв}$ . Как было показано в главе 3, система смазки проектируется на скорости течения в тракте откачки от 1.4 до 3.8 м/с, а скорость звука в смеси реализуется на уровне 24 м/с, то при расчётах систем смазки ГТД необходимо учитывать сжимаемость среды.

Ёмкости устанавливаются в местах разветвления потоков, в местах с повышенной сжимаемостью рабочей среды (например, из-за наличия воздуха) и там, где требуется рассчитать величину давления.

Модуль насоса описывается расходной характеристикой в виде зависимости объёмной производительности насоса от частоты вращения вала. Рассчитываются также температура рабочей жидкости на выходе из насоса и потребляемая им мощность с учётом утечек по торцевым, радиальным зазорам и др. Учитываются явления, связанные с неполным заполнением межзубового пространства в зоне всасывания.

Модуль асинхронного электропривода представлен механической характеристикой, которая отражает зависимость частоты вращения ротора от нагрузки. Кроме частоты вращения вала, в этом модуле также рассчитывается ток в статорной обмотке и электрическая мощность электропривода, используя экспериментальные данные по КПД и коэффициенту мощности  $\cos\varphi$ .

Граничные условия: Узлы расчётной схемы образуют также объёмы маслобака и коробки приводов агрегатов, в которых давления  $P_6$  и  $P_{кп}$  приняты постоянными, равными атмосферному давлению  $P_n$ .

Уравнения модулей образуют систему дифференциальных, интегральных и алгебраических уравнений, отражающую взаимосвязь протекающих гидравлических, газовых и тепловых процессов с учётом расходных и мощностных характеристик насосов и приводов.

Система уравнений математической модели системы смазки решается методом прямого расчёта без итераций, что существенно уменьшает время счёта на ЭВМ. Для численного интегрирования использовался метод Эйлера с шагом 0.000025 с.

Использовавшиеся при расчётах конструктивные данные узлов и характеристики агрегатов ДЭСС приведены в приложении А.

## 5.4. Математическое описание модулей системы

### 5.4.1. Соединительный трубопровод

В модуле трубопровода рассматривается течение инерционной сжимаемой двухфазной смеси в трубопроводе под действием массовых сил перепада давлений на его концах с учётом волн плотности. На рисунке 5.5 приведена схема трубопровода в виде цилиндрического участка, на выходе которого имеется сужение сечения из-за наличия местного гидравлического сопротивления (например, диафрагмы) с эквивалентной площадью проходного сечения величиной  $F_2$ , в которой учтены местные потери давления.

Для определения параметров смеси на выходе трубопровода используется расчётная схема в виде суживающегося сопла, на входе которого давление  $P_1$ , площадь сечения равна площади цилиндрической части трубопровода  $F_{тр}$ , а на выходе - давление  $P_2$  и  $F_2$ . Расчёт местных потерь давления на сужение / расширение потока, его поворотов и распределённых потерь на трения смеси о стенки трубопровода проводится по соотношениям гидравлики, в которых используется гомогенное значение плотности смеси.

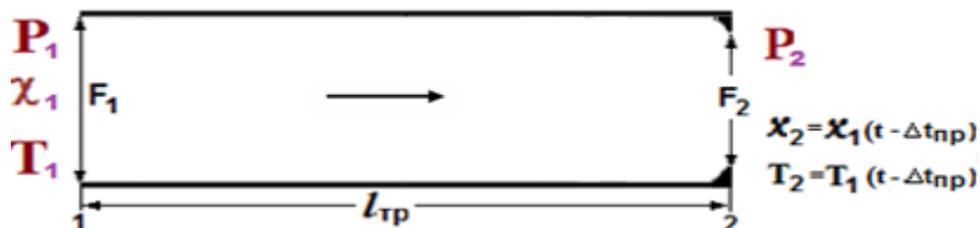


Рисунок 5.5. Расчётная схема цилиндрического однониточного трубопровода

Граничные условия для трубопровода:

*вход* - давление  $P_1$ , температура  $T_1$  и массовое газосодержание  $\chi_1$  смеси;

*выход* - давление  $P_2$ .

Параметры состояния на выходе из трубопровода:

- массовый расход двухфазной смеси  $G_{см}$ ;

- температура смеси на выходе  $T_{см}$ ;

- массовое газосодержания  $\chi_{тр}$ .

Исходные данные для расчёта:

- длина  $l_{тр}$  и диаметр  $d_{тр}$  трубопровода;

- величины местных сопротивлений  $\zeta_m$  (сужения, повороты и т.п.);

- коэффициент сопротивления трения единицы относительной длины трубопровода  $\lambda_{тр}$ .

Принята следующая идеализация течения двухфазной смеси в трубопроводе:

- двухфазная смесь рассматривается как однородная гомогенная сжимаемая ньютоновская смесь жидкости и идеального газа, в которой нет процессов испарения и конденсации, скорости движения частиц жидкости и газа и их температура одинаковы, относительное движение компонент внутри фаз отсутствует;

- рассматривается безвихревое осесимметричное одномерное течение вязкой двухфазной смеси в трубопроводе с абсолютно жёсткими стенками без теплообмена с окружающей средой (теплоизолированное течение);

- волны плотности смеси (кинематические волны) распространяются по трубопроводу со скоростью потока, а волны давления - со скоростью звука, но в связи с сосредоточением параметров в модуле трубопровода распространение волн давления не рассматривается;

- процесс расширения / сжатия двухфазной смеси в расширяющемся / суживающемся сечении считается изоэнтропическим;

- не учитывается тепловое расширение смеси и её теплопроводность;

- не учитывается влияние линейных ускорений и вибраций на течение смеси;

- распределённые потери давления на трение сосредоточиваются в конце трубопровода.

Для расчёта параметров течения двухфазного потока (расхода смеси, потерь давления, газосодержания и др.) в ПГС используется система уравнений течения сплошной среды (3-5), состоящая из уравнений количества движения Навье-Стокса, неразрывности, энергии. В случае безвихревого осесимметричного одномерного течения вязкой двухфазной смеси в трубопроводе с абсолютно жёсткими стенками система уравнений принимает следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{dt} = f_x - \frac{1}{\rho_{см}} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \left( \frac{\zeta}{\rho_{см}} + \frac{v_{см}}{3} \right) \frac{\partial}{\partial x} \operatorname{div} v + \frac{\eta_{см}}{\rho_{см}} \Delta v_x \end{array} \right. \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho_{см}}{\partial t} + \rho_{см} \operatorname{div} v = 0 \end{array} \right. \quad (21)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_{см} C_{v_{см}} \frac{\partial T_{см}}{\partial t} + \rho_{см} C_{p_{см}} v \frac{\partial T_{см}}{\partial x} = Q_{тр}(x) \end{array} \right. \quad (22)$$

где  $v$  – средняя скорость потока по сечению, м/с;  $f_x$  – проекция вектора ускорения, вызванного действием массовых сил, на ось «х» (продольную ось трубопровода), м/с<sup>2</sup>;  $\eta_{см}$  – динамическая вязкость смеси, Па·с;  $C_{v_{см}}$ ,  $C_{p_{см}}$  – удельные теплоёмкости, Дж/(кг·К);  $T_{см}$  – температура смеси, К;  $Q_{тр}(x)$  – функция внешнего подвода тепла, Вт/м<sup>3</sup>.

С учётом принятых допущений функция  $f$  состоит только из проекции ускорения свободного падения на продольную ось трубопровода:

$$f_x = g \cos \theta \quad (23)$$

Т.к. в модуле трубопровода не описывается распространение волн давления, то уравнение неразрывности (21) в системе вырождается ( $\operatorname{div} v = 0$ ), а его подстановка в уравнение (20) обнуляет 3 слагаемое в правой части, которое описывает процессы, связанные с деформацией объёмного сжатия, влияющее на затухание акустических колебаний.

Согласно идеализации модуля трубопровода, распределенные потери на трение и потери на местных сопротивлениях сосредотачиваются на конце трубопровода. Используя закон Ньютона, условия симметрии течения и прилипания, можно последний член в уравнении (20) выразить через  $\tau_w$  - мгновенное значение напряжения трения на стенке канала [61, 80]:

$$\eta_{см} \Delta v_x = -\frac{\Pi}{F} \tau_w = -\frac{\Pi}{F} C_f \frac{\rho_{см} v_{mp}^2}{2} = -\frac{\lambda_{mp}}{d_{mp}} \frac{\rho_{см} v_{mp}^2}{2} \quad (24)$$

где  $\Pi$  и  $F$  – периметр и площадь трубы;  $C_f$  – коэффициент трения Фаннинга;  $\lambda_{mp} = 4C_f$  – коэффициент сопротивления трения, используемый в отечественной литературе;  $v_{mp}$  – средняя скорость потока на участке трубопровода с одинаковым диаметром от его входа до сечения с сосредоточенным сопротивлением.

В системах смазки ГТД основной подвод тепла к масловоздушной смеси происходит в масляных полостях, а отвод - в теплообменниках. Соответственно и температура смеси значительно изменяется локально в местах подсоединения трубопроводов к этим агрегатам, а далее по длине гидравлического тракта она изменяется незначительно. В связи с этим, в правой части уравнения энергии системы (22) примем равным нулю внешний подвод тепла к трубопроводу и распределённый тепловой поток от трения смеси о стенки трубопровода.

Для замыкания системы уравнений (20-22) добавляются уравнение состояния рабочей среды и концентрации фаз. Т.к. течение среды принято теплоизолированным, то оно изоэнтальпическое с показателем  $k_s$ , который можно рассчитать по уравнению (10), а уравнение состояния имеет вид:

$$\rho_{см.2} = \rho_{см.1} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k_s}} \quad (25)$$

При течении смеси по трубопроводу массовое газосодержание не изменяется, поэтому уравнение концентрации фаз (массовое газосодержание  $\chi$ ) можно записать в виде:

$$\frac{\partial \chi}{\partial t} + v \frac{\partial \chi}{\partial x} = 0 \quad (26)$$

Система уравнений (20-22) совместно с уравнениями (23-26) принимает следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} = g \cos \theta - \frac{1}{\rho_{см}} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\lambda_{mp}}{d_{mp}} \frac{v_{mp}^2}{2} \quad (27) \\ \frac{\partial T_{см}}{\partial t} + v \frac{\partial T_{см}}{\partial x} = 0 \quad (28) \\ \rho_{см.2} = \rho_{см.1} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k_s}} \quad (25) \\ \frac{\partial \chi}{\partial t} + v \frac{\partial \chi}{\partial x} = 0 \quad (26) \end{array} \right.$$

Система уравнений (25-28) состоит из дифференциальных уравнений первого порядка в частных производных. Для её решения обычно используется метод характеристик [121].

При математическом описании динамики трубопроводов, как правило, достаточно иметь уравнения, дающие связь между параметрами во входном и выходном его сечениях с учетом граничных условий. Преимущества уравнений в частных производных, связанные с широтой частотного диапазона описываемых процессов и полнотой информации о поведении параметров в промежуточных сечениях по длине трубопровода (давления, объёмного газосодержания и др.), не всегда нужны, а математические средства, необходимые для их получения, затрачиваются значительные.

Для получения уравнений, связывающих входные и выходные параметры трубопровода, проинтегрируем уравнение (27) по координате «х», т.е. вдоль продольной оси трубопровода:

$$\int_0^l \frac{\partial v}{\partial t} dx = \int_0^l g \cos \theta dx - \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho_{см}} - \int_{v_1}^{v_2} v dv - \int_0^l \frac{\lambda_{mp}}{d_{mp}} \frac{v_{mp}^2}{2} dx \quad (29)$$

В интеграле  $\int_{P_1}^{P_2} \frac{\partial P}{\rho_{см}}$  уравнения (29) связь между давлением и плотностью описывается уравнением состояния (25), в котором  $k_3 = \text{const} \neq 1$ . После интегрирования получим:

$$\begin{aligned} - \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho_{см.2}} &= - \frac{P_1^{\frac{1}{k_3}}}{\rho_{см.1}} \int_{P_1}^{P_2} P_2^{\frac{1}{k_3}} dP = - \frac{P_1^{\frac{1}{k_3}}}{\rho_{см.1}} \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ P_2^{\frac{k_3-1}{k_3}} - P_1^{\frac{k_3-1}{k_3}} \right] = \\ &= \frac{P_1}{\rho_{см.1}} \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_3-1}{k_3}} \right] \end{aligned} \quad (30)$$

После интегрирования уравнение (29) с учётом уравнения (30) примет вид:

$$l_{mp} \frac{dv}{dt} = gl_{mp} \cos \theta + \frac{P_1}{\rho_{см.1}} \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_3-1}{k_3}} \right] - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - \frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} \frac{v_{mp}^2}{2} \quad (31)$$

Используя условие неразрывности потока и уравнение состояния (25), для разности квадратов скоростей в правой части уравнения (31) можно записать следующее равенство:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \left[ \frac{1}{\rho_{см.2}^2 F_2^2} - \frac{1}{\rho_{см.1}^2 F_1^2} \right] \frac{G_{см}^2}{2} = \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{2}{k_3}} - \frac{F_2^2}{F_1^2} \right] \frac{G_{см}^2}{2 \rho_{см.1}^2 F_2^2} \quad (32)$$

Учитывая уравнение (32), в уравнении (31) перейдём от скорости течения смеси к массовому расходу  $G_{см}$ . Для этого умножим левую и правую часть уравнения на  $\rho_{см.1}$  получим:

$$\frac{l_{mp}}{F_1} \frac{dG_{см}}{dt} = \rho_{см.1} gl_{mp} \cos \theta + P_1 \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_3-1}{k_3}} \right] - \frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} \frac{G_{см}^2}{2 \rho_{см.1} F_1^2} - \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{2}{k_3}} - \frac{F_2^2}{F_1^2} \right] \frac{G_{см}^2}{2 \rho_{см.1} F_2^2} \quad (33)$$

Введем обозначения:  $L=l_{тр}/F_1$ ,  $\beta=P_2/P_1$ ,  $\varepsilon = F_1/F_2$ ,  $\Delta h = l_{тр}\cos \theta$ . Тогда уравнение движения двухфазной смеси в трубопроводе в сосредоточенных параметрах:

$$L \frac{dG_{см}}{dt} = \rho_{см.1} g \Delta h + P_1 \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ 1 - \beta^{\frac{k_3 - 1}{k_3}} \right] - \frac{\lambda_{мп} l_{мп}}{d_{мп}} \frac{G_{см}^2}{2 \rho_{см.1} F_1^2} - \left[ \beta^{\frac{2}{k_3}} - \varepsilon^{-2} \right] \frac{G_{см}^2}{2 \rho_{см.1} F_2^2} \quad (34)$$

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda_{тр}$  существенно зависит от режима течения, который определяется по критерию Рейнольдса  $Re = v \cdot d/\nu$ .

В левой части уравнения (34) коэффициент  $L$  при производной расхода отражает инерционные свойства трубопровода, 1-й член в правой части - гидростатический напор  $\Delta h$ , 2-й – действие массовых сил от давлений  $P_1$  и  $P_2$  (сжатие смеси), 3-й – потери давления в трубопроводе на трение, 4-й – потери давления в выходном сечении. Согласно расчётной схеме (рисунок 5.5), потери давления в выходном сечении связаны с изменением (сужением) площади сечения канала, в том числе в результате местных сопротивлений.

Коэффициенты сопротивления трения участка и местных гидравлических сопротивлений определяются из справочников [128, 129].

Дифференциальное уравнение (34) описывает инерционное течение сжимаемой двухфазной смеси по статическим значениям давлений на входе и выходе трубопровода с учётом потерь давления на трение по длине трубопровода и на местных сопротивлениях.

На рисунке 5.6 приведены результаты погрешности расчёта расхода  $\delta G$  при учёте потерь давления на сжатие смеси согласно уравнению (34) по отношению к формуле Дарси-Вейсбаха для жидкости. Видно, что в диапазоне отношения  $P_1/P_2 = 1.3 \dots 1.5$ , который имел место при проведении испытаний, пренебрежение сжимаемостью приводит к погрешностям в 10 ... 13%.

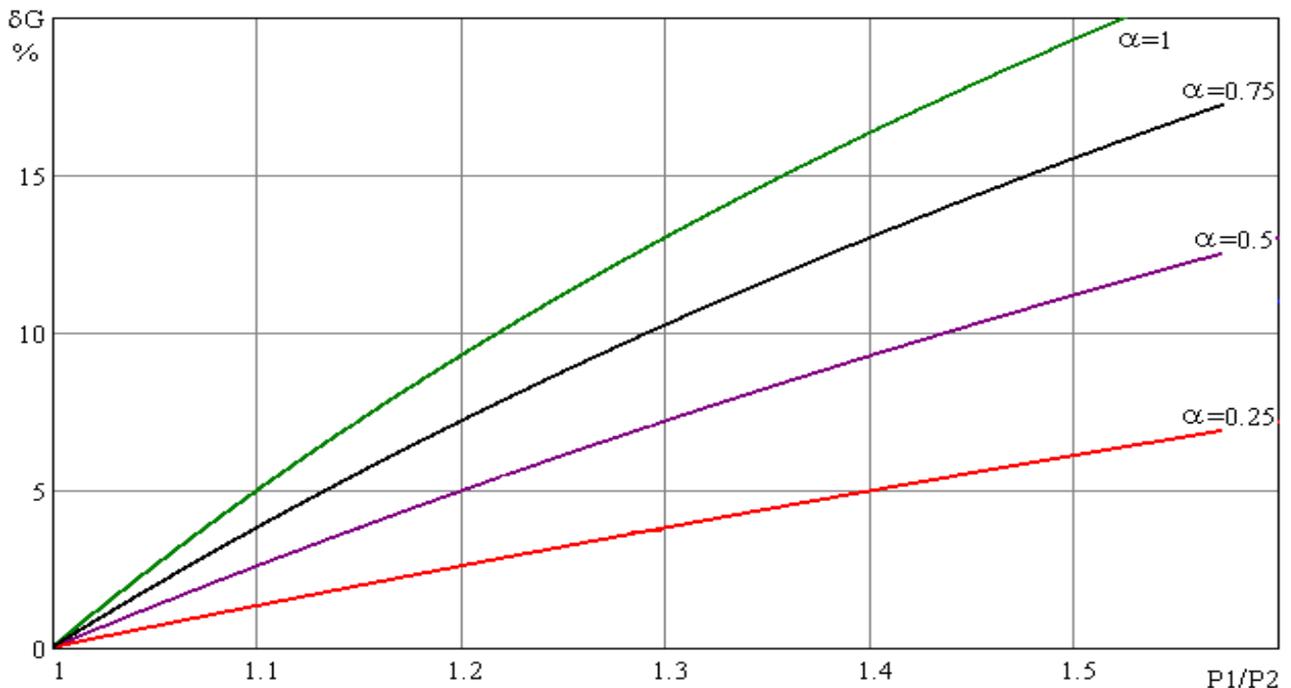


Рисунок 5.6. Величина погрешности расчёта расхода смеси

Известные уравнения стационарного течения несжимаемой жидкости и изоэнтропически сжимаемого газа в горизонтальных суживающихся каналах и соплах являются частными случаями уравнения (34).

А) Стационарное течение несжимаемой жидкости в горизонтальных суживающихся трубах и каналах. Тогда нестационарный член с коэффициентом инерционности в левой части уравнения (34) пропадет. При горизонтальном течении пропадет 1-й член в уравнении (34), характеризующий гидростатический напор. Из условия несжимаемости следует равенство плотностей во всех сечениях. Учитывая, что для жидкости показатель изоэнтропы  $k_s \gg 1$ , уравнение (34) примет вид:

$$0 = P_1 - P_2 - \frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} \frac{G^2}{2\rho_1 F_1^2} - [1 - \varepsilon^{-2}] \frac{G^2}{2\rho_1 F_2^2} \quad (35)$$

После не сложных преобразований уравнение (35) относительно массового расхода:

$$G = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} + \Sigma \zeta_m}} \varepsilon F_2 \sqrt{2\rho_1 \Delta P} = \varphi \varepsilon F_2 \sqrt{2\rho_1 \Delta P} = \mu F_2 \sqrt{2\rho_1 \Delta P} \quad (36)$$

где  $\Sigma \zeta_m = \varepsilon^2 - 1$  – суммарный коэффициент потерь давления на местных сопротивлениях, сосредоточенных на выходе трубы;  $\varphi$  – коэффициент скорости;  $\mu$  – коэффициент расхода.

Б) Изоэнтропически сжимаемое течение газа через сопло на докритическом режиме. Обычно рассматривается режим, при котором скорость истечения газа из сопла  $v_2$  меньше критической скорости, начальная скорость газа  $v_1 = 0$ , а давление газа  $P_2$  в выходном сечении сопла больше критического давления истечения и равно давлению внешней среды  $P'$ . В этом случае происходит полное расширение газа от начального  $P_1$  до внешнего давления  $P'$ . Используя уравнения неразрывности и состояния рабочей среды, уравнение (34) можно представить в виде:

$$0 = P_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} \frac{G^2}{2\rho_1 F_2^2} \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \frac{G^2}{2\rho_1 F_2^2} \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \quad (37)$$

Выразим уравнение (37) относительно массового расхода:

$$G = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_{mp} l_{mp}}{d_{mp}} + 1}} F_2 \sqrt{2\rho_1 P_1 \frac{k}{k-1} \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \mu F_2 \sqrt{2\rho_1 P_1 \frac{k}{k-1} \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{P'}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (38)$$

Вывод классических уравнений (36) и (38) из уравнения (34) показал, что они согласуются, при этом уравнение (34) описывает более общий случай течения рабочей среды.

Для определения величины температуры смеси на выходе из трубопровода используем уравнение энергии системы (28). Для его решения во временной области используем

операторный метод. При этом сначала найдём решение относительно координаты «х», а используя обратное преобразование Лапласа - перейдём во временную область. Тогда уравнение запишется в следующем виде:

$$ST_{cm} + v \frac{\partial T_{cm}}{\partial x} = 0 \quad (39)$$

где  $S = \partial/\partial t$  оператор преобразования Лапласа.

Решение уравнения (39) можно найти в виде  $T = A_1 \cdot e^{Kx}$ , где  $A_1$  - произвольная постоянная,  $K = -S/v$  - корень характеристического уравнения (39). Используя 1-е граничное условие для трубопровода ( $x = 0, T = T_1$ ) найдём величину постоянной  $A_1$  ( $A_1 = T_1$ ), а 2-е -  $x = l_{тр}, T = T_{тр}$  - получим значение температуры в конце трубопровода. Имеем:

$$T_{mp} = T_1 e^{-S \frac{l_{mp}}{v}} = T_1 e^{-S \Delta t_{np}}$$

где  $\Delta t_{np} = l_{тр}/v$  - время прохождения смесью трубопровода в одну сторону со скоростью  $v$ .

Для перехода от изображений  $X(S)e^{-S\Delta t}$  к оригиналам используем соответствующее соотношение обратного преобразования Лапласа -  $X(t - \Delta t)$ . Тогда:

$$T_{mp} = T_1(t - \Delta t_{np})$$

Для определения текущего значения времени пребывания рассчитывается среднее значение скорости  $v_{cp}$  смеси по среднему значению её плотности  $\rho_{cp}$  на временном интервале  $t - \Delta t_{np} = l_{mp}/v_{cp}$ . При этом количество значений плотности  $m_{cp}$  равно времени пребывания  $\Delta t_{np}$  разделённого на шаг интегрирования  $\Delta t_{инт}$  -  $m_{cp} = \Delta t_{np}/\Delta t_{инт}$ . Тогда:

$$\rho_{cp} = \sum_{t-\Delta t_{np}}^t \frac{\rho_1}{m_{cp}}$$

Температура на выходе из трубопровода  $T_{cm}$  можно приближенно определить как:

$$T_{cm} = T_{mp} + \Delta T_{cm} = T_1(t - \Delta t_{np}) + \frac{\Sigma \Delta p_{mp}}{\rho_{cm.1} C P_{cm}} \quad (40)$$

где  $\Delta T_{cm}$  - величина подогрева смеси;  $\Sigma \Delta p_{тр}$  - потери давления на трубопроводе;  $C P_{cm}$  - удельная теплоёмкость смеси.

Аналогично из уравнения концентраций (26) выводится уравнение расчёта массового газосодержания  $\chi_{тр}$  в конце трубопровода, которое не изменяется по его длине. Получим:

$$\chi_{cm} = \chi_{mp} = \chi_1(t - \Delta t_{np}) \quad (41)$$

В уравнениях (34, 40, 41) влияние двухфазности смеси отражено в членах с плотностью смеси на входе в трубопровод  $\rho_{cm.1}$ , в членах с кинематической вязкостью  $\nu_{cm}$ , удельной

теплоёмкостью  $C_{p,см}$  и коэффициентом изоэнтропы  $k_э$ , которые зависят от коэффициента массового (объёмного) газосодержания.

Расчёт температуры  $T_{см}$  и газосодержания  $\chi_{см}$  смеси с учётом времени её пребывания в трубопроводе является важным фактором для описания волн плотности в системе смазки, которые вызывают колебания параметров с частотой – 0.5 ... 1.5 Гц. При этом в уравнении расхода смеси (34) в качестве плотности смеси  $\rho_{см.1}$  на входе в трубопровод целесообразно использовать среднее значение плотности смеси в трубопроводе  $\rho_{ср}$ , которое из-за переменной температуры смеси по длине трубопровода более полно характеризует её.

#### 5.4.2. Акустическая ёмкость

Назначение модуля - расчёт давления, температуры и массового газосодержания двухфазной среды в проточной полости, в которую поступают и вытекают двухфазные потоки. Расчётная схема ёмкости показана на рисунке 5.7.

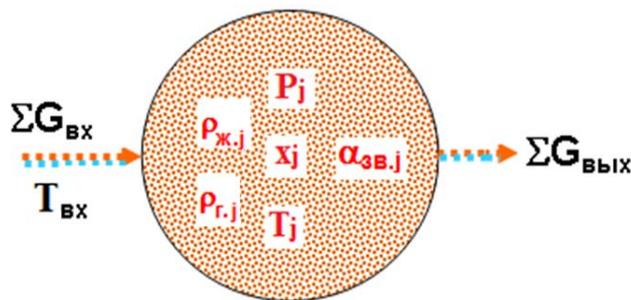


Рисунок 5.7. Расчётная схема ёмкости с масляной пеной

Граничные условия:

*вход* -  $G_{вх}$  расходы смеси с температурой  $T_{вх}$  и их газовые составляющие  $G_{г.вх}$ ;

*выход* - расходы  $G_{вых}$  с температурой  $T_j$ .

Параметры состояния в масляной полости:

- давление  $P_j$  и температура  $T_j$  двухфазной смеси;
- плотность жидкой  $\rho_{м,j}$  и газовой фаз  $\rho_{г,j}$  смеси;
- коэффициент массового и объёмного газосодержания  $\chi_j, \alpha_j$ ;
- гомогенная скорость звука в двухфазной смеси объёма  $a_{зв.см,j}$ .

Исходные данные для расчёта - геометрический сосредоточенный объём ёмкости  $V_j$ .

Расчёт параметров в акустической ёмкости (полости) выполняется следующим образом:

1. Расчёт давления  $P_j$  рабочей среды в ёмкости [80]:

$$c_j \frac{dP_j}{dt} = \Sigma G_{м.вх.j} - \Sigma G_{м.вых.j} + (\Sigma G_{г.вх.j} - \Sigma G_{г.вых.j}) \cdot \frac{\rho_{м,j}}{\rho_{г,j}} \quad (42)$$

2. Расчёт коэффициента сжимаемости  $c_j$ :

$$c_j = \frac{V_j}{a_{36.см.ж}^2}$$

3. По уравнению (11) определяется скорость звука в смеси  $a_{36.см.ж}$ :

$$\frac{1}{a_{36.см.ж}^2} = \rho_{см.ж} \cdot \left[ \frac{1 - \alpha_j}{\rho_{м.ж} a_{36.м.ж}^2} + \frac{\alpha_j}{\rho_{г.ж} a_{36.г.ж}^2} \right]$$

4. По зависимостям (16) и (19) определяются скорости звука в масле  $a_{36.м.ж}$  и воздухе  $a_{36.г.ж}$ :

$$a_{36.м.ж} = 2 \cdot (T_j - 273.15)^3 + 0.0021 \cdot (T_j - 273.15)^2 - 3.7638 \cdot (T_j - 273.15) + 1474.2,$$

$$a_{36.г.ж} = \sqrt{kR_g T_j}$$

5. По уравнению (6) рассчитывается плотность двухфазной смеси:

$$\rho_{см.ж} = (1 - \alpha_j) \rho_{м.ж} + \alpha_j \rho_{г.ж}$$

6. По уравнению (10) рассчитывается величина объёмного газосодержания  $\alpha_j$  в ёмкости:

$$\alpha_j = \left[ 1 + \frac{(1 - \chi_j)}{\chi_j} \cdot \frac{\rho_{г.ж}}{\rho_{м.ж}} \right]^{-1}$$

7. Используя зависимости (14) и (17), рассчитываются плотности масла  $\rho_{м.ж}$  и воздуха  $\rho_{г.ж}$  в ёмкости при давлении  $P_j$  и температуре  $T_j$ :

$$\rho_{м.ж} = -0.6 \cdot (T_j - 273.15) + 869,$$

$$\rho_{г.ж} = \frac{P_j}{R_g T_j}$$

8. Определяется массовое газосодержание  $\chi_j$  по уравнению аperiodического звена:

$$\tau_{ем.ж} \frac{d\chi_j}{dt} = \frac{\Sigma G_{г.вх.ж}}{\Sigma G_{вх.ж}} - \chi_j \quad (43)$$

9. Расчёт постоянной времени ёмкости  $\tau_{ем.ж}$ :

$$\tau_{ем.ж} = \frac{\rho_{см.ж} V_j}{\Sigma G_{вх.ж}},$$

10. Расчёт температуры  $T_j$  рабочей среды в ёмкости [80]:

$$V_j \rho_{см.ж} \frac{dT_j}{dt} = G_{вх.ж} T_{вх.ж} - G_{вых.ж} T_{вых.ж} \quad (44)$$

### 5.4.3. Масляная полость

Назначение модуля - расчёт давления, температуры и массового газосодержания двухфазной среды в масляной полости, в которую поступает разнородная среда - воздух, масло (двухфазный поток), а вытекают двухфазные потоки с разной плотностью - в системы суфлирования и откачки. Принципиальная схема масляной полости представлена на рисунке 5.8А, а её расчётная схема на рисунке 5.8Б.

