

А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий

ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок

Том 3. Зубчатые передачи и муфты. Пусковые устройства.
Трубопроводные и электрические коммуникации.
Уплотнения. Силовой привод. Шум. Автоматизация
проектирования и поддержки жизненного цикла.

*Допущено Министерством образования РФ в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров
и магистров 160100 «Авиа- и ракетостроение» и специальности 160301
«Авиационные двигатели и энергетические установки»*

УДК 629.7.036.33 (075.8)
ББК 27.5.14.4
К90

Учебник издан при содействии ОАО «Авиадвигатель»

А.А.Иноземцев, М.А.Нихамкин, В.Л.Сандрацкий

Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник для студентов специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки». Серия: «Газотурбинные двигатели». М.- «Машиностроение», 2007. - 232 с., илл.

Изложены основы методологии конструирования авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок. Рассмотрены условия работы узлов и деталей двигателей, предъявляемые к ним требования, типичные конструкции. Приведены и проанализированы многочисленные примеры разработанных конструкций. Изложение материала ведется с позиций комплексного подхода к решению вопросов конструирования, технологичности, надежности, экономичности газотурбинных двигателей.

Для студентов специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки», аспирантов, инженеров.

© ОАО «Авиадвигатель»

*Памяти
Генерального конструктора
Павла Александровича Соловьева
посвящается*

Предисловие к серии «Газотурбинные двигатели»

Газотурбинные двигатели (ГТД) за шестьдесят лет своего развития стали основным типом двигателей в современной авиации. На основе авиационных ГТД созданы двигатели для наземной и морской техники: мобильных электростанций, газокompрессорных станций, наземных и морских транспортных средств. Газотурбинные двигатели – классический пример сложнейшего устройства, детали которого работают длительное время в условиях предельно высоких температур и нагрузок. Вместе с тем, эти двигатели - образец высочайшей надежности, которая обеспечивается эффективными конструкторскими решениями, сложными газодинамическими, тепловыми и прочностными расчетами. В этой связи изучение газотурбинных двигателей, как одного из наиболее совершенных достижений инженерной мысли, выходит за рамки утилитарной задачи подготовки инженеров-двигателистов.

Настоящая серия книг, объединённых общим названием «Газотурбинные двигатели», посвящена начальному этапу процесса их создания – проектированию и, в частности, основной составляющей этого процесса - разработке конструкции. Серия включает в себя три учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»: «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок», «Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок», «Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Системы». Преследовалась цель – дать комплекс знаний для самостоятельной творческой работы в области проектирования ГТД. Предполагается, что читатели изучили дисциплины общепромышленного цикла, знакомы с газовой динамикой и теорией авиационных двигателей.

Попытка «объять необъятное» привела к тому, что объём серии получился большим. Авторы оправдывают это неизбежной избыточностью подобных изданий. Стремление по возможности полно и подробно изложить материал связано с тем, что книги предназначены не только для изучения соответствующих дисциплин студентами, но и для использования при курсовом и дипломном проектировании. Авторы надеются, что издание будет полезно также аспирантам и специалистам, занимающимся разработкой, производством и эксплуатацией газотурбинных двигателей.

При изложении материала авторы в известной степени опираются на богатую практику одной из ведущих мировых школ авиационного двигателестроения - пермского ОАО «Авиадвигатель». Многие из приведенных примеров выполненных конструкций – элементы двигателей, разработанных этим коллективом.

В подготовке издания принимало участие большое количество специалистов опытного конструкторского бюро ОАО «Авиадвигатель», чьи имена приведены в предисловиях к каждой из книг. Работа такого большого коллектива специалистов была бы невозможна без организационной поддержки Н.Л. Кокшарова. Общее оформление книги выполнено И.М. Соколовой с участием В.К. Ощепкова, Л.М. Кислухиной, О.Е. Пековой, Ю.А. Никулина, И.Ю. Варановой. Особая благодарность Alexia Attali из Communication Divisions Snecma Moteurs, приславшей материалы по двигателю M88; Cynthia Durnal из Honeywell product information за иллюстрации по двигателям Honeywell и Margaret Fletcher Jet Engine Administrator Rolls-Royce plc за любезное разрешение использовать иллюстрации из отличной книги Rolls-Royce plc «The Jet Engine», а также коллегам из ГУНПП «Завод им. В.Я. Климова за иллюстрации по двигателям ТВ3-117 и 2500.

Предисловие к книге «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок»

Книга «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» представляет собой первую часть серии «Газотурбинные двигатели».

Содержание учебника определяется его назначением. В нем рассмотрены общие вопросы и принципы разработки газотурбинных двигателей, их узлов и отдельных элементов. Изложение этого материала невозможно без анализа разработанных конструкций, опыта их доводки и эксплуатации. При этом авторы не ставили задачу (более того, старались не злоупотреблять) подробного описания конкретных двигателей. Изложение материала, в основном, идет по схеме рассмотрения требований, предъявляемых тому или иному узлу, проблем, которые приходится решать при выборе конструктивных решений, анализа достоинств и недостатков основных путей решения этих проблем на примерах известных конструкций.

Научную базу курса «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» составляют методы и научные положения таких общетехнических дисциплин, как теоретическая механика, сопротивление материалов, газовая динамика, материаловедение, а также специальных дисциплин: теории турбомашин, теории воздушно-реактивных двигателей, технологии их производства.

Классические отечественные учебники по конструкции авиационных двигателей, написанные в свое время авторскими коллективами под редакцией Г.С.Скубачевского и Д.В.Хрониной, с 1989 г. не переиздавались. В авиационном двигателестроении с тех пор появились новые конструкторские решения, новые методы расчетов – все то, что диктуется постоянным повышением требований к конкурентоспособности двигателей. Авторы попытались наряду с классическими представлениями отразить в настоящем учебнике современное состояние проблем, связанных с конструированием газотурбинных двигателей. Приведено много примеров разработанных отечественных и зарубежных конструкций, анализ которых, по мнению авторов, является важнейшим элементом учебного процесса.

Книга «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» для удобства пользования выполнена в 3-х томах.

Том 1 содержит 4 главы.

В **главе 1** приведены общие сведения о газотурбинных двигателях. Рассмотрены одна из возможных классификаций, основные типы авиационных ГТД, области их применения, история развития, деление на «поколения». Значительное внимание уделено наземным ГТД, объектам их применения.

Глава 2 посвящена основным параметрам и требованиям к ГТД, содержит некоторые, необходимые для лучшего понимания «напоминания» из теории ГТД и термодинамики. Подробно рассмотрены методологические вопросы обеспечения ресурса, надёжности, технологичности, экономических и экологических требований, методология проектирования в целом, а также – сертификация ГТД.

В **главе 3** приведены конструктивные схемы авиационных ГТД и ГТД наземного применения. Все три главы подготовлены под общим руководством А.А. Пожаринского, а разделы 1.2.3 и 2.3.1 – им непосредственно. Разделы 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.6, 2.1, 2.2, 2.3.2, 2.3.4, 2.3.6, 2.4.2, 2.5.2, 2.8, 3.1, 3.2, 3.4 подготовлены С.В. Торопчиным с участием (разделы 1.1, 1.2, 3.1, 3.2) В.А. Кузнецова. Разделы 1.5, 2.7, 3.3 подготовлены М.Г. Зубковой, 2.3.5 – А.В. Кимом, 2.3.7 – Б.В. Трегубовым, 2.3.8 – А.Л. Мурыгиным, 2.3.9 и 2.5.1 – Ю.Н. Сорокиным, 2.3.12 – В.И. Черемных, 2.4.1 – В.М. Роговым, 2.6 – В.И. Баландиным и Ю.А. Паньковым. В оформлении материалов глав 1, 2, 3 участвовали К.Э. Терентьева и Н.В. Кобанова.

Глава 4 посвящена силовым схемам ГТД. Рассмотрены усилия, действующие в двигателе и в его элементах. Подробно представлены схемы, конструкции опор, вопросы их проектирования, а также схемы и конструкции подвески. Глава подготовлена Ю.Н. Сорокиным с участием М.Д. Галямова, А.А. Целищева, В.Е. Анисимова, К.В. Ульяновского, В.О. Рубинова, Н.Е. Брагиной, Ю.А. Берендорфа, Л.В. Шайхутдиновой. В оформлении главы 4 принимал участие А.В. Живилев.

Том 2 содержит главы с 5 по 9 и посвящен основным узлам ГТД.

В **главе 5** рассмотрены различные типы компрессоров, вопросы их аэродинамического проектирования, теплового состояния, конструктивные и силовые схемы. Представлены конструкции роторов и статоров. Отдельно рассмотрены вопросы регулирования компрессоров, противообледенительной защиты и защиты от попадания посторонних предметов. Также отдельный раздел посвящён особенностям компрессоров ГТД наземного применения. Материалы главы подготовлены С.А. Хариным и О.Г. Миллером

с участием Е.Т. Гузачёва (разделы 5.1, 5.2, 5.2.1, 5.2.1.1, 5.2.2, 5.2.2.1, 5.2.2.2, 5.2.2.3, 5.2.2.4, 5.2.2.5, 5.2.2.6, 5.2.2.7), А.В. Михайлова (разделы 5.2.1.2, 5.10), А.В. Карнаухова (разделы 5.2.3, 5.2.3.1, 5.2.4) А.Е. Увина (разделы 5.4.3, 5.4.3.1, 5.4.3.2, 5.4.3.3), В.Н. Климова (раздел 5.5.2), В.А. Катаева (раздел 5.7), к.т.н. Д.Н. Ташлыкова (раздел 5.8, 5.8.1, 5.8.2, 5.8.3), Л.Г. Красинского (раздел 5.9), В.А. Волкова (разделы 5.12, 5.12.1, 5.12.2). В оформлении материалов принимали участие к.т.н. И.Р. Каминский, Н.Н. Миллер, В.С. Пермяков, Н.И. Рокка.

Глава 6 посвящена камерам сгорания ГТД. Рассматриваются вопросы их проектирования, конструктивные элементы и системы. Отдельные разделы посвящены экспериментальной доводке камер сгорания, особенностям камер ГТД наземного применения. Материалы главы подготовлены под общим руководством А.В. Медведева Н.А. Андрюковым, к.т.н. А.Н. Васильевым, к.т.н. А.С. Беловым, к.т.н. В.А. Ташкиновым с участием А.И. Булатова и М.С. Хрящикова. В оформлении материалов принимали участие О.А. Делец, С.В. Норин, С.Н. Васильев, А.В. Белоногов, В.В. Кобелева.

В **главе 7** рассматриваются вопросы проектирования форсажных камер сгорания, их конструктивные элементы и системы. Материалы главы подготовлены под общим руководством А.В. Медведева А.В. Серовым с участием к.т.н. В.А. Ташкинова, В.И. Максина. В оформлении принимали участие И.Л. Степаненко и Е.В. Климова.

Глава 8 посвящена проектированию авиационных и промышленных газовых турбин. Преимущественное внимание уделено авиационным турбинам, в которых в первую очередь применяются передовые технические решения. Рассмотрены требования, конструктивные схемы и методология проектирования турбин. Большое внимание уделено аэродинамическому проектированию, вопросам теплового состояния и охлаждения. Представлены конструкции роторов и корпусов, рабочих и сопловых лопаток и сопловых аппаратов. Рассмотрены вопросы управления радиальными зазорами, герметизации проточной части. Отдельный раздел посвящён особенностям турбин двигателей наземного применения. Значительное внимание уделено перспективам развития конструкций и методов проектирования турбин. Материалы главы подготовлены под общим руководством и редакцией В.К. Сычёва В.А. Белкановым с участием С.В. Бажина (разделы 8.3, 8.6), к.т.н. В.Г. Латышева (раздел 8.3), Ф.Х. Низамутдинова (раздел 8.3), В.А. Трубникова (раздел 8.10). В оформлении принимали участие А.А. Швырёв, М.Ю. Грязных, Е.К. Сероваева, А.Е. Швырёва, С.Е. Ширинкина.

Глава 9 посвящена выходным устройствам (ВУ) ГТД. Рассмотрены различные виды ВУ: сопла, диффузоры, реверсивные устройства (РУ). Представлены материалы как по нерегулируемым, так и регулируемым соплам (РС) - осесимметричным и плоским, соплам с управляемым вектором тяги и с уменьшенной «заметностью». Подробно описана конструкция РС двигателя Д30-Ф6. В разделе РУ также подробно рассмотрена конструкция РУ двигателя ПС-90А. Отдельный раздел посвящён приводам ВУ. В приложениях представлены материалы по одной из проблем РС – обеспечению аэродинамической устойчивости (Приложение 1) и теории работы диффузорных ВУ (Приложение 2). Разделы 9.1, 9.2 подготовлены А.Я. Баяндиным, Г.М. Ефремовой и к.т.н. В.Л. Сандрацким, разделы 9.3, 9.4, 9.5 – В.М. Шкалябиным и к.т.н. В.Л. Сандрацким, разделы 9.6, 9.7 – В.Г. Булатовым, Б.А. Ремезовским, В.С. Андреевым, раздел 9.8 – Д.Б. Бекуриным и В.Ю. Смирновым. Приложение 1 написано к.т.н. В.Л. Сандрацким, приложение 2- Д.Б. Бекуриным. Иллюстративный материал подготовлен О.А. Умпелевой, В.В. Вагановым, А.В. Чудиновым, М.Ю. Пашковой, В.В. Махнутиным, М.А. Гринёвым, А.Ю. Ждановым. Материалы главы подготовлены под руководством А.П. Ведерникова.

Том 3 содержит 7 глав – с 10 по 16-ю.

Глава 10 посвящена зубчатым передачам и муфтам в ГТД. В частности, рассмотрены вопросы проектирования зубчатых передач центрального привода, коробок приводов агрегатов, редукторов ТВД и вертолётных. Отдельный раздел посвящён муфтам, используемым в ГТУ. Материалы главы подготовлены Н.П. Трушниковым с участием Р.К. Хисматулиной и Л.А. Сацкого. Иллюстрации подготовлены Д.Н. Внутских, А.В. Ермаковым, Н.А. Пичужкиным, В.Е. Хроминым, Р.З. Хасановым и Я.Ю. Сажиной.

Глава 11 посвящена пусковым устройствам. Рассмотрены различные типы пусковых устройств, их характеристики и конструкция, а также конструкция их узлов: заслонок, редукторов, муфт. Отдельный раздел посвящён особенностям пусковых устройств ГТД наземного применения. Раздел подготовлен М.В. Чепкасовым с участием В.Н. Веселова. Подготовка иллюстраций выполнена А.Б. Рыжовым.

Глава 12 посвящена трубопроводным и электрическим коммуникациям. В газотурбинном двигателестроении эти коммуникации называются «обвязкой». Рассмотрены составляющие элементы обвязки: трубы, провода, элементы их соединения, компенсирующие устройства, узлы крепления... В обвяз-

ку могут входить, и приведены, элементы крепления агрегатов и датчиков. Большое внимание уделено проектированию обвязки, натурному и электронному макетированию. Отдельный раздел посвящён особенностям обвязки наземных ГТД. Глава подготовлена к.т.н. В.М. Полушкиным с участием в оформлении разделов по трубопроводным коммуникациям Н.В. Боговаровой, С.Д. Владимировой, С.З. Миняшева, А.А. Шишкина, Е.В. Костаревой. Раздел по электрическим коммуникациям подготовлен В.С. Наговицыным с участием в предварительном редактировании В.И. Леготкина и в оформлении – С.В. Белявского и А.Е. Малаховой.

Глава 13 посвящена уплотнениям и в какой-то степени дублирует материалы, приведенные по данной теме в других разделах. Сделано это для удобства пользования. В этой главе помещены данные по уплотнениям неподвижных соединений. Подробно описаны уплотнения подвижных соединений: лабиринтные, щёточные, газостатические, газодинамические. Даны сравнительные данные по их эффективности. Приведены примеры уплотнений газового тракта. Рассмотрены также уплотнения масляных полостей опор роторов, редукторов. Материалы главы подготовлены к.т.н. Ю.А. Пыхтиным. Оформление – И.М. Соколовой с участием Г.А. Ельцовой и Н.Е. Брагиной.

Глава 14 посвящена ГТД наземного применения, используемым, в первую очередь, в качестве силового привода для газоперекачивающих агрегатов и электростанций. Рассматриваются особенности их конструкции, отличия от авиационных. Отдельные разделы посвящены ГТД, используемым в качестве силовых (энергетических) установок кораблей и судов, а также танков. Рассмотрены примеры компоновок ГТД на разных объектах применения. Глава подготовлена А.В. Черненко (разделы 14.1 и 14.4) и В.О. Рубиновым (разделы 14.2, 14.3, 14.5, 14.6) с участием в оформлении Ю.А. Пашкова, С.С. Малыгина, Ю.В. Шилова и В.Е. Симонова.

Глава 15 посвящена проблеме обеспечения одного из экологических требований к ГТД – уровня шума. Рассмотрены источники шума, влияние параметров процесса и конструктивной схемы на его уровень, методы оценки акустических характеристик. Представлены методы снижения шума и их конструктивная реализация. Глава подготовлена В.А. Чурсиным (разделы 15.1...15.4, 15.5) с участием А.Г. Григорьева (разделы 15.4, 15.5), А.П. Ведерникова (раздел 15.4.3), В.Ю. Смирнова (раздел 15.4.5) и М.М. Якуниной (оформление).

Глава 16 посвящена автоматизации проектирования и поддержки жизненного цикла ГТД. Проблема автоматизации уже давно не рассматривается отдельно для какой-либо части жизненного цикла (в том числе и для проектирования), поскольку только комплексный подход может дать необходимый эффект в повышении качества и сокращения сроков создания двигателя. Глава подготовлена В.Е. Абрамчуком (разделы 16.1...16.12) и А.В. Дурягиным (раздел 16.13). Оформлена глава А.В. Дурягиным и Т.С. Чудиновой. Учтены ценные советы и замечания Д.В. Леванова, Н.А. Пичужкина и И.А. Паздникова.

Одна из книг серии – «**Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок**» рассматривает вопросы регулирования ГТД и системы, так или иначе связанные с управлением, с точки зрения «двигателялиста», большей частью не заглядывая внутрь агрегатов, представляя их как «чёрные ящики»...

В главе 1 рассматриваются назначение, состав, работа, выбор системы автоматического управления и контроля, а также её элементов. Рассмотрена бортовая система контроля и диагностики авиационного ГТД. В отдельном разделе представлены системы автоматического управления (САУ) и контроля наземных ГТД.