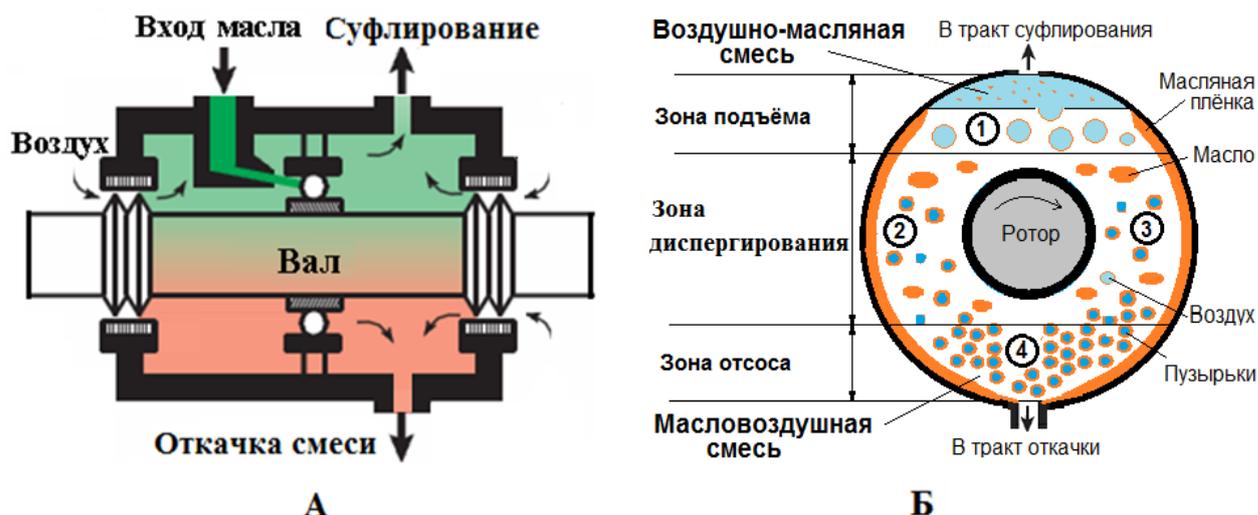


Рисунок 5.8. Принципиальная и расчётная схемы масляной полости

Граничные условия для ёмкости:

*вход* – расход воздуха  $G_{\text{возд}}$  с температурой  $T_{\text{возд}}$  и потока рабочей среды из нагнетающего насоса  $G_{\text{разв}}$  с температурой  $T_{\text{разв}}$ ;

*выход* – расход двухфазной смеси  $G_{\text{суф}}$  на вход системы суфлирования и на вход откачивающего насоса  $ОН_1$  (расход  $G_1$ ) и насоса  $ОН_2$  (расход  $G_2$ ).

Параметры состояния в масляной полости:

- температура  $T_{\text{см}}$  среды в масляной полости;
- объёмы зоны подъёма  $V_{\text{вмс}}$ , зоны диспергирования  $V_{\text{дис}}$  и зоны отсоса  $V_{\text{мвс}}$ ;
- давление  $P_{\text{мвс}}$ , плотность смеси  $\rho_{\text{мвс}}$ , массовое газосодержание  $\chi_{\text{мвс}}$  в зоне отсоса и, соответственно, в зоне подъёма -  $P_{\text{вмс}}$ ,  $\rho_{\text{вмс}}$ ,  $\chi_{\text{вмс}}$ ;
- расходы жидкости  $G_{\text{м.суф}}$ ,  $G_{\text{м.1}}$ ,  $G_{\text{м.2}}$  и газа  $G_{\text{г.суф}}$ ,  $G_{\text{г.1}}$ ,  $G_{\text{г.2}}$  в соответствующих расходах двухфазных смесей  $G_{\text{суф}}$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ .

Исходные данные для расчёта:

- геометрический сосредоточенный объём ёмкости  $V_{\text{мп}} = 0,02846 \text{ м}^3$ ;
- тепловыделение в подшипнике и от корпуса масляной полости  $\Sigma Q_{\text{п}}$ ;
- эквивалентная площадь сечения МП в зоне отсоса  $F_{\text{мвс}} = 0,007115 \text{ м}^2$ ;
- площадь сечения трубопровода тракта откачки  $F_{\text{тр}}$ ;
- радиус пузырьков  $r$  в слое ВМС;
- коэффициенты аппроксимации  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  для зависимости (49).

Процесс образования дисперсных сред в МП является многофакторным. Он может быть представлен как результат распределения поступающих в МП жидкого масла из качающих узлов подшипника и воздуха из зазора между ротором и корпусом по нескольким зонам МП: зона 1 над ротором, зоны 2 сбоку от ротора и зона 3 снизу (рисунок 5.8Б) [130-132]. На стенках МП может образовываться масляная плёнка. В зоне 1 подъёма (всплытия) формируется

воздушно- масляная смесь (ВМС), в зоне 3 отсоса - масловоздушная смесь (МВС), а в зонах 2 происходит смешение и диспергирование поступающих в МП потоков масла и воздуха с температурами  $T_{разв}$  и  $T_{возд}$  соответственно. Образовавшаяся воздушно-масляная смесь под действием архимедовой силы поднимается вверх МП с возрастающей скоростью подъёма  $v_{ВМС}$ , а масловоздушная - отсасывается вниз из МП насосом откачки со скоростью  $v_{МВС}$ . Принимается, что во всем объёме МП температура двухфазной смеси одинаковая и учитывает поступающее тепло от подшипника и корпуса МП.

В процессе функционирования системы объём зон изменяется. При этом всплытие пузырьков имеет место, как в зоне диспергирования, так и зоне подъёма. Экспертный анализ конструкций МП показал, что объём зоны диспергирования может быть не более одной трети общего объёма. Его величина зависит от значений диаметров сепаратора шарикоподшипника и ротора, скорости потоков масла и воздуха, типа масла, его температуры, наличия присадок и других факторов. В расчётах величина  $V_{дис}$  принята равной 15% общего объёма. Сумма объёмов зон подъёма  $V_{ВМС}$ , отсоса  $V_{МВС}$  и диспергирования  $V_{дис}$  равна объёму  $V_{МП}$  полости:

$$V_{МП} = V_{вмс} + V_{дис} + V_{мес} \quad (45)$$

Для расчёта расхода масла и воздуха на выходе из зоны диспергирования ( $G_{м.д}$ ,  $G_{г.д}$ ) используем дифференциальное уравнение аperiodического звена, постоянная времени которого равна постоянной времени образования дисперсной смеси  $\tau_{дис}$ :

$$\tau_{дис} \frac{dG_{м.д}}{dt} = G_{м.разв} - G_{м.д} \quad (46)$$

$$\tau_{дис} \frac{dG_{г.д}}{dt} = G_{возд} + G_{г.разв} - G_{г.д} \quad (47)$$

$$\tau_{дис} = \frac{V_{дис}}{Q_{возд}}$$

Температура адсорбционной стабилизирующей пленки определяется по расходам, поступающим в зону диспергирования:

$$T_{пл} = \frac{T_{разв} G_{разв} + T_{возд} G_{возд}}{G_{разв} + G_{возд}}$$

После процесса диспергирования расходы  $G_{м.д}$  и  $G_{г.д}$  распределяются по объёму МП в соответствии с коэффициентами  $\lambda_m$  и  $\lambda_g$ . В нижней части зоны диспергирования (рисунок 5.8Б) образуется слой масловоздушной смеси  $G_{д.МВС}$ , состоящий из поступивших в него масла и воздуха, равных  $\lambda_m G_{м.д}$  и  $\lambda_g G_{г.д}$ , а в верхней – слой воздушно-масляной смеси  $G_{д.ВМС}$ , в котором количество масла и воздуха соответственно равны  $(1-\lambda_m)G_{м.д}$  и  $(1-\lambda_g)G_{г.д}$ :

$$\begin{aligned} G_{\text{д.мвс}} &= \lambda_{\text{м}} G_{\text{м.д}} + \lambda_{\text{г}} G_{\text{г.д}}, \\ G_{\text{д.вмс}} &= (1 - \lambda_{\text{м}}) G_{\text{м.д}} + (1 - \lambda_{\text{г}}) G_{\text{г.д}} \end{aligned} \quad (48)$$

Коэффициенты  $\lambda_{\text{м}}$ ,  $\lambda_{\text{г}}$  определяются на основе экспериментальных данных. Величина  $\lambda_{\text{г}}$  зависит от многих факторов: объёма МВС, температуры адсорбционной стабилизирующей масляной пленки  $T_{\text{пл}}$ , скорости подачи масла и воздуха, конструкции МП и др.

В литературе не удалось найти математического описания процесса диспергирования жидкого масла и воздуха в детерминированной постановке. В связи с этим для определения коэффициента разделения воздуха  $\lambda_{\text{г}}$  предложена зависимость в виде:

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{г}} &= f(\bar{V}_{\text{см}}) \cdot f(\bar{T}_{\text{пл}}) = (k_0 - k_1 \bar{V}_{\text{см}}) \cdot (k_2 \bar{T}_{\text{пл}}), \\ 0 &\leq \lambda_{\text{г}} \leq 1 \end{aligned} \quad (49)$$

где  $\bar{V}_{\text{см}} = V_{\text{мвс}} / V_{\text{мп}}$  – относительный объём МВС;  $\bar{T}_{\text{пл}} = T_{\text{пл}} / T_{\text{баз}}$  – относительная температура адсорбционной стабилизирующей пленки ( $T_{\text{баз}} = 293 \text{ K}$ );  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  – коэффициенты аппроксимации, в данной работе принято  $k_2 = 1$ .

Общий вид зависимости (59) основан на качественном анализе процесса диспергирования. При этом если масловоздушная смесь почти заполнила объём МП, то новым порциям воздуха трудно поступать в зону отсоса ( $\lambda_{\text{г}} \rightarrow 0$ ). Если относительный объём смеси приближается к нулю, то поступающий воздух захватывается жидким маслом и поступает в зону отсоса ( $\lambda_{\text{г}} \rightarrow 1$ ). Функция  $f(\bar{T}_{\text{пл}})$  отражает факт, что чем выше температура смеси в МП, тем меньшее влияние сил поверхностного натяжения и в зону подъёма поступает большее количество воздуха.

Для количественного описания процесса диспергирования принята линейная зависимость между двумя предельными состояниями по заполнению МП масловоздушной смесью с ограничением значений минимального и максимального относительных объёмов и соответственно значений  $\lambda_{\text{г}}$ . При этом минимальный объём ограничен величиной 0.1, при котором  $\lambda_{\text{г}} = 1$ , а максимальный – величиной 0.9, при котором  $\lambda_{\text{г}} = 0.1$ . Подставляя эти данные в соотношение (49) при экспериментальных значениях  $\bar{T}_{\text{пл}} = 1.07$  и  $k_2 = 1$ , получим коэффициенты аппроксимации  $k_0 = 1.04$ ,  $k_1 = 1.051$ . Имеем:

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{г}} &= (1.04 - 1.051 \cdot \bar{V}_{\text{см}}) \cdot \bar{T}_{\text{пл}}, \\ 0 &\leq \lambda_{\text{г}} \leq 1, \quad 0.1 \leq \bar{V}_{\text{см}} \leq 0.9, \quad 1 \leq \bar{T}_{\text{пл}} \leq 1.07 \end{aligned} \quad (49\text{a})$$

На выходе из зоны диспергирования смесь поступает в слой МВС с массовым газосодержанием  $\chi_{\text{д.мвс}}$ , а в слой ВМС –  $\chi_{\text{д.вмс}}$ , которые определяются по соотношениям:

$$\begin{aligned} \chi_{\text{д.мвс}} &= \lambda_{\text{г}} \frac{G_{\text{г.д}}}{G_{\text{д.мвс}}}, \\ \chi_{\text{д.вмс}} &= (1 - \lambda_{\text{г}}) \frac{G_{\text{г.д}}}{G_{\text{д.вмс}}} \end{aligned} \quad (50)$$

Учитывая, что температура рабочей среды  $T_{см}$  принимается одинаковой во всём объёме в масляной полости, а давление в нижней части масляной полости отличается от давления в верхней части на величину гидростатического давления, парциальные значения плотности масла и воздуха можно определить по соотношениям (14) и (17):

$$\begin{aligned}\rho_{м.мп} &= -0.6 \cdot (T_{см} - 273.15) + 869, \\ \rho_{г.мвс} &= \frac{P_{мвс}}{R_g T_{см}}, \\ \rho_{г.вмс} &= \frac{P_{вмс}}{R_g T_{см}}\end{aligned}\quad (51)$$

где  $P_{мвс}$  – давление в слое МВС;  $R_g$  – газовая постоянная воздуха;  $T_{см}$  – температура смеси, К.

Плотность смеси в потоке из зоны диспергирования в зону отсоса  $\rho_{см.д.вмс}$  рассчитывается по уравнению (6), после перехода от объёмного газосодержания к массовому, используя для этого уравнение (13):

$$\frac{1}{\rho_{см.д.мвс}} = \frac{(1 - \chi_{д.мвс})}{\rho_{м.д.мвс}} + \frac{\chi_{д.мвс}}{\rho_{г.д.мвс}} \quad (52)$$

Объём масловоздушной смеси  $V_{д.мвс}$ , которая поступает в слой МВС, рассчитывается как:

$$V_{д.мвс} = \frac{G_{д.мвс} \Delta t_{инт}}{\rho_{см.д.мвс}} \quad (53)$$

где  $\Delta t_{инт}$  - шаг численного интегрирования системы уравнений.

Слой перемещается из нижней точки зоны подъёма вверх со скоростью  $v_{вмс}$ , а вниз - из верхней точки зоны отсоса со скоростью отсоса  $v_{мвс}$ . Через время  $\Delta t_{мвс}$  и  $\Delta t_{вмс}$  они достигают верхней и нижней точек объёмов  $V_{вмс}$  и  $V_{мвс}$  соответственно.

Время всплытия смеси  $\Delta t_{вмс}$  находится как время прохождения ею объёма  $V_{вмс}$  со скоростью  $v_{всп}$ , определяемой по уравнению Стокса для всплытия пузырьков [133]:

$$\begin{aligned}\Delta t_{вмс} &= \frac{V_{вмс}}{F_{вмс} v_{вмс}} \\ v_{вмс} &= \frac{2\rho_{м.мп} g r^2}{9\mu_{м.мп}} \\ \mu_{м.мп} &= \rho_{м.мп} \cdot [-0.0008T_m^3 + 0.0914T_m^2 - 3.8783T_m + 70.533] / 10^6\end{aligned}\quad (54)$$

где  $F_{вмс}$  – эквивалентная площадь сечения МП в зоне всплытия;  $\mu_{м.мп}$  — динамическая вязкость масла;  $g$  - ускорение свободного падения;  $r$  – радиус пузырька, м;  $T_m$  – температура, °С.

Время пребывания масловоздушной смеси в зоне отсоса  $\Delta t_{мвс}$  определяется как:

$$\Delta t_{мвс} = \frac{V_{мвс}}{F_{мвс} v_{мвс}} \quad (55)$$

$$v_{мвс} = v_{тр} \cdot \frac{F_{тр}}{F_{мвс}}$$

где  $F_{мвс}$  – эквивалентная площадь сечения МП в зоне откачки;  $F_{тр}$ ,  $v_{тр}$  – площадь сечения трубопровода откачки масловоздушной смеси и скорость течения в нём.

В соотношении (55) скорость смеси  $v_{мвс}$  определяется из условия неразрывности течения масловоздушной смеси в зоне отсоса и в трубопроводе откачки на выходе из МП.

Движение слоев описывается уравнением транспортного запаздывания. Тогда параметры в верхней точке МП, такие как массовый расход  $G_{вмс}$  и газосодержание  $\chi_{вмс}$  воздушно-масляной смеси рассчитываются как:

$$\begin{aligned} G_{вмс} &= G_{д.вмс}(t_i - \Delta t_{вмс}), \\ \chi_{вмс} &= \chi_{д.вмс}(t_i - \Delta t_{вмс}), \end{aligned} \quad (56)$$

а параметры в нижней точке МП, такие как массовый расход  $G_{мвс}$ , объём поступающей масловоздушной смеси  $V_{мвс}$  в слой МВС и газосодержание в нем  $\chi_{мвс}$ :

$$\begin{aligned} G_{мвс} &= G_{д.мвс}(t_i - \Delta t_{мвс}), \\ v_{мвс} &= v_{д.мвс}(t_i - \Delta t_{мвс}), \\ \chi_{мвс} &= \chi_{д.мвс}(t_i - \Delta t_{мвс}) \end{aligned} \quad (57)$$

Аналогично уравнению (52) определяется локальное значение гомогенной плотности масловоздушной  $\rho_{мвс}$  и воздушно-масляной  $\rho_{вмс}$  смесей в точках их отбора в системы суфлирования и откачки:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{мвс}} &= \frac{1 - \chi_{мвс}}{\rho_{м.мп}} + \frac{\chi_{мвс}}{\rho_{г.мвс}}, \\ \frac{1}{\rho_{вмс}} &= \frac{1 - \chi_{вмс}}{\rho_{м.мп}} + \frac{\chi_{вмс}}{\rho_{г.вмс}} \end{aligned} \quad (58)$$

Объём занимаемый масловоздушной смесью  $V_{мвс}$  рассчитывается следующим образом:

$$\begin{aligned} V_{мвс} &= \sum_{i=1}^n v_{i.мвс} \leq (V_{мп} - V_{дис}), \\ n &= \frac{\Delta t_{мвс}}{\Delta t_{инт}} \end{aligned} \quad (59)$$

где  $\Delta t_{инт}$  – шаг численного интегрирования системы уравнений МП.

Уравнения (56, 57) позволяют определить массу масловоздушной смеси  $M_{мвс}$  и среднее значение массового газосодержание  $\chi_{ср.мвс}$  в зоне отсоса за время  $\Delta t_{мвс}$ :

$$M_{\text{мвс}} = \sum_{i=1}^n G_{i.\text{мвс}} \cdot \Delta t_{\text{инт}},$$

$$\chi_{\text{ср.мвс}} = \sum_{i=1}^n \frac{\chi_{i.\text{мвс}}}{n}$$
(60)

Давление смеси в зоне подъёма определяется балансом массовых расходов:

$$c_{\text{см}} \frac{dP_{\text{вмс}}}{dt} = G_{\text{м.вмс}} - G_{\text{м.суп}} - G_{\text{м.1}} - G_{\text{м.2}} + (G_{\text{з.вмс}} - G_{\text{з.суп}}) \cdot \frac{\rho_{\text{з}}}{\rho_{\text{вмс}}} - (G_{\text{з.1}} + G_{\text{з.2}}) \cdot \frac{\rho_{\text{з}}}{\rho_{\text{мвс}}}$$
(61)

где  $c_{\text{см}} = V_{\text{МП}}/a^2_{\text{зв.см}}$  – коэффициент сжимаемости.

Давление в нижней точке МП равно давлению в зоне подъёма плюс гидростатический напор масловоздушной смеси, определяемый по высоте столба смеси в зоне отсоса  $h_{\text{мвс}}$  ( $h_{\text{мвс}} = V_{\text{мвс}}/F_{\text{МП}}$ ) и средней плотности масловоздушной смеси между слоями в начальной и конечной точках зоны отсоса –  $\rho_{\text{д.мвс}}$  и  $\rho_{\text{мвс}}$ :

$$P_{\text{мвс}} = P_{\text{вмс}} + 0.5(\rho_{\text{д.мвс}} + \rho_{\text{мвс}})h_{\text{мвс}}g$$
(62)

Массовая удельная теплоёмкость смеси  $Cp_{\text{см}}$  вычисляется по уравнению (8):

$$Cp_{\text{см}} = Cp_{\text{м}}(1 - \chi_{\text{ср.мвс}}) + Cp_{\text{з}}\chi_{\text{ср.мвс}}$$

Температура масловоздушной смеси  $T_{\text{см}}$  принимается одинаковой во всём объёме МП.

$$M_{\text{мвс}} Cp_{\text{см}} \frac{dT_{\text{см}}}{dt} = Cp_{\text{см.разв}} G_{\text{см.разв}} T_{\text{разв}} + Cp_{\text{возд}} G_{\text{возд}} T_{\text{возд}} + \Sigma Q_{\text{п}} - Cp_{\text{см}} (G_{\text{суп}} + G_1 + G_2) T_{\text{см}}$$
(63)

где  $\Sigma Q_{\text{п}}$  – тепловыделение в подшипнике и от корпуса МП, Вт.

#### 5.4.4. Шестерённый насос с внешним зацеплением

Назначение модуля - расчёт подачи и температуры двухфазной смеси на выходе из насоса, а также потребляемой им мощности.

Производительность (подача) насоса  $G_{\text{шн}}$ , при прочих равных условиях, зависит от частоты вращения ротора насоса, величин торцового и радиального зазоров между шестернями и корпусом, а также от плотности контакта входящих в зацепление зубьев, т.к. через них под действием перепада давления происходит утечка (переток) рабочей среды из полости высокого давления (выхода) в полость низкого давления (вход). На рисунке 5.9 показаны возможные перетоки в насосе по зазорам.

Для проведения расчётов насос (рисунок 5.10) идеализирован как шестерённая пара 3 (качающий узел) с входным 1, выходным 6 патрубками и каналом перетока 7 смеси с выхода насоса на вход, площадь сечения которого эквивалентна площади торцовых и радиальных зазоров между корпусом насоса и шестернями. По периферии шестерён насос имеет зоны всасывания 2, уплотнения 4 и нагнетания 5. Трубопроводов подвода и отвода смеси нет.

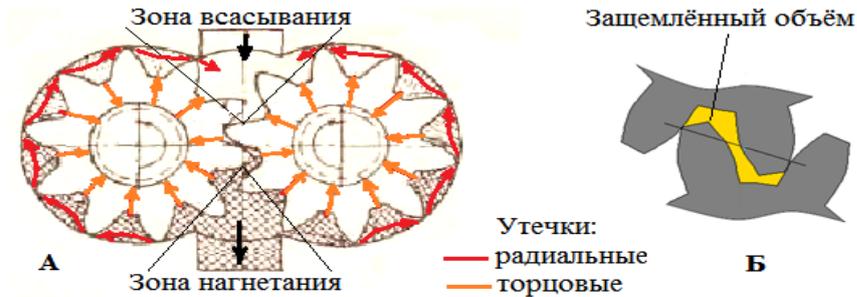


Рисунок 5.9. Схема потокораспределения в шестерённом насосе

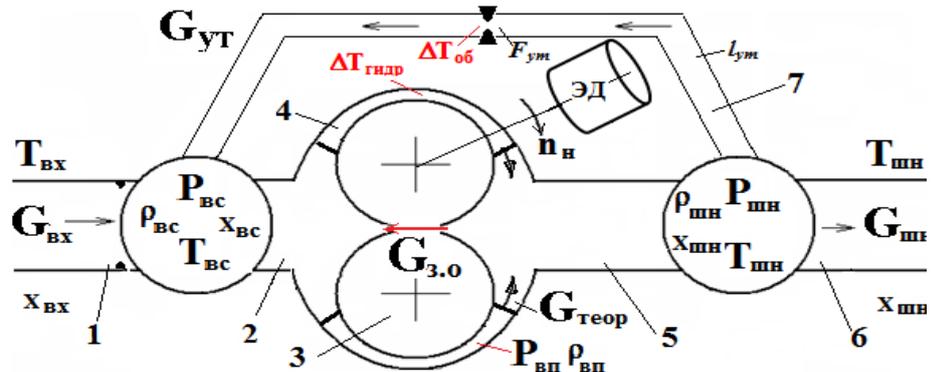


Рисунок 5.10. Расчётная схема шестерённого насоса с электродвигателем

Граничные условия:

*вход* - частота вращения ротора насоса  $n_n$ , расход  $G_{вх}$ , температура  $T_{вх}$  и массовое газосодержание  $\chi_{вх}$  рабочей среды;

*выход* – расход  $G_{шн}$ .

Параметры состояния насоса:

- температура смеси на выходе насоса  $T_{шн}$ ;
- массовое газосодержание смеси на выходе  $\chi_{шн}$ ;
- заполняемый объём смеси в междузубовых впадинах  $V_{вс}$ ;
- давление в зоне всасывания  $P_{вс}$  (на периферии шестерён) и в зоне нагнетания  $P_{шн}$ ;
- плотность и вязкость смеси на входе в зону нагнетания  $\rho_{шн}$ ,  $\nu_{шн}$ ;
- потребляемая насосом мощность  $N_{шн}$ .

Исходные данные для расчёта:

- теоретическая зависимость подачи насоса от частоты вращения;
- длина и площадь входного ( $l_{вс}$ ,  $F_{вс}$ ) и выходного ( $l_{шн}$ ,  $F_{шн}$ ) патрубков;
- эквивалентные площадь  $F_{ут}$  и длина  $l_{ут}$  радиальных и осевых зазоров;
- величины местных сопротивлений в радиальных и осевых зазорах  $\zeta_{м.ут}$  и в зоне всасывания  $\zeta_{м.вс}$ ;
- объём междузубовых впадин  $V_{вп}$  в зоне заполнения шестерён;
- сосредоточенный объём зоны всасывания  $V_{вс}$  и зоны нагнетания  $V_{шн}$ ;
- наружный  $D_{ш}$  и внутренний  $D_{ц}$  диаметры шестерни;

- длина дуги зоны всасывания  $L_{вс}$  (сектор в  $48...60^\circ$  на диаметре  $D_{ш}$ );
- ширина шестерни  $b$ ;
- радиальный зазор по головкам зубьев  $\delta_r$  и торцевой зазор  $\delta_{трц}$ ;
- общее число зубьев одной шестерни  $z$ ;
- $S_e$  - толщина зуба у вершины;
- углы зон всасывания  $\beta_{вс}$  и нагнетания  $\beta_{наг}$ .

Математическое описание процессов в зоне всасывания проведено при следующей идеализации процесса заполнения междузубовых впадин:

- плотность смеси одинакова по всему объёму зоны всасывания;
- величина массового газосодержания в насосе от его входа до выхода не изменяется, т.к. считается, что в насосе отсутствуют процессы вскипания и конденсации жидкой фазы, а также сепарация газовой фазы в застойных зонах;
- давление на периферии зубьев шестерён равно разности давления на входе в насос и потерь давления по тракту течения смеси;
- давление в незаполненном объёме впадин определяется по уравнению изотермического расширения смеси, и оно одинаково во всех впадинах;
- в зоне всасывания находится несколько пар зубьев и суммарный объём между ними заполняется одновременно;
- плотность смеси, поступающей на выход насоса, определяется по плотности жидкой и газовых фаз и объёмному газосодержанию во впадинах.

Рабочий процесс в насосе описывается следующим образом. В зону всасывания 2 двухфазная смесь поступает из входного патрубка 1  $G_{вх}$  с температурой  $T_{вх}$ , из зоны нагнетания 5 - расход  $G_{ут}$  по зазорам шестерённой пары (канал 7) с температурой  $T_{шн}$ , которая увеличивается на величину подогрева смеси за счёт объёмных потерь мощности в зазорах насоса  $\Delta T_{об}$ . В зону 2 из зоны 5 перемещается также рабочая среда с расходом  $G_{з,о}$  из заземлённого объёма шестерён с температурой на выходе шестерённой пары  $T_{шн}$ .

При вращении шестерён 3 их зубья перемещают рабочую среду с расходом  $G_{теор}$  с температурой  $T_{вс}$  из зоны всасывания 2 (давление  $P_{вс}$ ) в зону нагнетания 5 (давление  $P_{шн}$ ). При этом за счёт гидравлических потерь температура смеси повышается на величину  $\Delta T_{гидр}$ .

Из зоны нагнетания 5 основная часть рабочей среды поступает на выход насоса  $G_{шн}$  с температурой  $T_{шн}$  и массовым газосодержанием  $\chi_{шн}$ , а другая часть - в зону всасывания 2 ( $G_{ут}$  и  $G_{з,о}$ ) с температурой  $T_{шн}$ .

Набор уравнений, описывающих модуль насоса (рисунок 5.10), можно разбить на несколько взаимосвязанных блоков: уравнения ёмкостей на входе и выходе насоса; уравнения

утечек по радиальным и торцевым зазорам, аналогичные уравнениям для расчёта трубопровода; уравнения заполнения входа насоса; уравнения производительности насоса; уравнения гидравлической мощности и потерь мощности в насосе.

А) Уравнения ёмкости на входе в насос составляются аналогично п.5.4.2. Давление  $P_{вх}$ , температура  $T_{вх}$  и массовое газосодержание  $\chi_{вх}$ , требуемые для расчёта характеристик смеси (6-11, 13-19), известны из граничных условий для этого модуля. Уравнения потокораспределения (42-44) применительно к расчётной схеме модуля можно записать следующим образом:

$$\tau_{вс} = \frac{V_{вс} \rho_{вс}}{G_{вх}}$$

$$\tau_{вс} \frac{d\chi_{вс}}{dt} = \frac{G_{г.вх} + G_{г.ум} + G_{г.з.о}}{G_{вх} + G_{ум} + G_{з.о}} \chi_{вс} \quad (64)$$

$$c_{вс} \frac{dP_{вс}}{dt} = G_{м.вх} + G_{м.ум} + G_{м.з.о} - G_{м.теор} + (G_{г.вх} + G_{г.ум} + G_{г.з.о} - G_{г.теор}) \cdot \frac{\rho_{м.вс}}{\rho_{г.вс}} \quad (65)$$

$$V_{вс} \rho_{вс} \frac{dT_{вс}}{dt} = G_{вх} T_{вх} + G_{ум} (T_{инн} + \Delta T_{об}) + G_{з.о} T_{инн} - G_{теор} T_{вс} \quad (66)$$

$$\Delta T_{об} = \frac{\Delta N_{об}}{Cp_{инн} G_{ум}}$$

где  $\Delta T_{об}$  - величина подогрева смеси за счёт объёмных потерь мощности.

Б) Уравнения процессов заполнения межзубовых впадин на входе в насос [79, 134].

Окружная скорость насоса на периферии шестерён с диаметром  $D_{ш}$  рассчитывается как:

$$U_{окр} = \frac{\pi D_{ш} n_n}{60} \quad (67)$$

где  $n_n$  – частота вращения вала насоса, об/мин.

Длина дуги зоны всасывания  $L_{вс}$  обычно ограничена сектором в 48...60 градусов:

$$L_{вс} = \frac{\pi D_{ш} \cdot (48...60)}{360} \quad (68)$$

Время нахождения межзубового объёма в зоне всасывания:

$$\Delta t_{зан} = \frac{L_{вс}}{U_{окр}} = \frac{8...10}{n_n} \quad (69)$$

Объём жидкой фазы в межзубовом пространстве

$$V_{зан} = \sum_{i=t-\Delta t_{зан}}^t \left( \frac{G_{м.вх}}{\rho_{м.вс}} + \frac{G_{м.ум} + G_{м.з.о}}{\rho_{м.инн}} \right)_i \cdot \Delta t_{инт} \quad (70)$$

$$0 \leq V_{зан} \leq V_{вп}$$

где  $V_{вп}$  – величина заполняемого объёма.

Потери давления  $\Delta p_{вс}$  от входа в насос до периферии зубьев шестерён состоят из потерь:

- на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён  $\Delta p_{ск}$ ;
- на преодоление действия центробежных сил  $\Delta p_{цс}$ ;
- местные потери  $\Delta p_{мест}$  на входных кромках шестерён, на расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания и др.

Для определения этих потерь используются соотношения из работы [39]:

$$\Delta p_{ск} = \rho_{вс} \frac{U_{окр}^2 - v_{вх}^2}{2} = \frac{\rho_{вс}}{2} \cdot \left[ \left( \frac{\pi D_{ш} n_n}{60} \right)^2 - \frac{(G_{вх} + G_{ум} + G_{з.о})^2}{\rho_{вс} F_{вс}^2} \right] \geq 0 \quad (71)$$

$$\Delta p_{цс} = V_{зан} \rho_{вс} \frac{\omega_n^2}{2} = \frac{V_{зан} \rho_{вс}}{2} \left( \frac{\pi n_n}{30} \right)^2 \quad (72)$$

$$\Delta p_{мест} = \sum \zeta_{м.вс} \frac{(G_{вх} + G_{ум} + G_{з.о})^2}{2 \rho_{вс} F_{вс}^2} \quad (73)$$

$$\Delta p_{вс} = \Delta p_{ск} + \Delta p_{цс} + \Delta p_{мест} \quad (74)$$

где  $v_{вх}$  – скорость потока на входе насоса.

Давление в незаполненной части впадин  $P_{вп}$  определяется как результат изотермического расширения газовой фазы смеси от начального давления  $P_{вс}$ :

$$P_{вп} = (P_{вс} - \Delta p_{вс}) \cdot \frac{V_{зан}}{V_{вп}} \geq P_{пар} \quad (75)$$

Минимальное значение давления в зоне наполнения принято равным давлению насыщенных паров  $P_{пар}$  масла, равного 0.001 МПа.

Коэффициент объёмного газосодержания во впадинах зоны заполнения:

$$\alpha_{зан} = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{\chi_{вс}} - 1 \right) \frac{\rho_{г.вп}}{\rho_{м.вс}}} \quad (76)$$

где  $\rho_{вп.г}$  – плотность газовой фазы в межзубовом пространстве, которая рассчитывается по уравнению (17), используя давление  $P_{вп}$  и температуру  $T_{вс}$ .

Плотность рабочей среды в зоне заполнения согласно уравнению (6):

$$\rho_{зан} = (1 - \alpha_{зан}) \rho_{м.вс} + \alpha_{зан} \rho_{г.вп} \quad (77)$$

С этой плотностью рабочая среда прокачивается на выход насоса. При полном заполнении впадин плотность рабочей среды в них равна плотности в зоне всасывания, а при неполном – формируется более низкое значение плотности за счёт увеличения объёма газовой фазы. Процессы расширения газовой фазы препятствуют вскипанию жидкости, т.е. кавитации.

В) Уравнения для расчёта теоретического расхода  $G_{теор}$  и расхода в защемлённом объёме  $G_{3.0}$  шестерённого насоса:

$$G_{теор} = \rho_{зан} k_n n_n \quad (78)$$

$$G_{3.0} = \rho_{инн} k_{3.0} n_n \quad (79)$$

где  $k_n$  и  $k_{3.0}$  – коэффициенты пропорциональности.

Составляющие этих расходов, т.е. расход жидкой и газовой фазы, можно определить, используя соотношения (9) и (10):

$$G_{м.теор} = \chi_{зан} G_{теор} = \frac{G_{теор}}{1 + \frac{1 - \alpha_{зан}}{\alpha_{зан}} \cdot \frac{\rho_{м.вс}}{\rho_{2.вн}}} \quad (80)$$

$$G_{2.теор} = G_{теор} - G_{м.теор} \quad (81)$$

$$G_{м.3.0} = \chi_{наг} G_{3.0} \quad (82)$$

$$G_{2.3.0} = G_{3.0} - G_{м.3.0} \quad (83)$$

Г) Уравнение расхода утечек по зазорам в шестерённом насосе, аналогичное (34) для модуля трубопровода с эквивалентной длиной  $l_{yt}$  и площадью поперечного сечения  $F_{yt}$ :

$$L_{yt} \frac{dG_{ym}}{dt} = P_{вс} \frac{k_3}{k_3 - 1} \left[ 1 - \beta^{\frac{k_3 - 1}{k_3}} \right] - \Delta p_{ym} \quad (84)$$

где  $L_{yt} = l/F$  – коэффициент гидравлической массы;  $\beta = P_{инн} / P_{вс}$ .

Потери давления при течении по зазорам с эквивалентной длиной и площадью:

$$\Delta p_{ym} = \left[ 32\pi\nu_{инн} l_{ym} + \zeta_{м.ym} \frac{G_{ym}}{2\rho_{инн}} \right] \cdot \frac{G_{ym}}{F_{ym}^2} \quad (85)$$

где  $\nu_{инн}$ ,  $\rho_{инн}$  – вязкость и плотность смеси на выходе шестерённой пары.

Д) Уравнения ёмкости на выходе насоса записываются аналогично ёмкости на входе в насос, при этом уравнения потокораспределения примут следующий вид:

$$\tau_{инн} = \frac{V_{инн} \rho_{инн}}{G_{инн}}$$

$$\tau_{инн} \frac{d\chi_{инн}}{dt} = \frac{G_{2.теор}}{G_{теор}} - \chi_{инн} \quad (86)$$

$$c_{инн} \frac{dP_{инн}}{dt} = G_{м.теор} - G_{м.ym} - G_{м.3.0} - G_{м.инн} + (G_{2.теор} - G_{2.ym} - G_{2.3.0} - G_{2.инн}) \cdot \frac{\rho_{м.инн}}{\rho_{2.инн}} \quad (87)$$

$$V_{инн} \rho_{инн} \frac{dT_{инн}}{dt} = G_{теор} (T_{вс} + \Delta T_{гидр}) - (G_{инн} + G_{ym} + G_{3.0}) T_{инн} \quad (88)$$

$$\Delta T_{гидр} = \frac{\Delta N_{гидр}}{Cp_{вс} G_{теор}}$$

где  $\Delta T_{гидр}$  - величина подогрева смеси за счёт гидравлических потерь мощности.

Е) Уравнения гидравлической мощности и потерь мощности в шестерённом насосе.

Полезная (гидравлическая) мощность насоса  $N_{пол}$  равна произведению работы сжатия перекачиваемой смеси  $A_{сж}$  на её массовый расход  $G_{теор}$ :

$$N_{пол} = G_{теор} A_{сж} \quad (89)$$

Работа сжатия определяется как:

$$A_{сж} = \int_{P_{вн}}^{P_{шн}} \frac{dP}{\rho_{см}} \quad (90)$$

где  $P_{вн}$ ,  $P_{шн}$  – давление в межзубовых впадинах на входе в насос и на его выходе.

Интеграл в уравнении (90) раскрывается аналогично (30). Подставив результат в уравнение (89), получим уравнение для расчёта полезной мощности насоса:

$$N_{пол} = G_{теор} \frac{P_{вн}}{\rho_{см.вн}} \frac{k_э}{k_э - 1} \left( 1 - \beta^{\frac{k_э - 1}{k_э}} \right) \quad (91)$$

где  $\beta = P_{шн}/P_{вн}$  – отношение давлений на выходе насоса и во впадинах;  $\rho_{см.вн}$  - плотность смеси в межзубовых впадинах на входе в насос;  $k_э$  – показатель изоэнтропы, рассчитанный по уравнению (10).

При реализации на входе и выходе насоса дисперсно-снарядного режима течения, неплохая сходимость с экспериментом получилось при расчёте мощности по уравнению:

$$N_{пол} = G_{теор} \left[ (P_{шн} - P_{вн}) \cdot \frac{1 - \alpha_{зан}}{\rho_{см.вн}} + \frac{\alpha_{зан} k_э}{k_э - 1} R_г T_{вн} \cdot \left( \beta^{\frac{k_э}{k_э - 1}} - 1 \right) \right]$$

где  $R_г$  – газовая постоянная;  $T_{вн}$  – температура смеси в межзубовых впадинах на входе насос.

В процессе работы насоса при вращении его роторов возникают потери мощности, которые формируют объёмный, механический и гидравлический коэффициенты полезного действия насоса.

Объёмные потери мощности возникают из-за наличия утечек жидкости в насосе через заземлённый объём и радиальные и торцевые зазоры. В применённой математической модели насоса объёмные потери учитываются путём прямого расчёта величины суммарных утечек.

К механическим потерям относят все потери от механического трения в узлах насоса, зависящие от величины давления в тракте насоса. Эти потери, как правило, незначительны и ими пренебрегают или учитывают в гидравлических.

Гидравлические потери - это потери на трение, вызываемые смещением слоев вязкой жидкости в зазорах между роторами и неподвижными деталями и в рабочих камерах насоса, на перерезание движущимися зубьями струи жидкости, на заполнение жидкостью межзубовых впадин и вытеснение её из них, вытеснение жидкости из отсеченного межзубового пространства и др.

Из перечисленных гидравлических потерь наиболее значимыми являются потери от жидкостного трения при течении вязкой среды через торцовые и радиальные зазоры, которые создают моменты сопротивления вращению ротора.

Суммарная величина остальных гидравлических потерь, в т.ч. и потерь трения в подшипниках скольжения, обычно составляет обычно лишь небольшую долю от общих потерь в насосе (1...2%) [135].

Потери мощности в радиальном зазоре возникают из-за течения смеси по зазору  $\delta_r$  между наружным диаметром шестерен  $D_{ш}$  и диаметром расточки колодцев. Соответствующий момент сопротивления вращению шестерни  $M_{тр.рад}$  содержит момент от действия на зубья перепада давления на насосе и момент жидкостного трения в зазоре. Согласно работе [135], имеем для обоих роторов:

$$M_{тр.рад} = 4\pi r_{ш}^2 b z_k \frac{\delta_r \frac{\Delta P_{зуб}}{2S_e} + \omega_n \frac{\nu_{шн}}{\rho_{шн}} \cdot \frac{r_{ш}}{\delta_r}}{z} \quad (92)$$

где  $b$  – ширина шестерни;  $\delta_r = 0.04$  мм – радиальный зазор по головкам зубьев;  $z$ ,  $z_k$  – общее число и число зубьев в уплотнительной зоне одной шестерни;  $\Delta P_{зуб}$  - перепад давлений на одном зубе,  $S_e$  - толщина зуба у вершины ( $\geq 0.2 \cdot m$ , где  $m$  – величина модуля).

Зона уплотнения шестерён это круг за исключением углов зон всасывания  $\beta_{вс}$  (50...60°) и нагнетания  $\beta_{наг}$  (80...90°). Тогда число зубьев в этой зоне равно:

$$z_k = z \frac{360 - \beta_{вс} - \beta_{наг}}{360} \quad (93)$$

Момент трения в торцовом зазоре  $M_{тр.трц}$  представляет собой момент сопротивления вращению шестерни, возникающий в результате её перемещения относительно торцовой поверхности, уплотняющей детали. Этот момент зависит от скорости вращения  $\omega_n$ , величины торцового зазора  $\delta_{трц}$ , вязкостных свойств смеси и размеров торцовой поверхности, определяемой по наружному и внутреннему диаметрам (радиусам) шестерни. Перепад давления, обуславливающий течение жидкости в радиальном направлении, на его величину практического влияния не оказывает.

При допущении о линейном характере изменения скорости по слою жидкости, и что касательное напряжение по толщине является постоянной величиной, принимая величину

торцевого зазора  $\delta_{трц}$  равную 0.02...0.025 мм, расчёт момента трения для четырёх зазоров проведём по соотношению из [135]:

$$M_{тр.трц} = 2\pi\omega_n \frac{\nu_{ин}}{\rho_{ин}} \cdot \frac{r_{ин}^4 - r_{ц}^4}{\delta_{трц}} \quad (94)$$

Гидравлическая мощность  $\Delta N_{гидр}$ , затрачиваемая на преодоление сил трения в радиальном и торцевом зазорах, равна:

$$\Delta N_{гидр} = (M_{тр.рад} + M_{тр.трц})\omega_n \quad (95)$$

Потребляемая насосом гидравлическая мощность  $N_n$  равна сумме полезной мощности  $N_{пол}$  и потерь мощности  $\Delta N_{гидр}$  на преодоление сил трения в зазорах:

$$N_n = N_{пол} + \Delta N_{гидр} \quad (96)$$

#### 5.4.5. Асинхронный электропривод

Назначение модуля – расчёт частоты вращения ротора электродвигателя, электрической мощности и величины тока в статорной обмотке.

В качестве привода насоса используется асинхронный электродвигатель АИР80В4. Его паспортные данные по справочным каталогам [136, 137] представлены в таблице А4 приложения А. Такие двигатели имеют жесткую механическую характеристику, которая обеспечивает уменьшение частоты вращения ротора на 2÷5% при изменении нагрузки от холостого хода до номинальной (при номинальном напряжении питания и частоте сети). Вал ротора электродвигателя соединен с валом насоса трансмиссией типа упругая муфта.

Граничные условия:

*вход* - частота сети  $f$ , подаваемая преобразователем частоты, и механическая мощность на валу (потребляемая насосом мощность).

Параметры состояния:

- частота вращения ротора электродвигателя;
- ток в статорной обмотке;
- мощность электродвигателя.

Исходные данные для расчёта:

- суммарный момент инерции вращающихся масс трансмиссии  $J_{\Sigma}$ ;
- максимальный вращающий момент электродвигателя  $M_{max}$ ;
- критическое значение коэффициента скольжения  $s_k$ ;
- число пар полюсов электродвигателя  $p$ ;
- зависимость для коэффициента полезного действия электропривода  $\eta_{эп}$ ;
- зависимость для коэффициента мощности  $\cos\varphi$ ;

- программное время разгона/торможения электродвигателя  $\Delta t$ .

Из данных таблицы А4 можно определить, что  $M_{\max} = 22.6$  Нм и  $s_k = 0.3232$ . На основании данных (рисунок 3.6) в расчётах используется суммарный момент инерции  $J_{\Sigma} = 0.14$  кг·м<sup>2</sup> и время разгона/торможения  $\Delta t = 0.06$  с, которое задаётся в преобразователе частоты. Зависимости КПД и  $\cos\phi$  от относительной мощности на валу электропривода ( $N/N_{\text{ном}}$ ) определены на базе экспериментальных данных (рисунок 3.3) и представлены на рисунке 5.11.

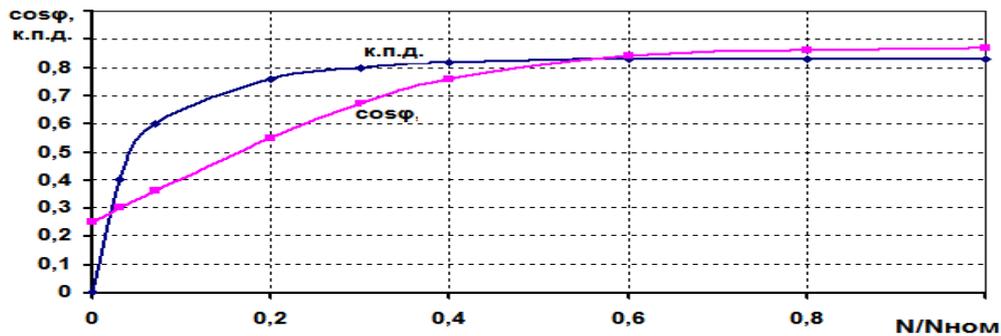


Рисунок 5.11. Характеристики электропривода для расчета его мощности

Уравнения расчёта асинхронного электропривода следующие:

1. Частота сети питания определяется как:

$$f_c(t) = f_{\text{зад}}(t - \Delta t) \quad (97)$$

где  $f_{\text{зад}}$  – частота сети, заданная программой управления на преобразователе частоты.

2. Напряжение на клеммах электродвигателя определяется из закона управления:

$$U_{\text{эн}} = 7.6 f_c \quad (98)$$

3. Расчёт скорости магнитного поля (синхронной частоты вращения):

$$n_1 = \frac{60 f_c}{p} \quad (99)$$

4. Расчёт скольжения электродвигателя:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \quad (100)$$

5. Для расчёта вращающего момента электродвигателя используется механическая характеристика в виде соотношения Клосса [138]:

$$M = M_{\max} \cdot \left[ \frac{2(1 + s_k)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2s_k} \right] \quad (101)$$

6. Угловая скорость вращения вала определяется как:

$$\omega = \frac{\pi n_2}{30} \quad (102)$$

7. Расчёт момента сопротивления на валу:

$$M_c = \frac{N_n}{\omega} \quad (103)$$

где  $N_n$  – мощность насоса, Вт.

8. Частота вращения ротора определяется из следующего уравнения:

$$\frac{\pi J_\Sigma}{30} \cdot \frac{dn_2}{dt} = M - M_c \quad (104)$$

9. Расчёт тока в статорной обмотке:

$$I = \frac{N_n}{\sqrt{3}U_{\text{эн}}\eta_{\text{эн}}\cos\varphi} \quad (105)$$

10. Мощность электропривода определяется как:

$$N_{\text{эн}} = \frac{N_n}{\eta_{\text{эн}}} \quad (106)$$

### 5.5. Верификация математической модели

Верификация разработанной математической модели проводилась по переходным процессам, представленным в п.3.2.2.

При моделировании работы тракта нагнетания (рисунок 5.12) исходное значение частоты питания электродвигателя насоса составляло 18.7 Гц, затем она скачком изменялась на 34.7 Гц. При изменении производительности насоса переходные процессы по давлению близки к апериодическим. При этом в эксперименте / расчёте время выхода давления за насосом  $P_n$  на установившийся режим составляет 1.9/1.9 с.

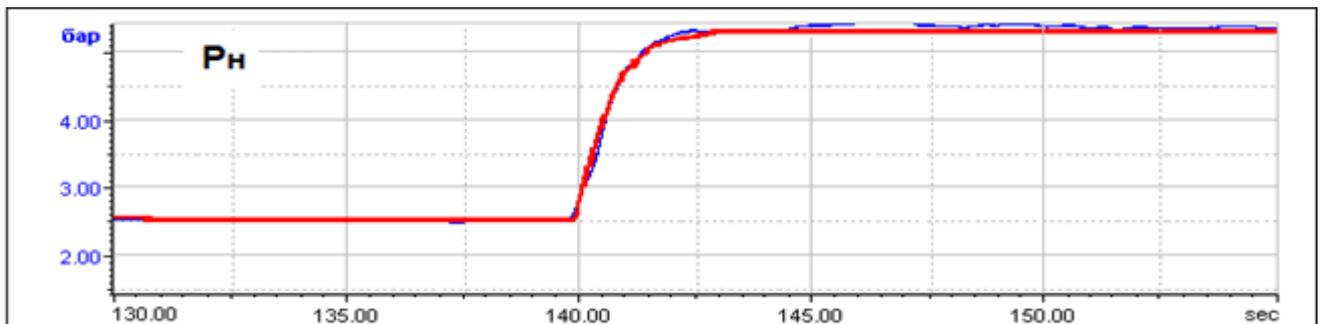


Рисунок 5.12. Процессы по давлению при изменении производительности насоса, работающего в условиях тракта нагнетания (расчёт красным цветом)

Время выхода параметров системы на установившийся режим в 1.9 с определяется, в основном, инерционными свойствами ротора электродвигателя, так как инерционность трубопровода за насосом на этих режимах составляет 0.006...0.01 с, а также полным отсутствием воздуха в тракте, либо его присутствием, но в очень малом количестве.

При моделировании работы тракта откачки (рисунок 5.13) исходное значение частоты питания электродвигателя составляло 25.6 Гц ( $k_{он} = 2$ ), а затем осуществлялся переход скачком на 40.6 Гц ( $k_{он} = 4$ ). На рисунке 5.13 представлены расчетные значения объемного газосодержания  $\alpha$  и плотности смеси  $\rho_{см}$  на входе (зеленый цвет) и выходе (розовый цвет) насоса. Коэффициенты превышения откачки указаны для максимального режима подачи масла нагнетающим насосом. При изменении производительности насоса, работающего в условиях тракта откачки, экспериментальные и расчётные переходные процессы значительно отличаются от процессов, когда насос работает в условиях тракта нагнетания.

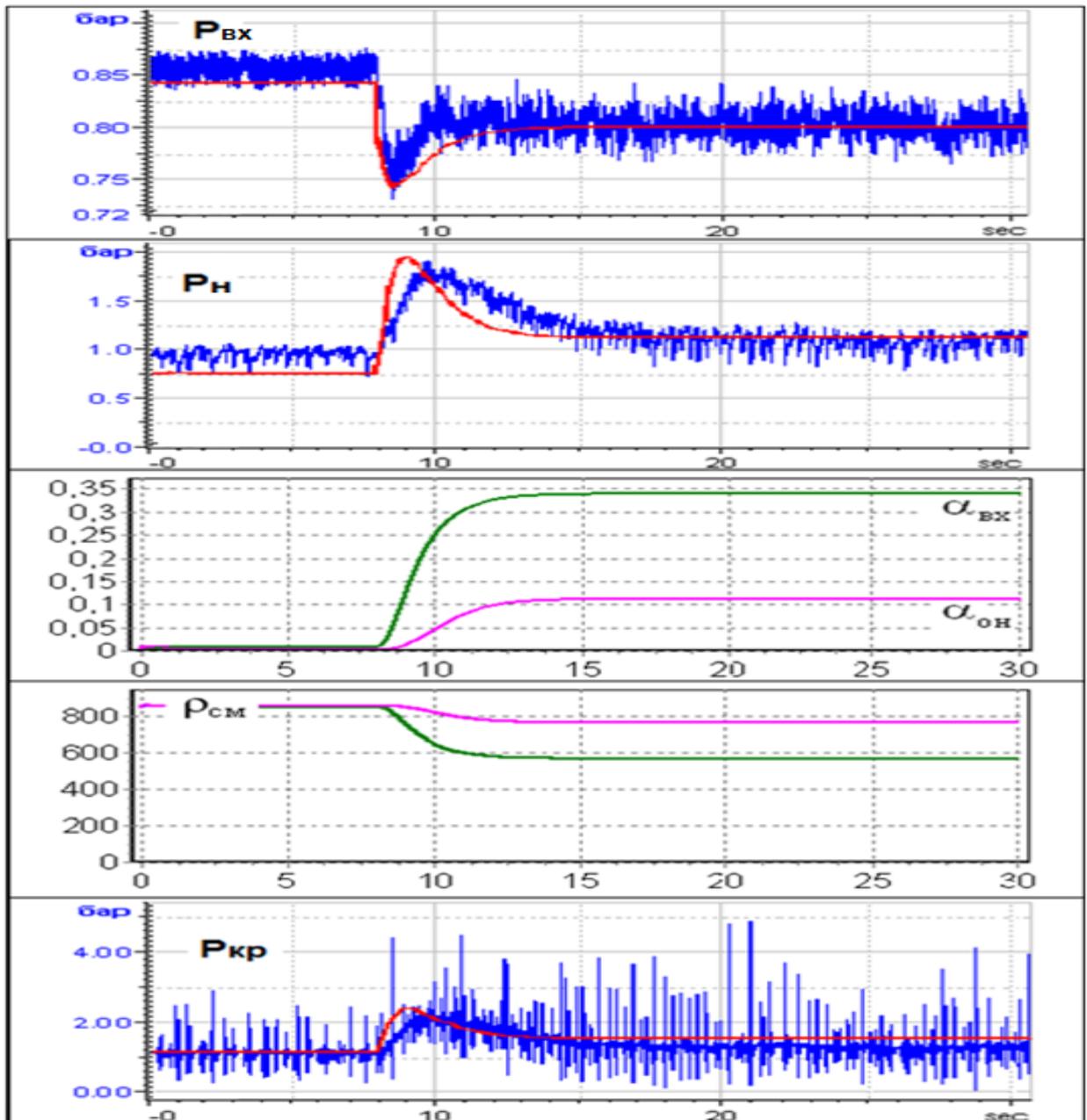


Рисунок 5.13. Процессы по давлению при изменении производительности насоса, прокачивающего масловоздушную смесь (расчёт красным цветом)

Видно, что при увеличении производительности насоса наблюдается заброс давления на его выходе и перед краном, а перед насосом провал давления, затем медленный выход на

установившийся режим. Наиболее быстрые процессы имеют место по давлению на входе в насос  $P_{вх}$ . При этом в эксперименте / расчёте падение давления происходит за 0.56/0.55 с, а последующее повышение – 1.5/2.5 с. Время выхода давлений за насосом  $P_n$  и перед краном  $P_{кр}$  на максимальное значение почти в три раза выше и составляет 1.9/1.1 с, а время выхода на режим 7.2/6.1 с. Такие процессы обусловлены сжимаемостью смеси.

Причиной возникновения заброса (провалов) параметров является медленное изменение объёмного газосодержания в системе – за 4.5 с. При этом после возмущения сначала идёт смесь с высокой плотностью, которая формирует передний фронт давлений, а затем через 2 с значение плотности падает и реализуется задний фронт изменения параметров.

Погрешность расчёта приведена в таблице 5.1.

Таблица 5.1. Результаты верификации

	Время переходного процесса, с		Заброс, относительно установившегося режима, %		Погрешность расчёта установившихся режимов, %
	эксп.	расч.	эксп.	расч.	
Давление на выходе НН	1.9	1.9	-	-	2.75
Давление на входе в ОН	2.06	3.06	-8.75	-7.5	1.65
Давление на выходе ОН	9.1	8.2	72.7	77.3	11.7
Давление перед краном	9.1	8.2	69.2	60	12.8

Можно отметить, что в работе [24] погрешности расчёта давления и расхода в тракте нагнетания на установившихся режимах составила до 3%, а в работе [22] для тракта откачки – до 15%. Таким образом, погрешности расчёта разработанной математической моделью ЭСС могут считаться приемлемыми.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Разработана динамическая математическая модель гидравлических процессов в агрегатах систем смазки с учётом двухфазного течения рабочей среды. Модель системы построена по модульному принципу в сосредоточенных параметрах и позволяет рассчитывать на статических и динамических режимах работы системы:

- массовый и объёмный расходы двухфазной сжимаемой смеси в трубопроводе с учётом потерь давления на сосредоточенных сопротивлениях, инерционности и волн плотности смеси (модуль трубопровода);

- давление, температуру и газосодержание в газожидкостной ёмкости с подводом/отводом рабочей среды с учётом её сжимаемости (модуль акустической ёмкости);

- давление, температуру и газосодержание в масляной полости с подводом в нее масла и воздуха, отводом воздушно-масляной смеси в систему суфлирования и масловоздушной смеси в тракт откачки (модуль масляной полости);

- производительность шестерённых насосов, объёмный и гидравлический коэффициенты полезного действия, мощность, а также заполнение межзубовых впадин двухфазной смесью, (модуль шестерённого насоса);

- вращающий момент, частоту вращения, ток и электрическую мощность асинхронных электроприводов (модуль электропривода).