В главе 2 приведены назначение, состав, основные характеристики, работа, выбор элементов системы топливопитания ГТД. В отдельном разделе рассмотрена система топливопитания наземных ГТД. Материалы глав 1 и 2 подготовлены под общим руководством к.т.н. Ю.А. Трубникова. Глава 1 – О.Р. Акмаловым (1.1...1.5), Т.И. Давыдовой (1.6), Ю.И. Тимкиным и А.И. Полуляхом (1.2). Глава 2 – О.Р. Акмаловым (2.1) и Ю.И. Тимкиным (2.2) с участием к.т.н. В.М. Полушкина (1.6; 1.7). В оформлении материалов принимали участие А.В. Карпова и Д.А. Лызлов.

Глава 3 посвящена системам диагностирования ГТД, их структуре, видам, задачам, регламенту. Отдельно представлены системы диагностирования механизации ГТД, САУ, топливопитания, смазки и суфлирования. Описаны системы диагностирования по параметрам вибрации, по газодинамическим параметрам, инструментальными методами. Заключительный раздел посвящён особенностям диагностирования ГТД наземного применения. Глава 3 подготовлена В.Ф. Халиуллиным с участием к.т.н. А.Л. Полянина (3.1; 3.5), к.т.н. С.Ф. Минацевича (3.1; 3.6), к.т.н. В.Л. Ступникова (3.2), В.Н. Надежкина (3.3), В.П. Макарова (3.3), А.И. Горбунова (3.3), Ф.И. Мухутдинова (3.4). В подготовке материалов и оформлении прини-

мали участие А.В. Торопов, А.Н. Субботин, Д.Х. Хайруллина.

Глава 4 содержит материалы по назначению, составу пусковой системы ГТД. Описан процесс запуска и его характеристики. Отдельные подразделы посвящены выбору стартера, системе зажигания, особенностям запуска двигателей двухроторных схем, а также особенностям пусковой системы наземных ГТД. Глава подготовлена под руководством к.т.н. Ю.А. Трубникова В.Г. Ипполитовым с участием в оформлении А.В. Карповой.

В главе 5 рассматриваются воздушные системы (ВС), называемые также системой вторичных воздушных потоков. Приведены функции ВС, требования к ним. Описана работа таких локальных ВС, как ВС охлаждения турбин, наддува и охлаждения опор, противообледенительная система, кондиционирования, активного управления зазорами, внешнего охлаждения и обогрева. Отдельные разделы посвящены подготовке воздуха для ВС и особенностям ВС наземных ГТД. Раздел подготовлен В.О. Рубиновым.

В главе 6 рассматриваются схемы систем смазки и суфлирования ГТД, а также авиационных редукторов и редукторов наземных ГТД. В отдельной главе описаны агрегаты маслосистем, примеры их конструкций и схемы работы. Раздел подготовлен Н.П. Трушниковым, Р.К. Хисматулиной и Л.А. Сацким. В подготовке и оформлении материалов принимали участие В.Е. Хромин, Р.З. Хасанов и Я.Ю. Сажина.

Глава 7 посвящена системам гидравлического привода ГТД и, в частности, привода реверсивных устройств. Раздел подготовлен Н.П. Трушниковым, Р.К. Хисматулиной и Л.А. Сацким с участием в оформлении Д.Н. Внутских, А.В. Ермаковой и Н.А. Пичужкина.

В главе 8 рассматриваются дренажные системы, их основные схемы, принцип действия, проблемы обеспечения работоспособности. Показаны также особенности конструкции одного из основных элементов системы – дренажного бака. Раздел подготовлен к.т.н. В.М. Полушкиным.

Еще одна книга этой серии – «Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок». В книге 6 глав.

В главе 1 рассматриваются теоретические основы динамики и прочности ГТД, без которых было бы затруднено понимание дальнейших разделов.

Глава 2 посвящена статической прочности и долговечности лопаток.

В главе 3 рассматривается статическая прочность и циклическая долговечность дисков.

Глава 4 посвящена колебаниям и вибрационной прочности лопаток осевых компрессоров и турбин.

В главе 5 рассматриваются вопросы динамики роторов и вибраций ГТД.

Глава 6 посвящена прочности корпусов и подвески двигателя. Книга подготовлена к.т.н. И.Л. Андreyченко (главы 5, 6), д.т.н. М.А. Нихамкиным (главы 1, 4) и Л.Б. Полатики (2, 3). В подготовке материалов и оформлении принимали участие: И.Л. Гладкий, к.т.н. В.Н. Кашин, к.т.н. Р.Х. Муратов, Д.А. Вятчин, С.В. Санчелова, Ю.А. Берендорф, В.М. Лимонова, И.В. Карпман, Н.И. Расторгуева, Г.А. Ельцова.

Настоящая книга является собственностью ОАО «Авиадвигатель». Никакая ее часть ни в каких целях не может быть воспроизведена в какой бы то ни было форме и какими бы то ни было средствами, будь то электронное или механическое, включая фотокопирование и запись на магнитный носитель, если на это нет письменного разрешения ОАО «Авиадвигатель».

Глава 10 - Привод агрегатов, редукторы, муфты ГТД

ГТД кроме основных узлов (компрессора, КС, турбины, выходного устройства) имеет в своем составе ряд систем, которые обеспечивают его функционирование - топливную, масляную, гидравлическую, электрическую и др. Большинство из них, а также гидравлическая и электрическая системы самолета имеют агрегаты, приводимые во вращение от ротора ГТД с помощью зубчатых передач. Общие

сведения о зубчатых передачах приведены в разделе 10.6. Отбор мощности производится так называемым центральным приводом (ЦП) 1 (см. Рис. 10.1). ЦП посредством вала 2 передает вращение коробке приводов агрегатов (КПА) 3.

Зубчатые передачи широко используются в редукторах и мультипликаторах для понижения или повышения частоты вращения выходного вала соответственно. В СУ летательных аппаратов редукторы применяются для привода винта (ТВД) (см. Рис. 10.2), а также для привода несущего и рулевого винтов СУ вертолетов (см. Рис. 10.3 и 10.4).

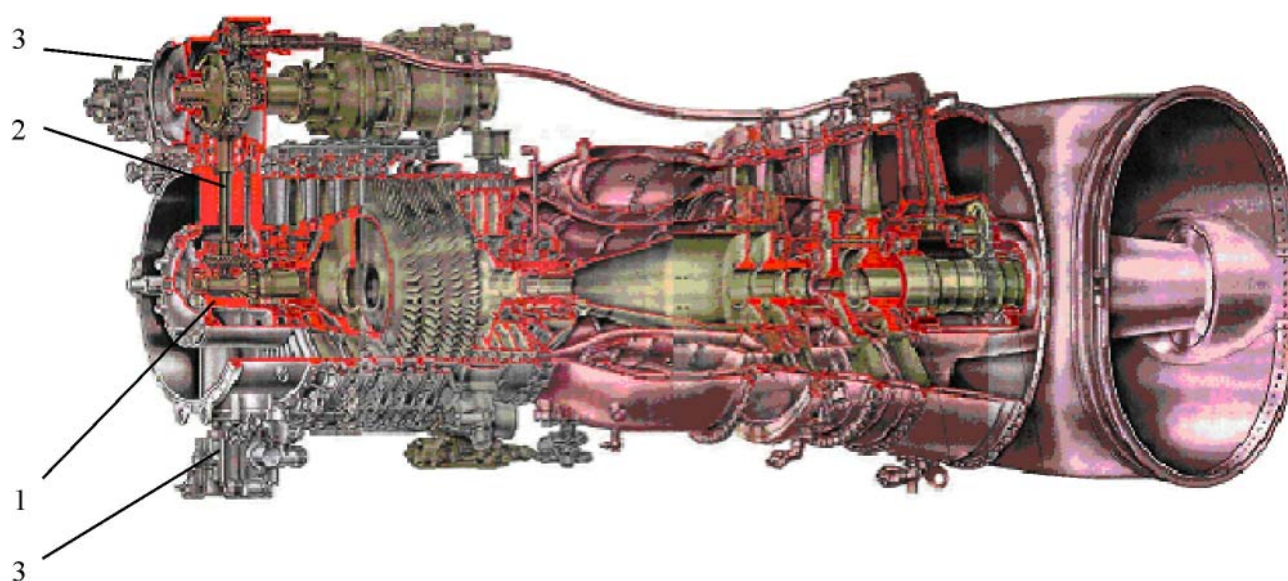


Рисунок 10.1 - Двигатель ТВ3-117 (Предоставлено ФГУП «Завод им. В.Я. Климова») 1 – центральный привод; 2 - вал привода КПА; 3-КПА.

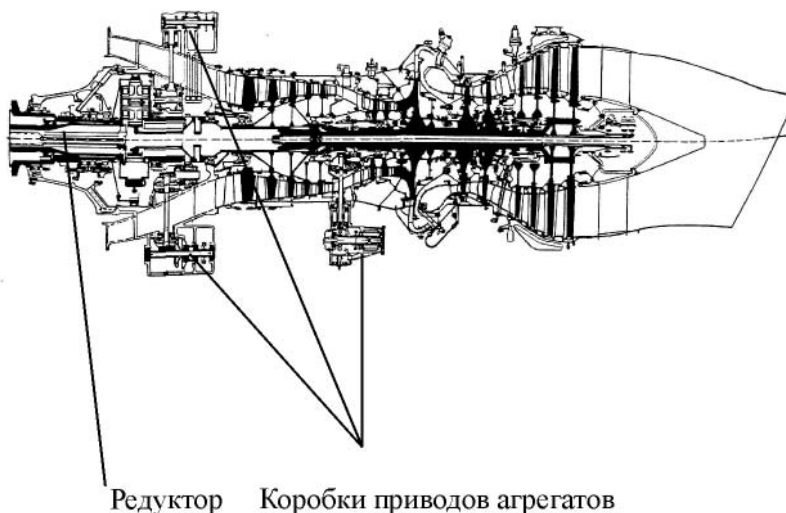


Рисунок 10.2 - Двигатель Д-27 с редуктором разработки ГП «ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г.Ивченко» г.Запорожье, Украина.

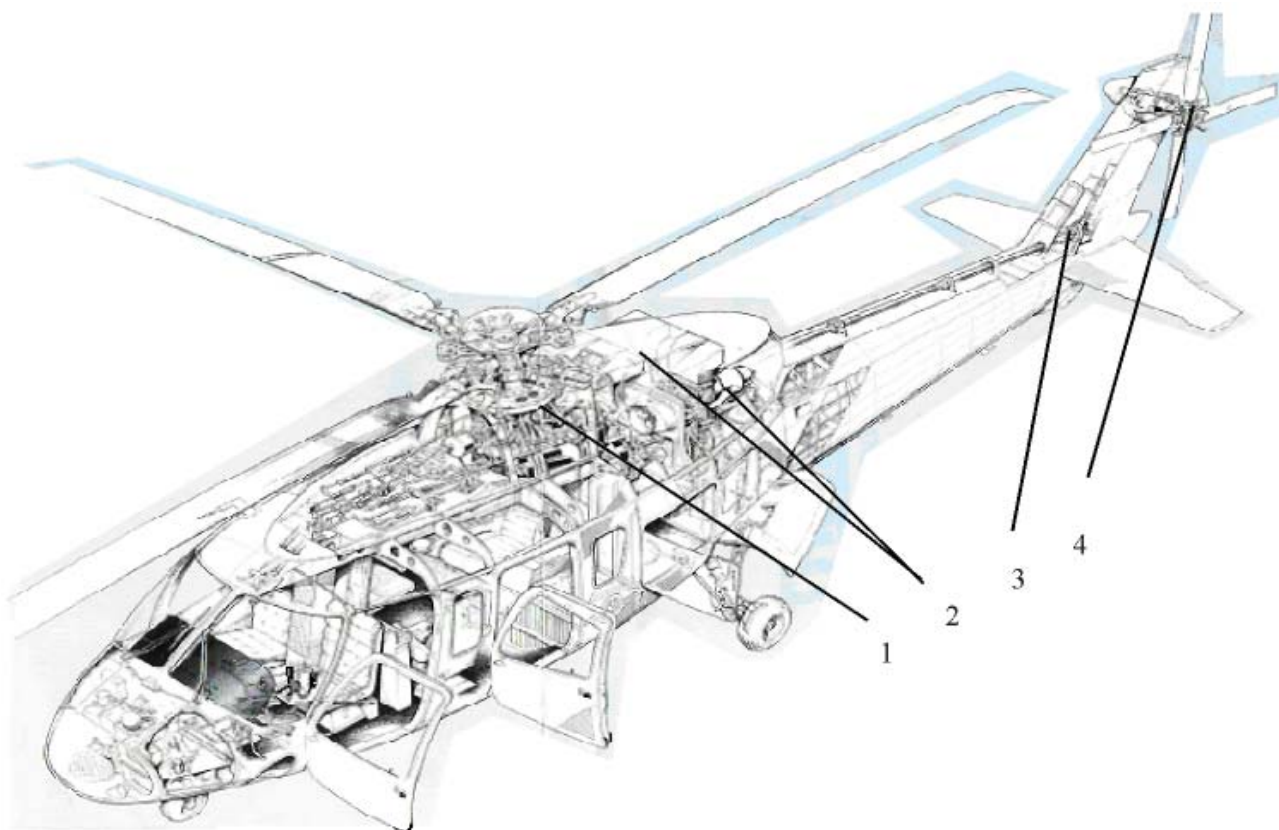


Рисунок 10.3 - Вертолет S-76A фирмы SIKORSKY (США)

1 - редуктор привода несущего винта; 2-ГТД; 3 - редуктор промежуточный; 4- редуктор хвостовой

В состав главных газотурбинных агрегатов (ГГА) кораблей и судов с приводом гребного винта (винтов) от ГТД входит главный редуктор (см. Рис. 10.5). Особенности конструкций главных редукторов ГГА являются большие размеры и масса, обусловленные необходимостью привода гребных винтов комбинацией из нескольких мощных двигателей (например, газотурбинных и дизельных). Для размещения двигателей и вспомогательных систем необходимо достаточное пространство. Кроме того, эта комбинированная СУ создает большой крутящий момент на выходном валу, поэтому усилия, действующие в зубчатых зацеплениях, определяют конструкцию редуктора: шевронное зубчатое зацепление с большим модулем.

Редукторы и мультипликаторы также используются в ГТУ наземного применения с ГТД для привода ГПА и ГТЭС (см. Рис. 10.6).

Передача мощности от одного вала к другому в условиях их взаимных осевых и радиальных смещений, а также перекосов производится муфтами. Из всего разнообразия муфт в приводах ГТД