## 2. Выведены уравнения:

- течения двухфазной сжимаемой смеси под действием приложенного перепада давлений с учётом её инерционности, потерь давления на трение по длине трубопровода, на местных сопротивлениях и на реализацию процесса сжатия двухфазного потока (10...13%);

- формирования масловоздушной и воздушно-масляной смеси в масляной полости опор роторов ГТД;

- заполнения двухфазной средой межзубовых впадин на входе шестерённого насоса.

## 3. Экспериментальные и расчетные исследования характеристик системы смазки с использованием разработанной математической модели установили следующее:

- в тракте нагнетания аperiodический характер переходных процессов связан с отсутствием/малым содержанием воздуха, а время переходных процессов определяется, в основном, инерционными свойствами электропривода;

- в тракте откачки затянута переходные процессы с колебаниями и забросом параметров обусловлены процессами изменения объёмного газосодержания и сжатием масловоздушной смеси

## 4. Верификация математической модели гидравлических процессов течения с учётом двухфазности рабочей среды по результатам экспериментального исследования характеристик узлов системы смазки показала, что:

- погрешность расчёта давлений на установившихся режимах составила: на выходе насоса нагнетания – 2,75%; на входе насоса откачки – 1,65%, на его выходе – 11,7%; в тракте откачки – 12,8%.

- время переходных процессов по давлению (эксперимент/расчет): на выходе насоса нагнетания 1.9/1.9 с; на входе насоса откачки 2.06/3.06 с, на его выходе 9.1/8.2 с; в тракте откачки 9.1/8.2 с.

- заброс давления относительно установившегося режима (эксперимент/расчет): на выходе насоса нагнетания отсутствует; на входе насоса откачки -8.75/-7.5 %, на его выходе 72.7/77.3 %; в тракте откачки 69.2/60 %.

С учётом сложности описываемых явлений в двухфазных потоках такие погрешности могут быть оценены как приемлемые.

## 6. Разработка демонстрационной электроприводной системы смазки

Демонстрационная электроприводная система смазки (ДЭСС) предназначена для экспериментальной отработки на полунатурном стенде алгоритмов управления и контроля электроприводными насосами, проверки функциональной работоспособности разработанной схемы ЭСС, уточнения требований к характеристикам электроприводов.

### 6.1. Построение ДЭСС

Отличия в построении ДЭСС от схемы электроприводной системы смазки ГТД магистральных самолётов, изложенной в главе 2, обусловлены функциональными особенностями агрегатов стенда для испытаний систем смазки и заключаются в применении для привода шестерённых насосов индивидуальных электроприводов, отсутствии ТМТ и ВМТ, использовании в ДЭСС электроприводного насоса откачки смеси из картера мультипликатора.

Производительность электроприводных насосов выбрана из возможности их дальнейшего использования в составе стендового двигателя-демонстратора, в качестве которого предполагается использование двигателя АИ-25ТЛ [139].

Агрегаты ДЭСС смонтированы на полунатурном стенде ЦИАМ, предназначенного для испытаний систем смазки с имитатором масляной полости ГТД. Стенд (рисунок 6.1) содержит узел 1 масляной полости (МП), электродвигатель 2 вращения подшипников в МП, системы подачи воздуха и суфлирования. В состав ДЭСС (рисунок 6.2) входят электроприводные нагнетающий насос 13, подающий масло в подшипники качения 9 и в уплотнение 4, и откачивающие насосы 22, 23, эвакуирующие масловоздушную смесь из масляных полостей, а насос 15 – из картера 21. В качестве нагнетающего насоса 13, откачивающих 22 и 23 использованы шестеренные насосы НМШ2-40-1.6/16 (производительность 1.6 м<sup>3</sup>/ч при частоте вращения 1450 об/мин, максимальное давление за насосом 15.69 бар, мощность 1.2 кВт), а насоса 15 – НМШ5-25-2.5 (2.5 м<sup>3</sup>/ч при частоте вращения 980 об/мин, максимальное давление за насосом 5.88 бар, мощность 0.8 кВт). Насосы приводятся от индивидуальных регулируемых асинхронных электродвигателей АИР80В4. Изменение их частоты вращения осуществляется посредством изменения частоты сети питания электродвигателя преобразователем частоты Е2-8300-003Н. Конструктивные данные узлов и характеристики агрегатов ДЭСС приведены в приложении А.

Масло, подаваемое нагнетающим насосом 13 из маслобака 12, поступает в масляную полость частично и распределяется потребителям в коллекторе 16 в следующих пропорциях:

- 26% к коллектору форсунок масляной полости к подшипникам 5;
- 15% к коллектору форсунок щеточного уплотнения 6;
- 59% к картеру мультипликатора 11 (перепуск расхода вокруг масляной полости).

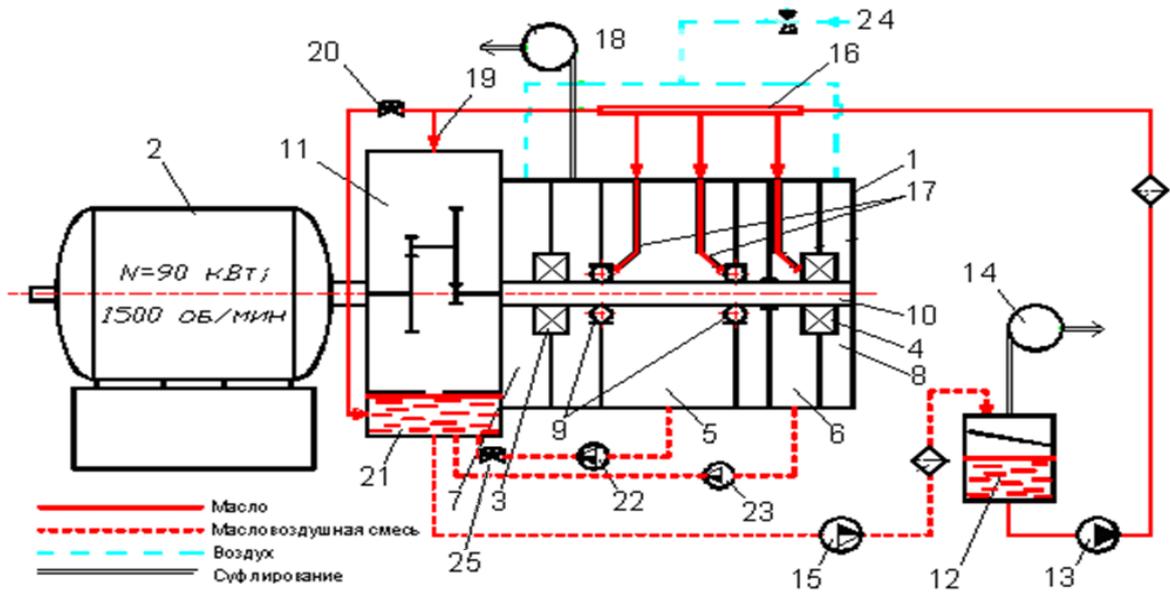


Рисунок 6.1. Схема испытаний ДЭСС на полунатурном стенде.

1 – узел масляной полости (МП); 2 – электродвигатель привода ротора; 3 – графитовое уплотнение; 4 – щеточное уплотнение; 5 – МП подшипников; 6 – МП щеточного уплотнения; 7, 8 – предмасляные полости; 9 – подшипниковые опоры; 10 – ротор; 11 – мультипликатор; 12 – маслобак; 13 – нагнетающий насос; 14 – суфлер маслобака; 15 – откачивающий насос из полости картера ( $OH_3$ ); 16 – коллектор; 17 – форсунки подшипников; 18 – суфлер МП; 19 – подача масла на мультипликатор; 20 – кран; 21 – картер мультипликатора; 22 – откачивающий насос из МП ( $OH_1$ ); 23 – откачивающий насос из полости уплотнения ( $OH_2$ ); 24 – узел подвода воздуха; 25 – регулировочный кран.

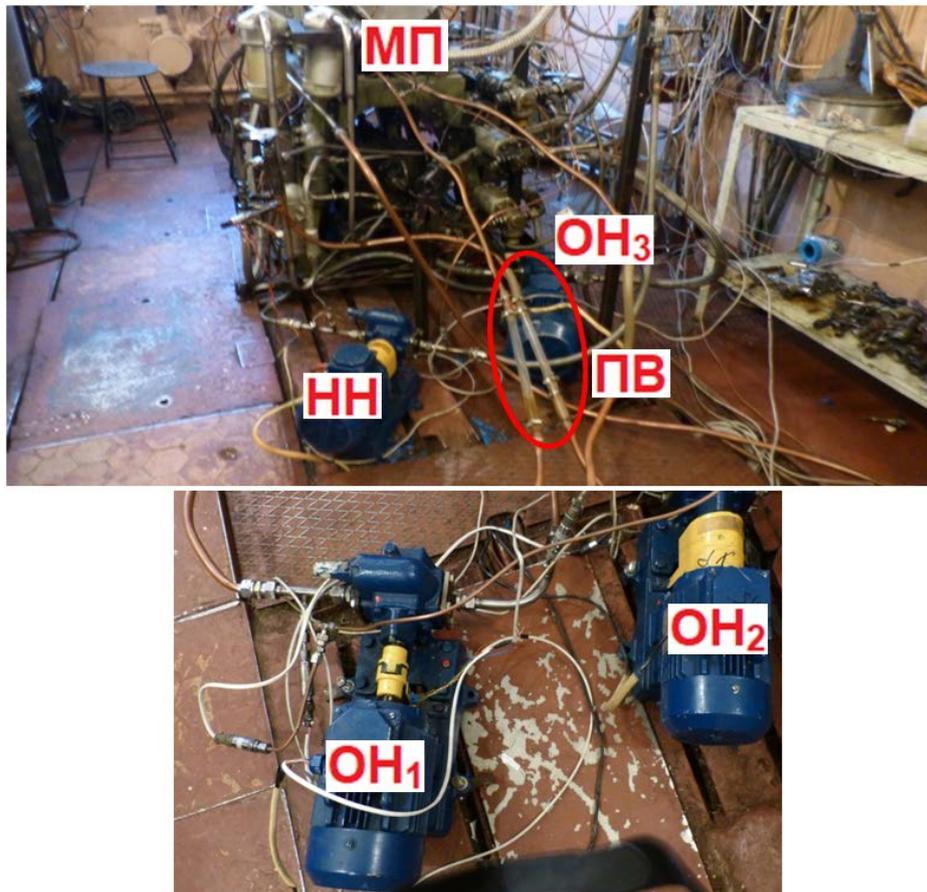


Рисунок 6.2. Фотографии агрегатов ДЭСС, установленных на полунатурном стенде

Узел 1 масляной полости подшипниковых опор 9 разделен перегородками над графитовым 3 и щеточным 4 уплотнениями на воздушные полости 7 и 8 и масляные полости 5 и 6. Полость 6 расположена возле уплотнения 4, а 5 – у подшипниковых опор 9. Ротор 10 подшипников приводится во вращение электродвигателем 2 через мультипликатор 11 ( $i = 16$ ). Масло из маслобака 12 подается на вход нагнетающего насоса 13, на выходе которого поток масла разделяется: к двум форсункам 17 подшипников, в полость 6 щеточного уплотнения 4 и по трубопроводу 19 к шестерням мультипликатора 11 и крану 20, который перепускает часть масла в картер 21. В картер также откачивается масловоздушная смесь насосом 22 из полости 5, а насосом 23 - из полости 6. Из картера 21 масловоздушная смесь через фильтр подается насосом 15 в маслобак 12, конструкция которого обеспечивает отделение воздуха от масла и стравливание его в атмосферу через суфлер 14. Из масляной полости воздух отводится в атмосферу через суфлер 18. От компрессора подается воздух с избыточным давлением на вход 24 с мерной диафрагмой и далее в полости 7 и 8 для предотвращения перетекания масла из полостей 5 и 6. Для осуществления визуализации потока на входе и выходе откачивающего насоса 22 установлены прозрачные вставки, аналогично как это было сделано на автономном стенде. За откачивающим насосом 22 далее по потоку перед входом в картер КПА установлен кран 25 и датчик давления перед ним.

Система управления ДЭСС построена на основе управляющей ЭВМ. Режим работы системы изменяется путем задания частоты вращения каждого насоса вручную или системой управления по программе синхронного изменения частоты вращения нагнетающего и откачивающих насосов.

В программном обеспечении управляющей ЭВМ формируются команды на изменение режима работы системы путем задания частоты питающей сети для каждого насоса. Эта информация поступает на вход преобразователей частоты, в которых реализуется новое значение частоты вращения электродвигателей. С выхода преобразователей частоты в ЭВМ поступают сигналы, пропорциональные току в силовых обмотках электродвигателей, необходимые для контроля величины их мощности.

Из информационно-измерительной системы стенда информация о частоте вращения ротора подшипников масляной полости поступает в управляющую ЭВМ для синхронного изменения частоты вращения насосов.

## **6.2. Математическое моделирование ДЭСС**

Математическое моделирование работы ДЭСС выполнено для определения величин подачи и давлений рабочей среды в трактах её прокачки, а также частот вращения электродвигателей насосов, при изменении:

- подачи нагнетающего насоса от минимальной величины до максимальной;
- объёмного газосодержания в тракте откачки варьированием производительности откачивающего насоса в диапазоне коэффициента откачки 1.5...3.0.

Минимальная подача масла в полость 2.87 л/мин ограничена уровнем давления перед форсунками для обеспечения минимально допустимой скорости струи масла из форсунки при попадании ее на сепаратор подшипника, а максимальная подача масла в полость 5.68 л/мин реализуется при подаче нагнетающим насосом 18 л/мин, что является максимальной подачей масла для двигателя-демонстратора.

Расчётная схема ДЭСС для испытаний на полунатурном стенде, составленная на основе рисунка 6.1, представлена на рисунке 5.4. В расчетах использовались характеристики масла МС-8П.

**Установившиеся режимы.** В таблицах 6.1 и 6.2 приведены результаты расчета установившихся режимов работы ДЭСС в составе полунатурного стенда при максимальной и минимальной подаче масла нагнетающим насосом и коэффициентами откачки  $k_{он} = 1.5...3$ , без вращения ротора 10.

Расчет режима работы ДЭСС при коэффициенте откачки  $k_{он} = 1.5$  и минимальной подаче масла нагнетающим насосом не проводился, так как для этого режима необходима частота сети электропитания  $f_{эп,он1} = 8$  Гц (или  $n_{он1} = 230$  об/мин), а из опыта эксплуатации использованных электроприводов известно, что на этом режиме они работают не устойчиво.

Таблица 6.1. Параметры системы смазки при минимальной подаче нагнетающего насоса

№	Параметр	Ед.изм.	Коэффициент превышения откачки ( $k_{он}$ )		
			2	2.5	3
1.	Подача нагнетающего насоса	л/мин	10		
2.	Подача в масляную полость	л/мин	2.8		
3.	Подача в полость уплотнения	л/мин	1.6		
4.	Подача в картер	л/мин	5.6		
5.	Подача воздуха для наддува	г/с	8		
6.	Откачка из масляной полости	л/мин	5.6	7	8.4
7.	Откачка из полости уплотнения	л/мин	3.2	4	4.8
8.	Давление в маслобаке	бар	0.987		
9.	Давление за нагнетающим насосом	бар	2.17		
10.	Давление в коллекторе	бар	2.12		
11.	Атмосферное давление	бар	0.987		
12.	Давление в масляной полости	бар	1.00587	1.00585	1.00582
13.	Давление на входе ОН <sub>1</sub>	бар	0.991	0.9739	0.9615
14.	Давление на выходе ОН <sub>1</sub>	бар	1.1035	1.1121	1.1162
15.	Давление перед регулирующим краном	бар	1.0504	1.0512	1.054
16.	Давление на выходе ОН <sub>2</sub>	бар	1.0275	1.023	1.01982
17.	Давление на выходе ОН <sub>3</sub>	бар	1.149		

18.	Массовое газосодержание на выходе из масляной полости в тракт откачки	%	$1.1392 \cdot 10^{-2}$	$1.7866 \cdot 10^{-2}$	$2.8764 \cdot 10^{-2}$
19.	Частота сети питания ЭП НН	Гц	17.5		
20.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>1</sub>	Гц	10	13.2	15.8
21.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>2</sub>	Гц	10		
22.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>3</sub>	Гц	30		
23.	Частота вращения вала ЭП НН	об/мин	508		
24.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>1</sub>	об/мин	290	383	458
25.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>2</sub>	об/мин	290		
26.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>3</sub>	об/мин	588		
27.	Ток в обмотках ЭП НН	А	2.32		
28.	Ток в обмотках ЭП ОН <sub>1</sub>	А	1.9547	2.01	2.1072
29.	Ток в обмотках ЭП ОН <sub>2</sub>	А	1.9	1.91	1.92
30.	Мощность ЭП НН	Вт	240		
31.	Мощность ЭП ОН <sub>1</sub>	Вт	91.3	132.7	197.21
32.	Мощность ЭП ОН <sub>2</sub>	Вт	77.5	78.5	80.78

Таблица 6.2. Параметры системы смазки при максимальной подаче нагнетающего насоса

№	Параметр	Ед.изм.	Коэффициент превышения откачки ( $k_{он}$ )			
			1.5	2	2.5	3
1.	Подача нагнетающего насоса	л/мин	18			
2.	Подача в масляную полость	л/мин	5.7			
3.	Подача в полость уплотнения	л/мин	3			
4.	Подача в картер	л/мин	10			
5.	Подача воздуха для наддува	г/с	8			
6.	Откачка из масляной полости	л/мин	7.5	10	12.5	15
7.	Откачка из полости уплотнения	л/мин	4.5	6	7.5	9
8.	Давление в маслобаке	бар	0.987			
9.	Давление за нагнетающим насосом	бар	5.31			
10.	Давление в коллекторе	бар	5.0414			
11.	Атмосферное давление	бар	0.987			
12.	Давление в масляной полости	бар	1.0061	1.0057	1.0058	1.0055
13.	Давление на входе ОН <sub>1</sub>	бар	0.99	0.986	0.9704	0.9404
14.	Давление на выходе ОН <sub>1</sub>	бар	1.1811	1.189	1.1976	1.1978
15.	Давление перед регулирующим краном	бар	1.0948	1.1034	1.1049	1.1137
16.	Давление на выходе ОН <sub>2</sub>	бар	1.0319	1.0395	1.0411	1.0454
17.	Давление на выходе ОН <sub>3</sub>	бар	1.207			
18.	Массовое газосодержание на выходе из масляной полости в тракт откачки	%	$2.91 \cdot 10^{-2}$	$3.46 \cdot 10^{-2}$	$7.06 \cdot 10^{-2}$	$9.49 \cdot 10^{-2}$
19.	Частота сети питания ЭП НН	Гц	31.5			
20.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>1</sub>	Гц	15	20.1	25	30
21.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>2</sub>	Гц	10	10	12.2	14.6
22.	Частота сети питания ЭП ОН <sub>3</sub>	Гц	30			
23.	Частота вращения вала ЭП НН	об/мин	914			
24.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>1</sub>	об/мин	435	583	725	870
25.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>2</sub>	об/мин	290	290	354	423
26.	Частота вращения вала ЭП ОН <sub>3</sub>	об/мин	588			
27.	Ток в обмотках ЭП НН	А	2.326			
28.	Ток в обмотках ЭП ОН <sub>1</sub>	А	2.13	2.185	2.25	2.305

29.	Ток в обмотках ЭП ОН <sub>2</sub>	А	1.92	1.95	2.07	2.12
30.	Мощность ЭП НН	Вт	435			
31.	Мощность ЭП ОН <sub>1</sub>	Вт	164.02	274.6	414.65	535.5
32.	Мощность ЭП ОН <sub>2</sub>	Вт	79.3	88.4	126.2	183.35

Данные таблиц 6.1 и 6.2 показывают, что паспортные характеристики установленных на полунатурном стенде электроприводных насосов обеспечат требуемые значения параметров ДЭСС при работе на установившихся режимах:

- подача нагнетающего насоса 10...18 л/мин (26.67 л/мин по паспорту);
- давление за ним 2.17...5.31 бар (максимальное давление - 15.69 бар);
- откачка масловоздушной смеси из масляной полости 5.6...15 л/мин, а из полости уплотнения 3.2...9 л/мин;
- давление за откачивающими насосами 1.0275...1.207 бар;
- массовое газосодержание на входе в тракт откачки  $1.1392 \cdot 10^{-2} \dots 9.49 \cdot 10^{-2} \%$ ;
- изменение частоты вращения насосов в диапазоне 290...914 об/мин (максимальная частота вращения - 1450 об/мин);
- мощность электропривода нагнетающего насоса 240...435 Вт;
- мощность электроприводов откачивающих насосов 77.5...535.5 Вт (максимальная мощность - 1.5 кВт).

**Переходные процессы в ДЭСС при изменении режима прокачки масла.** С помощью разработанной математической модели смоделирован процесс, когда насосы ДЭСС переводятся на работу с более низкого режима на максимальный. На рисунке 6.3 показан расчётный переходный процесс, где к 15й секунде процесса расход и давление в тракте откачки практически установились, но еще идут изменения объёмного газосодержания на выходе из МП, и, соответственно, меняется объёмное газосодержание двухфазной смеси  $\alpha_{вх}$ , подходящей на вход откачивающего насоса. Процессы по изменению расхода и давления протекают намного быстрее, чем процессы по температуре и установлению объёмного газосодержания на выходе из МП.

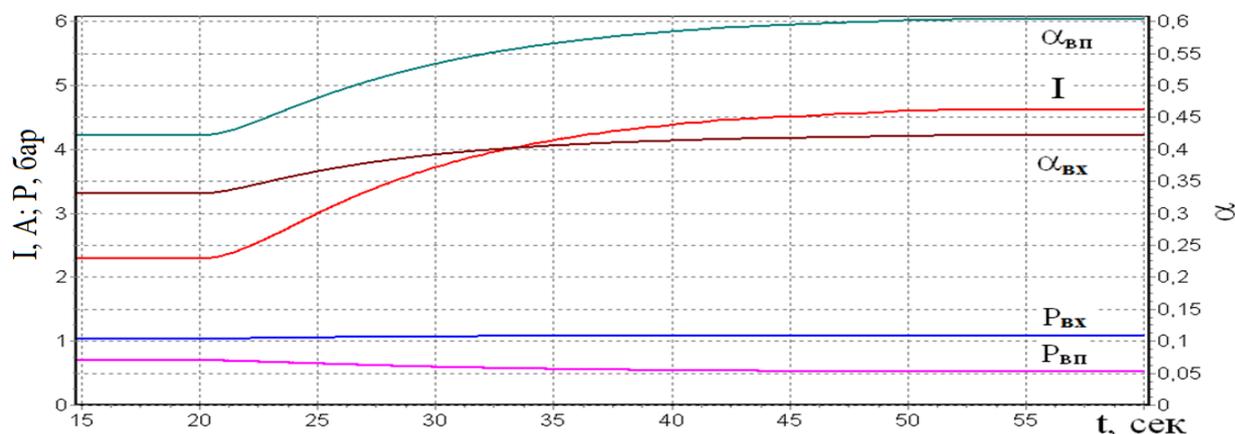


Рисунок 6.3. Изменение параметров в зоне всасывания насоса при заполнении впадин

При расчёте учитывалось заполнение двухфазным потоком межзубовых впадин шестерённого насоса. Потери на заполнение впадин шестерён уменьшают давление на входе в насос  $P_{вх}$  до давления во впадинах  $P_{вп}$ , что приводит к расширению газовой составляющей и, соответственно, к локальному увеличению объёмного газосодержания  $\alpha_{вп}$ . На рисунке 6.3 этот факт иллюстрирует интервал времени 15-20 секунд, где объёмное газосодержание на входе в насос  $\alpha_{вх} = 32\%$ , а объёмное газосодержание в межзубовых впадинах  $\alpha_{вп} = 42.5\%$ .

Увеличение объёмного газосодержания влечет за собой уменьшение плотности смеси и массового расхода через насос и по зазорам шестерён. В результате, снижается суммарная величина массового расхода, поступающего на заполнение впадин шестерённой пары, и уменьшается степень их наполнения, что еще больше снижает плотность рабочей среды на выходе насоса. На рисунке 6.3 на 60й секунде после установления процессов в МП объёмное газосодержание в межзубовых впадинах выше уже не на  $\sim 10\%$  относительно газосодержания в подходящей ко входу смеси, как было на 15-20й секундах, а на 16%.

В этом процессе из-за снижения плотности смеси происходит рост гидравлической мощности насоса. Это связано со снижением плотности смеси и увеличением из-за этого потерь мощности на трение в радиальном зазоре насоса, а также ростом объёмного газосодержания в насосе и увеличением из-за этого влияния газовой фазы на величину работы сжатия в насосе и увеличения мощности.

С увеличением мощности насоса также увеличивается электрическая мощность электропривода и ток в его обмотках, величина которого к 45-ой секунде достигает 4.6 А. При определённой величине газосодержания смеси, величина тока может превысить допустимое значение, что приведёт к отключению электропривода насоса.

Рассмотренный эффект отключения электропривода возможен только при работе на двухфазной смеси, которая расширяясь дозаполняет межзубовые впадины шестерён. На чистой жидкости неполное заполнение приводит к кавитации в насосе, при которой возникают и разрушаются паровые пузырьки в жидкости, вследствие чего процесс сопровождается местными гидравлическими ударами.

Эффект влияния неполного заполнения межзубовых впадин на работу электроприводной системы смазки можно устранить путём использования более мощного электропривода. Но тогда масса системы смазки увеличится, а также возможно дополнительное вспенивание масла и падение давления на выходе откачивающего насоса ниже допустимой величины.

Другим средством исключения отключений электроприводов при прокачке двухфазных смесей является использование для этого шнекошестерённых или центробежных насосов, у которых в зоне всасывания отсутствуют процессы наполнения качающего узла.

### 6.3. Законы управления и контроля электроприводными насосами

Законы управления электроприводными насосами ДЭСС выбраны исходя из дальнейшей отработки системы на двигателе-демонстраторе.

**Управление нагнетающим насосом.** В системах смазки в качестве нагнетающих насосов обычно используются шестерённые насосы с линейной расходной характеристикой. Управление электроприводным насосом для обеспечения требуемого давления за насосом или требуемой прокачки масла, пропорциональной частоте вращения насоса, осуществляется путём изменения частоты вращения ротора электродвигателя.

Как показали экспериментальные исследования, при наличии в тракте нагнетания воздуха при той же частоте вращения нагнетающего насоса величина давления за ним падает и для обеспечения неизменной величины давления необходимо дополнительно раскручивать насос. Поэтому в качестве параметра управления величиной прокачки нагнетающего насоса целесообразно использовать давление за насосом.

Заданное значение давления за нагнетающим насосом –  $P_{нн.зад}$  формирует цифровой регулятор давления, который в зависимости от режима работы двигателя (параметра, его характеризующего, например, частоты вращения ротора КВД или др.) обеспечивает потребную подачу масла к подшипникам опор роторов. Величина давления  $P_{нн.зад}$  корректируется по величине температуры масла на выходе из подшипниковых опор  $T_m$ . При необходимости, при минусовой температуре масла на режиме запуска возможна коррекция  $P_{нн.зад}$  для компенсации потерь давления в трубопроводах прокачки масла. Тогда закон управления можно записать как:

$$P_{нн.зад} = f(n_{КВД}, T_m)$$

$$n_{нн} = f(P_{нн.зад})$$

Цифровой регулятор давления структурно выполнен в виде пропорционально-интегрального регулятора (рисунок 6.4).

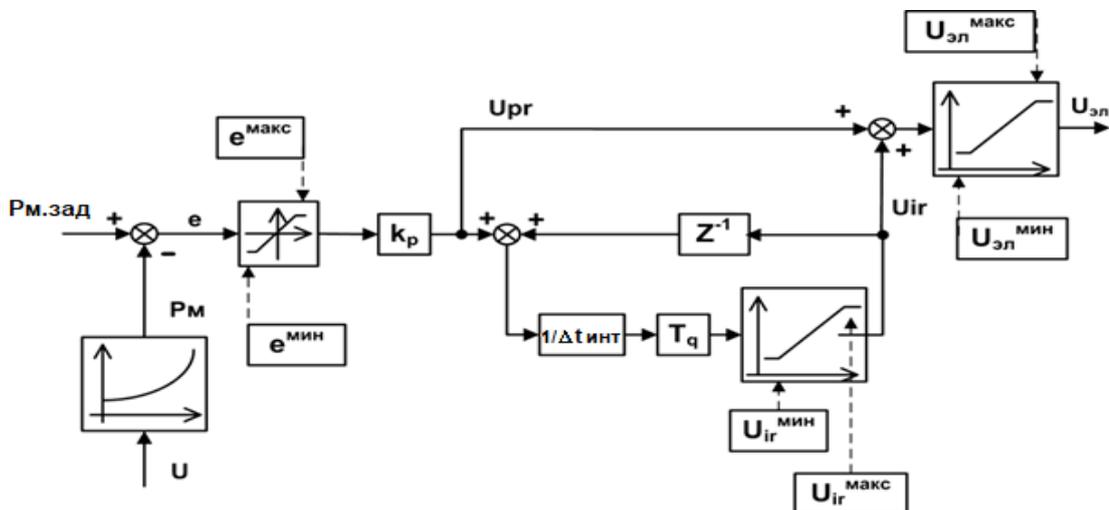


Рисунок 6.4. Блок-схема цифрового ПИ-регулятора давления за нагнетающим насосом

Величина ошибки  $e$  ограничивается для уменьшения скорости нарастания управляющего сигнала. Интегральная составляющая  $U_{ir}$  имеет ограничения для исключения насыщения интеграла. Выходной сигнал ограничен диапазоном нормальной работы электропривода насоса. Выходным параметром регулятора является сигнал на преобразователь частоты электросети, который реализует требуемую частоту вращения нагнетающего насоса.

Разностные уравнения регулятора имеют вид:

$$\begin{aligned}
 P_M &= 0.001U^3 - 0.0094U^2 + 0.6233U + 0.015 \\
 e &= P_{M.зад} - P_M & e_{\min} \leq e \leq e_{\max} \\
 U_{pr} &= k_p e \\
 U_{ir} &= U_{ir} + k_p e \frac{T_q}{\Delta t_{инт}} & U_{ir.\min} \leq U_{ir} \leq U_{ir.\max} \\
 U_{эл} &= U_{pr} + U_{ir} & U_{эл.\min} \leq U_{эл} \leq U_{эл.\max}
 \end{aligned}$$

где  $U$  – напряжение с датчика давления за насосом;  $P_M$  – нормализованное значение давления;  $P_{M.зад}$  – значение давления, заданное программой регулирования;  $e$  – ошибка регулирования;  $U_{pr}$  – пропорциональная составляющая сигнала регулятора;  $k_p$  – коэффициент усиления по ошибке;  $U_{ir}$  – интегральная составляющая сигнала регулятора;  $\Delta t_{инт}$  – шаг интегрирования;  $T_q$  – период дискретности по времени;  $U_{эл}$  – сигнал на ПЧ электропривода насоса.

**Управление откачивающими насосами.** В качестве откачивающих насосов также обычно используются шестерённые насосы. Для предотвращения утечек масла из полостей опор необходимо, чтобы давление в полости было ниже, чем давление в наружной воздушной полости. Это решается превышением подачи откачивающих насосов по сравнению с подачей масла в полость с коэффициентом кратности  $k_{он} = 1.5...2$ . Исследования ДЭСС на полунатурном стенде проводились в диапазоне кратности откачки  $k_{он} = 1.5...4$ .

$$n_{он} = k_{он} k_{разв} n_{ин}$$

где  $k_{разв}$  – коэффициент, отражающий какая часть от общего расхода нагнетающим насосом подается в рассматриваемую полость;  $k_{он}$  – коэффициент превышения расхода откачивающего насоса по отношению к нагнетающему насосу.

Для обеспечения взаимосвязи частоты вращения откачивающих насосов с частотой вращения нагнетающего насоса использована данные таблиц 6.1 и 6.2 и расходная характеристика насоса  $Q_n = f(f_c)$  (рисунок 3.2), определенная при перекачке двухфазной смеси. Определив аппроксимации расхода в масляную полость и полость уплотнения в виде  $Q_{мп} = f(f_{эп.нн})$ ,  $Q_{пу} = f(f_{эп.нн})$  и зависимость  $f_c = f(Q_n)$ , получим сигналы управления частотой сети питания откачивающих насосов из МП и ПУ в виде следующих зависимостей:

$$\begin{aligned}
 f_{эп.он1} &= k_{он} (0.3112 f_{эп.нн} - 0.942) \\
 f_{эп.он2} &= k_{он} (0.1656 f_{эп.нн} - 1.049)
 \end{aligned}$$

Осуществлять управление откачивающими насосами по давлению за ними не целесообразно в связи с сильным влиянием на него величины газосодержания в рабочей среде.

Как показано в [55], в масляные полости можно установить датчики избыточного давления и ввести в систему управления ЭСС дополнительный алгоритм управления откачивающими насосами по сигналам с этих датчиков, с целью не допустить утечек масла. Основной недостаток заключается в усложнении системы.

На рисунке 6.5 показана структурная схема управления трактами нагнетания и откачки.

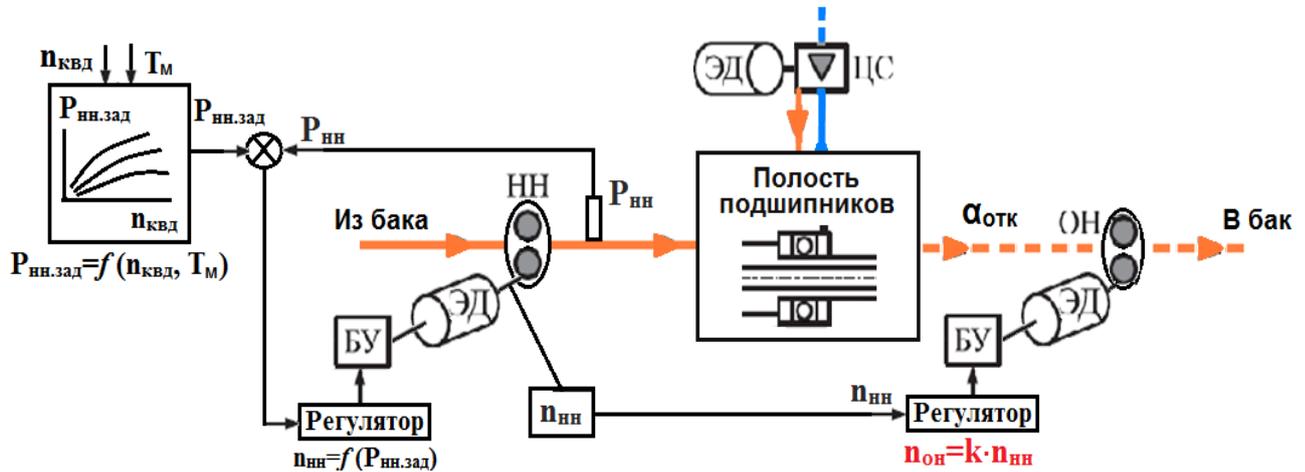


Рисунок 6.5. Структурная схема управления трактами нагнетания и откачки ЭСС

**Управление центробежным суфлёром.** Необходимость регулирования частоты вращения центробежных суфлёров обусловлена необходимостью эффективного отделения масла от воздуха на всех режимах работы и предотвращения возникновения утечек масла через уплотнения. В работе [18] показано, что эффективная работа электроприводного суфлёра начинается с частоты вращения около 50% и далее с увеличением частоты вращения эффективность возрастает в большинстве случаев. Поэтому после вывода электродвигателя центробежного суфлёра на заданный режим, его частота вращения должна изменяться пропорционально частоте вращения ротора КВД:

$$n_{сф} = f(n_{квд})$$

**Включение / отключение агрегатов.** До начала режима запуск ГТД для осушения его масляных полостей запускаются электродвигатели откачивающих насосов и центробежных суфлёров. Их частота вращения плавно увеличивается от нуля до заданной величины (50÷60%) за время  $\sim 3 \pm 0,5$  с для избежания их перегрузки по току. Такой запуск электродвигателей обеспечивается с помощью их блоков управления без участия САУ ГТД.

На начальном этапе процесса запуска (раскрутка стартёром) при частоте вращения ротора КВД  $\sim 7\%$  запускается электропривод нагнетающего насоса и изменением  $P_{нн.зад}$  по программе обеспечивается необходимая прокачка масла на всех режимах – МГ, ВЗЛ, КР и др. В процессе останова ГТД сначала отключается нагнетающий насос, а после полной остановки останавливаются электроприводы откачивающих насосов и центробежных суфлёров.

**Алгоритм контроля функционирования электроприводов.** Для обеспечения безопасности проведения испытаний ДЭСС разработан алгоритм защиты от отключения электропривода насоса. Суть алгоритма в том, что выбирается пороговое значение величины тока в обмотках электроприводах, при достижении которого алгоритм вырабатывает управляющий сигнал перехода на минимальный режим работы.

Управление частотой вращения электроприводов осуществляется селективированием по минимуму сигналов, поступающих из контуров управления производительностью насоса и защиты электропривода от перегрузки по току, обеспечивая меньшую из задаваемых ими частота вращения.

Законы управления и контроля электроприводными насосами ДЭСС для отработки на полунатурном стенде и двигателе-демонстраторе сведены в таблицу 6.3.

Таблица 6.3. Законы управления ЭСС

Агрегат	Параметр управления	Закон управления	Включение	Выключение
Нагнетающий насос	Давление за насосом	$n_{нн} = f(P_{нн.зад})$ Запуск: $P_{нн.зад} = f(n_{квд}, T_M)$ Взлёт: $P_{нн.зад} = f(n_{квд}, T_M)$ КР: $P_{нн.зад} = f(n_{квд}, T_{г.дв}, T_M)$ Останов: $P_{нн.зад} = f(n_{квд})$	В процессе запуска ( $n_{квд}=6...7\%$ )	При останове
Откачивающие насосы	Частота вращения НН	Запуск на режим ~50% $n_{он} = f(n_{нн})$	До запуска	После останова
Суфлёры	Частота вращения КВД	Запуск на режим ~50% $n_{суф} = f(n_{квд})$	До запуска	После останова
Электродвигатель насосов	Ток в обмотках	$I_{эд} \leq I_{эд.мах}$	До запуска	После останова

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Разработана демонстрационная электроприводная система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим шестерёнными маслонасосами. Привод насосов от индивидуальных асинхронных электродвигателей с преобразователями частоты электросети, которые позволяют изменять частоту вращения ротора насосов в 10 раз.

2. Математическое моделирование работы ДЭСС на полунатурном стенде показало, что электроприводные насосы системы должны обеспечить на установившихся режимах:

- подачу нагнетающего насоса 10...18 л/мин;
- давление за нагнетающим насосом 2.17...5.31 бар;
- откачку масловоздушной смеси из масляной полости 5.6...15 л/мин, а из полости уплотнения 3.2...9 л/мин;

- давление за откачивающими насосами 1.0275...1.207 бар;
- изменение частоты вращения насосов в диапазоне 290...914 об/мин;
- мощность электропривода нагнетающего насоса 240...435 Вт; мощность откачивающих насосов 77.5...535.5 Вт.

Выбранные электроприводные насосы ДЭСС обеспечивают требуемые параметры, необходимые для работы в составе полунатурного стенда с имитатором масляной полости.

### 3. Определены законы управления электроприводами системы смазки ГТД:

- электропривод нагнетающего насоса изменением частоты вращения электродвигателя поддерживает постоянное давление масла на входе в двигатель с коррекцией по режимам его работы и по температуре масла на выходе из подшипников опор роторов;

- электропривод откачивающих насосов обеспечивает опережающую откачку масла из масляных полостей при запуске двигателя и после его останова, остальное время работы производительность откачивающих насосов устанавливается кратной 1,5...2 производительности нагнетающего насоса;

- электропривод центробежного суфлёра перед запуском выводится на режим 50% частоты вращения, а затем его частота вращения изменяется пропорционально частоте вращения ротора КВД.

4. Расчетом показано, что прокачка электроприводными насосами двухфазной смеси на режиме работы с неполным заполнением межзубовых впадин шестерён во время их пребывания в зоне всасывания сопровождается появлением положительной обратной связи вида: неполное заполнение впадин → уменьшение плотности смеси и её подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д. При этом может реализоваться апериодическая неустойчивость, сопровождающаяся увеличением гидравлической мощности насоса, а, следовательно, и тока в обмотках электродвигателя до предельно допустимых величин.

5. Для обеспечения безопасного проведения испытаний ДЭСС разработан алгоритм защиты от отключения электропривода насоса. Если ток в обмотках электропривода достигает порогового значения, то вырабатывается управляющий сигнал, переводящий электропривод на минимальный режим работы.

6. Управление частотой вращения электроприводов осуществляется селектированием по минимуму сигналов, поступающих из контуров управления производительностью насосов и защиты электроприводов от перегрузки по току, обеспечивая меньшую частоту вращения из поступающих на селектор.

## 7. Экспериментальное исследование характеристик ДЭСС

### 7.1. Условия проведения испытаний

Испытания ДЭСС на полунатурном стенде с имитатором масляной полости проведены с целью уточнения описания рабочего процесса в масляной полости и трубопроводах откачки, а также апробации законов управления электроприводными насосами, изложенных в главе 6.

Использовалась следующая методика проведения испытаний. Перед началом работы в полости 7 и 8 (см. рисунок 6.1) подавался воздух для обеспечения перепада давлений около  $0.2 \text{ кгс/см}^2$  на уплотнениях 3 и 4. Затем включался насос 15 для откачки из картера и далее откачивающие насосы 22 и 23. После этого НН выводился на режим требуемой прокачки, включался электропривод вала подшипников масляной полости  $n_{\text{шп}}$  и плавно увеличивалась его частота вращения до заданного значения. В таблице 7.1 приведены характеристики применённых средств измерения.

Таблица 7.1.

№	Параметр	Обозначение	Диапазон измерен.	Погрешн., %	Средство измерен.
1.	Давление масла в тракте нагнетания, бар	$P_{\text{м.кол}}$	0 ... 6	0.5ВП	ADZ
2.	Давление в масляной полости, бар	$P_{\text{мп.в}}$	0...1.6изб	0.2 ВП	ADZ
3.	Давление в тракте откачки, бар	$P_{\text{мп.н}}$	0...1.6абс	0.2 ВП	ADZ
4.	Давление в тракте откачки, бар	$P_{\text{он1}}$	0...2.5	0.2 ВП	ADZ
5.	Перепад давления на участке МП – ОН1, кПа	$\Delta p_{\text{тр}}$	0...6.7	0.05 ВП	АРТ3100
6.	Давление масла за насосом из картера, бар	$P_{\text{отк.вых}}$	0 ... 6	0.5 ВП	ADZ
7.	Давление перед мерной диафрагмой, бар	$P_{\text{швх}}$	0 ... 10	0.5 ВП	ADZ
8.	Перепад давления на мерной диафрагме, мм.вод.ст	$\Delta p_{\text{ш}}$	0 ... 1600	3 ВП	ИКД-27
9.	Температура масла в баке, °С	$T_{\text{м.бак}}$	0 ... 300	1.5 ВП	ТХК
10.	Расход масла за нагнетающим насосом, л/мин	$Q_{\text{нн}}$	4.8...24	1 ВП	ТДР-9
11.	Расход масла через форсунку 1 (подшип.1), л/мин	$Q_{\text{м51}}$	0.72...3.6	1 ВП	ТДР-5
12.	Ток в обмотках ЭП, А	$I_{\text{эп.он1}}$	0...5	1.0 ВП	ПЧ Е2-8300
13.	Частота вращения электропривода МП, об/мин	$n_{\text{шп}}$	0...1500	0.25 ВП	ДТЭ-1
14.	Мощность электродвигателя, кВА	$N_{\text{эп.он1}}$	0...60	1.0 ИЗ	Fluke 41В

### 7.2. Параметры ДЭСС на установившихся режимах работы

Испытания проведены на двух режимах подачи масла нагнетающим насосом  $Q_{\text{min}} = 10 \text{ л/мин}$  до  $Q_{\text{max}} = 18 \text{ л/мин}$ , при разной величине коэффициента подачи откачивающих насосов  $k_{\text{он}} = 1.5 \dots 4$ , при следующих значениях частоты вращения ротора подшипника масляной полости – 0, 4000, 6000 и 8000 об/мин, при постоянной подаче воздуха в масляную полость с параметрами: расход –  $8 \dots 9 \text{ г/с}$ , при температуре –  $13 \dots 15^\circ\text{C}$ .

Экспериментальные и расчётные характеристики ДЭСС приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2.

№ п/ п	Параметр	Частота питающей сети НН, 34.7 Гц					
		$k_{OH}=2$ ( $f_{эп.он1}=20.1$ Гц)			$k_{OH}=4$ ( $f_{эп.он1}=40.1$ Гц)		
		Эксп.	Расч.	%	Эксп.	Расч.	%
1	Подача нагнетающего насоса, л/мин	17.3	18.4	6.36	17.3	18.4	6.36
2	Давление за нагнетающим насосом, бар	5.24	5.31	1.33	5.24	5.31	1.33
3	Подача в масляную полость, л/мин	4.8	5.18	7.92	4.8	5.18	7.92
4	Подача в полость уплотнения, л/мин	2.76	2.42	12.31	2.76	2.42	12.3
5	Давление в нижней точке МП, бар	1.0083	0,995	1.32	0.994	0.991	0.3
6	Подача откачивающего насоса ОН <sub>1</sub> , л/мин	н / д*	10.93	-	н / д*	18.52	-
7	Объемное газосодержание на входе ОН <sub>1</sub>	н / д*		-	н / д*	0.249	-
8	Давление на входе насоса откачки ОН <sub>1</sub> , бар	0.87	0.818	5.98	0.81	0.799	1.68
9	Давление за насосом откачки ОН <sub>1</sub> , бар	1.96	1.857	5.26	2.15	2.206	2.6
10	Давление перед настроечным краном, бар	1.86	1.7	8.6	2.01	2.071	3.03
11	Мощность откачивающего насоса ОН <sub>1</sub> , Вт	130	111.4	14.3	520	585.8	12.6

Проведены испытания с имитацией засорения фильтра на выходе из откачивающего насоса ОН<sub>1</sub>, путём изменения положения дроссельного крана за ним. На рисунке 7.1 приведены результаты испытаний в виде зависимости давления перед краном от частоты вращения насоса при положении крана открыт (К0), кран прикрыт на 2 оборота (К1) и прикрыт на 3 оборота (К2). Испытания проведены без вращения подшипников масляной полости и при вращении ротора с частотой 4000 об/мин при изменении частоты вращения откачивающего насоса.

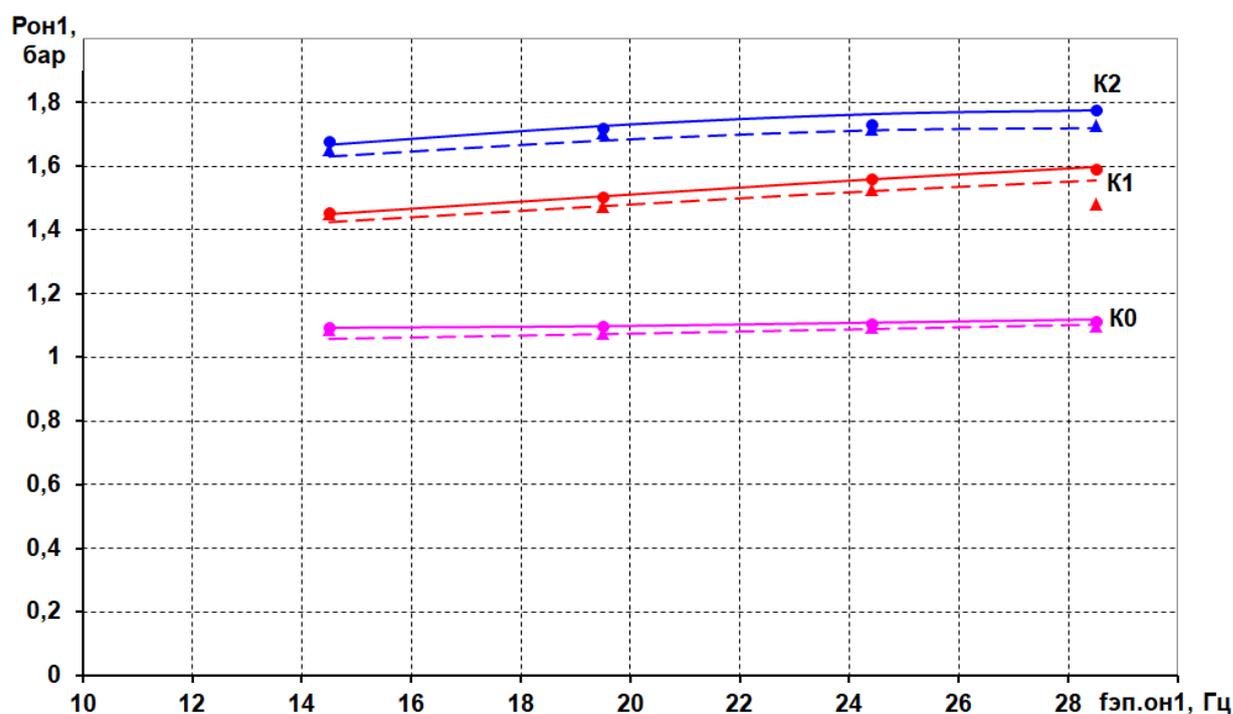


Рисунок 7.1. Зависимости давления за насосом откачки от частоты его вращения

$n_{мин} = 0$ : ● эксп., — расч.;  $n_{мин} = 4000$  об/мин: ▲ эксп., - - - расч.

Результаты сравнения расчётных и экспериментальных данных в таблице 7.2 и на рисунке 7.1 показывают, что их сходимость составляет:

- 6% по давлениям на входе и выходе насосов;
- 15% по величине мощности электродвигателя;
- 6.4% по расходу масла нагнетающего насоса.

### 7.3. Результаты исследований рабочего процесса в тракте с масляной полостью

Выводы, полученные в главе 3, о возможных структурах потоков в тракте откачки на основных режимах работы ГТД подтверждены при испытаниях ДЭСС на полунатурном стенде. Методом визуализации зафиксированы характерные структуры потока, кадры видеосъёмки приведены на рисунке 7.2.

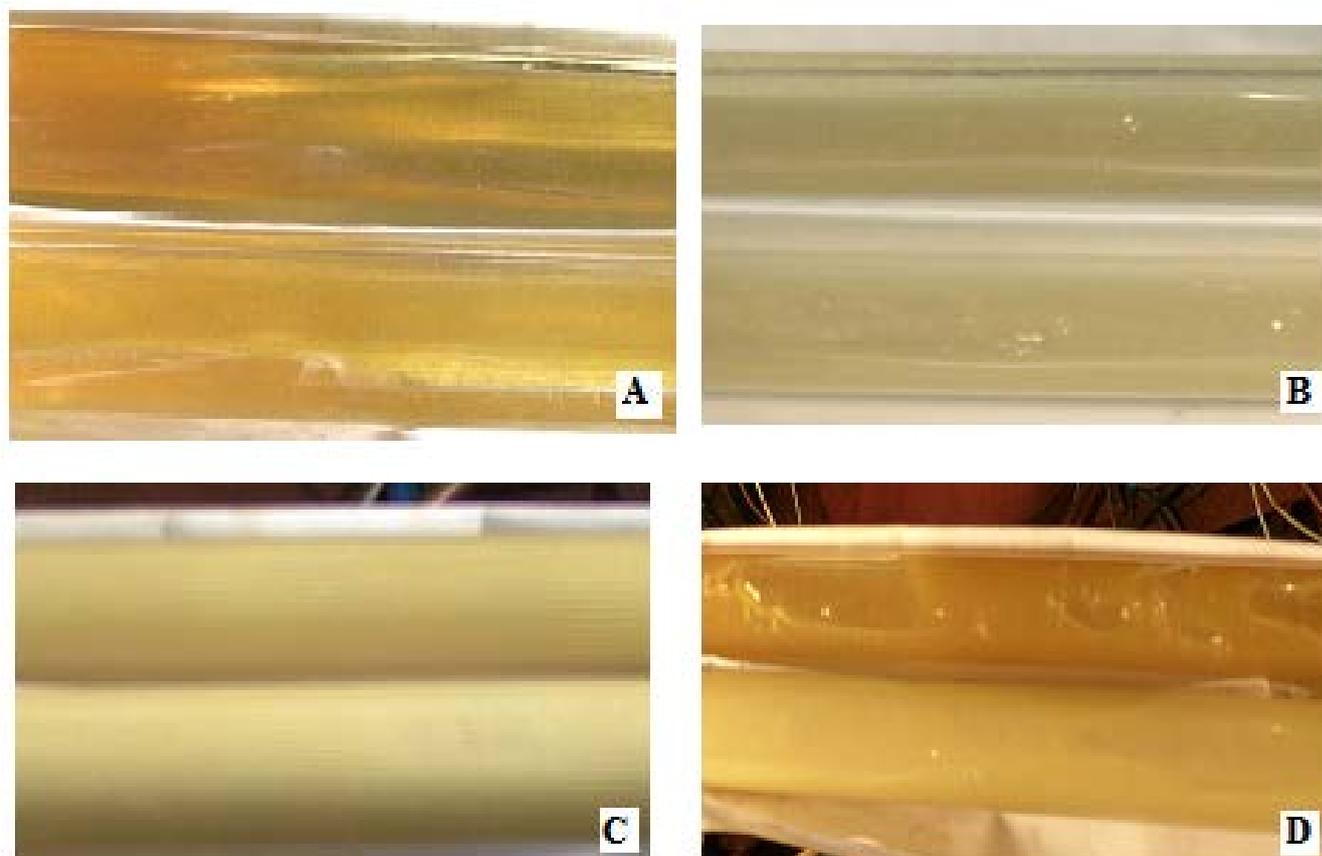


Рисунок 7.2. Структура потоков рабочей среды в тракте откачки

А, В – расслоенные структуры, С – дисперсная структура, D – дисперсно-снарядная структура  
(в верхней части кадра трубопровод нагнетания, в нижней – всасывания)

После включения нагнетающего насоса в тракте наблюдается расслоенная структура (рисунок 7.2А), в которой воздух занимает верхнюю часть трубы, а масло - нижнюю. В проведенном цикле испытаний режимы с расслоением потока имели место при подаче насоса до 3 л/мин в трубах с внутренним диаметром 12 мм. Расслоенная структура в трактах откачки может реализоваться на режимах запуска и останова. По мере насыщения масла воздухом, поток, занимающий нижнюю часть трубы, светлеет (рисунок 7.2В).

С увеличением производительности насоса масловоздушный поток занимает все большее пространство трубы по радиусу, и при объёмном расходе близком к пропускной способности трубы, расслоенная структура кратковременно переходит в снарядную, и далее в пузырьковую (дисперсную). В исследуемой системе при работе тракта откачки на основных режимах двигателя формируется дисперсная структура течения (рисунок 7.2С), но на режимах близких к максимальному может формироваться дисперсно-снарядная структура течения (рисунок 7.2D). На основе видеозаписи течения в тракте откачки можно сделать предположение, что переход от дисперсной структуры потока к снарядной связан не только с увеличением скорости потока (в виду увеличения производительности насоса), но и с дополнительным воздухововлечением в тракт откачки свободного воздуха из МП.

В ходе проведения экспериментальных исследований при дисперсно-снарядной структуре потока на входе и выходе насоса были отмечены случаи возникновения эффекта запирания шестерённого насоса, сущность которого была изложена в п.6.2.

В результате на выходе из насоса получается разделённый на порции поток (импульсы) с разным значением плотности смеси. Этот повторяющийся процесс изменения плотности приводит к возникновению в гидравлическом тракте системы смазки пульсирующего течения с полигармоническими колебаниями давления, скорости и газосодержания. На рисунке 7.3 приведены процессы по давлению на выходе насоса  $P_{он1}$  и у крана  $P_{кр}$  при производительности насоса 10 л/мин. Точка замера давления у крана располагается в 2 метрах от выхода откачивающего насоса далее по потоку.

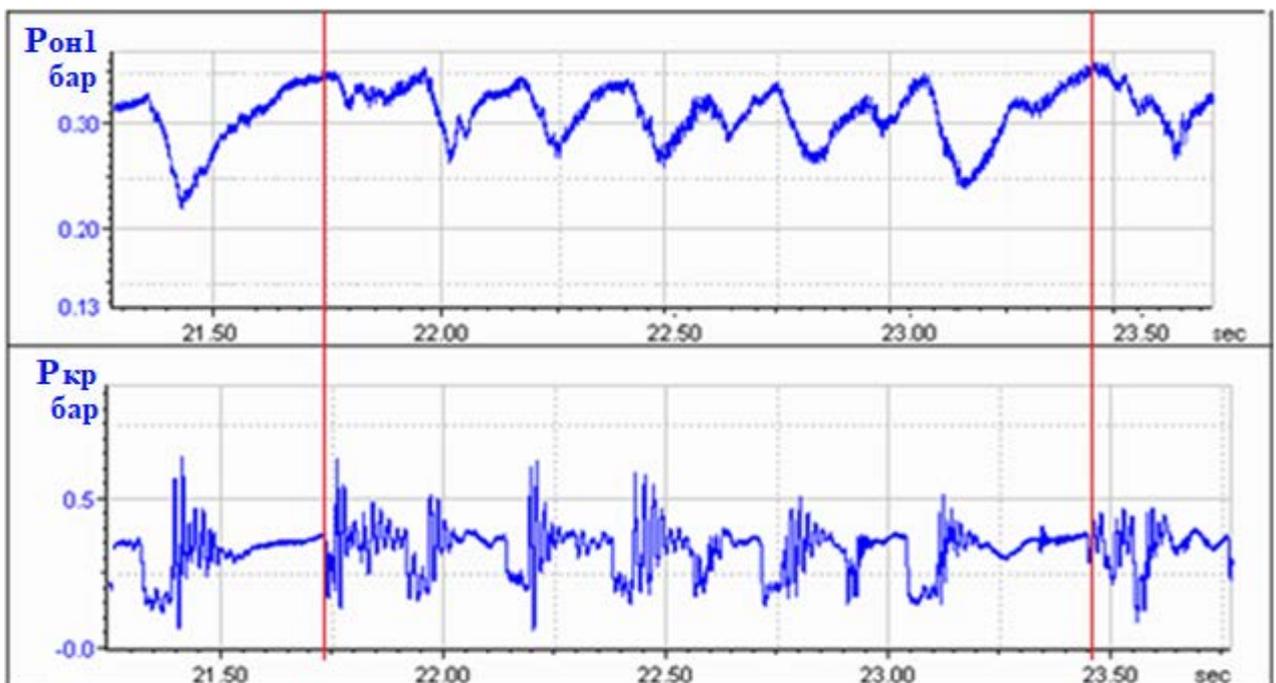


Рисунок 7.3. Характер колебаний давлений по тракту прокачки рабочей среды

Проведение испытаний ДЭСС на стенде с имитатором масляной полости позволило уточнить описания рабочего процесса в модуле масляной полости на основании информации с дополнительных датчиков давления [11, 130-132], установленных в верхней части масляной полости -  $P_{мп.в}$  (избыточное) и в трубопроводе на расстоянии 0.2 от нижней части МП -  $P_{мп.н}$  (абсолютное). Временные записи и спектры этих давлений при частоте вращения ротора подшипников 4000 об/мин, 8300 об/мин и без вращения показаны на рисунке 7.4.