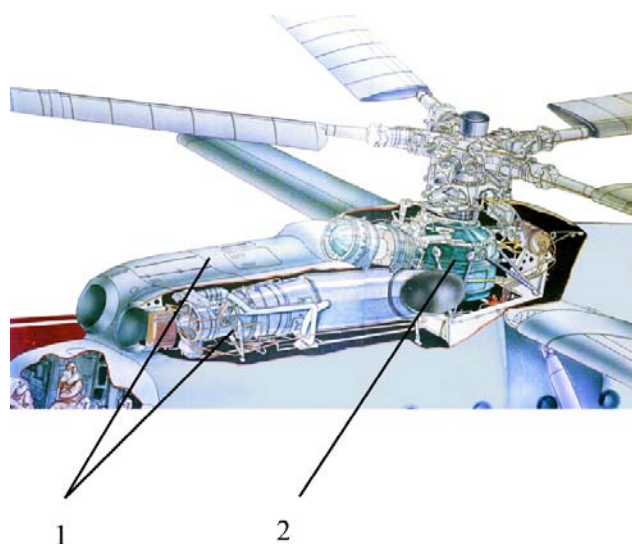


Рисунок 10.4 - Привод несущего винта вертолета Ми-6

1 - ГТД; 2 - редуктор привода несущего винта

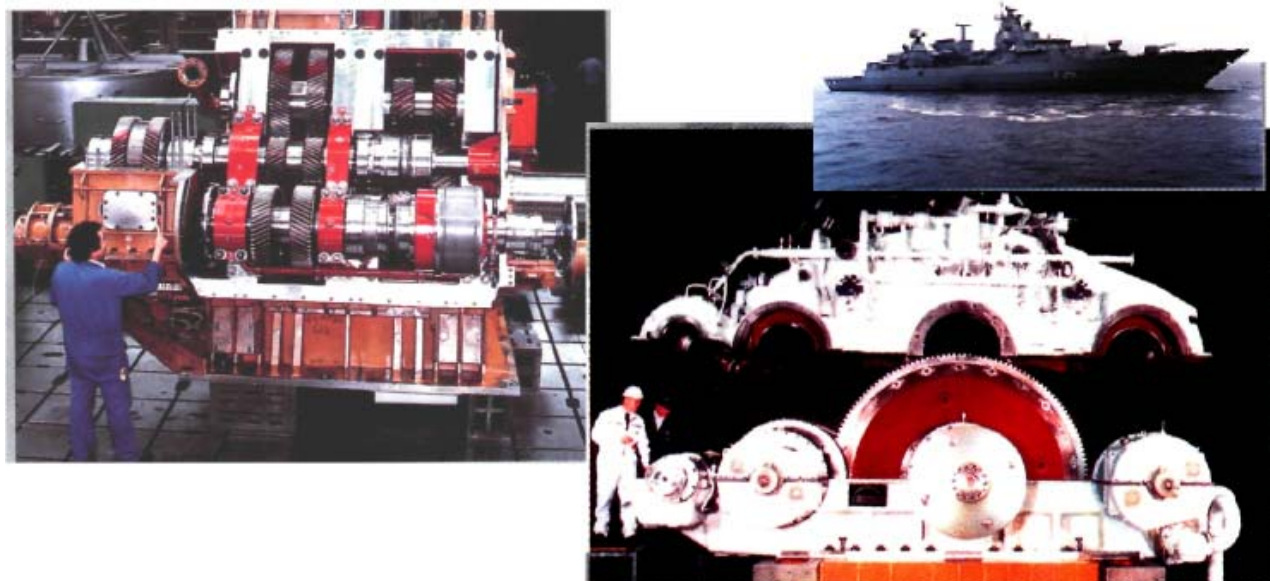


Рисунок 10.5 - Редуктор главный ГГТА кораблей и судов

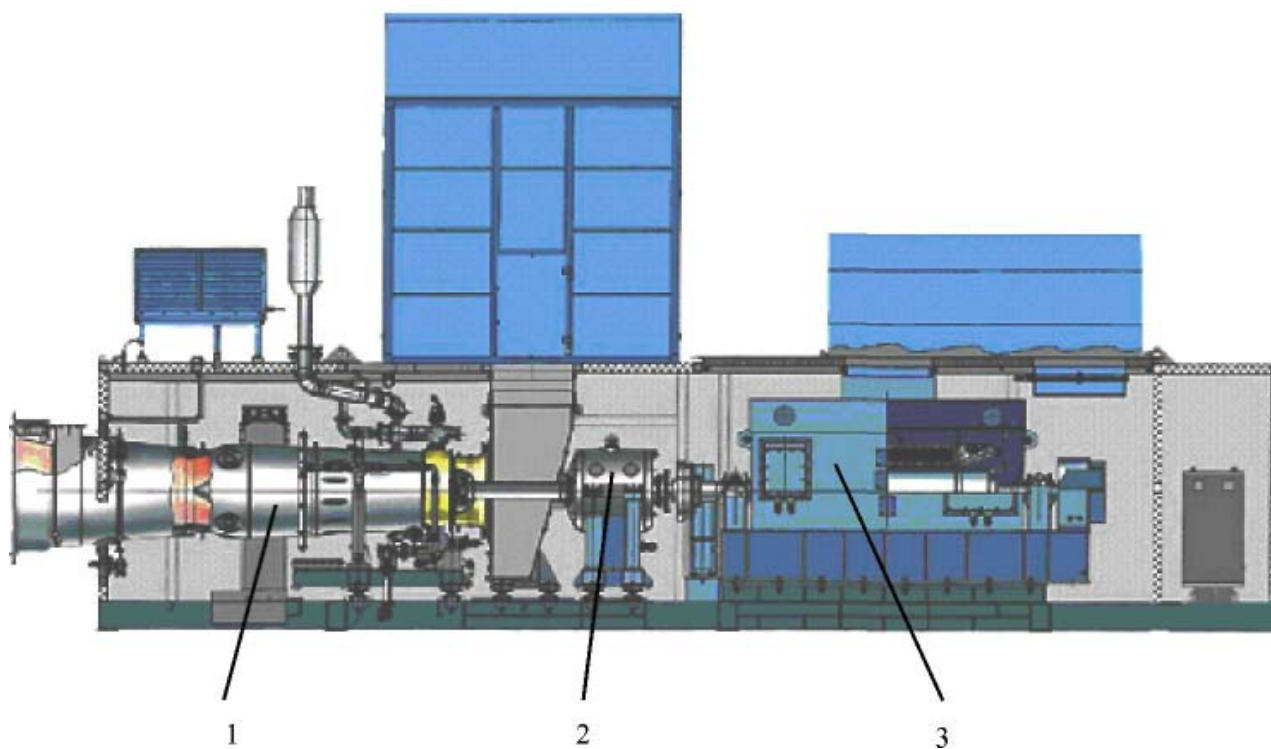


Рисунок 10.6 - Электростанция газотурбинная блочно-модульная ГТУ-2,5П
1 - ГТД; 2-редуктор; 3-генератор



Рисунок 10.7 - Муфта зубчатая

чаще других используются соединительные зубчатые и гибкие дисковые муфты (см. Рис. 10.7 и Рис. 10.8), соответственно. Более подробно о муфтах см. раздел 10.3.

10.1 - Привод агрегатов ГТД

Механизм отбора и передачи крутящего момента ($M_{кр}$) от ротора турбокомпрессора на привод агрегатов, показанный на Рис. 10.1, является одним из важных узлов ГТД, который обеспечивает функционирование основных систем двигателя: топливной, масляной, гидравлической, электрической и других. На ГТД также устанавливаются агрегаты систем жизнеобеспечения ЛА (гидравлической и электрической).

10.1.1 - Центральный привод

Из условий компоновки ЦП расположен непосредственно у оси двигателя. Компоновка и условия работы ЦП на каждом конкретном двигателе накладывает определенные ограничения на его конструкцию.

Отбор $M_{кр}$ для привода агрегатов в одновальном ГТД производится от ротора компрессора, в двух и трехвальных, как правило, от ротора компрессора высокого давления. На первых многовальных ГТД ЦП проектировался с отбором $M_{кр}$ от всех роторов, что было связано с необходимостью привода регуляторов оборотов и датчиков-тахометров



Рисунок 10.8 - Муфта гибкая дисковая

для обеспечения функций системы автоматического регулирования.

Конфигурация проточной части газовоздушного тракта двигателя часто ограничивает габариты ЦП, как показано на Рис. 10.9.

Данный вариант ЦП выполнен по схеме с одноступенчатой конической зубчатой передачей. Ведущее зубчатое колесо 1 зафиксировано на валу компрессора. Ведомое зубчатое колесо 2 через вал привода КПА 3 передает $M_{кр}$ ведущему коническому зубчатому колесу 4 КПА.

10.1.2 - Коробки приводов агрегатов

Коробки приводов агрегатов (КПА) (см. Рис. 10.10) служат для размещения приводных агрегатов и передачи к ним крутящего момента от роторов ГТД и от пускового устройства к ротору двигателя во время запуска.

Конструкция КПА должна обеспечивать ее работоспособность во всем диапазоне режимов работы двигателя, от запуска до максимального режима в течение всего полета, включая возможные эволюции самолета. На КПА устанавливаются агрегаты, обслуживающие как системы самого ГТД, так и системы ЛА. К агрегатам, обслуживающим системы двигателя, относятся стартеры, топливные и масляные насосы топливные регуляторы, датчики частоты вращения, генераторы для систем автоматического управления. К агрегатам самолетных систем относятся генераторы постоянного и переменного тока, гидронасосы и другие.

В зависимости от назначения самолета на КПА могут быть размещены до 15 различных агрегатов. Кроме приводных агрегатов на ней могут размещаться и не приводные агрегаты. Как прави-

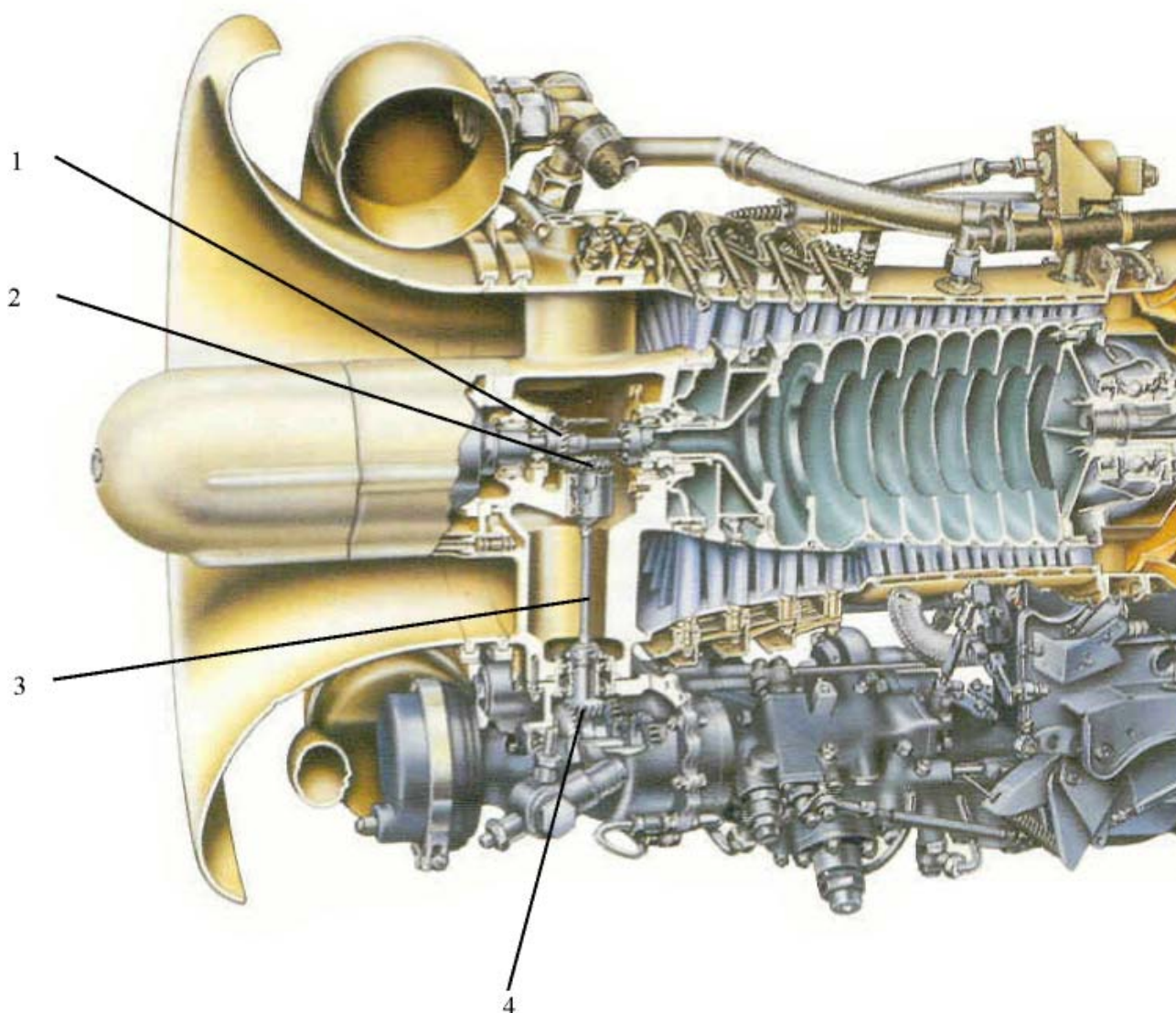


Рисунок 10.9 - ROLLS - ROYCE Gnome (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)

1-колесо зубчатое коническое ведущее; 2- колесо зубчатое коническое ведомое;
3-вал привода КПА; 4- колесо коническое зубчатое ведущее КПА.

ло, внешние контуры мотогондолы (элемента самолета, в котором размещается ГТД) существенно влияют на компоновку КПА. Масса КПА с агрегатами достигает 5...10% от общей массы ГТД, поэтому ее снижение является актуальной задачей, которую решают:

- сокращением количества приводных агрегатов;
- интегрированием агрегатов с КПА, например объединением опор роторов агрегатов с опорами зубчатых колес КПА;
- минимизацией габаритов конструкции;
- применением рациональных кинематических и силовых схем;
- заменой изгибных связей связями растяжения-сжатия;
- применением легких сплавов, неметаллических и композиционных материалов.

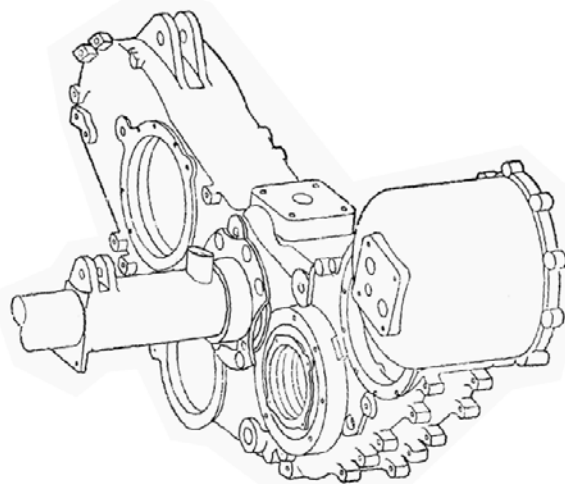


Рисунок 10.10 - Коробка приводов агрегатов

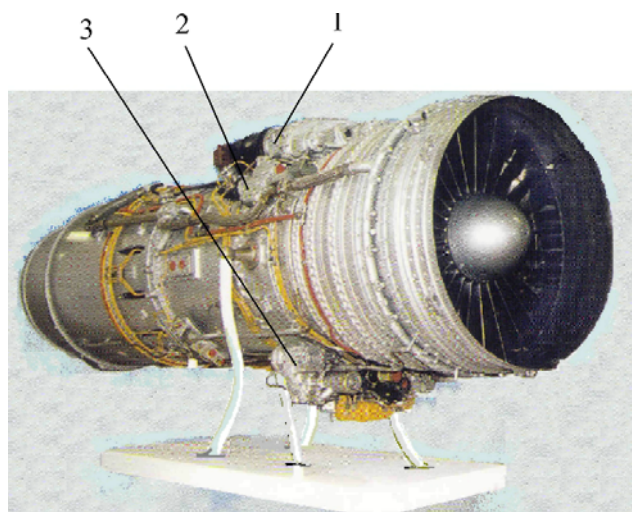


Рисунок 10.11 - Двигатель Д-30
1-верхняя КПА; 2-боковая КПА; 3-нижняя КПА

На одном ГТД размещаются, как правило, одна – две КПА. Иногда из условий компоновки применяется три КПА. Примером двигателя с тремя КПА является разработанный ОАО «Авиадвигатель» г. Пермь ГТД Д-30 (см. Рис. 10.11), у которого кроме верхней и нижней КПА 1 и 3 имеется еще и боковая КПА 2.

10.2 - Редукторы ГТД

Редукторы ГТД непосредственно не относятся к конструкции двигателя, но в то же время они входят в единую СУ. Поскольку проектирование и конструкция редукторов и ГТД тесно взаимосвя-

заны, то иногда их созданием занимаются разработчики двигателей.

В отдельных случаях фирмы, занимающиеся разработкой ГТД и имеющие опыт работы по созданию авиационных редукторов, самостоятельно проектируют и производят редукторы и для газотурбинных энергетических установок.

10.2.1 - Редукторы ТВД

В качестве движителей ЛА с ГТД широко применяются воздушные винты. Из-за существенной разницы оптимальных частот вращения газовых турбин и воздушных винтов возникает необходимость в использовании для привода последних редукторов, передаточные отношения которых составляют 7...16.

Редукторы ТВД – сравнительно малогабаритные и легкие механизмы, передающие мощности до нескольких тысяч киловатт, имеющие высокий коэффициент полезного действия. Во многих случаях они представляют собой дифференциальные и планетарные передачи.

Редуктор ТВД конструктивно входит в состав двигателя (см. Рис. 10.2) или выполняется в виде самостоятельной конструкции (выносные редукторы). На Рис. 10.12 изображен ТВД СТ7 фирмы General Electric с выносным редуктором.

10.2.1.1 - Общие требования, кинематические схемы

Редукторы ТВД должны удовлетворять следующим требованиям:

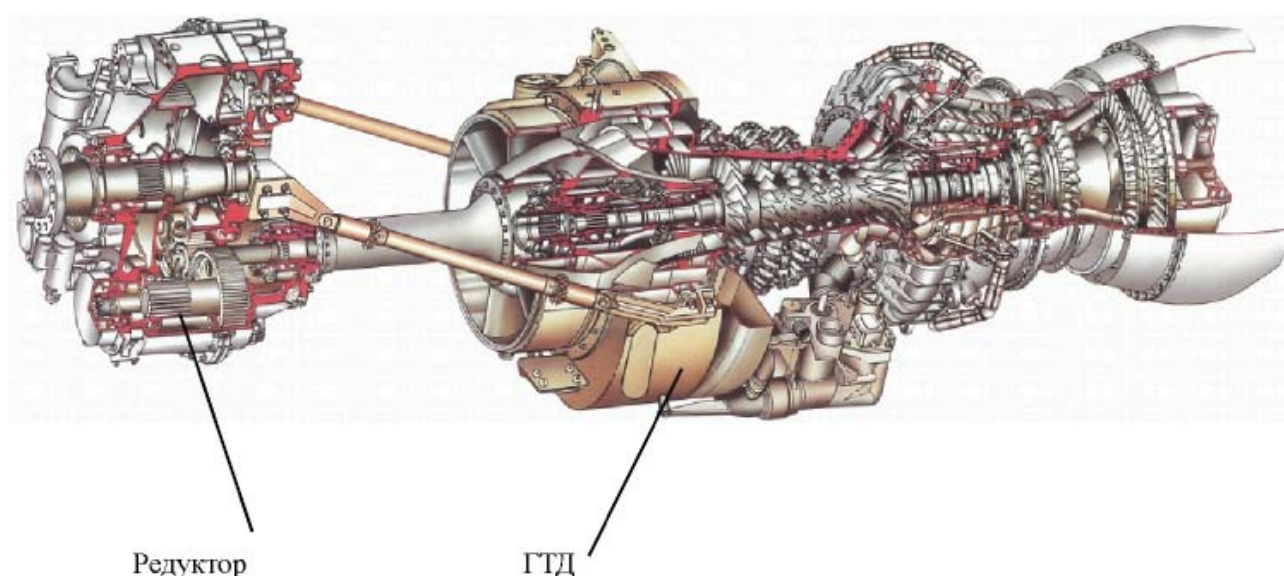


Рисунок 10.12 - ТВД СТ7 с выносным редуктором

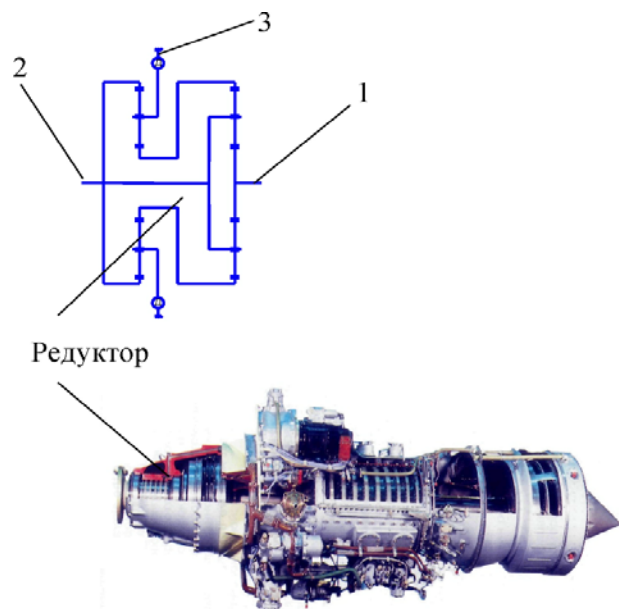


Рисунок 10.13 - Схема редуктора и общий вид ТВД АИ-20

1 – вал силовой турбины;
2 – вал винта; 3 – измеритель крутящего момента

- обеспечение заданных разработчиком ЛА направления и частоты вращения воздушного винта;
- обеспечение необходимых уровней надежности и долговечности;
- обеспечение контролепригодности;
- уровни и спектр издаваемых редуктором шумов должны укладываться в установленные пределы;
- уровень вибраций, возбуждаемых редуктором, не должен превышать установленных норм, а их спектр не должен содержать резонансных частот;
- исключение возможности крутильных колебаний в валопроводе от силовой турбины до воздушного винта.