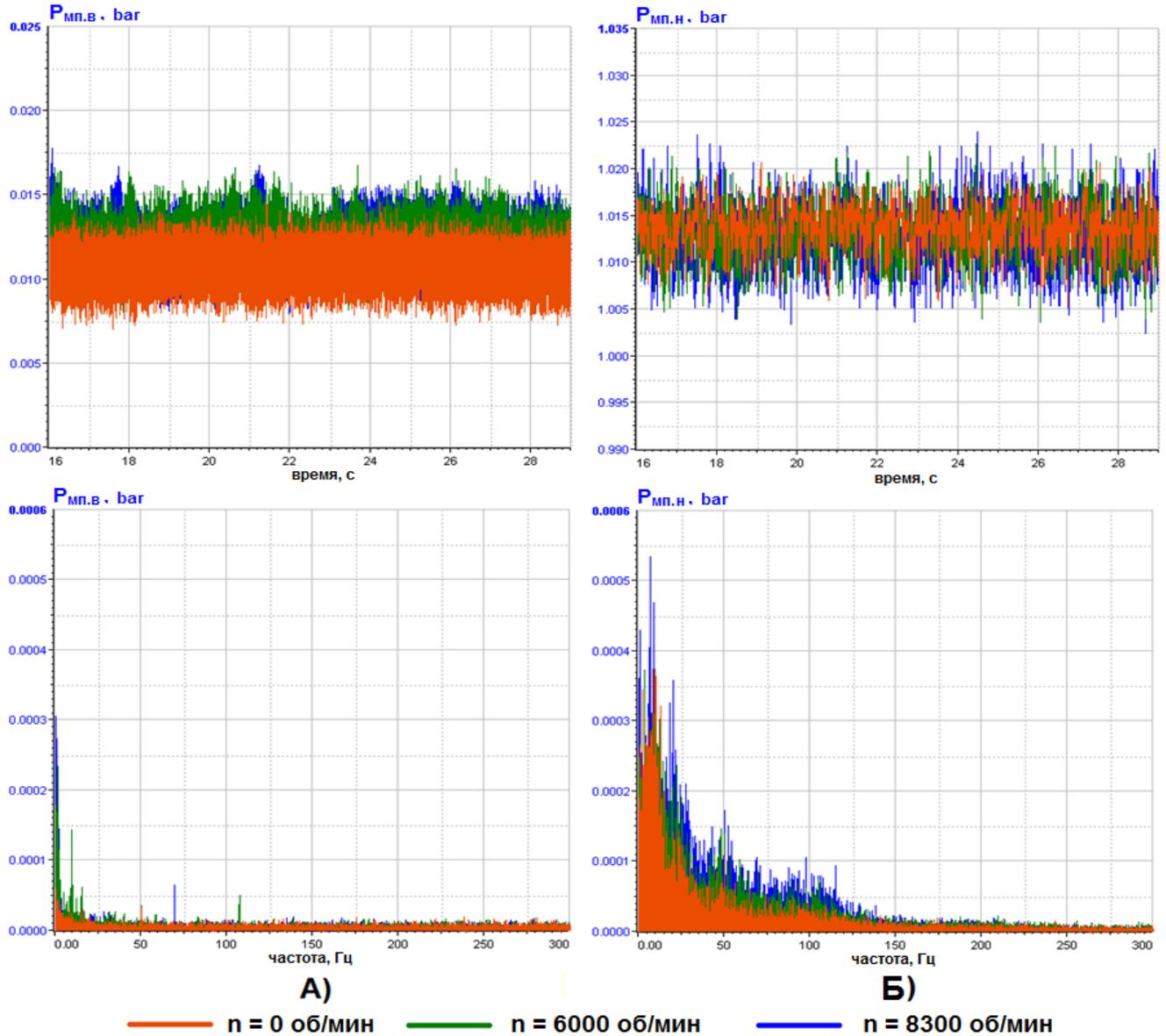


Рисунок 7.4. Временные записи и спектры давлений сверху и внизу масляной полости на режиме работы с подачей масла в МП 4.8 л/мин и откачкой смеси – 19.2 л/мин

В верхней точке МП среднее значение амплитуды колебаний давления  $P_{мп.в}$  составляет 0.002...0.003 бар или 0.2...0.3% от среднего значения абсолютного давления, запись колебаний имеет зашумлённый вид, а спектр давления имеет вид спектра «белый шум». Это может свидетельствовать о хаотичном характере процессов сверху масляной полости. Вероятно, там находятся воздушно-масляные образования с низким значением плотности.

Из-за действия на масляную плёнку пузырей гравитационных сил, проявляющихся в стекании масла в нижнюю часть пузырей, воздушные пузырьки склонны к коалесценции - разрыву пузырей и образованию из-за этого более крупных соединений.

Плотная масловоздушная смесь располагается в нижней части МП, там протекают более сложные процессы с большими амплитудами колебаний, о чём свидетельствуют временные записи давлений и их спектры на частотах более 5...10 Гц (рисунок 7.4Б). При этом среднее значение амплитуды колебаний давления  $P_{мп.н}$  в нижней точке МП составляет 0.012...0.018 бар (1.2...1.8)%, что почти на порядок выше амплитуды в верхней точке.

Во временных записях давления  $P_{мп.н}$  наблюдается полигармонический характер колебаний со сложением многих частот. В спектрах это проявляется в виде наличия многочисленных гармоник, амплитуда которых на частотах более 20 Гц в несколько раз выше по сравнению с амплитудами в верхней точке.

Интенсивность процессов в нижней части полости возрастает при вращении ротора подшипников, но качественно характер процессов не меняется.

На основе полученных результатов можно предположить, что процесс образования в масляной полости дисперсной смеси такой же, как и процесс образования масляной эмульсии. Происходит диспергирование одной фазы (воздуха) в другую (масло) и образование на диспергированных частицах (пузырьках воздуха) адсорбционной стабилизирующей пленки (из масла), препятствующей коалесценции и расслоению смеси. При этом в качестве эмульгаторов выступают вращающиеся тела качения подшипника и напорное течение масла и воздуха.

Силы поверхностного натяжения на границе раздела «масло-воздух» являются основным механизмом формирования мелкодисперсной масловоздушной смеси (эмульсии), вытекающей из масляных полостей опор в тракт откачки.

Сложность протекающих в гидравлических трактах нагнетания и откачки с масляной полостью показывают также переходные процессы в этой системе при задании возмущения в виде изменения подачи нагнетающего насоса с  $Q_{\min} = 10$  л/мин до  $Q_{\max} = 18$  л/мин при постоянной прокачке откачивающих насосов.

Характерной особенностью этих процессов является значительное запаздывание начала развития процессов на выходе из МП по отношению к времени начала роста давления за нагнетающим насосом, составляющее 3.2 сек. На рисунке 7.5 приведены расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлениям за нагнетающим  $P_{нн}$  и откачивающим  $P_{он1}$  насосами для такого возмущения.

Расчёт проведен при использовании физической модели полного перемешивания (пунктир) потоков по всему объёму МП и модели слоистого течения с разделением потоков

рабочей среды в МП на масловоздушную и воздушно-масляную смеси (сплошная линия), которая изложена в п.5.4.3.

Математическая модель МП с разделением рабочей среды в ней на масловоздушную и воздушно-масляную смеси отражает экспериментальный факт наличия задержки нарастания параметров в тракте откачки: в эксперименте время задержки равно  $\sim 3.2$  с, а в расчёте 3.1 с (вместо 1.8 с по модели с полным перемешиванием потоков).

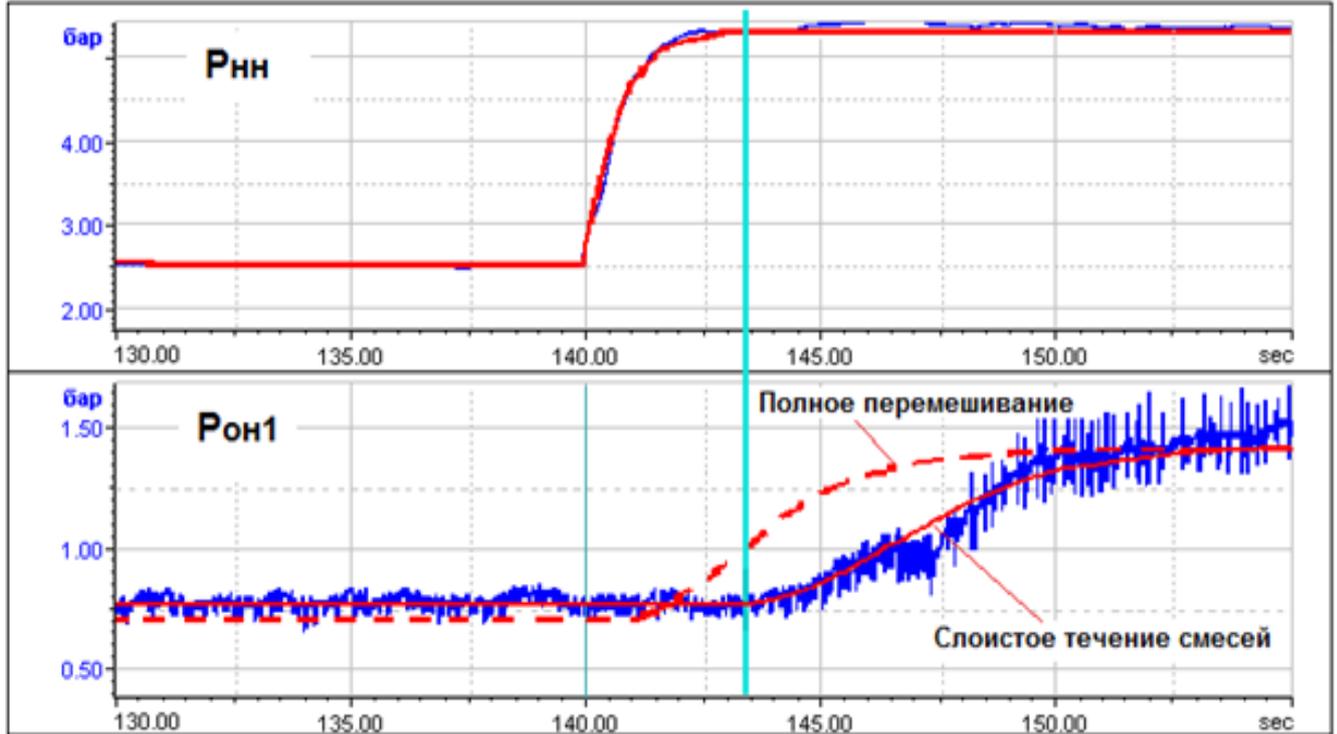


Рисунок 7.5. Расчётные и экспериментальные переходные процессы в тракте системы смазки при изменении подачи нагнетающего насоса

#### 7.4. Отключение электроприводного насоса при прокачке двухфазной смеси

При длительных испытаниях системы смазки происходило медленное снижение давления за откачивающими насосами  $P_{он1}$  и  $P_{он2}$  (см. рисунок 7.6 от 0 до 148 секунды), что свидетельствует о постепенном увеличении газосодержания в масле. При кратности подачи  $k_{он} = 3...4$  имели место случаи отключения электродвигателя насоса откачки масловоздушной смеси из масляной полости по сигналу «перегрузка по току» от преобразователя частоты.

До момента отключения ток в обмотках электродвигателя составлял 2.1 А при предельном значении тока в системе защиты электродвигателя 3.5 А, т.е. в момент отключения имело место почти двукратное превышение предельной величины тока. Характерной особенностью процессов при отключении электродвигателя является резкое за 0.5 с падение давления  $P_{он1}$  за откачивающим насосом до уровня давления в нижней части масляной полости  $P_{мп.н}$  (148 с на рисунке 7.6).

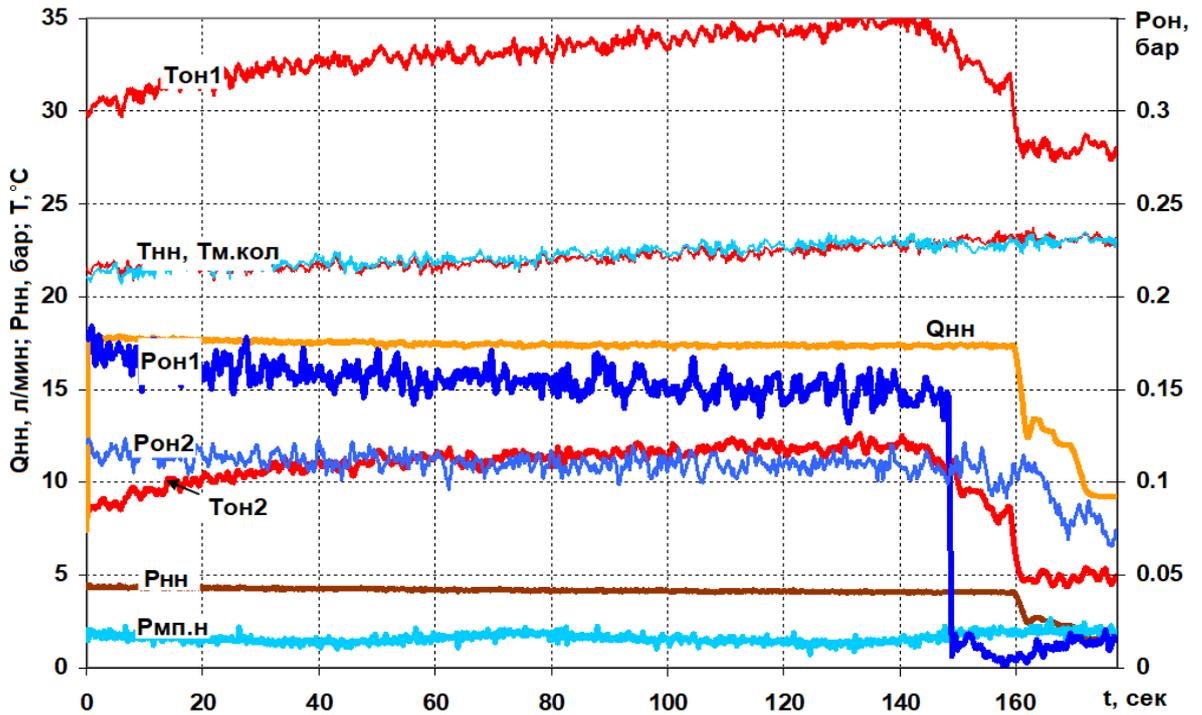


Рисунок 7.6. Переходные процессы при отключении электропривода насоса  
(6000 об/мин,  $k_{он} = 3$ )

Как показано в п.6.2, предотвратить отключение электроприводов откачивающих насосов возможно путём изменения их режима работы с помощью корректировки алгоритмов управления. Для этого необходимо уменьшить величину их прокачки. На рисунке 7.7 показано изменение параметров системы при перенастройке режима работы откачивающего насоса.

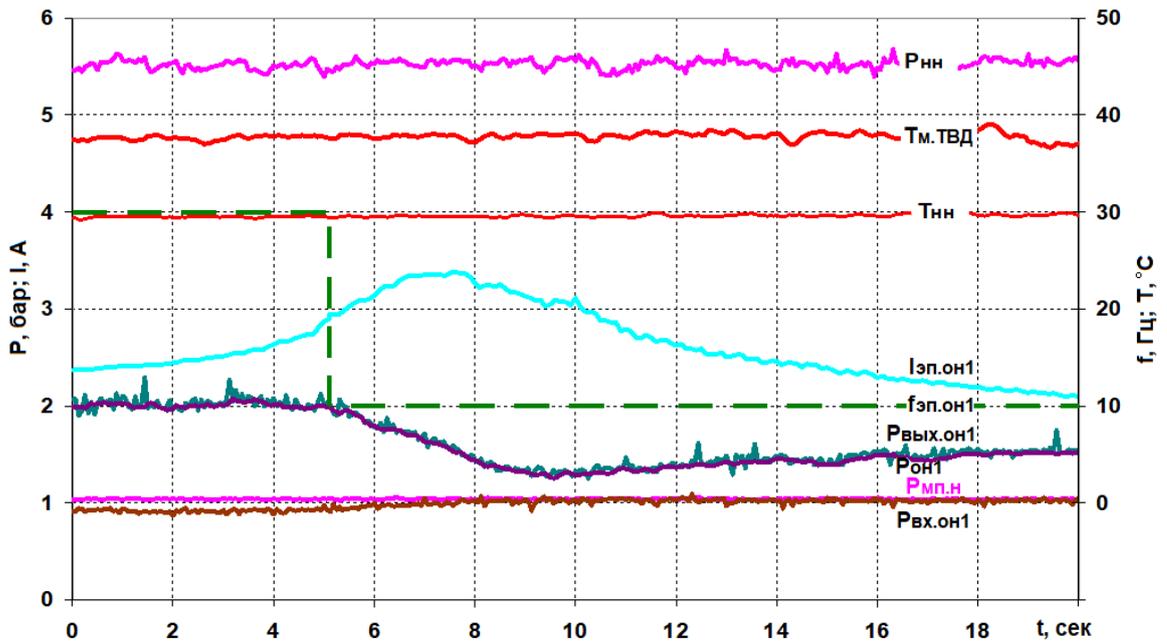


Рисунок 7.7. Переходные процессы в системе при изменении режима работы ОН

При постоянной величине частоты вращения откачивающего насоса и медленном падении давления на его выходе, происходит рост тока  $I_{эп.он1}$  в обмотках его электропривода.

Замер давления непосредственно на входе в насос  $P_{\text{вх.он1}}$  показал его рост практически одновременно с ростом тока, что может свидетельствовать об уменьшении прокачки через насос, т.е. его заклинивании.

Для предотвращения отключения ЭП при увеличении тока до 2.8 А по сигналу из системы управления ДЭСС снижается частота электросети электродвигателя ОН  $f_{\text{эл.он1}}$  с 30 до 10 Гц (пунктирная линия на рисунке 7.7). Несмотря на прохождение команды на снижение частоты вращения, рост тока продолжается при одновременном падении давления за откачивающим насосом. Через 2.5 секунды величина тока начинает плавно снижаться, не достигая предельного значения 3.5 А. Система смазки выходит на новый режим работы.

На рисунке 7.8 приведены расчётные и экспериментальные переходные процессы в системе смазки при срабатывании защиты от недопустимого превышения тока в обмотке электродвигателя. При величине тока 2.8 А алгоритму защиты формирует сигнал на снижение частоты сети с 30 до 10 Гц. Из-за этого в три раза увеличивается время пребывания шестерён в зоне всасывания и прекращается действие положительной обратной связи при заполнении впадин с расширением газовой фазы.

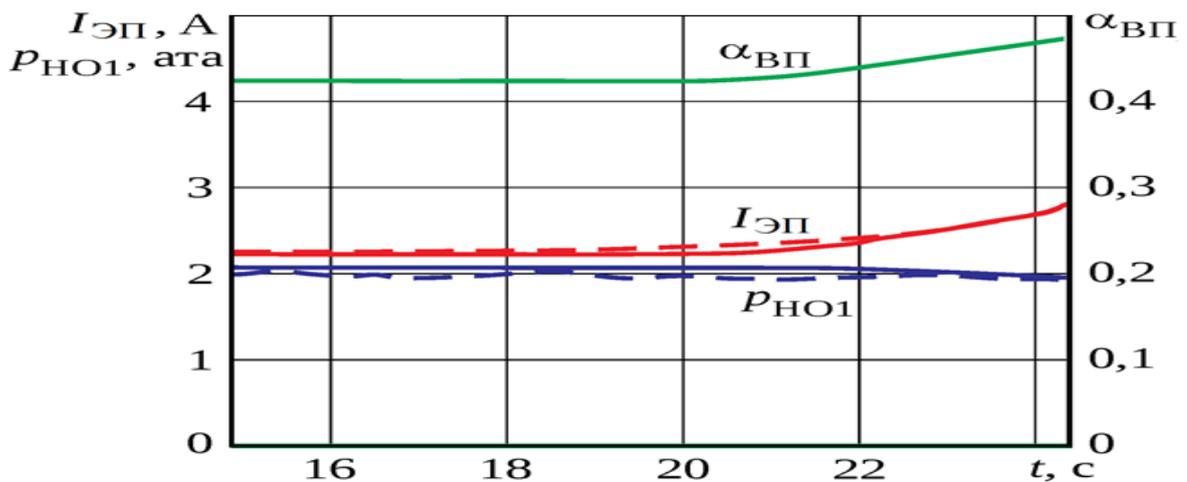


Рисунок 7.8. Расчётные и экспериментальные процессы до срабатывания защиты электропривода по току в момент  $t = 24.5$  с

На времени 20.5 с из-за неполного заполнения впадин шестерён начинается рост объёмного газосодержания во впадинах  $\alpha_{\text{ВП}}$  и начинается рост гидравлической мощности насоса. Ток в обмотках электродвигателя  $I_{\text{расч}}$  плавно возрастает до 2.8 А на 24.5 с и формируется сигнал на снижение частоты сети электропривода.

Процессы на рисунке 7.8 показывают удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных процессов. Для более точного анализа описанного явления и его математического описания требуется более точное моделирование электрических процессов в электродвигателе при торможении.

### 7.5. Апробация законов управления электроприводными насосами

Проведены сравнительные испытания системы смазки при разных способах управления нагнетающим насосом, при которых:

- частота вращения насоса устанавливается так, чтобы поддержать постоянным давление масла за ним –  $P_{\text{нн}} = \text{const}$ ;
- частота вращения насоса постоянна  $n_{\text{нн}} = \text{const}$ ;
- частота вращения насоса  $n_{\text{нн}}$  пропорциональна частоте вращения ротора высокого давления двигателя -  $n_{\text{КВД}}$  (аналог привода насосов от КПА).

Подача откачивающих насосов устанавливалась с коэффициентом кратности  $k_{\text{он}} = 2$ .

Экспериментальные переходные процессы в системе смазки при работе регулятора давления представлены на рисунке 7.9.

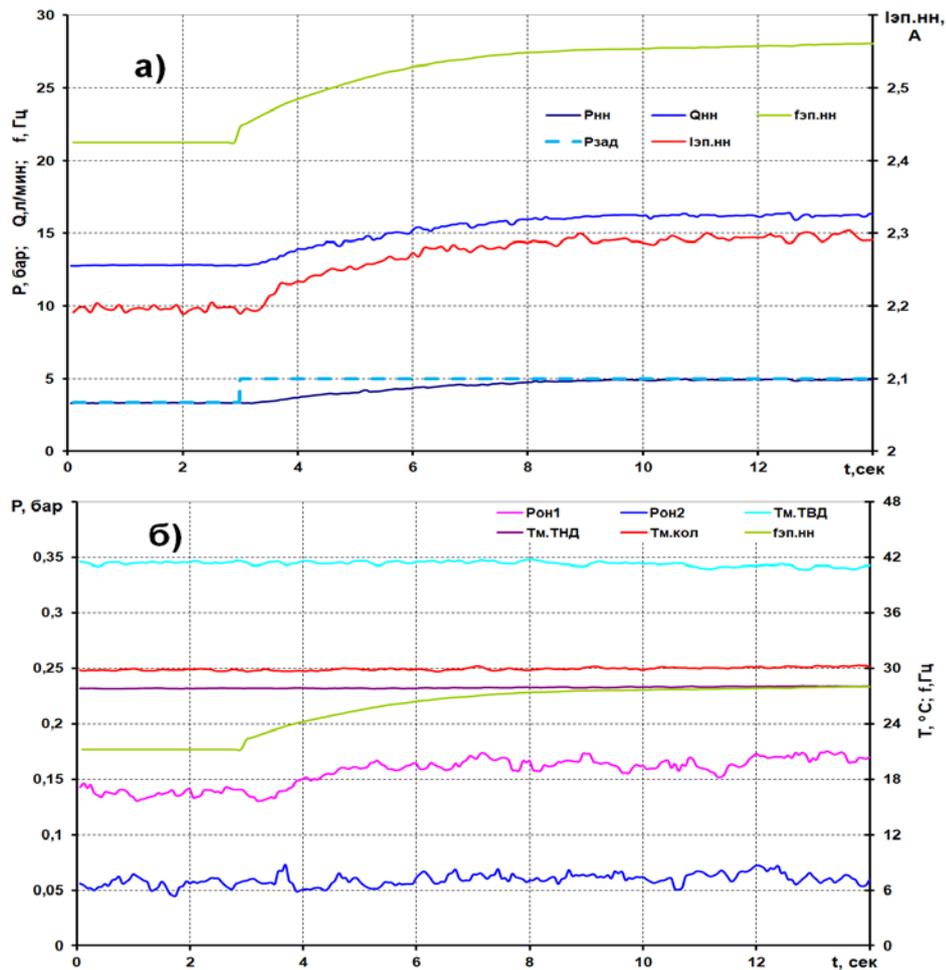


Рисунок 7.9. Переходные процессы в ДЭСС с регулятором давления

Процессы получены при скачкообразном задании величины требуемого значения давления за нагнетающим насосом  $P_{\text{нн}}$  величиной  $5 \text{ кгс/см}^2$ . При этом система смазки переходит с минимального значения прокачки масла на максимальное. Время установления параметров системы составляет 6.5 с. За это время тепловое состояние системы практически не изменилось, о чём свидетельствует изменение температур в тракте прокачки масла (рисунок 7.9б).

Сравнение способов управления выполнено по величине подогрева масла в условиях имитации перехода ГТД с режима малый газ ( $n_{\text{КВД}} = 60\%$ ) на максимальный режим ( $n_{\text{КВД}} = 100\%$ ) (рисунок 7.10). На рисунке 7.10а представлена общая подача масла насосом, а на рисунке 7.10в подача масла только к форсункам имитатора масляной полости.

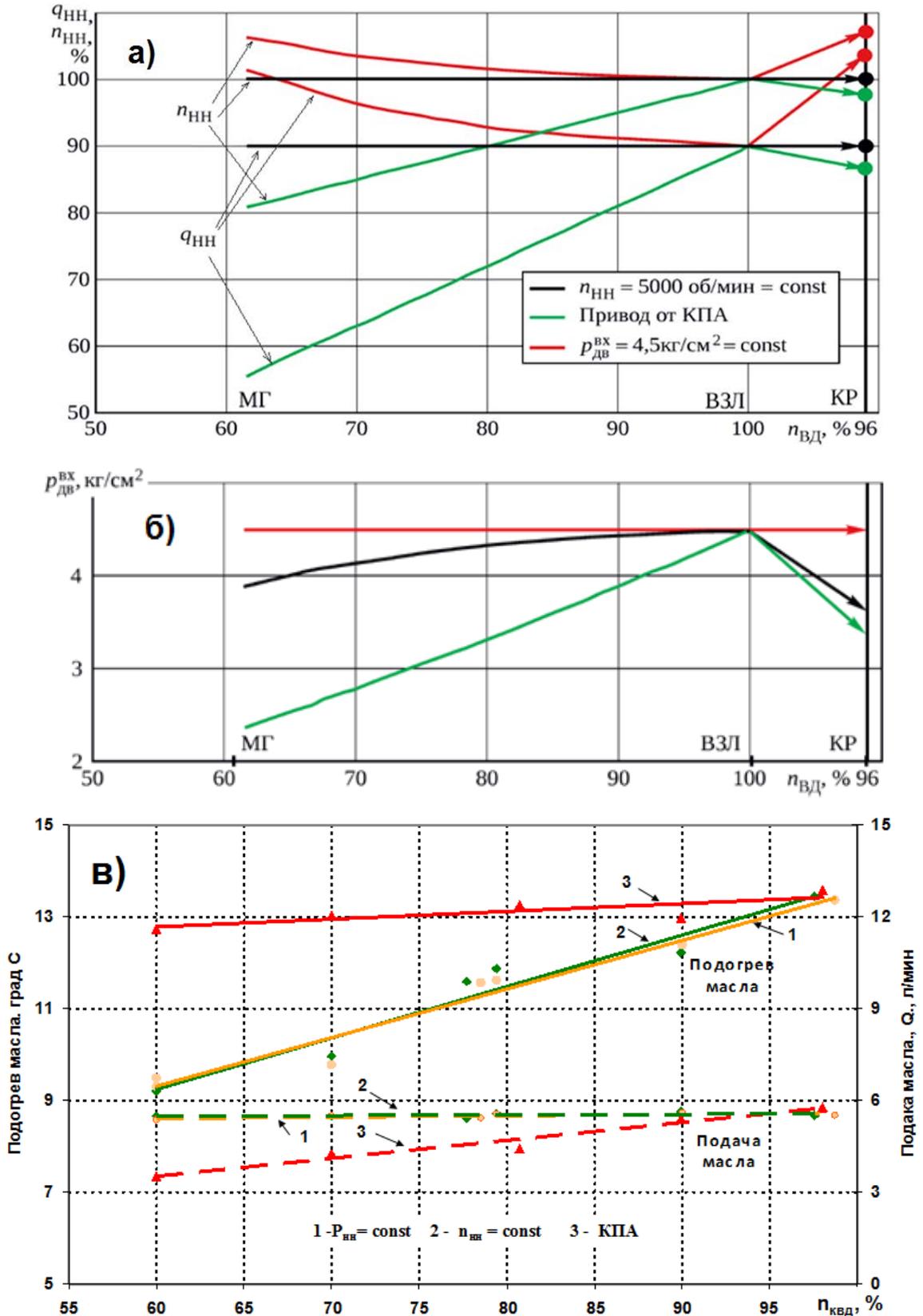


Рисунок 7.10. Сравнительные характеристики способов управления

Видно, что при законах управления  $P_{\text{нн}} = \text{const}$  и  $n_{\text{нн}} = \text{const}$  подогрев масла практически одинаков (линии 1, 2 на рисунке 7.10в) и он меньше, чем при приводе насосов от КПА (линия 3), т.к. обеспечивают меньший подогрев масла. Это связано с тем, что в случае привода от КПА при  $n_{\text{КВД}} = 60\%$  подача масла меньше (пунктирная линия 3 на рисунке 7.10в).