Редукторы ТВД можно классифицировать по таким параметрам, как: число ведущих и ведомых валов, взаимное расположение входного и выходного валов, тип передач и число ступеней редукции.

Наиболее распространены редукторы с одним ведущим и одним ведомым валами как это выполнено, например, на двигателе АИ-20 разработки ГП «ЗМКБ «Прогресс» им.А.Г.Ивченко» (см. Рис. 10.13).

Схема редуктора с одним входным валом и приводом двух винтов, вращающихся в противоположные стороны, показана на Рис. 10.14 (двигатель НК-12МВ разработки СНТК им. Н.Д.Кузнецова,

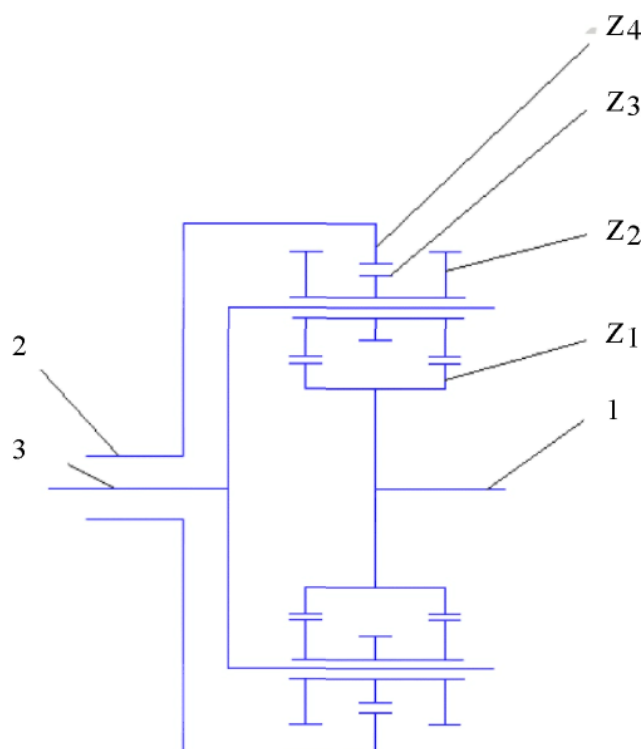


Рисунок 10.14 - Схема редуктора НК-12

1 – вал силовой турбины;
2 – вал заднего винта; 3 – вал переднего винта; z_1 - ведущее зубчатое колесо (сдвоенное); z_2 - промежуточное зубчатое колесо (сдвоенное); z_3 - промежуточное зубчатое колесо; z_4 - центральное зубчатое колесо внутреннего зацепления

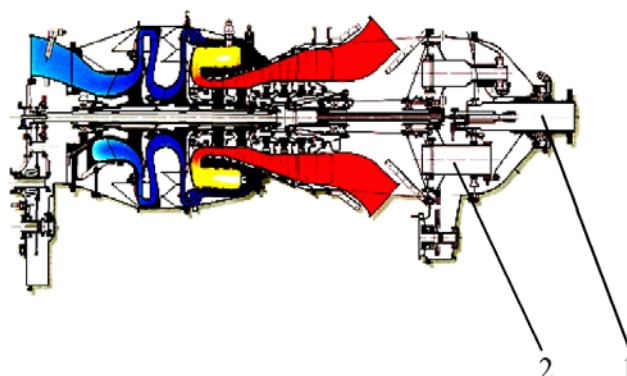


Рисунок 10.15 - Конструктивная схема ТВД

ТРФ351-20 с толкающим винтом
1 – вал привода винта; 2 – редуктор

г.Самара). По аналогичной схеме выполнен также редуктор турбовентиляторного двигателя Д-27 (см. Рис. 10.2).

Редукторы ТВД могут быть одно- и многоступенчатыми. По двухступенчатой схеме с простыми зубчатыми передачами выполнен редуктор двигателя ТРФ351-20 разработки Garret Engine Division с толкающим винтом (см. Рис. 10.15).

Одноступенчатые редукторы применяются в случаях, когда требуется реализовать относительно низкие значения передаточных отношений ($I = 3 \dots 9$). По одноступенчатой схеме с планетарной дифференциальной передачей выполнен ре-

дуктор двигателя НК-93, конструкция которого приведена в следующем разделе. У большинства ТВД редукторы выполнены по многоступенчатой схеме.

10.2.1.2 - Конструкция редукторов ТВД

Зубчатые передачи редукторов бывают простыми, планетарными, дифференциальными.

Рассмотрим конструкцию двухступенчатого редуктора ТВД с различными типами зубчатых передач на примере двигателя АИ-20А разработки

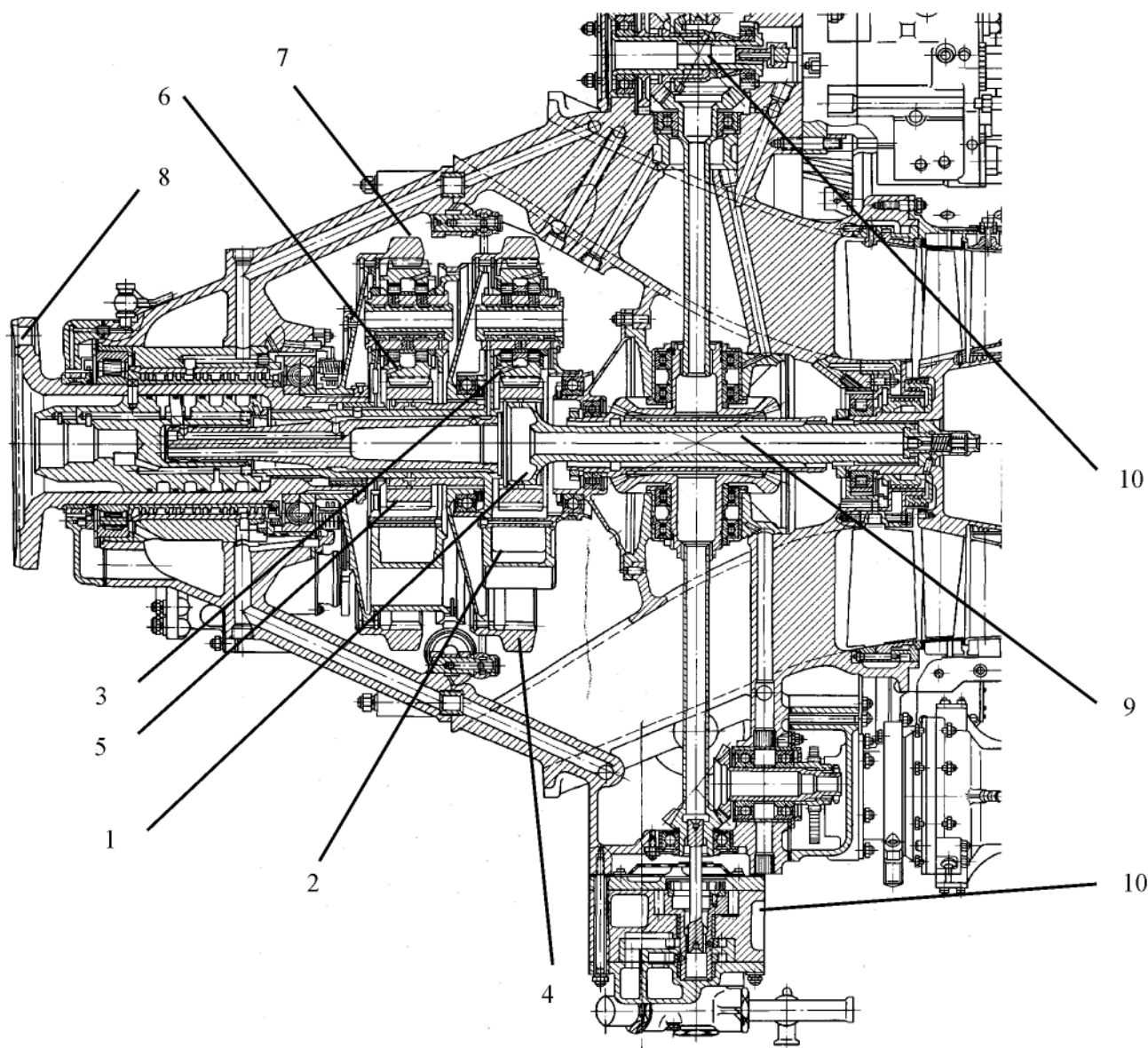


Рисунок 10.16 - Редуктор двигателя АИ-20А

1 - зубчатое колесо привода от ротора двигателя; 2 - водило; 3 - сателлит; 4 - колесо зубчатое внутреннего зацепления 1-й ступени; 5 - колесо зубчатое ведущее 2-й ступени; 6 - колесо зубчатое промежуточное; 7 - колесо зубчатое внутреннего зацепления 2-й ступени; 8 - вал винта; 9 - ЦП; 10 - КПА

ГП «ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г.Ивченко», г.Запорожье, Украина (см. Рис. 10.16).

Редуктор выполнен по двухступенчатой замкнутой схеме. Первая ступень – планетарная зубчатая передача, состоящая из приводимого от ротора двигателя центрального зубчатого колеса 1, водила 2 с шестью сателлитами 3 и зубчатого колеса 4 внутреннего зацепления. Вторая ступень – простая многопоточная зубчатая передача. Зубчатое колесо первой ступени соединено с ведущим зубчатым колесом 5 второй ступени, которое зацепляется с шестью промежуточными зубчатыми колесами 6. Промежуточные зубчатые колеса передают вращение зубчатому колесу 7 внутреннего зацепления, соединенному шлицами с валом 8 винта. Передаточное отношение редуктора $i = 11,45$, частота вращения входного вала 12500 об/мин, выходного вала - 1100 об/мин. В конструкции редуктора предусмотрен измеритель крутящего момента (не показан). Центральный привод 9 двигателя

выполнен по двухпоточной схеме с отбором $M_{кр}$ от ротора компрессора на привод верхней и нижней КПА 10.

Конструкция одноступенчатого планетарного дифференциального редуктора авиационного газотурбинного двигателя НК-93 разработки «СНТК им. Н.Д.Кузнецова» г.Самара показана на Рис. 10.17.

Центральное зубчатое колесо 1 планетарной ступени редуктора установлено на шлицах вала 2 силовой турбины. Водило 3 соединено с передним винтом, а задний винт приводится от зубчатого колеса 4 внутреннего зацепления.

Передний и задний винты имеют противоположное направление вращения.

Многоступенчатый редуктор привода винта, объединенный с КПА, показан на Рис. 10.18.

$M_{кр}$ от вала 1 турбины двумя последовательными ступенями 2 с простыми зубчатыми передачами и планетарной ступенью 3 передается на вал

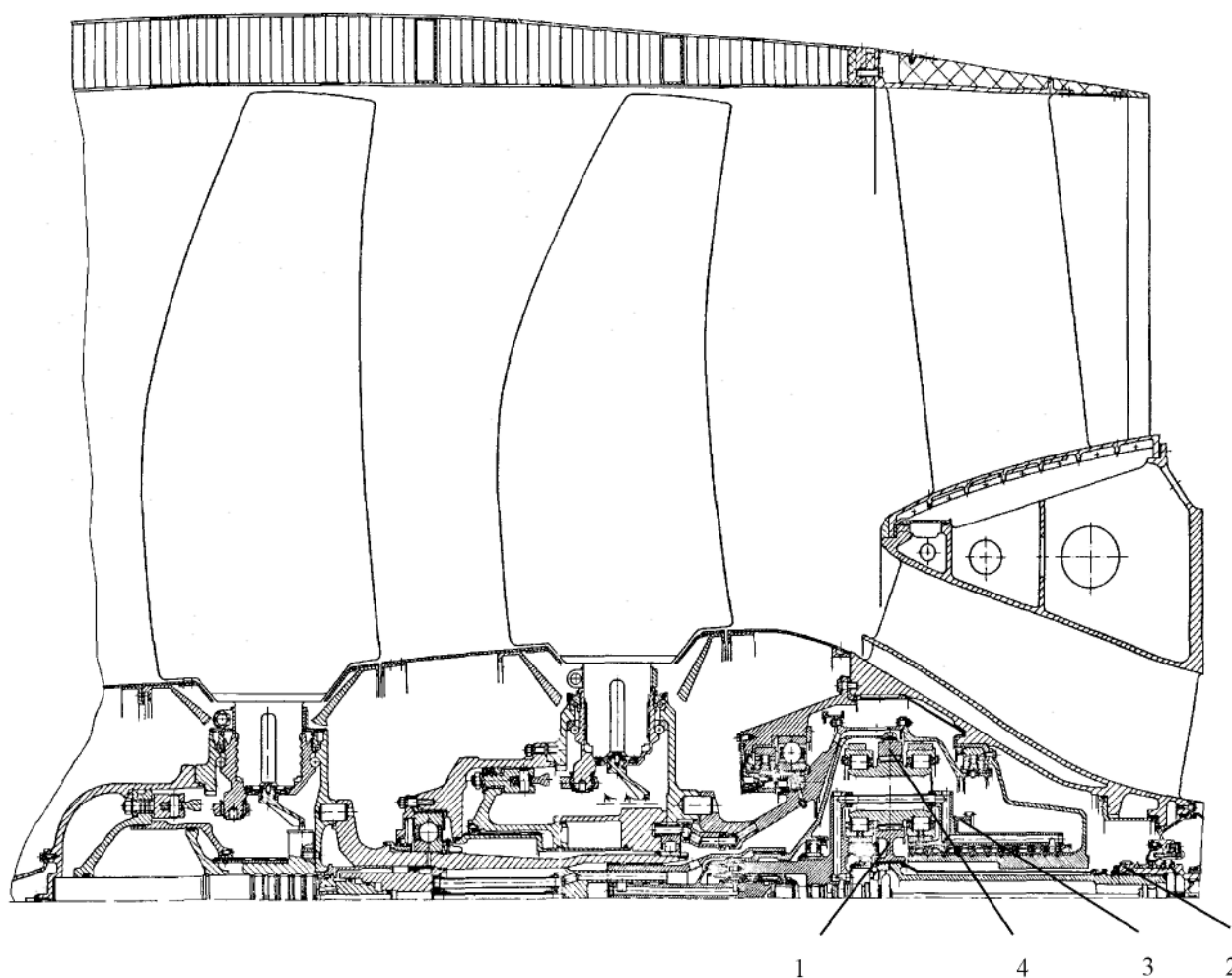


Рисунок 10.17 - Редуктор двигателя НК-93

1 – колесо зубчатое ведущее; 2 – вал турбины; 3 – водило; 4 – колесо зубчатое внутреннего зацепления

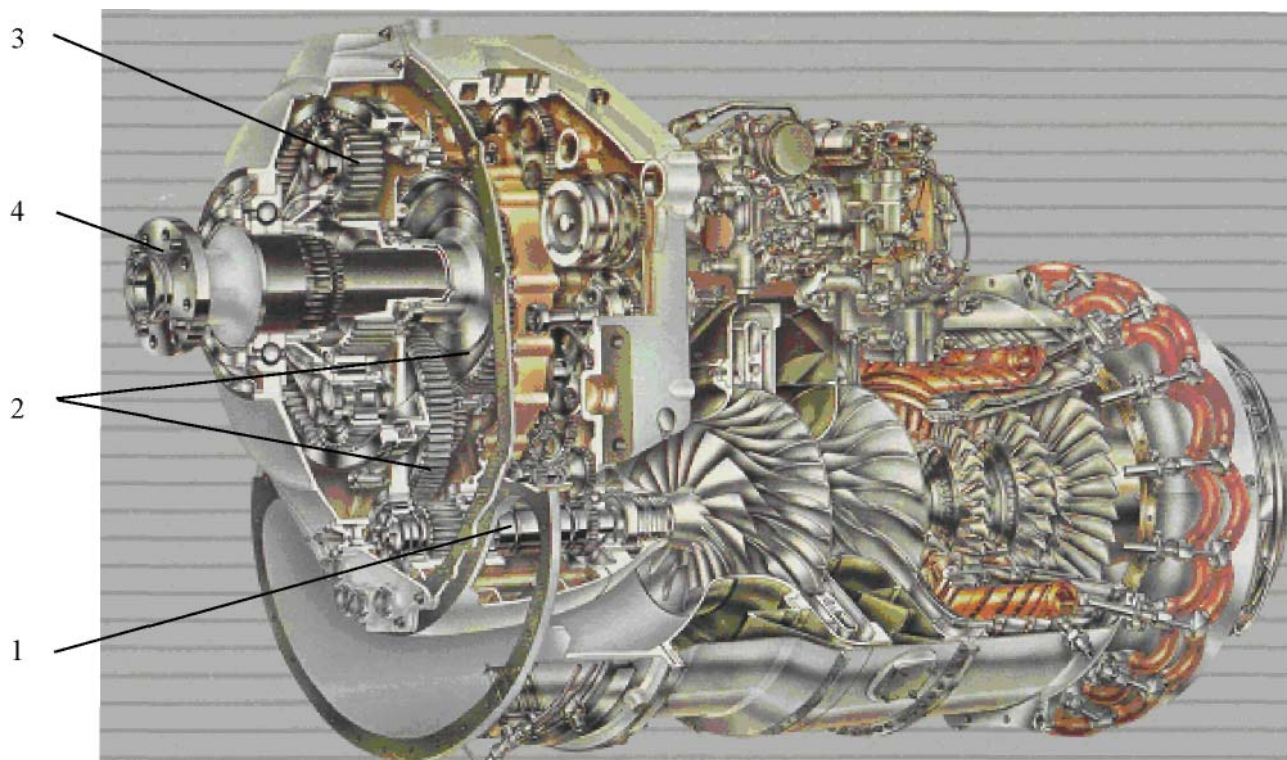


Рисунок 10.18 - Редуктор двигателя TF331- 14GR/HR

1 - вал свободной турбины; 2 - передача простая; 3 – передача планетарная; 4 – вал винта