При постоянной частоте вращения нагнетающего насоса величина его прокачки практически не изменяется и давление масла за насосом может незначительно изменяться только из-за изменения плотности масла при изменении температуры и давления в маслобаке по высоте полёта или при засорении форсунок подачи масла. При уровне давления за маслонасосом  $4 \dots 5 \text{ кгс/см}^2$  изменение давления может составлять  $0.5 \dots 0.6 \text{ кгс/см}^2$ . Эти отклонения давления приведут к незначительному изменению величины подачи масла к узлам трения —  $4 \dots 5\%$ . В эксплуатирующихся системах смазки без регулятора давления допускается изменение величины прокачки масла на  $30 \dots 40\%$  в области режимов «малый газ - взлётный» из-за жёсткой связи частоты вращения ротора маслонасоса с частотой вращения ротора КВД.

Проведенные исследования влияния подачи откачивающего электроприводного насоса на качество смазки подшипника показали, что с увеличением подачи в 2.66 раза (с  $k_{\text{он}} = 1.5$  до  $k_{\text{он}} = 4$ ) мощность электродвигателя насоса возрастает (ток увеличивается на  $37.5\%$ ), а качество смазки несколько ухудшается, о чём свидетельствует увеличение подогрева масла (рисунок 7.11). Ухудшение качества смазки связано с появлением местных разрывов масляной плёнки на поверхности тел качения подшипника [7].

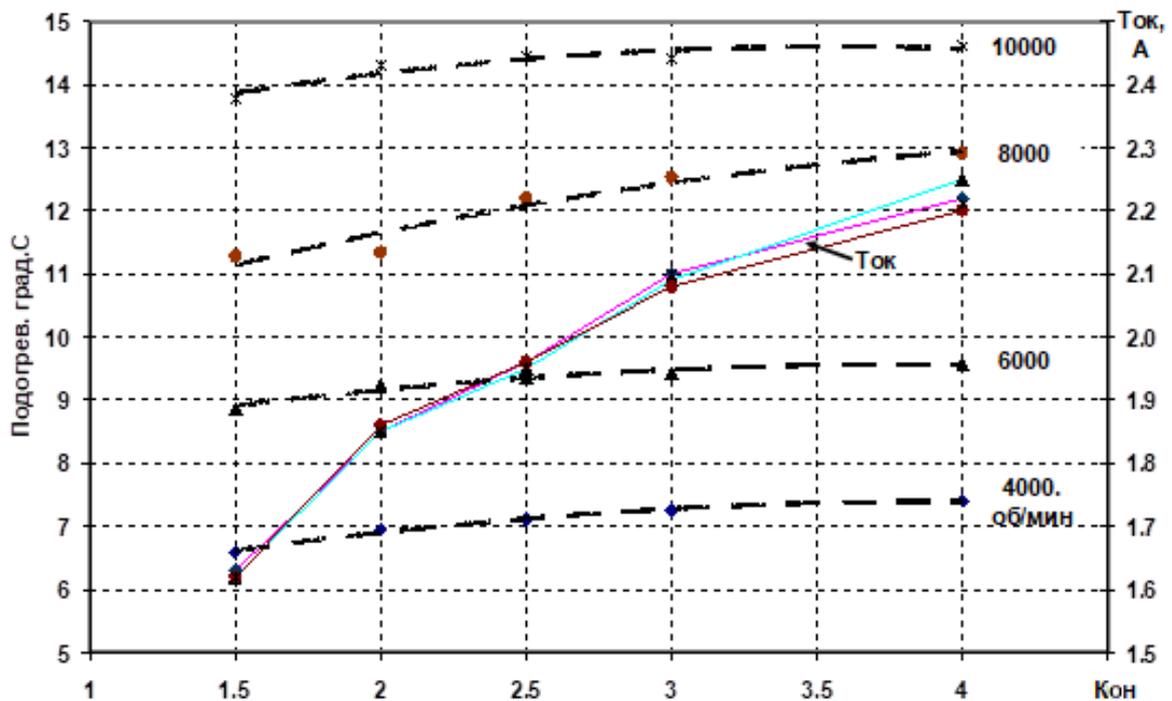


Рисунок 7.11. Влияние  $k_{\text{он}}$  на энергопотребление (ток) и качество смазки

Таким образом, целесообразно управлять подачей откачивающих насосов пропорционально подаче масла в полость с коэффициентом кратности  $k_{\text{он}} = 1.5 \dots 2$ .

На рисунке 7.12 представлены результаты испытаний тракта нагнетания ДЭСС в составе двигателя-демонстратора АИ-25ТЛ. Подача масла в двигатель обеспечивается штатной системой смазки на запуске и режиме малого газа до 122 с, после чего выполнено переключение на подачу масла от ДЭСС. В момент переключения отмечен кратковременный провал давления за нагнетающим насосом. Показано, что ДЭСС обеспечивает требуемую подачу масла в двигатель.

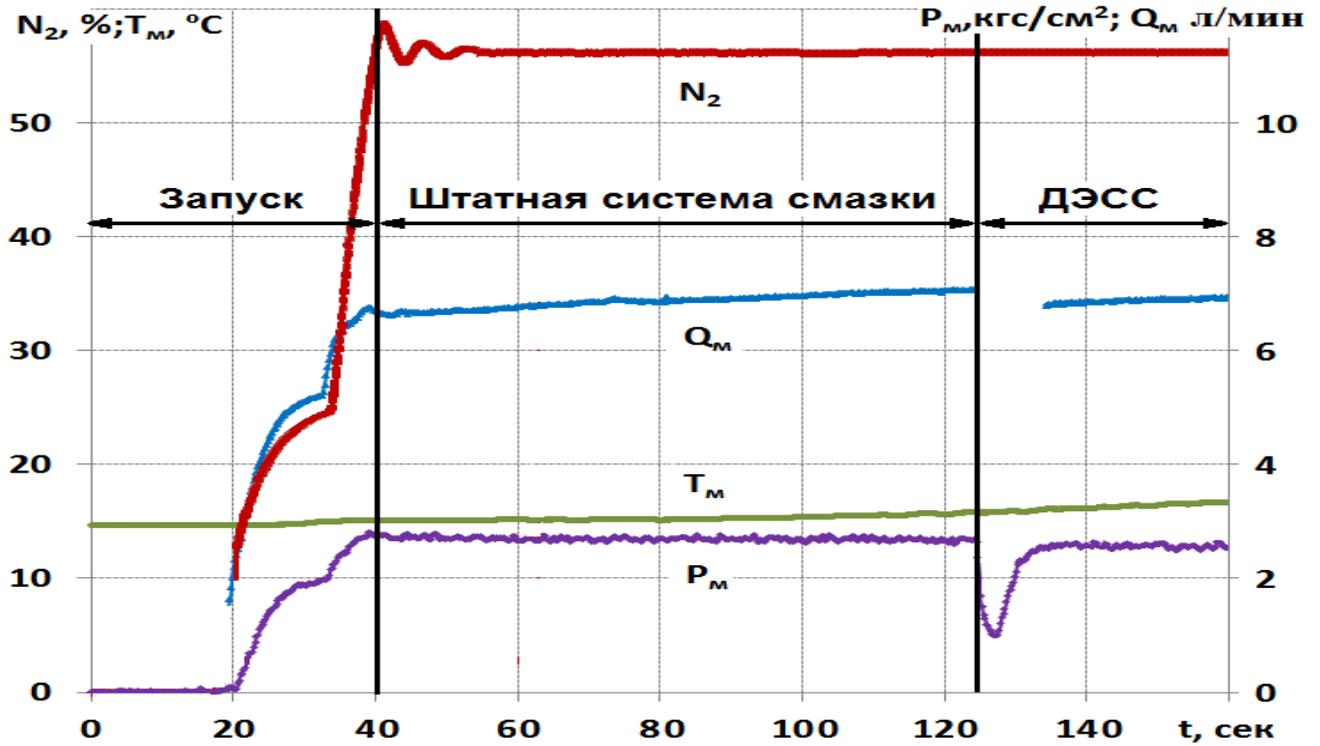


Рисунок 7.12. Выход и работа на МГ двигателя-демонстратора со штатным и электроприводным нагнетающим насосом

Испытания на полунатурном стенде с имитатором масляной полости и на двигателе-демонстраторе показали, что ДЭСС обеспечивает подачу и давление по тракту нагнетания, необходимые для работы двигателя-демонстратора.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. В результате экспериментальных исследований ДЭСС на полунатурном стенде ЦИАМ с имитатором масляной полости показано, что:

- процесс формирования в масляной полости двухфазной рабочей среды определяется механизмом диспергирования напорного течения воздуха и масла вращающимися узлами качения подшипника с образованием двухкомпонентной среды в виде неустойчивой воздушно-масляной смеси в верхней части масляной полости, которая поступает в систему суфлирования, и образованием устойчивой мелкодисперсной масловоздушной смеси в нижней части полости,

которая отсасывается насосом в тракт откачки. Из-за отдельного течения воздушно-масляной и маслораздушной смесей в масляной полости реализуется процесс воздушнонакопления, который формирует значения плотности смеси и массового (объёмного) газосодержания по высоте полости.

- В гидравлическом тракте откачки системы смазки зафиксированы расслоенная, дисперсная и дисперсно-снарядная структуры потоков.

- На мощность электроприводов значительное влияние оказывает газосодержание в перекачиваемой насосом рабочей среде. На режимах работы ДЭСС с кратностью подачи больше 3, в тракте откачки реализовывалась дисперсно-снарядная структура потока. Это приводило к динамическому запираанию насоса, увеличению тока в обмотках электродвигателя из-за повышения мощности насоса при прокачке смеси и, в ряде случаев, к отключению электропривода по сигналу «перегрузка по току».

2. Сходимость результатов расчёта и испытаний ДЭСС на полунатурном стенде с имитатором масляной полости на установившихся режимах работы составила: по объёмным расходам смеси – до 6.4 %; по давлениям на выходе насосов – до 6 %; по мощности электроприводов – до 15 %.

3. Разработаны и испытаны алгоритмы управления электроприводами ДЭСС и защиты:

- регулятор давления масла на входе в двигатель на базе ПИД-регулятора;
- пропорциональный регулятор производительности откачивающих насосов для обеспечения кратности откачки;
- пропорциональный регулятор частоты вращения суфлёра с ограничением минимальной частоты вращения;
- алгоритм защиты отключения электроприводного насоса, который при достижении определённого значения тока в обмотках электропривода, осуществляет перевод режима работы электроприводного насоса на пониженный режим работы.

Работа электроприводного нагнетающего насоса проверена в составе двигателя-демонстратора АИ-25ТЛ.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнен анализ состояния и перспектив развития систем смазки газотурбинных двигателей, который показал, что применение электроприводной системы смазки (ЭСС) позволит повысить качество смазки, улучшить температурное состояние системы, сократить время подготовки двигателя к полёту, повысить надёжность запуска при низких температурах наружного воздуха и др.

2. Определены принципы построения электроприводной системы смазки ТРДД, в которой для вращения нагнетающего насоса и суфлёра используются отдельные электроприводы, а в тракте откачки один электропривод обеспечивает вращение насосов, откачивающих масловоздушную смесь из КПА и опор КНД и КВД, а другой – масловоздушную смесь из опор ТВД и ТНД.

3. Экспериментальными исследованиями показано, что существенное влияние на работу агрегатов систем смазки оказывает наличие воздуха в масле (двухфазность рабочей среды), особенно, в тракте откачки, где газосодержание составляет до 70%.

Установлено, что при регулировании частоты вращения откачивающего насоса, двухфазность приводит к увеличению его потребной гидравлической мощности и, следовательно, электрической мощности электропривода и возможности выключения электропривода вследствие достижения током в его силовых обмотках предельно допустимой величины.

4. Разработана методика выбора характеристик электропривода, основанная на учёте полётного цикла ГТД, двухфазности рабочей среды, возможности перегрузки привода по току, динамических свойств системы, обеспечения требуемой надёжности и минимальной массы системы.

5. Выполнено экспериментальное исследование течения двухфазной смеси, в результате которого показано, что она обладает свойствами упругой сплошной среды.

6. Для исследования характеристик ЭСС впервые разработана её динамическая математическая модель, учитывающая двухфазность рабочей среды, на основе результатов экспериментальных исследований течения.

7. Выполнена верификация математической модели ЭСС по результатам экспериментальных исследований, показавшая возможность выполнения расчётов сложных процессов в ЭСС с приемлемыми погрешностями: не хуже 6% на установившихся режимах и 15% на переходных режимах работы.

8. Выполнено математическое моделирование работы ЭСС, в результате которого определены способы управления её электроприводами.

9. Разработана демонстрационная электроприводная система смазки, в которой реализованы принципы и характеристики ЭСС, полученные в результате проведенных расчётных и экспериментальных исследований.

10. Испытания демонстрационной электроприводной системы смазки на полунатурном стенде с имитатором масляной полости и на двигателе-демонстраторе показали, что система обеспечивает необходимые подачу и давление рабочей жидкости.

## СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Символ	Описание	Ед.изм.
$a_{зв}$	скорость звука	м/с
$b$	ширина шестерни насоса	м
$c$	коэффициент ёмкости	м·с <sup>2</sup>
$C_f$	коэффициент трения Фаннинга	-
$Cos(\varphi)$	коэффициент мощности электропривода	-
$C_p$	удельная теплоёмкость при постоянном давлении	Дж/(кг·К)
$C_v$	удельная теплоёмкость при постоянном объёме	Дж/(кг·К)
$d$	диаметр трубопровода	м
$D_m$	коэффициент термодиффузии	м <sup>2</sup> /с
$D_{и}$	внутренний диаметр шестерни насоса	м
$D_{н}$	наружный диаметр шестерни насоса	м
$e$	ошибка регулирования	-
$f$	частота сети питания электропривода	Гц
$f$	частота колебаний давления	Гц
$\vec{f}, f_x$	вектор ускорения, вызванного действием массовых сил, и его проекция на продольную ось «х» трубопровода	м/с <sup>2</sup>
$F$	площадь	м <sup>2</sup>
$Fr_c$	критерий Фруда	-
$g$	ускорение свободного падения	м/с <sup>2</sup>
$G$	массовый расход	кг/с
$G$	массовая скорость	кг/(с·м <sup>2</sup> )
$h$	высота	м
$\Delta h$	разность высот	м
$I$	ток в обмотках электропривода	А
$J_p$	момент инерции ротора электропривода	кг·м <sup>2</sup>
$J_{\Sigma}$	суммарный момент инерции вращающихся масс трансмиссии	кг·м <sup>2</sup>
$k$	показатель адиабаты	-
$k_1, k_2, k_3$	коэффициенты аппроксимации зависимостей для определения коэффициентов распределения масла $\lambda_m$ и воздуха $\lambda_r$ по объёму масляной полости	-
$k_p$	коэффициент усиления по ошибке	-
$k_{зан}$	коэффициент запаса	-
$k_{зан}^*$	коэффициент запаса, учитывающий влияние на мощность двухфазной рабочей среды и процессов сжатия	-
$k_{з.о.}$	коэффициент пропорциональности функции расхода насоса по заземлённому объёму $G_{з.о.}$ от частоты вращения насоса	-
$k_n$	коэффициент пропорциональности функции теоретического	-

	расхода насоса $G_{\text{теор}}$ от частоты вращения насоса	
$k_{\text{он}}$	коэффициент превышения подачи откачивающего насоса по сравнению с подачей масла в полость, из которой он откачивает	-
$k_n$	кратность пускового тока электропривода	-
$k_{\text{разв}}$	коэффициент, отражающий какая часть от общего расхода нагнетания подается в рассматриваемую полость	-
$k_z$	показатель изоэнтропы	-
$l$	длина	м
$L$	коэффициент гидравлической (акустической) массы	1/м
$L_{\text{вс}}$	длина дуги зоны всасывания насоса	м
$m$	модуль зубчатого колеса	мм
$M$	масса	кг
$M$	вращающий момент электропривода	Нм
$M_c$	момент сопротивления на валу	Нм
$M_{\text{тр.рад}}$	момент сопротивления вращению шестерни, возникающий в результате действия на зубья перепада давления на насосе и жидкостного трения в радиальном зазоре	Нм
$M_{\text{тр.трц}}$	момент сопротивления вращению шестерни, возникающий в результате его перемещения относительно торцевой поверхности, уплотняющей детали	Нм
$n$	частота вращения	об/мин
$n_1$	синхронная частота вращения электропривода	об/мин
$n_2$	частота вращения ротора электропривода	об/мин
$N$	мощность	Вт
$N_{\text{пол}}$	полезная (гидравлическая) мощность насоса	Вт
$\Delta N_{\text{гидр}}$	гидравлические потери мощности насоса	Вт
$\Delta N_{\text{об}}$	объёмные потери мощности насоса	Вт
$p$	число пар полюсов электропривода	-
$\Delta p$	перепад давления	кПа, Па
$\Delta p_{\text{зуб}}$	перепад давления на одном зубе насоса	Па
$\Delta p_{\text{ск}}$	потери давления на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён	Па
$\Delta p_{\text{ис}}$	потери давления на преодоление действия центробежных сил	Па
$\Delta p_{\text{мест}}$	местные потери давления на входных кромках шестерён, на расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания и др.	Па
$P$	давление	Па, кгс/см <sup>2</sup> , бар
$Q$	объёмный расход	м <sup>3</sup> /с, л/мин

$Q_{mp}$	функция внешнего подвода тепла к трубопроводу	Вт/м <sup>3</sup>
$\Sigma Q_n$	тепловыделение в подшипнике и от корпуса масляной полости	Вт
$r$	радиус пузырька	м
$r_{ц}$	внутренний радиус шестерни насоса	м
$r_{ш}$	наружный радиус шестерни насоса	м
$Re$	критерий Рейнольдса	-
$R_2$	универсальная газовая постоянная	Дж/(кг·К)
$s$	скольжение асинхронного двигателя	-
$s_k$	критическое скольжение асинхронного двигателя	-
$S$	оператор преобразования Лапласа	-
$S_e$	толщина зуба у вершины	м
$t$	время	с
$\Delta t$	отрезок времени	с
$T$	температура	°С, К
$T_q$	период дискретности по времени	с
$T_{nl}$	температура адсорбционной стабилизирующей масляной пленки	К
$\bar{T}_{nl}$	температура адсорбционной стабилизирующей масляной пленки, отнесенная к базовой температуре (293 К)	К
$\Delta T$	подогрев	°С, К
$\Delta T_{гидр}$	подогрев за счёт гидравлических потерь мощности насоса	К
$\Delta T_{об}$	подогрев за счёт объёмных потерь мощности в зазорах насоса	К
$U$	напряжение	В
$U_{ir}$	интегральная составляющая сигнала ПИД-регулятора	В
$U_{pr}$	пропорциональная составляющая сигнала ПИД-регулятора	В
$U_{окр}$	окружная скорость насоса на периферии шестерён	м/с
$U_{эл}$	сигнал управления на блок управления электропривода	В
$v$	скорость течения	м/с
$V$	объём	м <sup>3</sup> , л
$\bar{V}_{см}$	объём отнесенный к объёму масляной полости	-
$z$	общее число зубьев одной шестерни насоса	-
$z_k$	число зубьев в уплотнительной зоне шестерни насоса	-
$A_{сж}$	работа сжатия	Дж
$P$	периметр	м
$\alpha$	объёмное газосодержание	-
$\beta$	расходное газосодержание	-
$\beta_{вс}$	угол зоны всасывания насоса	°
$\beta_{наг}$	угол зоны нагнетания насоса	°
$\delta_r$	радиальный зазор по головкам зубьев	м

$\delta_{три}$	торцевой зазор	м
$\varepsilon$	отношение площади трубопровода к площади на его выходе	-
$\zeta$	коэффициент второй (объёмной) вязкости	-
$\zeta_m$	коэффициент местного гидравлического сопротивления	-
$\eta$	КПД	-
$\eta$	динамическая вязкость	Па·с
$\theta$	угол между функцией массовых сил и продольной осью трубопровода	°
$\lambda$	комплекс для построения диаграммы структур потока Бейкера	-
$\lambda$	удельная теплопроводность	Вт/(м·К)
$\lambda_m, \lambda_r$	эмпирические коэффициенты распределения масла и воздуха по объёму масляной полости	-
$\lambda_{тр}$	коэффициент сопротивления трения единицы относительной длины трубопровода	-
$\mu$	динамическая вязкость	Па·с
$\mu$	коэффициент расхода	-
$\mu_{max}$	кратность максимального момента электропривода	-
$\mu_{min}$	кратность минимального момента электропривода	-
$\mu_n$	кратность пускового момента электропривода	-
$\nu$	кинематическая вязкость	м <sup>2</sup> /с, сСт
$\pi_n$	отношение давления на выходе насоса и давления во впадинах шестерен в зоне всасывания	-
$\rho$	плотность	кг/м <sup>3</sup>
$\sigma$	коэффициент поверхностного натяжения	Н/м
$\tau$	постоянная времени	с
$\tau_w$	мгновенное значение напряжения трения на стенке трубопровода	Па
$\chi$	массовое газосодержание	-
$\psi$	комплекс для построения диаграммы структур потока Бейкера	-
$\omega$	угловая скорость вращения	рад/с

## ИНДЕКСЫ

1, 2	вход и выход модуля соответственно
max	максимальное
min	минимальное
баз	базовая
бак	бак
бв	верх бака
бн	низ бака

вмс	воздушно-масляная смесь
возд	воздух, подаваемый для наддува масляных полостей
вп	впадина зубьев шестерни на в зоне всасывания
вс	зона всасывания
всп	всплытие
вх	вход
г	газ
гидр	гидравлическое
д	выход из зоны диспергирования
дис	зона диспергирования
ж	жидкость
зад	заданное
зап	заполнение
з.о	защемлённый объём
изм	измеренное
инт	интегральное
квд	компрессор высокого давления
кол	коллектор
кп	картер коробки приводов агрегатов
кр	кран
м	масло
мвс	масловоздушная смесь
мп	масляная полость
н	насос
наг	тракт нагнетания
нн	нагнетающий насос
ном	номинальный режим
норм	при нормальных условиях
об	объёмное
он	откачивающий насос
отк	тракт откачки
парц	парциальное
пл	адсорбционная стабилизирующая пленка
расч	расчётное
ред	редуктор
сл	после крана
см	смесь
ср	среднее
суф	суфлёр, тракт суфлирования

твд	турбина высокого давления
теор	теоретическое
тнд	турбина низкого давления
тр	трубопровод
ут	утечка
швх	вход мерной диафрагмы
шн	шестерённый насос
эп	электропривод

## СОКРАЩЕНИЯ

НЕМ	гомогенная модель течения (Homogeneous model)
БУСС	блок управления системой смазки
ВЗЛ	взлётный режим
ВМС	воздушно-масляная смесь
ВМТ	воздушно-масляный теплообменник
ВСУ	вспомогательная силовая установка
ГТД	газотурбинный двигатель
ГТУ	газотурбинная установка
ДЭСС	демонстрационная электроприводная система смазки
КВД	компрессор высокого давления
КПА	коробка приводов агрегатов
МВС	масловоздушная смесь
МГ	режим малого газа
МЗК	механизм закрытия кранов
МП	масляная полость
НН	нагнетающий насос
ОН	откачивающий насос
ПГС	пневмогидравлическая сеть
ПК	программный комплекс
ПЧ	преобразователь частоты
САУ	система автоматического управления
ТВД	турбина высокого давления
ТМТ	топливомаслянный теплообменник
ТНД	турбина низкого давления
ТРДД	двухконтурный турбореактивный двигатель
ЭВМ	электронно-вычислительная машина
ЭМК	электромагнитный клапан
ЭП	электропривод
ЭСС	электроприводная система смазки

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. ОСТ 1 00969 – 80. Системы масляные газотурбинных двигателей самолетов. Общие технические требования. Москва, 1980. 41 с.
2. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
3. Трянов А.Е. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей: учеб. пособие / А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, С.В. Бутылкин. Самара: Изд. СГАУ, 2006. 83 с.
4. Конструкция масляных систем авиационных двигателей: учеб. пособие / А.Е. Трянов. Самара: Изд. СГАУ, 2007. 81 с.
5. Поликовский В.И. Самолётные силовые установки. М.: Оборонгиз, 1952. 600 с.
6. Домотенко Н.Т., Кравец А.С. Масляные системы газотурбинных двигателей. М.: Транспорт, 1972. 96 с.
7. Бич М.М. Смазка авиационных газотурбинных двигателей / М.М. Бич, Е.В. Вейнберг, Д.Н. Сурнов. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
8. Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Исследование гидродинамических процессов в системе смазки газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2015. Т. 14. № 3-1. С. 250-261.
9. Яновский Л.С., Гулиенко А.И., Молоканов А.А., Щуровский Ю.М. и др. Влияние вспениваемости масел на характеристики электроприводной системы смазки авиационных ГТД самолетов нового поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 8. С. 43-48.
10. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1967. 497 с.
11. Shchurovskiy U.M. Investigation of characteristics of the oil system with electrically driven pumps for gas turbine engine // 30<sup>th</sup> Congress ICAS, Daejeon, Korea, September 25–30, 2016. ICAS-2016\_0165. 9 p.
12. Gurevich O.S., Gulienko A.I., Shchurovsky Y.M. Investigation of architecture and characteristics of oil system with electrically driven pumps for gas turbine engine // XXIII International Symposium of Air Breathing Engines (ISABE), Manchester, England, September 3 – 8, 2017. ISABE-2017-21484. 10 p.
13. Гулиенко А.И., Яновский Л.С., Щуровский Ю.М., Молоканов А.А. Особенности рабочего процесса в масляной полости опор ротора газотурбинного двигателя // VI Международная научно-техническая конференция «Проблемы химмотологии: от эксперимента к математическим моделям высокого уровня». (Москва, 17-19 октября 2016). Сборник избранных докладов. М.: Граница, 2016. С. 38-46.

14. Аксёнов Н.К., Струков А.А., Голубкин В.С., Мордовин Н.А., Аксёнова Т.Н. Исследование характеристик масляных систем и уплотнений перспективных двигателей и силовых установок для самолетов и вертолетов // Научно-технический конгресс по двигателестроению НКГД-2018. (Москва, 4-6 апреля 2018). Сборник тезисов докладов. М.: АССАД, 2018. Т. 1. С.52-53.
15. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. М.: Машиностроение, 1978. 172 с.
16. Krug M.B., Peduto D., Kurz W. and Bauer H.-J. Experimental Investigation Into the Efficiency of an Aero Engine Oil Jet Supply System // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. September 2014. Vol. 137. P. 011505. doi: 10.1115/1.4028255.
17. Steimes J., Gruselle F., Hendrick P. Study of an Air-Oil Pump and Separator Solution for Aero Engine Lubrication Systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013 / Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013. GT2013-94483. 10 p.
18. Gruselle F., Steimes J., Hendrick P. An Innovative Two-Phase Flow Pump and Separation Solution // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, June 6-10, 2011. GT2011-46917. 10 p.
19. Hart K. Basic Architecture and Sizing of Commercial Aircraft Gas Turbine Oil Feed Systems // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008 / Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B., Berlin, Germany. June 9–13, 2008. GT2008-50450. P. 1431-1441.
20. Ippoliti L., Berten O., Hendrick P. Experimental study on two-phase flows in scavenge pump for aircraft engine oil system // ASME Turbo Expo 2016 / Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, June 13-17, 2016. GT2016-56062. 8 p.
21. Антонов А.Н., Аксенов Н.К., Аксенова Т.Н., Струков А.А., Чиванов С.В. Математическое моделирование масляной системы авиационных ГТД // Международная научная конференция «Двигатели XXI века». (Москва, 5-7 декабря 2000). Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ, 2000. № 1. С. 34-36.
22. Мартянова Т.С., Обрубова Э.Н. Математическая модель системы смазки газотурбинного двигателя // Системы автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями / Под ред. д-ра техн. наук, проф. О.С. Гуревича. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. 264 с.
23. Цирельман Н.М., Лукашук С.Ю. Математическое моделирование нестационарного теплового состояния масляной системы высокотемпературного авиационного ГТД // Международная научная конференция «Двигатели XXI века». (Москва, 5-7 декабря 2000). Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ, 2000. № 1. С. 36-37.