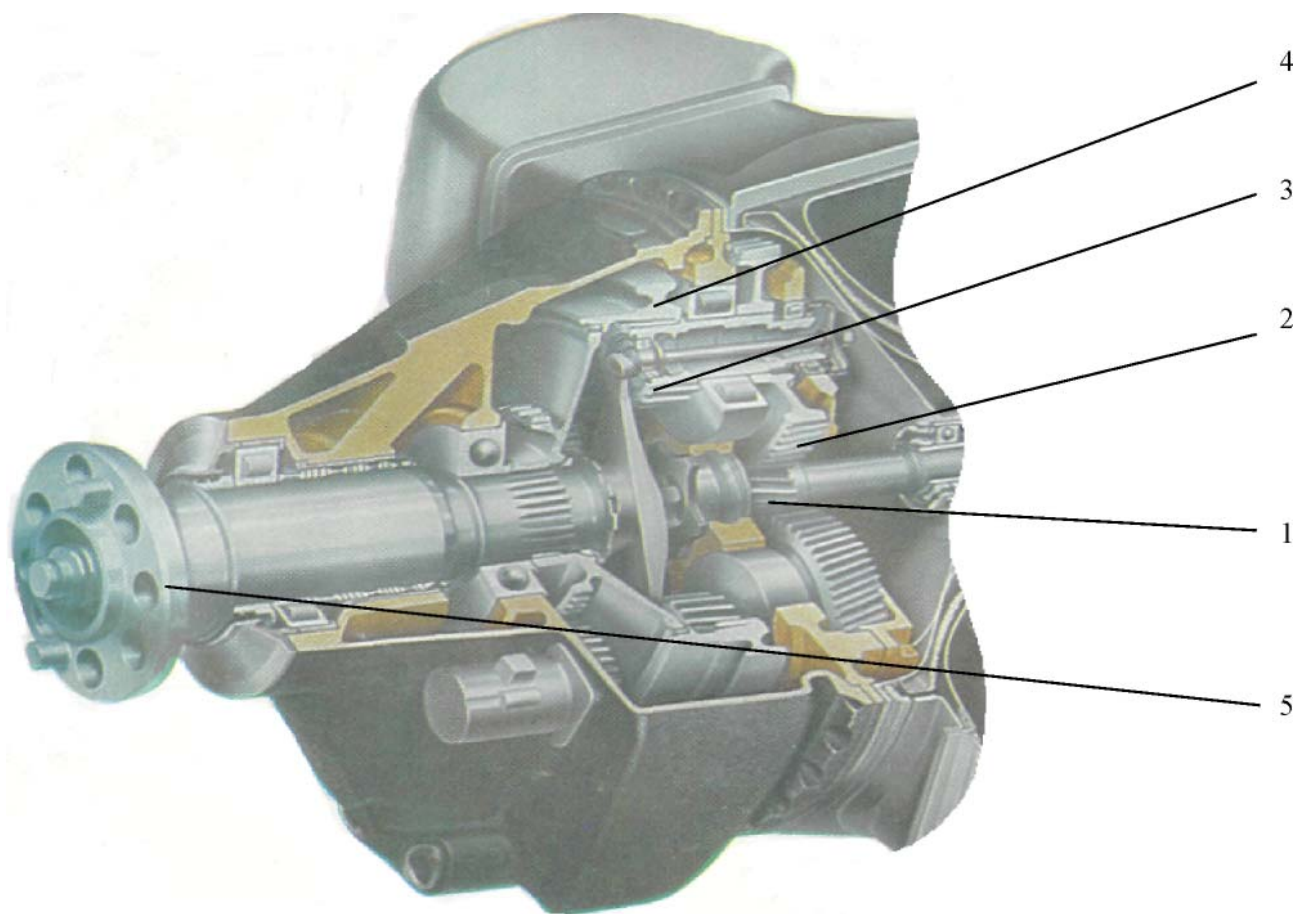


Рисунок 10.19 - Редуктор двигателя Walter M601-E

1 – шестерня ведущая 1-й ступени; 2 – колесо зубчатое ведомое 1-й ступени; 3 – шестерня ведущая 2-й ступени; 4 – колесо зубчатое внутреннего зацепления 2-й ступени; 5 – вал винта.

4 воздушного винта. Двигатель TF331-14GR/HR разработки Garret Engine Division один из немногих, у которых оси вала 1 силовой турбины и вала 4 воздушного винта расположены параллельно.

Редуктор (см. Рис. 10.19) двигателя Walter M601-E, производства фирмы Walter AS, Чешская республика, выполнен по двухступенчатой схеме с простыми зубчатыми передачами. Первую ступень редукции составляют установленная на вал (не показан) турбины ведущая косозубая шестерня 1 и ведомые зубчатые колеса 2. Ведущие шестерни 3 второй ступени редукции зацепляются с общим колесом 4 внутреннего зацепления, которое через шлицевое соединение (не показано) связано с валом 5 воздушного винта. Ведомые зубчатые колеса первой ступени составляют одно целое с ведущими шестернями второй ступени.

Разделение $M_{кр}$ передаваемого первой и второй ступенями редукции, по потокам способствует снижению удельного веса механизма.

10.2.2 - Редукторы привода несущего и рулевого винтов вертолетов

При разработке конструкции СУ вертолета разработчики ГТД и редукторов решают многочисленные вопросы по их взаимодействию. Поэтому, как уже было сказано, разработчики ГТД иногда проектируют и изготавливают редукторы привода несущего винта. Примером является разработка СУ вертолета Ми-6 (см. Рис. 10.4), для которой ГТД и редуктор привода несущего винта были разработаны ОАО «Авиадвигатель» г. Пермь.

10.2.2.1 - Редукторы привода несущего винта

Существуют следующие схемы вертолетов:

- с одним несущим и одним рулевым винтами;
- с двумя соосными несущими винтами;
- с двумя несущими винтами, расположенными на продольной оси вертолета (продольная схема);
- с двумя несущими винтами, расположенными на оси, перпендикулярной продольной оси вертолета (поперечная схема).

Соответственно схемам вертолетов, конструкции редукторов для привода несущего винта, называемых главными редукторами (ГР), имеют свои особенности. Так, ГР одновинтового вертолета в большинстве случаев должен иметь приводы несущего и рулевого винтов.

ГР вертолета с соосными винтами должен иметь приводы для винтов, расположенных один

под другим и имеющих одинаковые по величине и разные по направлению частоты вращения.

Главные редукторы двухвинтового вертолета продольной или поперечной схемы должны быть кинематически связаны между собой.

В таблице 10.1 представлены основные параметры ГР некоторых вертолетов.

СУ большинства вертолетов включают от 1 до 3 двигателей, которые объединены общим ГР. Вертолеты поперечной или продольной схем могут иметь до четырех двигателей (по 2 двигателя на каждый ГР).

В число обязательных требований, предъявляемых к конструкциям ГР вертолетов, включаются:

- низкая вибрационная активность;
- равномерное распределение нагрузок между параллельными звеньями многопоточных передач;
- отсутствие концентрации нагрузок по длине и высоте зубьев;

10.2.2.1.1 - Кинематические схемы главных редукторов вертолетов

Большая разница частот вращения силовой турбины ГТД и несущего винта вертолета вынуждает проектировать редукторы с большими величинами передаточных отношений $i = 30 \dots 78$.

Как правило, ГР вертолетов имеют 3...4 ступени редукции. к.п.д. редукторов должен быть в пределах $\eta \geq 0,97$.

Специальными исследованиями и опытом проектирования установлено, что для достижения минимальной удельной массы ГР (отношение массы редуктора к величине суммарного крутящего момента на входе) решающее значение имеет выбор рациональной кинематической схемы.

Поскольку ось вращения несущего винта (винтов) вертолета располагается под углом близким к 90° к плоскости расположения осей двигателей, первой или второй ступенью ГР должна быть коническая передача. Последняя ступень ГР передает весьма большой крутящий момент, в ней действуют значительные по величине окружные и радиальные нагрузки. С целью уменьшения массы ГР проектируют по многопоточной схеме, т.е. крутящий момент разделен на несколько равных частей, передаваемых параллельно и суммирующихся на валу несущего винта. Одной из задач, решаемых при проектировании ГР, является обеспечение как можно более равномерного деления крутящего момента на параллельные потоки.

У большинства вертолетов последняя ступень ГР выполнена в виде соосной зубчатой передачи, которая может быть планетарной (плане-

Параметры ГР некоторых вертолетов

| ПАРАМЕТР | ВЕРТОЛЕТЫ | | | | | |
|--|----------------|-----------------|----------------|----------------|------------------|----------------|
| | Ми-2 | Ми-6 | Ми-8 | Ми-14 | Ми-26 | СН-53А |
| Количество и тип двигателей | 2 ГТД | 2 ГТД | 2 ГТД | 2 ГТД | 2 ГТД | 2 ГТД |
| Частота вращения входных валов, об/мин | 5904 | 8300 | 12000 | 15000 | 8300 | 5646 |
| Частота вращения вала несущего винта, об/мин | 246 | 120 | 192 | 193 | 132 | 185,6 |
| Передаточное число | 23,89 | 69,20 | 62,5 | 77,6 | 62,5 | 30,26 |
| Число ступеней | 3 | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 |
| Количество зубчатых колес | 11 | 34 | 21 | 21 | 45 | |
| Количество подшипников | 15 | 60 | 36 | 36 | 90 | |
| Масса редуктора, кг | 300 | 3200 | 785 | 842,5 | 3650 | 1500 |
| Суммарная взлетная мощность, кВт (л.с.) | 661,2 (900) | 8088 (11000) | 2206 (3000) | 3235 (4400) | 14706 (20000) | 5772 (7850) |
| Крутящий момент на взлетном режиме, Нм | 26202 | 656717 | 111906 | 163279 | 10851522 | 301919 |
| Удельная масса, кг/Нм | 0,0114 | 0,00490 | 0,0070 | 0,00516 | 0,00336 | 0,0050 |

тарно-дифференциальной) или представлять собой несколько простых зубчатых передач внешнего зацепления, имеющих общее центральное зубчатое колесо.

Ступени с планетарными передачами имеют ряд преимуществ:

- нагрузки, возникающие при работе зубчатых передач, замыкаются на зубчатое колесо внутреннего зацепления (эпицикл), разгружая корпус редуктора;

- компактность компоновки в горизонтальном направлении;

- возможность обеспечения привода двух соосных винтов.

Примеры кинематических схем ГР с планетарными ступенями показаны на Рис. 10.20, 10.21, 10.22 и 10.23.

В то же время, серьезным недостатком передач планетарного типа является трудность обеспечения равномерного деления нагрузки между сателлитами, поскольку относительная угловая ориентация каждого сателлита зависит от произвольного сочетания большого количества погрешностей звеньев планетарной передачи. На неравномерность распределения нагрузки между сателлитами, особенно в последней ступени редукции, влияют также низкочастотные колебания $M_{кр}$

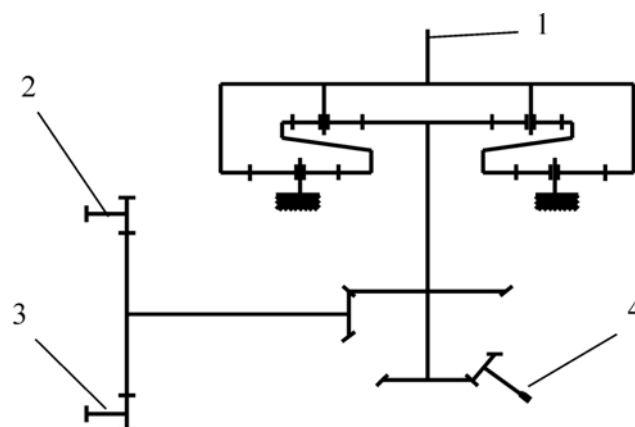


Рисунок 10.20 - Схема редукторов ВР-8 и ВР-14 (разработчик ФГУП «Завод им. В.Я.Климова»)

1- вал несущего винта;

2,3 - вход от двигателя;

4 - привод рулевого винта

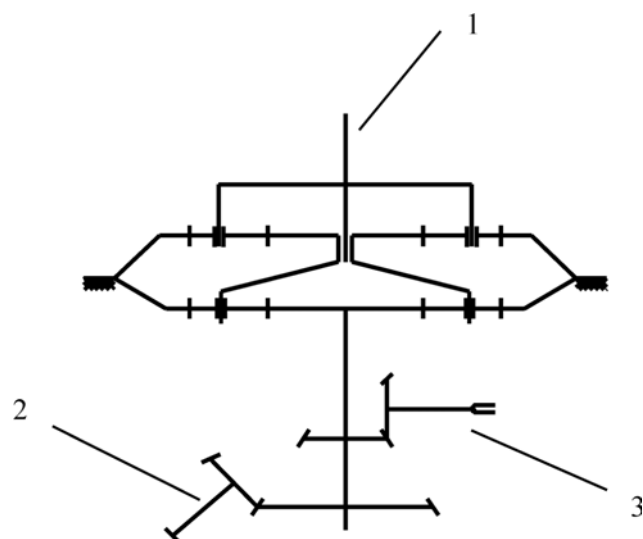


Рисунок 10.21 - Схема редуктора Р-5 (разработчик ОАО «Авиадвигатель»)
1- вал несущего винта;
2 - вход от двигателя;
3 - привод рулевого винта

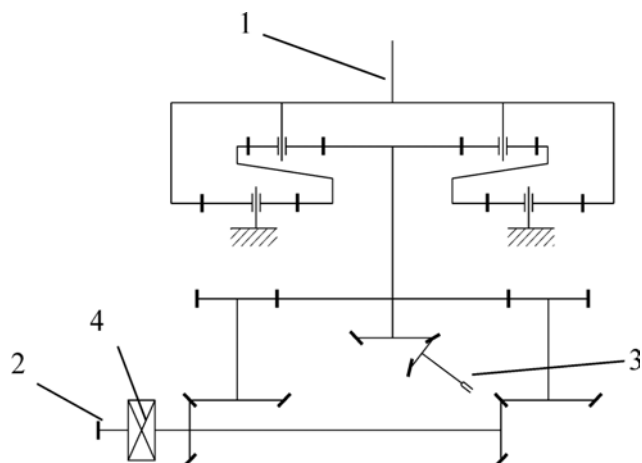


Рисунок 10.22 - Схема редуктора Р-7 вертолета Ми-6 (разработчик ОАО «Авиадвигатель»)
1-вал несущего винта;
2-привод от двигателя;
3-привод рулевого винта;
4-муфта свободного хода

от несущего винта. В результате, в последней ступени ГР коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами достигает $1,35 \dots 1,40$. Это приводит к утяжелению зубчатых передач последней ступени редукции и ГР в целом [10.1].

На Рис. 10.24 показана схема ГР легкого вертолета Ми-2. Поскольку в его СУ имеются два двигателя небольшой мощности, нет необходимости деления крутящего момента на потоки. Редуктор состоит из конических и цилиндрических передач внешнего зацепления. Мощность двигателей суммируется ведомым цилиндрическим колесом.

Отбор $M_{кр}$ на привод вала 1 несущего винта редуктора Р-7 производится от двух двигателей Д-25В разработки ОАО «Авиадвигатель», привод 2 от второго двигателя на схеме (см. Рис. 10.22) условно не показан.

Минимальным количеством ступеней редукции можно обойтись в случаях, если удастся реализовать большое передаточное число в последней ступени редукции. Например, в трехступенчатой передаче с передаточными числами (u_1, u_2, u_3) 3, 3, 8 можно получить общую степень редукции, равную 72 (в случаях, если удастся реализовать большое передаточное число в последней ступени).

В авиационном машиностроении масса летательного аппарата и его составных частей является

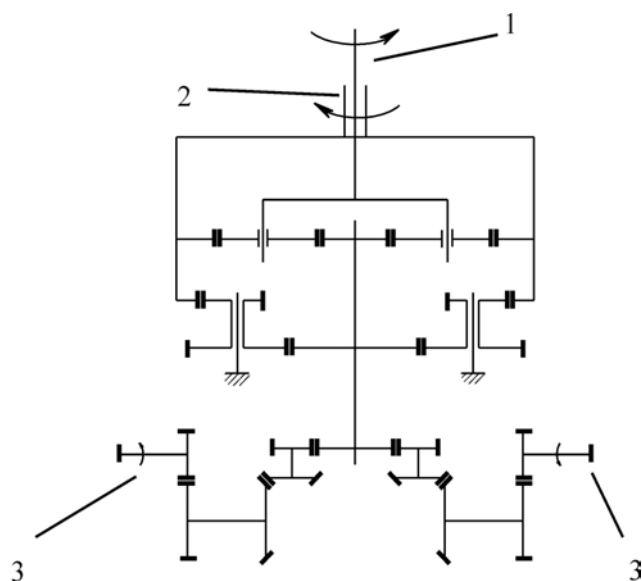


Рисунок 10.23 - Схема редуктора с соосными винтами (разработчик ФГУП «Завод им. В.Я. Климова»)
1 – вал верхнего несущего винта;
2 – вал нижнего несущего винта;
3 – привод от двигателя

ся одной из основных характеристик. Это предопределяет тенденцию постоянного поиска новых кинематических схем и конструктивных решений ГР, позволяющих снизить массу.

Поиск привел к использованию в последней ступени редукции многопоточных передач неплantarного типа, составленных из множества одинаковых передач внешнего зацепления. Крутящие моменты параллельных передач последней ступени редукции суммируются на большом ведомом колесе, которое закреплено на валу несущего винта. В такой передаче значительно легче обеспечить высокую степень равномерности деления нагрузки между потоками (до 1,05). Они допускают использование передач шевронного типа, имеющих высокую удельную нагрузочную способность и не требующих применения упорных подшипников.

По указанной схеме построены ГР вертолетов Ми-26, Ми-28Н, «Ансат». Кинематическая схема редуктора ВР-26 тяжелого вертолета Ми-26 показана на Рис. 10.25.

Крутящий момент каждого из двух двигателей Д-136 разработки ГП «ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г.Ивченко» при входе в редуктор делится на две равные части при помощи торсионных валов 2 с тарированной крутильной жесткостью и с применением специальной технологии сборки. Особенностью кинематической схемы на Рис. 10.25 является взаимное замыкание звеньев 2 подвода мощности от двигателей передачами привода 3 рулевого винта. Таким образом, при полете вертолета только на одном работающем двигателе (обычно на повышенной мощности) равномерно загружаются все звенья кинематической цепи, исключаются перегрузки отдельных звеньев. В результате нет необходимости увеличивать прочность передач, снижается масса редуктора.

Уравнивание крутящих моментов между потоками последней ступени ГР достигается применением симметричных передач шевронного типа, соединяемых между собой и со смежной ступенью при помощи торсионных валов тарированной жесткости и специальной методикой сборки, обеспечивающей выборку зазоров в зубчатых передачах и шлицевых соединениях в направлении передачи крутящего момента. Применение передач шевронного типа позволяет значительно повысить их удельную нагрузочную способность и плавность работы.

Сравнение характеристик ГР различных кинематических схем показывает, что простая многопоточная схема редуктора ВР-26 обеспечила его наименьшую удельную массу по сравнению с другими, приведенными в таблице 10.1.

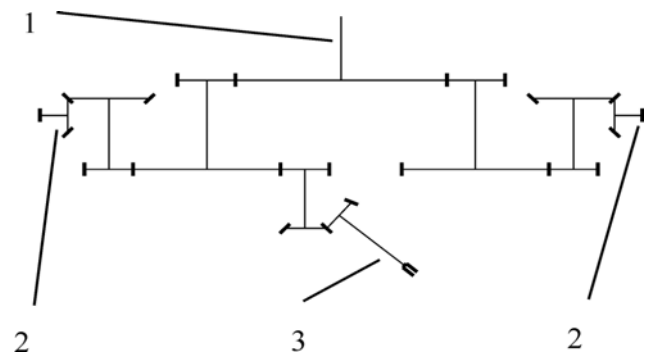


Рисунок 10.24 - Схема редуктора ВР-2
(разработчик
ОАО «МВЗ им. М.Л.Миля»)
1 - вал несущего винта;
2 - привод от двигателя;
3 - привод рулевого винта

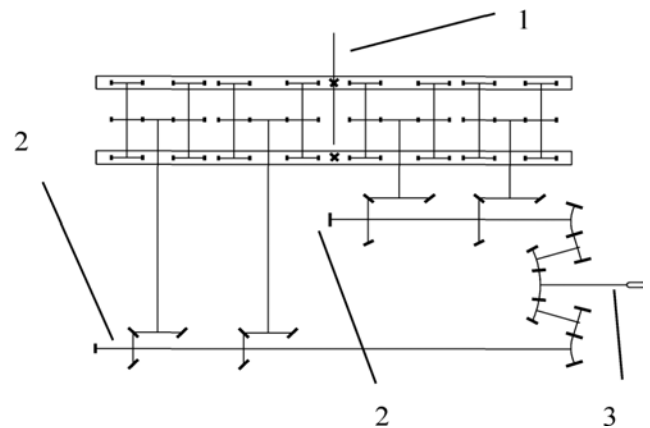


Рисунок 10.25 - Схема редуктора ВР-26
(разработчик ОАО «МВЗ им.
М.Л.Миля»)
1 - вал несущего винта;
2 - привод от двигателя;
3 - привод рулевого винта

10.2.2.1.2 - Конструкция главных редукторов вертолетов

На Рис. 10.26 показан продольный разрез ГР ВР-8А вертолета Ми-8. Редуктор приводится от двух двигателей ТВ2-117.

Привод 1 от свободной турбины двигателя шлицевым валом соединен с зубчатой втулкой (не показана), зубья которой имеют бочкообразную форму для компенсации взаимного излома осей валов трансмиссии в полете. Далее крутящие моменты от каждого двигателя проходят через муфту свободного хода (МСХ) 2, суммируются ведомым

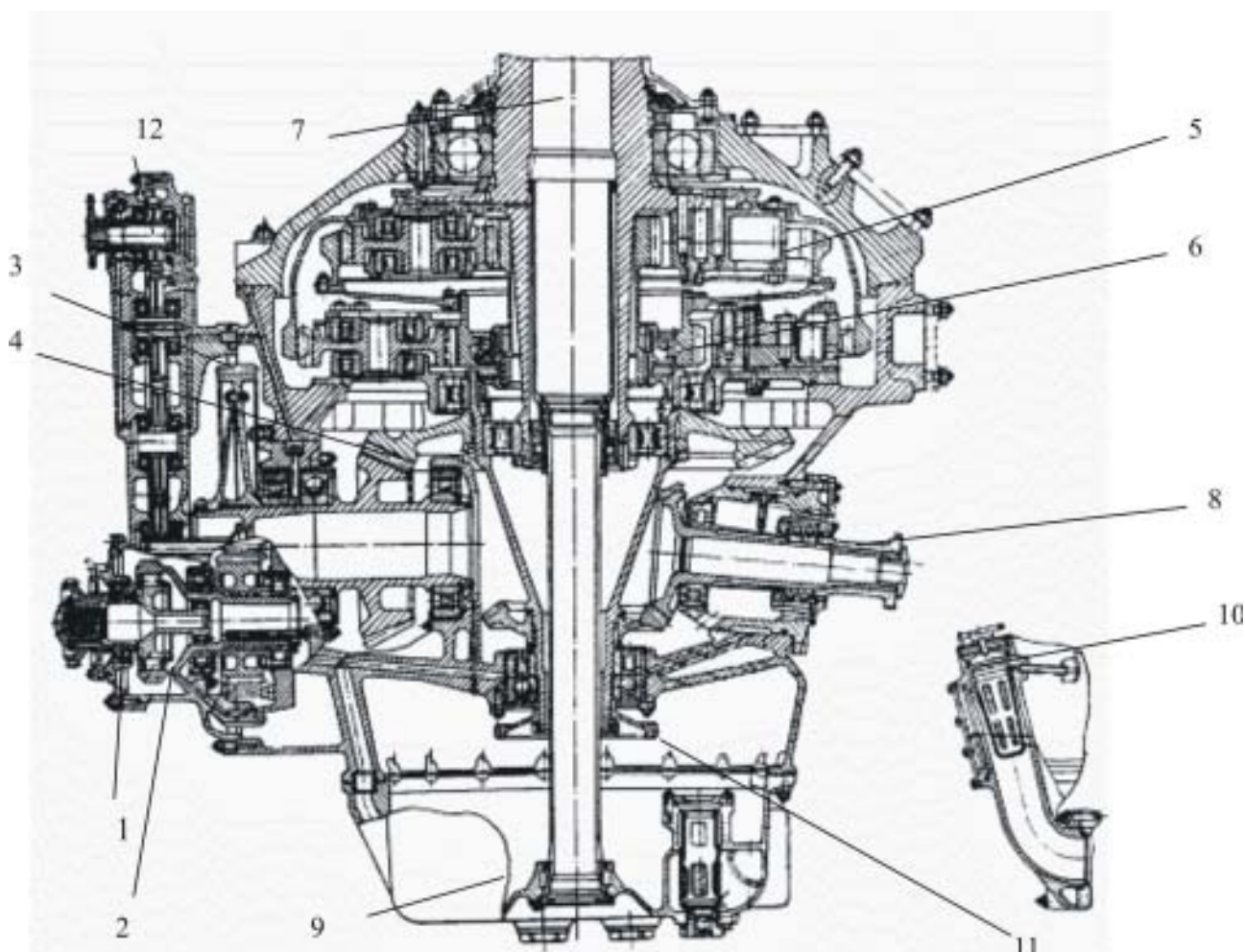


Рисунок 10.26 - Главный редуктор ВР-8А

1 - привод от ГТД; 2 - муфта свободного хода (МСХ); 3 - передача цилиндрическая косозубая; 4 - передача коническая; 5 - передача планетарная; 6 - ступень перебора; 7 - вал несущего винта; 8 - привод рулевого винта; 9 - поддон; 10 - горловина заливная; 11 - шестерня ведущая привода агрегатов; 12 - привод вентилятора

зубчатым колесом 3 в косозубой передаче и передаются на коническую передачу 4 с круговыми зубьями. Дифференциальный замкнутый механизм, состоящий из планетарной ступени 5 и ступени перебора 6, передает $M_{кр}$ на вал 7 несущего винта.

Привод 8 рулевого винта осуществляется конической передачей с круговыми зубьями, ведущая шестерня которой установлена на полом вала, соединенном с ведомым коническим колесом второй ступени редукции.

Корпус редуктора выполнен из магниевого сплава МЛ-5 с литыми масляными каналами, имеет обработанные фланцы и расточки. Сверху он закрыт литой крышкой, служащей опорой для вала несущего винта и механизма автомата перекоса несущего винта. Внизу корпуса крепится поддон 9, служащий резервуаром для масла, в нем размещены также агрегаты масляной системы редуктора. Масло в поддон заливается через горловину 10.

Отбор мощности для привода агрегатов вертолетных систем производится от того же полого вала привода рулевого винта, на котором внизу находится ведущая цилиндрическая шестерня 11 приводов. На редукторе предусмотрен привод 12 вентилятора обдува теплообменников охлаждения масла.

Основные элементы редуктора ВР-8 показаны на его общем виде (см. Рис. 10.27).

На корпусе редуктора размещены два привода 4 генераторов для обслуживания электрической системы вертолета.

Конструктивно приводы агрегатов сконструированы в две КПА 5 (левого борта и правого борта). Коробки приводят гидравлические насосы, воздушный компрессор, датчик частоты вращения. Со стороны входа в редуктор в специальном приливе расположен ряд цилиндрических передач для привода 6 вентилятора системы охлаждения.

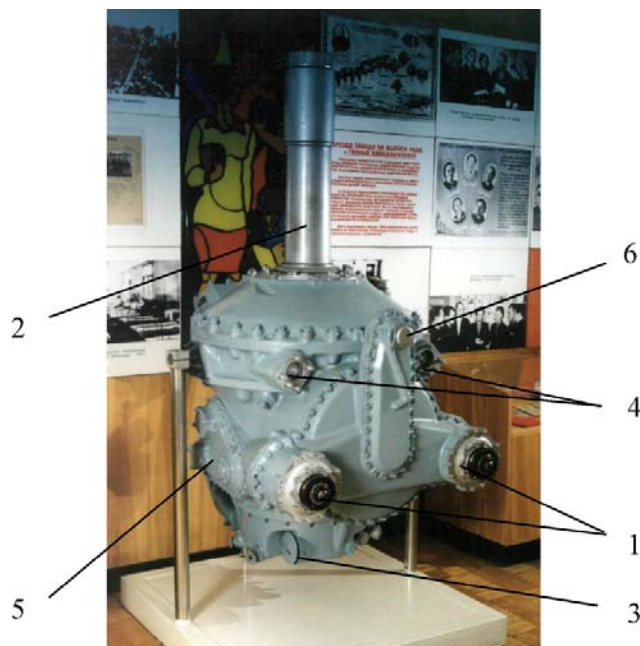


Рисунок 10.27 - Общий вид редуктора ВР-8
1 - вход от ГТД; 2 - вал несущего винта; 3 - поддон;
4 - привод генератора;
5 - КПА; 6 - привод вентилятора

ГР Р-7 (см. Рис. 10.28) тяжелого вертолета Ми-6 приводится от свободных турбин двух двигателей Д-25В.

Вал свободной турбины каждого двигателя посредством трансмиссии через роликовую МСХ и уравнильный механизм (не показаны), который делит $M_{кр}$ на два равных потока, и передает его наружному и внутреннему валам 1 и 2, соответственно, первой ступени редуктора. Валы расположены один внутри другого. Каждый из валов передает $M_{кр}$ конической зубчатой передаче 3. Всего в редукторе находится четыре таких передачи. Каждое из ведомых конических зубчатых колес выполнено за одно целое с цилиндрическим зубчатым венцом, который является ведущим звеном второй ступени редукции.

Все четыре венца находятся в одновременном зацеплении с ведомым колесом 4 второй ступени. Далее частота вращения редуцируется дифференциальным механизмом, имеющим планетарную ступень 5 и ступень 6 перебора. Крутящие моменты планетарной ступени и перебора суммируются на валу 7 привода несущего винта.

Роликовые подшипники ведомого конического зубчатого колеса и сателлитов встроенные, т.е. беговыми дорожками наружных колец являются точно обработанные поверхности зубчатых колес,

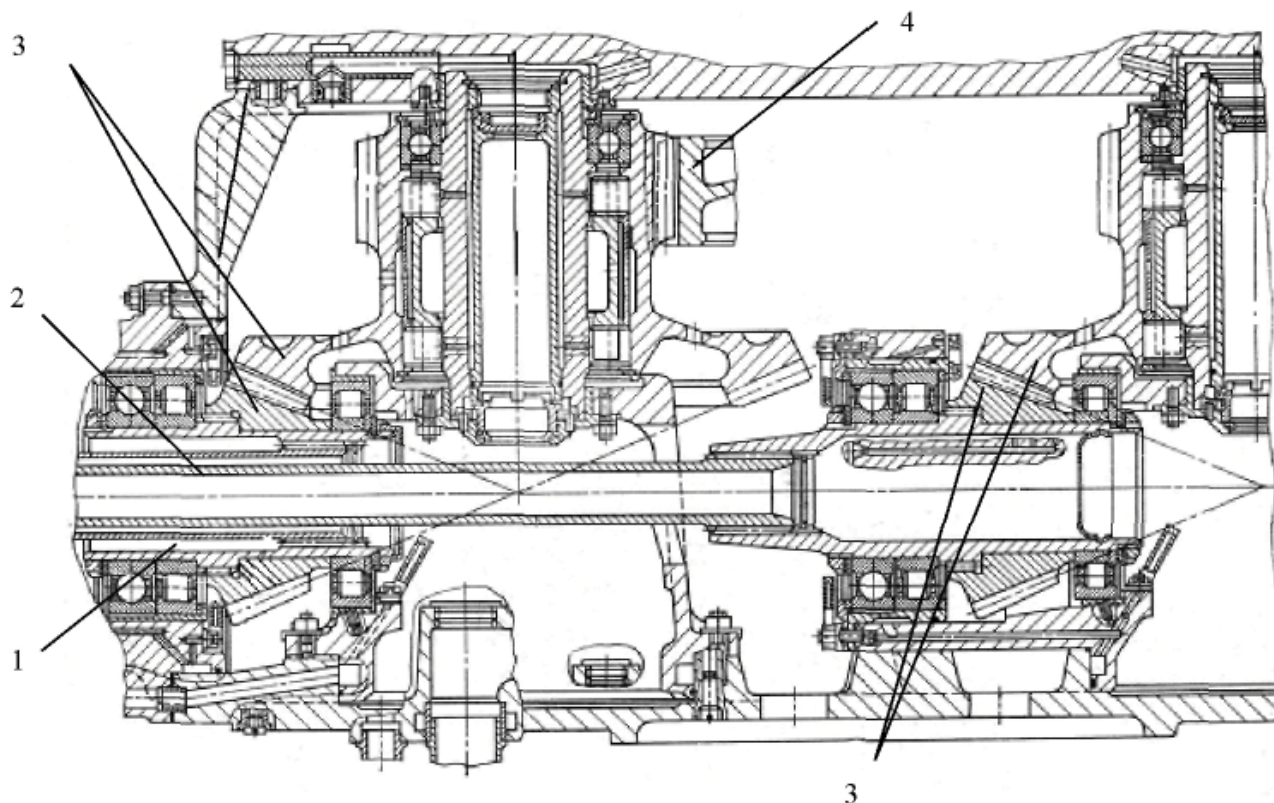


Рисунок 10.28 - а) Первая ступень редукции редуктора Р-7

роль внутренних беговых дорожек также выполняют детали передач. Это способствует уменьшению массы ГР.

Ведущая шестерня 8 привода рулевого винта (не показан) входит в сборочную единицу ведомого колеса 4 второй ступени редукции. Агрегаты вертолетных систем (генераторы, гидравлические насосы и датчик частоты вращения) размещены на двух одинаковых КПА, которые расположены на стороне, противоположной входу в редуктор. Отбор мощности для КПА производится ведомыми коническими шестернями, находящимися в зацеплении с коническими венцами задних ведомых шестерен 1-й ступени редукции.

Привод вентилятора системы охлаждения и привод масляных насосов системы смазки устроен при помощи шестерни (не показана), зацепляющейся с ведомым колесом 4. Корпус редуктора литой конструкции выполнен из магниевого сплава МЛ-5 и состоит из трех частей. Верхняя

часть служит опорой шариковому подшипнику вала несущего винта и автомату перекоса несущего винта. На средней усиленной части находятся фланцы 9 для установки лап, к которым крепится рама подвески редуктора на вертолете. К нижней части корпуса крепится поддон, являющийся резервуаром для масла и служащий для размещения агрегатов системы смазки редуктора.

Общий вид редуктора Р-7 приведен на Рис. 10.29.

На Рис. 10.30 приведен общий вид ГР ВР-26 самого большого вертолета Ми-26. Как сказано выше, кинематическая схема редуктора выполнена по многопоточной схеме с простыми зубчатыми передачами, что позволило существенно уменьшить его габариты вдоль оси вала несущего винта и массу редуктора. Для обеспечения необходимой прочности корпуса редуктора изготовлены из высокопрочного алюминиевого сплава. В качестве заготовки использованы штамповки.