24. Yaguo Lu, Zhenxia Liu, Shengqin Huang, Tao Xu Numerical simulation of aero-engine lubrication system // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. Vol. 131. 4 p. DOI: 10.1115/1.3026573
25. Kanarachos S., Flouros M. Simulation of the Air-Oil Mixture Flow in the Scavenge Pipe of an Aero Engine using Generalized Interphase Momentum Exchange Models // WSEAS TRANSACTIONS on FLUID MECHANICS. 2014. Vol. 9. P. 144-153.
26. Богданов А.Д., Калинин Н.П., Кривко А.И. Турбовальный двигатель ТВЗ-117ВМ (Конструкция и техническое обслуживание): Учебное пособие, М.: Воздушный транспорт, 2000. 392 с.
27. Авиационный двигатель ПС-90А: А. А. Иноземцев, Е. А. Коняев, В. В. Медведев, А. В. Нерадько, А. Е. Ряссов; Под ред. А. А. Иноземцева. М.: Либра-К, 2007. 320 с. ISBN 5-94446-002-4-3.
28. Авиационные двухконтурные двигатели Д-30-КУ и Д-30КП (конструкция, надежность и опыт эксплуатации) / Л.П. Лозицкий, М.Д. Авдошко, В.Ф. Березлев и др. М.: Машиностроение, 1988. 228 с.
29. Gurevich O., Gulienko A., Schurovskiy U. Demonstration Systems of the «Electric» Gas Turbine Engine // 29<sup>th</sup> Congress ICAS, St. Petersburg, Russia, September 7–12, 2014. ICAS-2014\_0218. 6 p.
30. Isikveren A.T. Future of [More] Electrical Aircraft // ICAS Biennial Workshop - 2013, Cape Town, South Africa, September 2nd, 2013. 33 p.
31. Gurevich O., Gulienko A. Electric Demonstration Systems of the Gas-Turbine Engine for the More Electric Aircraft // ICAS Biennial Workshop – 2013, Cape Town, South Africa, September 2nd, 2013. 19 p.
32. Jones R.I. The more electric aircraft – assessing the benefits // Proc Instn Mech Engrs. Vol. 216. Part G: J Aerospace Engineering at Purdue University. July 2, 2015. 11 p.
33. Luongo C.A., Masson P.J., Nam T., Mavris D., et al. Next Generation More-Electric Aircraft: A Potential Application for HTS Superconductors // IEEE Transactions on Applied Superconductivity. June 2009. Vol. 19. No. 3. P. 1055-1068.
34. Remy S. The Future of More Electrical Aircraft // ICAS Biennial Workshop - 2013, Cape Town, South Africa. September 2nd, 2013. 16 p.
35. Besnard J., Blals B. Electrical Rotating machines and Power Electronics for New Aircraft Equipment Systems // 25<sup>th</sup> Congress ICAS, Hamburg, Germany, September 3-8, 2006. ICAS 2006-7.1.2. 9 p.
36. Ardey S., Stastny K., Zähringer C. Towards the Powerhouse for More Electric Aircraft – Dedicated Engine Concepts // XIX International Symposium of Air Breathing Engines (ISABE), Montreal, Canada, September 7-11, 2009. Vol.1. ISABE-2009-1166, P. 555-561.

37. Noriko M., Hitoshi O., Daiki K., Kanji O. More Electric Engine Architecture for Aircraft Engine Application // Turbo Expo 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, June 6-10, 2011. GT2011-46765. 10 p.
38. Naoki S., Noriko M., Hitoshi O. More Electric Engine Architecture for Fuel System of Aircraft Gas Turbine Engine // 10<sup>th</sup> International Gas Turbine Congress, Osaka, Japan, November 13-18, 2011. IGTC2011-0041. 12 p.
39. Kulshreshtha A., Charrier J.-J. Electric Actuation for Flight & Engine Control: Evolution & Challengers // Boulder Meeting, Feb. 28 – March 02, 2007. 46 p.
40. Hirst M., McLoughlin A., Norman P.J., Galloway S.J. Demonstrating the more electric engine: a step towards the power optimised aircraft // IET Electric Power Applications. 2011. Vol. 5. Iss. 1. P. 3–13. doi: 10.1049/iet-epa.2009.0285
41. Концепция СНТК им. Н.Д. Кузнецова для ГТД ЛА с полным электрическим управлением // Аэрокосмическое обозрение, 2006. № 1. 155 с.
42. Ashcraft S.W., Padron A.S., Pascioni K.A., and Stout G.W. Review of Propulsion Technologies for N+3 Subsonic Vehicle Concepts // NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, October, 2011. NASA/TM—2011-217239.
43. Mecrow B.C., Jack A.G., Haylock J.A., Coles J. Fault-tolerant permanent magnet machines drives // IEE Proceeding Electric Power Applications. 1996. Vol.143. № 6, P. 437-442.
44. Mecrow B.C., Jack A.G., Atkinson D.J., Green S.R., Atkinson G.J., King A. Design and testing of a four-phase fault tolerant permanent magnet machines for an engine fuel pump // IEEE Transaction on Energy Conversion. 2004. Vol.19. № 4. P. 671-678.
45. Noriko M., Hitoshi O. Fuel system design for the more electric engine // Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012. GT2012-68374. 8 p.
46. Spytek C.J. Electrically Driven on Demand Oil System for Gas Turbine Engines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013 / Turbine Technical Conference and Exposition GT2013, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013. GT2013-94706. 12 p.
47. Гуревич О.С., Гулиенко А.И. Газотурбинный двигатель для «электрического» магистрального самолёта – «электрический» ГТД // Авиационные двигатели. 2019. № 2. С. 7-14.
48. Власов А.И., Вишнеvский С.Н., Волокитина Е.В., Гуревич О.С., Гулиенко А.И. Особенности проектирования электропривода топливного насоса для минимизации его массы // Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». (Москва, 24-27 ноября 2015). Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ, 2015. С. 840-842.
49. DGEN Engine | Price Induction [Электронный ресурс]. URL: <http://www.price-induction.com/dgen-engine/> (дата обращения 20.12.2017).

50. Patent US 7 871 248 B2, Int. Cl. F02C 7/06. Airframe Mounted Electric Motor Driven Lubrication Pump Control Deoil System / Delaloye J., Assignee: Honeywell International Inc., – №11/708,727; Filed Feb. 20, 2007; Jan. 18, 2011. 6 p.
51. Patent US 8 113 317 B2, Int. Cl. F01M 9/00. Electric Motor Driven Lubrication Pump Control System and Method that Accommodates Turbomachine Windmill Operation / Delaloye J., Assignee: Honeywell International Inc., – №11/774,083; Filed Jul. 6, 2007; Feb. 14, 2012. 7 p.
52. Patent US 8 201 662 B2, Int. Cl. F01D 25/18. Electric Motor Driven Lubrication Pump Control System and Method for Turbomachine Windmill Operation / Delaloye J., Matthew C., Assignee: Honeywell International Inc. – №12/174,553; Filed Jul. 16, 2008; Jun. 19, 2012. 8 p.
53. Stephen J. Brandbook. The case for embedded starter generator in military combat engine // XIX International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE-2009 (Montreal, Canada, 7-11 September 2009). New York: Curran Associates, Inc. 2010. Vol. 2. Pp. 1095-1104. ISBN: 978-1-61567-606-4.
54. Raimarckers N., Mignon A., Saive G. Advanced Oil System for ANTLE/POA Demonstration Platforms // 25<sup>th</sup> Congress ICAS, Hamburg, Germany, September 3-8, 2006. ICAS 2006-538. 10 p.
55. Патент № 135365 РФ, МПК F02C 7/00. Система смазки газотурбинного двигателя / Гуревич О.С., Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Заявитель и правообладатель: ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». – № 2013126442/06; заяв. 10.06.2013; опубл. 10.12.2013; Бюл. № 34. 2 с.
56. Патент RU 2 323 358 C1, МПК F02C 7/06. Система смазки авиационного ГТД / Караваев Ю.А., Минарченко Я.М. Заявитель и правообладатель: Иркутское высшее военное авиационное инженерное училище (военный институт). – № 2006124301/06; заяв. 06.07.2006; опубл. 27.04.2008.; Бюл. №12. 7 с.
57. Patent US 8 281 563 B2, Int. Cl. F02C 7/06. Gas Turbine Bearing Oil System with Improved Oil Return Arrangement / Pisseloup A., Assignee: Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG (DE). – №12/379,378; Filed Feb. 19, 2009; Oct. 9, 2012. 5 p.
58. Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Экспериментальное исследование свойств масловоздушной смеси систем смазки ГТД // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 124–133.
59. Патент на полезную модель №152854 РФ, МПК G01N 9/36. Устройство для измерения истинного объёмного газосодержания газожидкостной смеси в трубопроводной сети / Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Заявитель и правообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова». – №2015105484/28; заяв. 18.02.2015; опубл. 20.06.2015; Бюл. № 17 – 2с.

60. Яновский Л.С., Гулиенко А.И., Молоканов А.А., Щуровский Ю.М. и др. Влияние вспениваемости масел на характеристики электроприводной системы смазки авиационных ГТД «электрических» летательных аппаратов // 8-й Международный аэрокосмический конгресс IAC'15. (Москва, 28-31 августа 2015 г.). Сборник тезисов докладов. М.: «АИР Москва», 2015. С. 135-136.
61. Одномерные двухфазные течения / Г. Уоллис.: пер. с англ. В.С. Данилина, Ю.А. Зейгарника; под ред. проф. И.Т. Аладьева. М.: Мир, 1972. 440 с.
62. Делайе Дж. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков в атомной и тепловой энергетике: пер. с англ. / Дж. Делайе, М. Гио, М. Ритмюллер. М.: Энергоатомиздат, 1984. 424 с.
63. Чисхолм Д. Двухфазные течения в трубопроводах и теплообменниках: пер. с англ. / Д. Чисхолм; пер. Б.Л. Кривошеин; ред. пер. В.И. Марон. М.: Недра, 1986. 204 с.
64. Мамаев В.А., Одишария Г.Э., Семенов Н.И., Точигин А.А. Гидродинамика газожидкостных смесей в трубах. М.: Изд. Недра, 1969. 208 с.
65. Одишария Г.В., Мамаев В.А., Клапчук О.В., Толасов Ю.А. Двухфазный транспорт нефти и газа. М.: ВНИИОЭНГ, 1977. 57 с.
66. Теплопередача в двухфазном потоке / Под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта: пер. с англ. М.: Энергия, 1980. 328 с.
67. Hsu Y.Y., Simoneau R.J., Simon F.F., Graham R.M. Photographic and other optical techniques for studying two-phase flows // Two-Phase Flow Instrumentation amer. Soc. Of mech. Eng. 1969. P. 1-23.
68. Костерин С.И. Исследование структуры потока двухфазной среды в горизонтальных трубах // Изв. АН СССР. ОТН. 1943. №7. С. 37-45.
69. Hoogendoorn G.I. Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes // Chem. Eng. Science. 1965. Vol. 9. Iss. 1.
70. Малышев А.А., Большакова А.С., Киссер К.В. Исследование режимов течения двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 3. С. 61-70.
71. Гужов А.И. Совместный сбор и транспорт нефти и газа. М.: Недра, 1973. 280 с.
72. Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Изучение течения в гидравлическом тракте системы смазки и его влияния на выбор характеристик // Научно-технический конгресс по двигателестроению, НКТД-2016 (Москва, 19-21 апреля 2016 г.). М.: «АССАД», 2016. С. 358-362.
73. Arnold C.R., Hewitt G.F. Further Development in the Photography of Two-Phase Gas-Liquid Flow // J. Photo. Sci. 1967. Vol. 15. P. 97-114.

74. Jones O.C., Delhaye J.M. Transient and statistical measurement techniques for two-phase flows // *Int. j. multiphase flow*. 1976. Vol. 3. Iss. 2. P. 89-116.
75. Delhaye J.M Jones O.C. A Summary of Experimental Methods for Statistical and Transient Analysis of Two-Phase Gas-Liquid Flow // *Argonne National Lab*. 1976. ANL-76-75.
76. Blanchat T.K. Development of Pulsed Laser Velocimetry Techniques for Measurement of Two-Phase Interfacial Drag in a Horizontal Stratified Flow: Ph.D. dissertation, Texas A&M University, College Station, TX, 1992.
77. Щуровский Ю.М., Гулиенко А.И. Исследование характеристик демонстрационной электроприводной системы смазки ГТД // Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». (Москва, 24-27 ноября 2015 г.). Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2015. С. 911–913.
78. Щуровский Ю.М., Гулиенко А.И. Динамические характеристики системы смазки с электрическим приводом насосов // Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении». Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2015. С. 66-67.
79. Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Математическая модель гидродинамических процессов в системе смазки газотурбинного двигателя // *Динамика и виброакустика машин*. 2014. Т. 1. № 2. С. 24–33.
80. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. 368 с.
81. Гулиенко А.И., Яновский Л.С., Щуровский Ю.М., Молоканов А.А. Исследование течения масловоздушной смеси в электроприводной системе смазки перспективных ГТД // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2015. № 10. С. 35-42.
82. Claxton P.D. Aeration of petroleum based steam turbine oils// *Tribology*. 1972. Vol. 5. P. 8-13.
83. Яновский Л.С., Гулиенко А.И., Молоканов А.А., Щуровский Ю.М. и др. Дисперсные системы «масло/воздух» и «воздух/масло» при работе маслосистем двигателей летательных аппаратов // III Всероссийская молодежная конференция «Успехи химической физики». Сборник тезисов докладов. М.: «Граница», 2016. 12 с.
84. Щуровский Ю.М. Построение и выбор характеристик электроприводной системы смазки ГТД // Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки» (Москва, 28-30 мая 2019 г.). Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2019. С. 271-273.
85. Gurevich O.S., Guliyenko A.I. Concept to select characteristics of electric drives for fuel supply systems of aircraft gas turbine engines // 2019 International Conference on

- Electrotechnical Complexes and Systems, Ufa, Russia, October 20-25, 2019. 2019ICOECS\_paper\_58. 3 p.
86. Varyukhin A.N., Zakharchenko V.S., Vlasov A.V., Gordin M.V., Ovdienko M.A. Roadmap for the technological development of hybrid electric and full-electric propulsion systems of aircrafts // 2019 International Conference on Electrotechnical Complexes and Systems, Ufa, Russia, October 20-25, 2019. 2019ICOECS\_paper\_144. 6 p.
  87. Korbinian P. Electric propulsion components with high power densities for aviation // Transformative Vertical Flight Workshop, NASA Ames Research Center, California, USA, August 3-4, 2015. 16 p.
  88. STANDARD MOTORS - EMRAX [Электронный ресурс]. URL: <https://emrax.com/standard-emrax-motors/> (дата обращения 13.02.2020).
  89. Integrated Motor | Controller: MAGiDRIVE – MAGicALL [Электронный ресурс]. URL: <https://www.magicall.biz/products/integrated-motor-controller-magidrive/> (дата обращения 05.02.2020).
  90. Our EngineUS electrical motors | Safran Electrical & Power [Электронный ресурс]. URL: <https://www.safran-electrical-power.com/electrical-systems/our-engineustm-electrical-motors> (дата обращения 12.02.2020).
  91. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 1. М.: Наука, 1970. 492 стр.
  92. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т. Т. VI. Гидродинамика. – 3-е изд., перераб. М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1986. 736 с.
  93. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1975. 296 с.
  94. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1976. 296 с.
  95. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. – 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
  96. Ламб Г. Гидродинамика. М.-Л.: ОГИЗ. ГИТТЛ, 1947. 928 с.
  97. Дейч М.Е., Филиппов Г.В. Газодинамика двухфазных сред. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. 472 с.
  98. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок. М.: Машиностроение, 1982. 128 с.
  99. Azzopardi B.J. Gas-liquid flows / ed. by G.F. Hewwit. New York: Begell House, 2006. 331 p.
  100. Multiphase flow handbook / ed. by C.T. Crowe. Boca Raton: Taylor & Francis/CRC Press, 2005. 1156 p.
  101. Ситенков В. Т. Гидравлика. Теория и расчет двухфазных систем. Нижневартовск, 2006. 204 с.

102. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. Т. 1. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 464 с.
103. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем: учебное пособие для вузов. М.: Изд. МЭИ, 2000. 374 с.
104. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М.: «Энергия», 1968. 496 с.
105. Марон В.И. Гидравлика двухфазных потоков в трубопроводах: учеб. пособие. СПб.: Изд. Лань, 2012. 256 с.
106. Бабенко А.В. Вычислительно-эвристические алгоритмы и комплексы программ анализа сложных трубопроводных систем с двухфазными газо-жидкостными потоками: Автореф. дисс. кан. техн. наук: 05.13.18, 05.17.08. Москва. 2013. 17 с.
107. Бабенко А.В., Гартман Т.Н., Корельштейн Л.Б. Расчет потокораспределения для двухфазного газо-жидкостного течения в промышленных разветвленных трубопроводах // Технологии нефти и газа. 2012. № 3. С. 33-37.
108. Сахаров В.А., Мохов М.А. Гидродинамика газожидкостных смесей в вертикальных трубах и промысловых подъемниках. М.: Изд-во ФГУП «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2004. 398 с.
109. Юн А.А. Моделирование турбулентных течений. – 2-е изд., испр. и доп. М.: Либроком, 2010. 349 с.
110. Majumdar A.K., Bailey J.W., Schallhorn P.A., Steadman T. A Generalized Fluid System Simulation Program to Model Flow Distribution in Fluid Networks // AIAA. 1998. No. 98-3682.
111. McAmis R.W., Miller J.T., Burdette R.R., Milleville D.E. Modeling Fluid Flow Networks // AIAA. 1996. No. 96-3120.
112. Кузнецов О. А. Основы работы в программе Aspen HYSYS : учеб. пособие / О. А. Кузнецов. М.; Берлин: Директ-Медиа. 2015. 153 с.
113. Юдовина Е. Ф., Пашенкова Е. С., Корельштейн Л. Б. Программный комплекс «Гидросистема» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем // Математическое моделирование трубопроводных систем энергетики: Тр. XII Всеросс. научн. семин. с междунар. участ. Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2010. С.475-485.
114. Белова О.В., Волков В.Ю., Скибин А.П., Николаева А.В. и др. Методологические основы CFD-расчетов для поддержки проектирования пневмогидравлических систем // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 5. 13 с.  
URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/763.html>
115. Hyun K. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American society Eng. 2007. 18 p.

- 116.19.0: Cavity flow in a centrifugal pump. ANSYS [Электронный ресурс]. URL: <https://www.ansys.com/solutions/solutions-by-role/it-professionals/platform-support/benchmarks-overview/ansys-fluent-benchmarks/ansys-fluent-benchmarks-release-19/cavity-flow-in-a-centrifugal-pump> (дата обращения 11.11.2019).
- 117.Лисицин А.Н. Повышение эффективности проектирования масляных полостей опор ГТД на основе метода численного моделирования двухфазного течения: Дисс. канд. технических наук: 05.07.05. Рыбинск, 2015. 128 с.
- 118.Final Report Summary – ELUBSYS (Engine LUBrication SYStem technologies) // CORDIS [Электронный ресурс]. URL: [https://cordis.europa.eu/result/rcn/143080\\_fr.html](https://cordis.europa.eu/result/rcn/143080_fr.html) (дата обращения: 20.12.2017).
- 119.Алешин В.С. К определению адиабатической сжимаемости, показателя изоэнтропы и других свойств двухфазных сред // Атомная энергия. 1980. Т. 48. № 1. С. 24-28.
- 120.Шевяков А.А., Калнин В.М., Науменкова Н.В., Дятлов В.Г. Теория автоматического управления ракетными двигателями / Под ред. д-ра техн. наук, проф. А.А. Шевякова. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.
- 121.Лебединский Е.В., Мосолов С.В., Калмыков Г.П. и др. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей / Под ред. академика РАН А.С. Коротева. М.: Машиностроение, 2009. 376 с.
- 122.Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.
- 123.Щуровский Ю.М. Особенности математического моделирования системы смазки газотурбинных двигателей // Труды МАИ. 2017. № 92. URL: <http://mai.ru/upload/iblock/d53/shchurovskiy-rus.pdf> (дата обращения 28.08.2021).
- 124.Щуровский Ю.М. Особенности математического моделирования систем смазки газотурбинных двигателей // 8-й Всероссийский молодёжный конкурс научно-технических работ и проектов «Молодёжь и будущее авиации и космонавтики». (Москва, 14-18 ноября 2016 г.). Сборник аннотаций конкурсных работ. М.: «Люксор», 2016. С. 127-128.
- 125.Щуровский Ю.М., Гулиенко А.И. Особенности математического моделирования систем смазки ГТД // Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». (Москва, 24-27 ноября 2015 г.). Сборник тезисов доклада. М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2015. С. 913-915.
- 126.Щуровский Ю.М. Методический подход к математическому моделированию систем смазки ГТД // Международная молодёжная научная конференция «XII Королёвские чтения». (Самара, 1-3 октября 2013 г.). Сборник трудов. Самара: СГАУ им. С.П.Королёва, 2013. Т. 1. С. 85.

- 127.Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей: Учебник / Под ред. В.К. Чванова. М.: Изд-во МАИ, 1999. 228 с.
- 128.Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / Под ред. д-ра техн. наук, проф. А.С. Юрьева. СПб.: АНО НПО «Мир и семья», 2001. 1154 с.
- 129.Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
- 130.Гулиенко А.И., Яновский Л.С., Щуровский Ю.М., Молоканов А.А. Математическое моделирование масляной полости опоры газотурбинного двигателя // Авиационная промышленность. 2019. № 1. С. 25–34.
- 131.Gurevich O.S., Gulienko A.I., Shchurovsky Y.M. Physico-matematical model of oil chamber in bearing supports of GTE rotor. XXIV International Symposium of Air Breathing Engines, ISABE-2019, Canberra, Australia, September 22–27, 2019. 13 p.
- 132.Щуровский Ю.М. Математическое моделирование систем смазки двигателей // VI Международная научно-техническая конференция «Проблемы химмотологии: от эксперимента к математическим моделям высокого уровня». (Москва, 17-19 октября 2016 г.). Сборник избранных докладов. М.: «Граница», 2016. С. 134–141.
- 133.Fowle T.I. Aeration in lubricating oils // Tribology International. 1981. Vol. 6. P.151-157.
- 134.Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Математическая модель гидродинамических процессов в системе смазки ГТД // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов второй Международной НТК. (Самара, 15-17 сентября 2014 г.). Самара: СГАУ им. С.П.Королева, 2014. С. 183–194.
- 135.Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1960. 187 с.
- 136.Справочник по электрическим машинам: в 2-х т./ Под ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова. Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1988. 456 с.
- 137.Кацман М.М. Справочник по электрическим машинам: учеб. пособие для студ. образоват. учреждений сред. проф. образования / М.М. Кацман. М.: Издательский центр «Академия», 2005. 480 с.
- 138.Проектирование электрических машин: учебник для вузов / Под ред. Копылова И.П. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. Юрайт, 2011. 767 с.
- 139.Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель АИ-25: Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. М.: Машиностроение, 1980. 185 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. КОНСТРУКТИВНЫЕ ДАННЫЕ УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АГРЕГАТОВ ДЭСС

Таблица А1. Параметры трубопроводов согласно расчётной схеме ДЭСС

Обоз.	Наименование	Длина, м	Диаметр, м	Σкоэф. ξ
G <sub>бак</sub>	Маслобак - узел P <sub>нн</sub>	1,5	0,02	0,35
G <sub>мп</sub>	Узел P <sub>нн</sub> - масляная полость МП	3,3	0,02	2,616
G <sub>кп</sub>	Узел P <sub>нн</sub> - коробка приводов агрегатов	0,6	0,02	0,061
G <sub>1</sub>	МП - вход в насос ОН <sub>1</sub>	3,5	0,013	10,8
G <sub>он1</sub>	Выход насоса ОН <sub>1</sub> - кран	2,4	0,015	4,28
G <sub>кр</sub>	Кран - коробка приводов	1,1	0,012	0,9
G <sub>суф</sub>	Масляная полость - атмосфера	10	0,4	1,2

Таблица А2. Высота расположения агрегатов над уровнем пола

Обоз.	Наименование	Высота, м
МБ	Маслобак – верхний / нижний уровень МБ	0.68 / 0.4
МП	Масляная полость - верхняя / нижняя точка МП	1.3 / 1.0
КП	Вход в картер коробки приводов агрегатов	0.9
НН, ОН <sub>1,2,3</sub>	Вход / выход нагнетающего и откачивающих насосов	0.14 / 0.14

Таблица А3. Параметры шестерённого насоса НМШ2-40-1.6/16

Обоз.	Наименование	Длина, м	Площадь, м <sup>2</sup>	Σкоэф. ξ
вс	Входной патрубок (всасывание)	0,044	$1,52 \cdot 10^{-3}$	0,5
шн	Выходной патрубок (нагнетание)	0,05	$1,976 \cdot 10^{-3}$	Нет
ут	Эквивалентные параметры зазоров	0,001	$7,854 \cdot 10^{-5}$	1161
V	Объёмы: впадин / зоны всасывания/ зоны нагнетания	0,0059 / 0,0059 / 0,01 л		
D	Наружный / внутренний Ø шестерни	48 / 40 мм		
L	Сектор зоны всасывания	0,025 м		
b	Ширина шестерни	25 мм		
z/z <sub>к</sub>	Общее число зубьев/число зубьев в уплотнительной зоне	10/6		
S <sub>ε</sub>	Толщина зуба у вершины	8 мм		
δ	Радиальный зазор по головкам зубьев / торцевой зазор	0,04/0,02 мм		
Q <sub>ном</sub>	Номинальный объёмный расход насоса	1,6 м <sup>3</sup> /ч		
n <sub>ном</sub>	Номинальная частота вращения	1450 об/мин		
N <sub>н.ном</sub>	Номинальная мощность насоса	1.5 кВт		

Таблица А4. Паспортные данные электродвигателя АИР80В4

Обоз.	Наименование	Значение
$N_{\text{эд.ном}}$	Номинальная мощность	1.5 кВт
$I_{\text{ном}}$	Номинальный ток	3.7 А
$n_1$	Синхронная частота вращения на номинальном режиме	1500 об/мин
$\cos(\varphi)$	Коэффициент мощности на номинальном режиме	0.83
$s_{\text{ном}}$	Номинальное скольжение	7 %
$\eta_{\text{эд.ном}}$	КПД на номинальном режиме	77 %
$k_{\text{п}}$	Кратность пускового тока	5.5
$\mu_{\text{п}}$	Кратность пускового момента	2.2
$\mu_{\text{min}}$	Кратность минимального момента	1.6
$\mu_{\text{max}}$	Кратность максимального момента	2.2
$p$	Число пар полюсов	2
$J_p$	Момент инерции ротора	0.0035 кг·м <sup>2</sup>

Таблица А5. Объёмы ёмкостей согласно расчётной схеме ДЭСС

Давление	$P_{\text{нн}}$	$P_{\text{мп}}$	$P_1, P_2$	$P_{\text{он1}}, P_{\text{он2}}$	$P_{\text{кр}}$
Объём, м <sup>3</sup>	0,0005	0,02846	0,00025	0,0005	0,0000622



УТВЕРЖДАЮ:

И.о. генерального директора  
ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»,

В.Г. Марков

2021 г.

## АКТ

**об использовании результатов кандидатской диссертационной работы  
Щуровского Ю.М. в ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»**

Комиссия в составе: заместителя директора исследовательского центра «Системы автоматического управления» (ИЦ САУ) Близнюкова Леонида Георгиевича и начальника сектора ИЦ САУ Гольберга Феликса Давидовича составила настоящий АКТ, о том, что полученные Щуровским Ю.М. в диссертационной работе «Исследование особенностей построения и выбора характеристик регулируемых электроприводных систем смазки ГТД», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, результаты:

- принципы и схемное построение электроприводной системы смазки для ГТД магистральных самолётов;
- способы управления электроприводными насосами системы смазки ГТД использованы в ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» при разработке демонстрационной электроприводной системы смазки и её испытаниях на двигателе-демонстраторе электрических технологий АИ-25ТЛ на стенде У-7М.

Использование этих результатов в системе, состоящей из агрегатов штатной и электроприводной систем смазки, обеспечило требуемую подачу масла в опоры роторов двигателя и его безопасное функционирование в полном диапазоне режимов работы от запуска до максимального.

Заместитель директора ИЦ САУ, к.т.н.

Л.Г. Близнюков

Начальник сектора ИЦ САУ, д.т.н.

Ф.Д. Гольберг