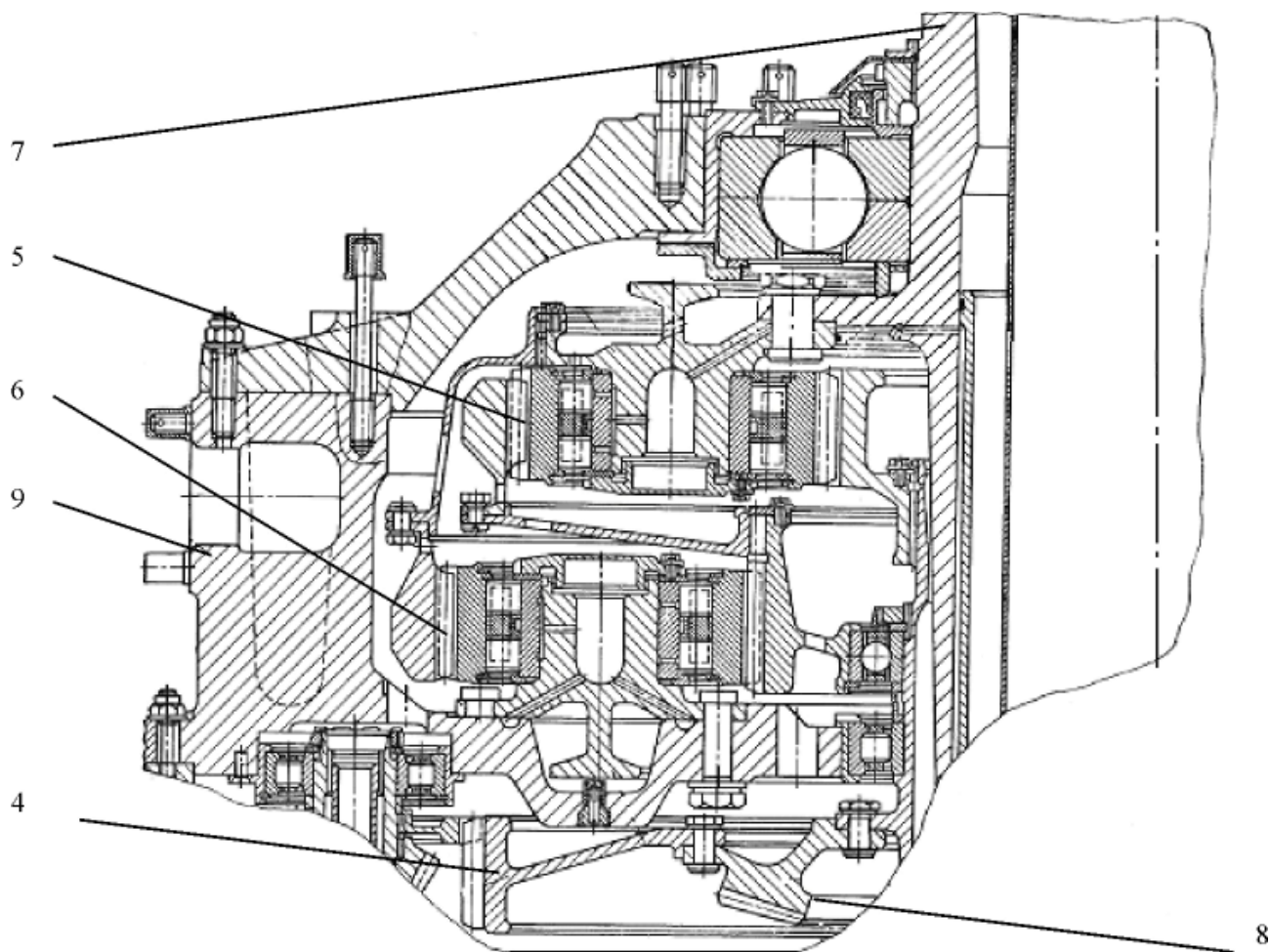


Рисунок 10.28 - б) Дифференциальный механизм редуктора Р-7

1 – вал наружный привода передней конической передачи; 2 – вал внутренний привода задней конической передачи; 3 – передача зубчатая коническая 1-й ступени; 4 – колесо зубчатое ведомое 2-й ступени; 5 – планетарная ступень редукции; 6 – ступень перебора; 7 – вал несущего винта; 8 – шестерня ведущая привода рулевого винта; 9 – фланец подвески редуктора

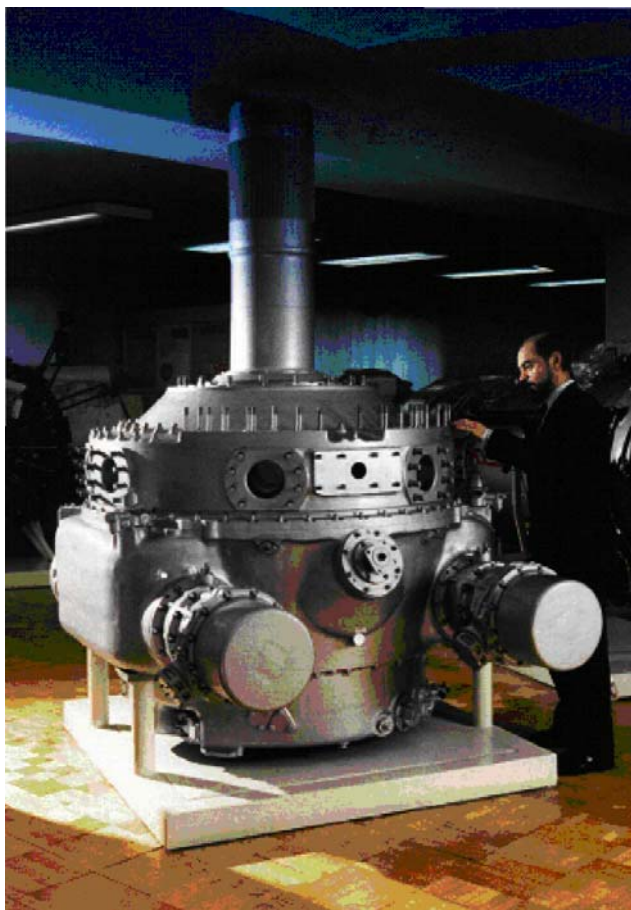


Рисунок 10.29 - Главный редуктор Р7 вертолетов Ми-6 и Ми-10

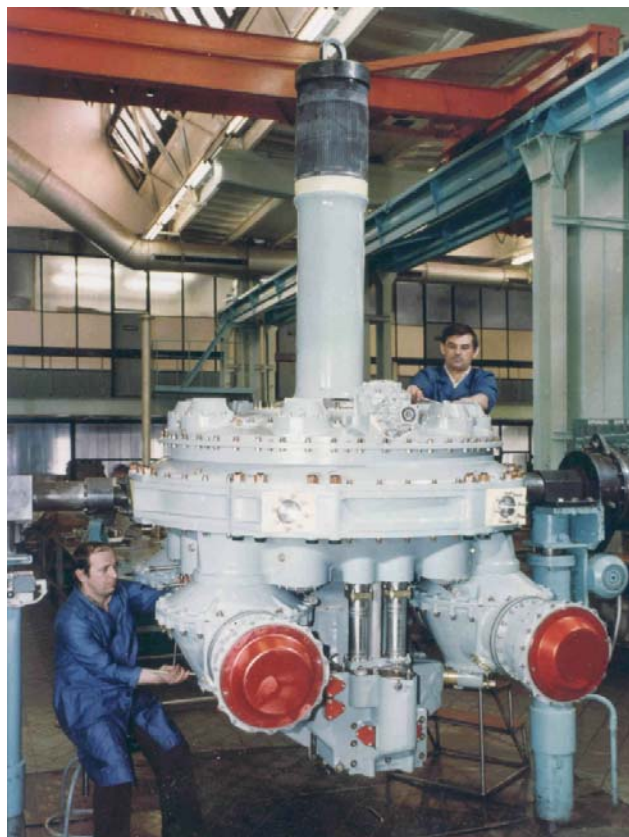


Рисунок 10.30 - Главный редуктор ВР-26 транспортного вертолета Ми-26

10.2.2.2 - Редукторы хвостовые и промежуточные

Промежуточный редуктор предназначен для передачи крутящего момента от вала, соединяющегося с ГР, к расположенному под углом к нему концевому валу вертолета с одним несущим винтом (см. Рис. 10.3).

Входной вал 1 промежуточного редуктора (см. Рис. 10.31) приводится от ГР и через неортогональную коническую зубчатую передачу 2, выходной вал 3 передает $M_{кр}$ на привод рулевого винта. Промежуточный редуктор располагается в месте стыка хвостовой и концевой балок вертолета, к которым крепится фланцами 4. Коническая зубчатая передача 3 с круговыми зубьями размещена в литом корпусе 5, который входит в силовую схему вертолета в качестве связующего силового элемента между хвостовой и концевой балками.

Корпус редуктора имеет ребра для улучшения его охлаждения, которое осуществляется в полете обдувом наружного воздуха через щели в об-

шивке. Система смазки промежуточного редуктора барботажного типа. Такая смазка применяется при окружных скоростях смазываемых деталей до 12-15 м/с. Зубья передачи и подшипники смазываются маслом, заливаемым в корпус редуктора.

У промежуточного редуктора хвостовой трансмиссии вертолета Ми-8 межосевой угол равен 134 градусам, его передаточное число равно единице.

Хвостовой редуктор (см. Рис. 10.32) предназначен для передачи крутящего момента от вала 1 на привод 2 рулевого винта вертолета.

Управление шагом рулевого винта производится путем перемещения штока 3, осуществляемого винтовой парой (не показана), которая приводится во вращение звездочкой 4 цепной передачи системы путевого управления вертолетом.

Редуктор одноступенчатый, включает в себя коническую зубчатую передачу из колес 5 с круговыми зубьями с межосевым углом 90°. Зубчатые колеса и вал винта опираются на подшипники качения.

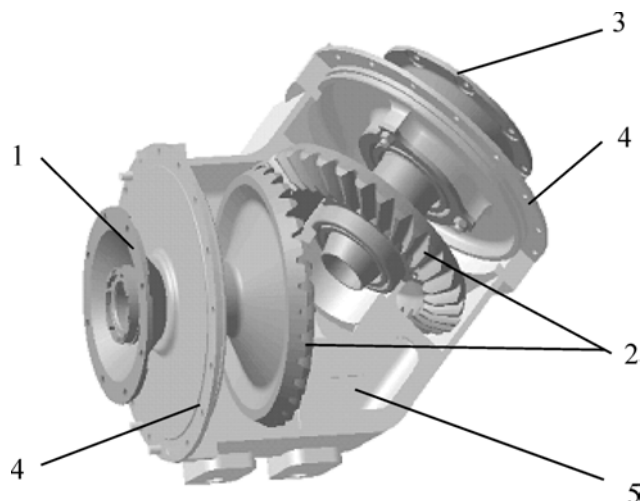


Рисунок 10.31 - Редуктор промежуточный
1 – вал входной от ГР; 2 – передача зубчатая коническая; 3 – выход к хвостовому редуктору; 4 – фланец крепления; 5 – корпус.

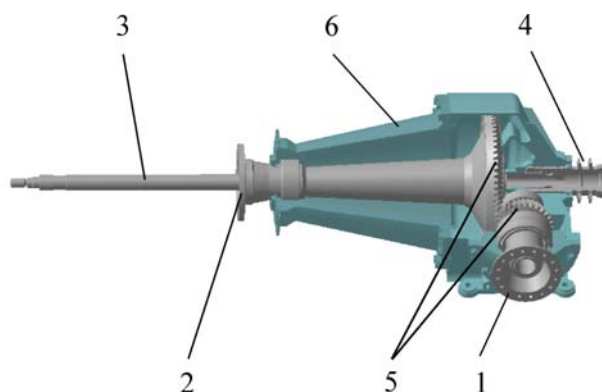


Рисунок 10.32 - Хвостовой редуктор
1 – вал входной; 2 – привод рулевого винта; 3 – шток управления шагом винта; 4 – звездочка цепи путевого управления; 5 – передача зубчатая коническая; 6 – корпус

Система смазки – смешанного типа заливается в корпус 6 хвостового редуктора маслом. Зубчатая передача смазывается под давлением от встроенного маслоснасоса, подшипники – барботажем.

В корпусе редуктора устроены улавливающие масло карманы, из которых оно по специальным каналам и желобам поступает на смазку подшипников. Редуктор охлаждается наружным воздухом, увлекаемым рулевым винтом. Промежуточный и хвостовой редукторы имеют встроенные системы контроля технического состояния, снабжены суф-

лерами, кранами слива масла, окнами для контроля его уровня.

Уплотнение выходов валов промежуточного и хвостового редукторов осуществляется, как правило, манжетами и резиновыми кольцами.

10.2.3 - Редукторы ГТУ

В данном разделе приведена информация по редукторам газотурбинных установок, так как разработчикам ГТД для приводов ГТУ часто приходится работать совместно с поставщиками редукторов.

Редукторы ГТУ (см. Рис. 10.6) предназначены для понижения частоты вращения при передаче мощности от вала силовой турбины на вал приводного агрегата, например, генератора. В ГТУ с приводом высокооборотных газовых компрессоров используются мультипликаторы.

ГТУ эксплуатируются в самых различных климатических зонах: пустыни, тропики, арктическое побережье Северного ледовитого океана.

К редукторам ГТУ предъявляются повышенные требования, такие как:

- срок службы не менее 20 лет без капитального ремонта;
- назначенный ресурс 100000 часов и более;
- минимальные затраты на техническое обслуживание.

Дополнительно редукторы ГТУ не должны превышать допустимый уровень шума и обеспечивать взрывобезопасность установленного на него электрооборудования. К ним могут быть предъявлены и другие дополнительные требования, например, по обеспечению заданного взаимного положения входного и выходного валов.

10.2.3.1 - Конструкция редукторов

Наибольшее распространение в промышленных ГТУ получили редукторы с простыми одноступенчатыми или двухступенчатыми зубчатыми передачами, в большинстве своем, с шевронными или косозубыми зубчатыми колесами.

Характерными представителями конструкций редукторов промышленных ГТУ среди российских предприятий являются редукторы Кировского, Калужского турбинных заводов. Из иностранных фирм поставкой турборедукторов занимаются RENK AG, MAAG, Lufking и другие. На Рис. 10.33 и 10.34 показан редуктор типа ТА-45Х фирмы RENK AG для энергетических установок мощностью 10...16 МВт. Кинематическая схема редуктора представляет собой простую одноступенчатую

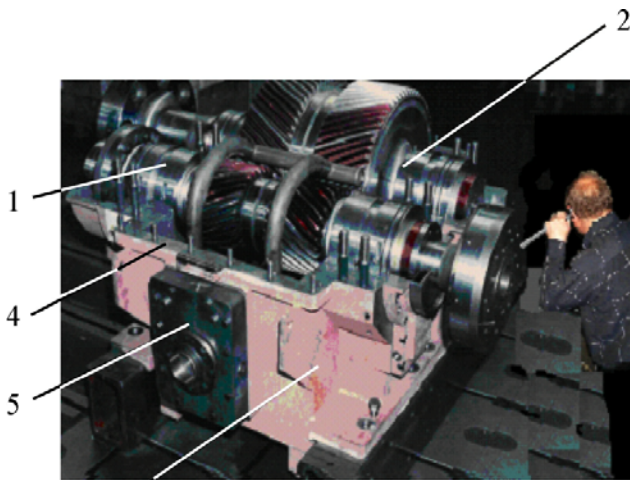


Рисунок 10.33 - Редуктор типа ТА 45Х фирмы RENK со снятой крышкой
 1 – вал входной; 2 – вал выходной;
 3 – корпус редуктора; 4 – разъем редуктора горизонтальный;
 5 – фланец подвода масла в редуктор

шеvronную зубчатую передачу. Входной и выходной валы 1 и 2, соответственно, редукторов расположены параллельно в горизонтальной плоскости. Корпус 3 редуктора имеет горизонтальный разъем 4 в плоскости вращения осей валов 1 и 2 зубчатых колес. В опорах быстроходного и тихоходного валов применены гидродинамические подшипники (не показаны) скольжения. Опоры редуктора и зубчатое зацепление принудительно смазываются и охлаждаются подводимым к фланцу 5 маслом от внешней маслосистемы. При необходимости редуктор может поставляться и с встроенной маслосистемой. Для диагностики температурного и вибрационного состояния редуктора в опорных и упорных подшипниках предусмотрены датчики измерения температур и вибраций.

Корпус редуктора (см. Рис. 10.34) сварной конструкции и включает собственно корпус 1 и крышку 2. На фланец 3 быстроходного вала редуктора устанавливается валоповоротное устройство (ВПУ).

ВПУ 1 (см. Рис. 10.35) позволяет медленно, с частотой вращения несколько оборотов в минуту, проворачивать валы силовой турбины, редуктора и турбогенератора при выполнении профилактических работ и осмотров. Установленное на фланец 2 ВПУ рычагом 3 через муфту включения (не показана) сцепляет валоповоротное устройство с быстроходным валом редуктора. Вращение ВПУ осуществляется установленным на нем электромо-

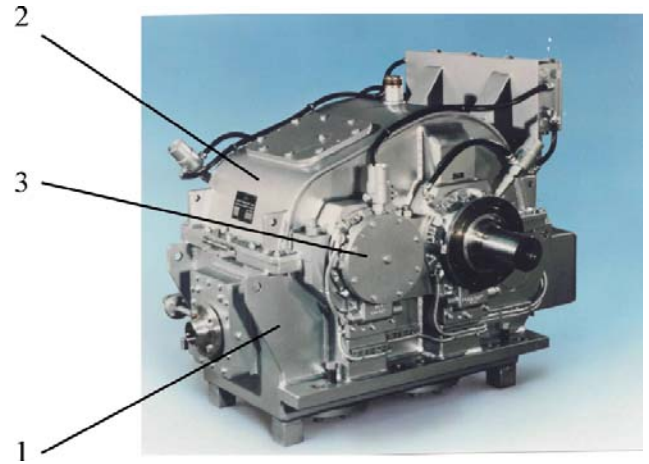


Рисунок 10.34 - Редуктор типа ТА 45Х фирмы RENK без ВПУ
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – фланец установки ВПУ

тором через редуктор с высоким передаточным отношением.

С увеличением передаваемой мощности до 100 МВт (см. Рис. 10.36) и более и с ростом окружных скоростей в зубчатых зацеплениях (150...200 м/сек) особое внимание уделяется уменьшению потерь (повышению к.п.д.). Одним из путей достижения этого является создание пониженного, относительно атмосферного, давления воздуха внутри корпусов редуктора.

По требованию заказчика и из условий компоновки ГТУ редуктор (см. Рис. 10.37) может быть выполнен по схеме с соосными входным и выходным валами, как это сделано в газотурбинной установке ГТУ-2,5П (см. Рис. 10.6). Корпус редуктора имеет два вертикальных разъема 1, на которые установлены литые крышки 2. Редуктор смонтирован на раме 3. С двигателем он соединен входным валом 4. Выходной вал 5 приводит во вращение генератор (не показан).

Кинематическая схема (см. Рис. 10.38) редуктора Р-25 разработки ОАО «Авиадвигатель» с соосными входным и выходным валами представляет собой двухступенчатую трехпоточную зубчатую передачу с шевронным зубчатым зацеплением. Первая ступень редуктора состоит из ведущей шестерни Z_1 и трех ведомых зубчатых колес Z_2 .

Вторая ступень редуктора состоит из трех ведущих шестерен Z_3 и одного ведомого зубчатого колеса Z_4 . Мощность с первой ступени на вторую передается тремя торсионными валами (не показаны), каждый из которых соединяет валы зубчатых колес Z_2 и Z_3 . Равномерность распределения мощности по трем потокам редуктора обеспечи-

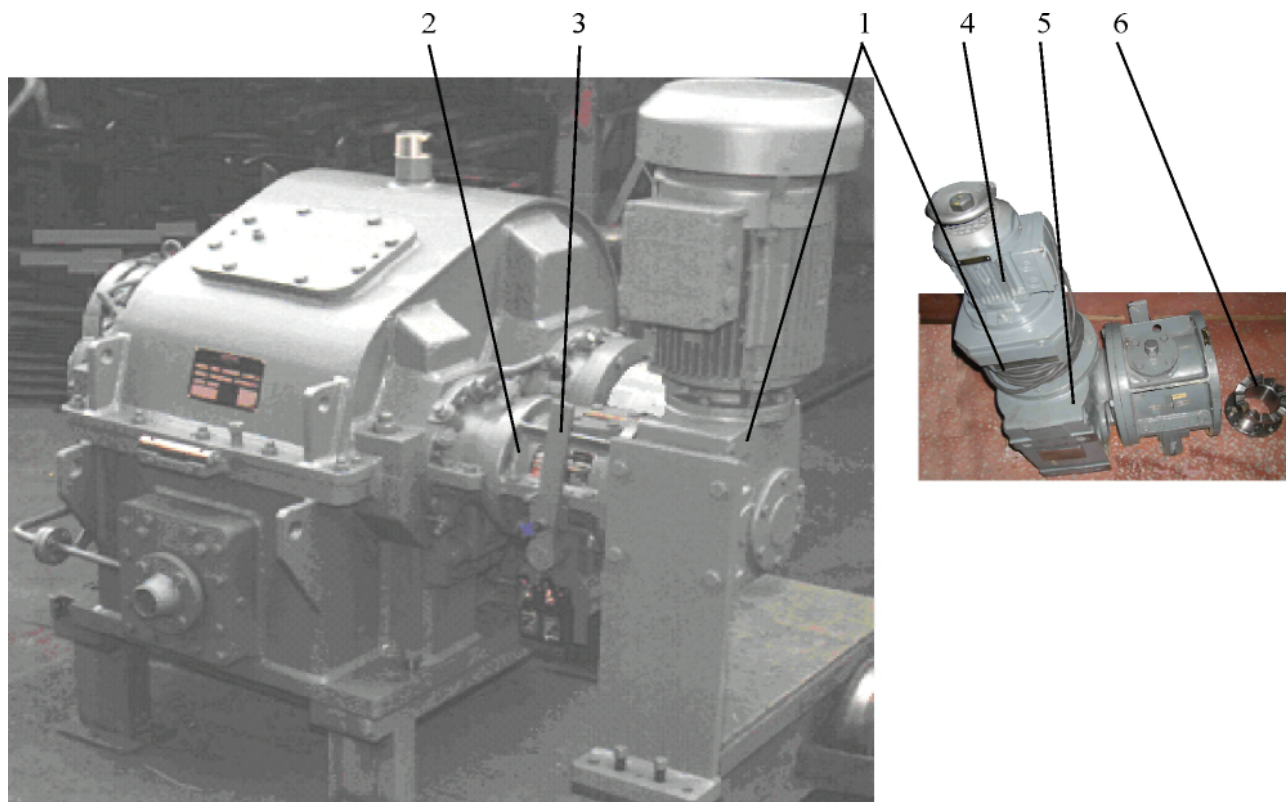


Рисунок 10.35 - Редуктор типа ТА 45Х с валоповоротным устройством
 1 – ВПУ с электромотором; 2 – фланец установки ВПУ на редуктор; 3 – рычаг включения ВПУ; 4 – электромотор; 5 – редуктор ВПУ; 6 – муфта ВПУ

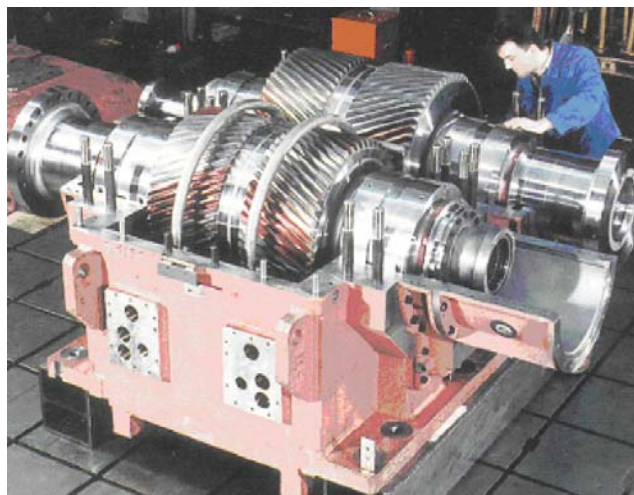


Рисунок 10.36 - Редуктор с передаваемой мощностью 100 МВт фирмы RENK AG со снятой крышкой

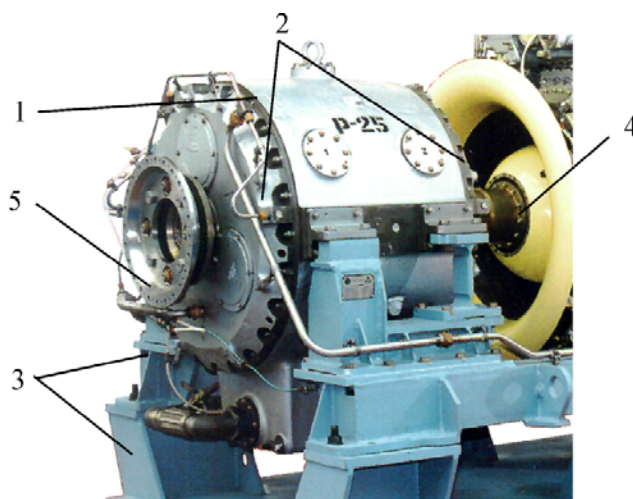


Рисунок 10.37 - Редуктор Р-25 на раме
 1 - разъем вертикальный;
 2 – крышка редуктора;
 3 – рама; 4 – вал входной;
 5– вал выходной

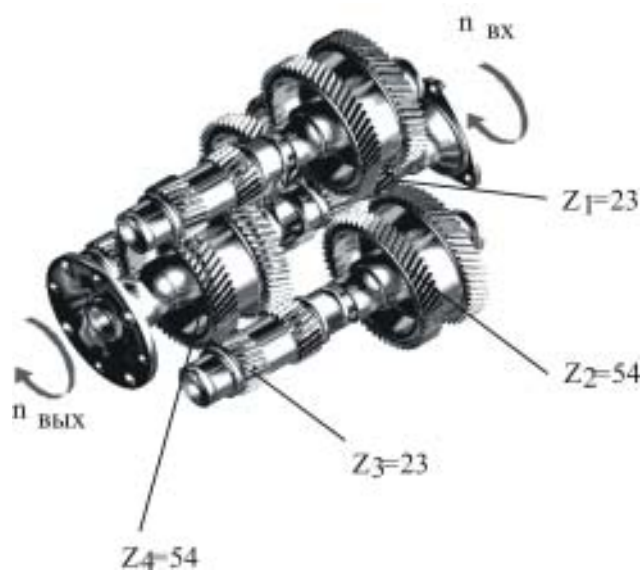
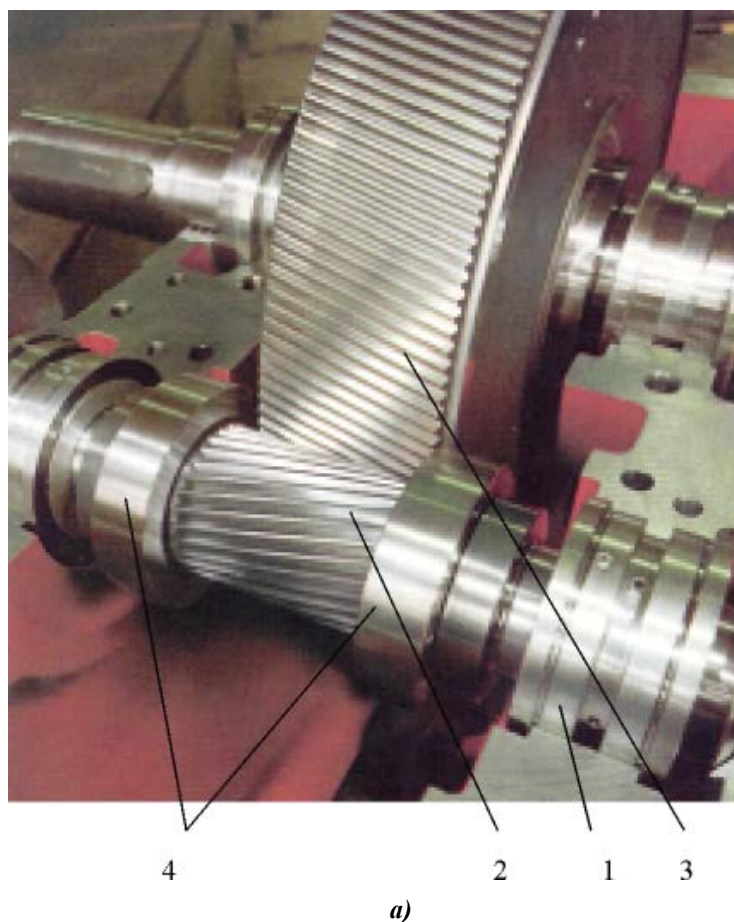


Рисунок 10.38 - Схема кинематическая редуктора Р-25

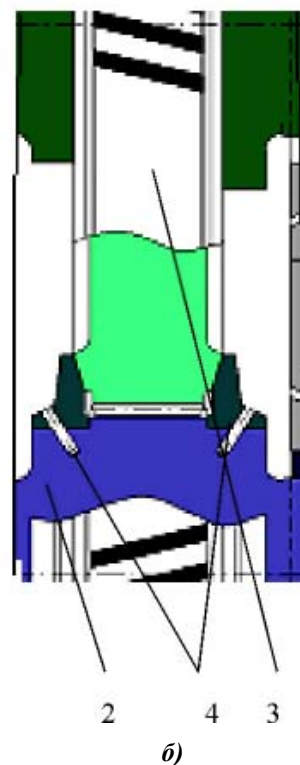
вается специальными методиками комплектования валов и их установки.

Опорами зубчатых колес в данном редукторе служат подшипники качения. Зубчатые колеса, обеспечивающие распределение нагрузки по потокам, опираются на роликовые подшипники с гладкими внутренними обоймами, за счет которых они самоустанавливаются относительно зафиксированных шариковыми подшипниками центральных зубчатых колес.

В редукторах с косозубыми зубчатыми колесами (см. Рис. 10.39) для восприятия осевой нагрузки используются один упорный подшипник 1, который удерживает от осевого перемещения быстроходный вал шестерни 2. Тихоходный вал зубчатого колеса 3 от перемещений в осевом направлении удерживается установленными на шестерне 2 упорными гребнями 4, которые имеют коническую форму. Сопрягаемые с гребнями торцы зубчатого венца колеса 3 также имеют коническую поверхность.



а)



б)

Рисунок 10.39 - Редуктор с косозубой передачей и упорными гребнями

а) общий вид; б) разрез по осям редуктора

1 – подшипник упорный; 2 – шестерня; 3 – колесо зубчатое; 4 – гребни упорные

Для обеспечения работоспособности редуктора при реверсивной нагрузке гребни целесообразно устанавливать с обеих сторон шестерни.

Редукторы ГТУ совершенствуются по пути увеличения передаваемой мощности, росту окружных скоростей в зубчатых зацеплениях и снижению потерь, а также по дальнейшему увеличению ресурсов и сроков службы. Одновременно ведутся работы по созданию энергетических ГТУ безредукторной схемы, при которой частоты вращения ГТД и турбогенератора совпадают. Но это не всегда возможно из-за трудностей создания эффективных мощных газовых турбин с низкой частотой вращения. Поэтому редукторы будут длительное время применяться в газотурбостроении.

10.3 - Муфты приводов ГТД и ГТУ

В приводах агрегатов ГТД и ГТУ соединение валов и передача крутящего момента от одного из них к другому производится муфтами. Из всего многообразия применяемых в различных отраслях машиностроения муфт в приводах, в основном, применяются механические муфты, которые можно классифицировать по предлагаемой ниже схеме (см. Рис. 10.40). Электромагнитные, гидродинамические и специальные муфты применяются ограниченно и в данном разделе не рассматриваются.

10.3.1 - Требования к муфтам

Кроме общих требований по ресурсу, надежности, массе и технологичности к каждому типу муфт предъявляются свои специфические требования, обусловленные их назначением и особенностями работы.

Рассмотрим требования к муфтам на примере нерасцепляемых компенсирующих муфт приводов ГТУ. Они предназначены, как правило, для длительной непрерывной работы с большими крутящими моментами при наличии радиального, углового и осевого смещений валов соединяемых агрегатов. Причинами этих смещений являются неточности изготовления и монтажа, силовые и тепловые деформации, а также осадки фундаментов под оборудованием.

В стандарте [10.2] американского нефтяного института к соединительным компенсирующим муфтам предъявляются следующие основные требования:

- сохранять работоспособность при непрерывном функционировании в течение длительного периода времени (не менее трех лет);
- компенсировать радиальные, угловые и осевые смещения валов в оговоренных пределах при отсутствии дополнительных (создаваемых самой муфтой) нагрузок на оборудование;



Рисунок 10.40 - Классификация муфт ГТД и ГТУ

- допускать длительную эксплуатацию при номинальном передаваемом крутящем моменте и наличии осевого и радиального смещений валов в 1,25 раза больше расчетных;

- выдерживать без повреждений кратковременные перегрузки на переходных режимах, равные 1,15 максимального крутящего момента;

- обеспечивать возможность демонтажа втулок муфты и технического обслуживания прилегающих подшипников и уплотнений без нарушения центровки оборудования;

- сохранять работоспособность при эксплуатации в коррозионной среде;

- обеспечивать возможность съема и замены пакетов упругих элементов (для пластинчатых муфт с упругими элементами), не нарушая их заводской сборки.

Расцепляемые муфты должны обеспечивать сцепление и расцепление валов как при неработающей установке, так и во время работы (на ходу). Обгонные муфты должны обеспечивать автоматическое сцепление и расцепление соединяемых валов в зависимости от соотношения их угловых скоростей. Предохранительные муфты должны, при необходимости, автоматически рассоединить валы, предохраняя оборудование от повреждения при нерасчетных нагрузках.

10.3.2 - Конструкция муфт

Жесткие некомпенсирующие муфты предназначены для соединения длинных валов и требуют обеспечения их точной соосности. Они могут быть втулочными или фланцевыми.

Втулочные муфты [10.3] представляют собой общую соединяющую валы втулку, закрепленную на каждом валу коническим штифтом. Они просты по конструкции и имеют малые габариты. Монтаж и демонтаж муфты требует больших осевых перемещений валов или втулок. Такое соединение не может обеспечить высокую изгибную жесткость.

Фланцевые муфты [10.4] обеспечивают высокую жесткость соединения, т.к. фланцы посажены на валы с натягом и соединяются между собой с помощью призонных болтов. Они могут обеспечить сборку и разборку без осевого смещения вала.

Расчет жестких некомпенсирующих муфт заключается в проверке соединительных штифтов, болтов на смятие и срез.

Жесткие компенсирующие муфты допускают соединение валов в достаточно широком диапазоне взаимных смещений соединяемых валов.

Все возможные виды смещений осей соединяемых валов показаны на Рис. 10.41.

Зубчатые муфты в зависимости от типа и конструкции способны компенсировать (как отдельные, так и в комплексе) ограниченные угловые, радиальные и осевые относительные смещения соединяемых валов. Поскольку зубчатые муфты имеют большое число зацепляющихся зубьев, они обладают высокой несущей способностью и надежностью при малых габаритах, допускают значительную частоту вращения (окружная скорость до 25 м/с). Допустимый перекося δ осей соединяемых валов не должен превышать $1,5^\circ$. Зубчатые муфты требуют обязательной смазки при эксплуатации.

При необходимости сгладить действующие в передаче крутильные колебания и пульсации крутящего момента применяют упругую зубчатую муфту (см. Рис. 10.42). Она состоит из двух зубчатых втулок 1 с наружными зубьями, которые зацепляются с внутренними зубьями обойм 2, соединенных полым валом 3. Такой вал называют торсионным, он обладает крутильной и поперечной упругостью.

Центрирование деталей муфты производится по поверхностям выступов внешних зубьев и впадин внутренних зубьев. Боковой зазор в зубьях должен быть минимальным с учетом возможных перекосов. Для смазки и охлаждения зубьев в муфту необходимо непрерывно подавать масло

Зубья втулок и обойм выполняют с эвольвентным профилем и углом зацепления 20° или 30° двух норм точности – нормальной (при окружной

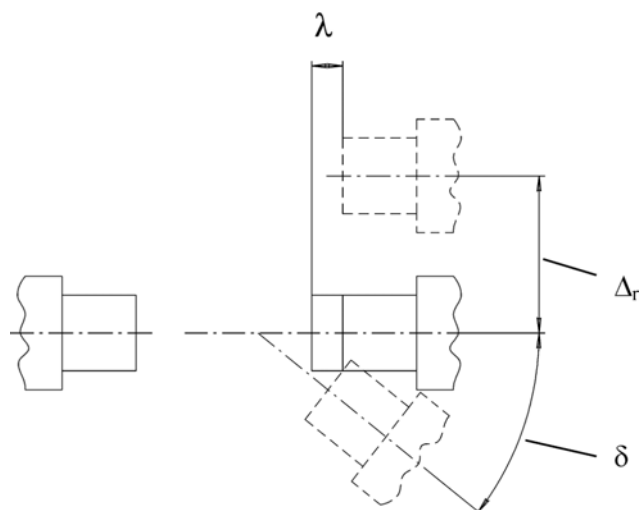


Рисунок 10.41 - Виды смещения осей соединяемых валов

λ - осевое смещение; δ - угловое смещение; Δ_r - радиальное смещение

скорости до 15 м/с) и повышенной (при скорости более 15 м/с). При ожидаемом перекосе более 15 угловых минут зубья втулок следует изготавливать бочкообразной формы. Зубья втулок и обоймы подвергают химико-термической обработке и закалке до твердости не менее 60 HRC.

При комбинированных смещениях валов допустимые смещения (Δr и δ) снижаются, допустимая их комбинация (см. Рис. 10.43) для зубчатых муфт определена [10.5].

Основным критерием работоспособности зубчатых муфт является износостойкость зубьев. При перекосе валов зубья втулки и обоймы проскальзывают в осевом направлении с частотой вращения; на концах валов создается изгибающий момент, достигающий приблизительно 0,1 вращающего.

Муфты рассчитывают по условию смятия поверхности зубьев. Расчетный момент T_p определяют, исходя из номинального T_H :

$$T_p = K_1 K_2 K_3 T_H, \quad (10.1)$$

где K_1 – коэффициент ответственности передачи ($K_1 = 1$ при останове машины; $K_1 = 1.2$ при аварии; $K_1 = 1.5$ при аварии ряда машин; $K_1 = 1.8$ при человеческих жертвах);

K_2 – коэффициент условий работы ($K_2 = 1$ при спокойной работе; $K_2 = 1.1 \dots 1.3$ при неравномерной работе; $K_2 = 1.3 \dots 1.5$ при тяжелой работе с ударами);

K_3 – коэффициент углового смещения ($K_3 = 1.0$ при δ не более 0,25°; $K_3 = 1.25$ при δ менее 0,5°; $K_3 = 1.5$ при δ менее 1,0°; $K_3 = 1.75$ при δ менее 1,5°).

В приводах агрегатов ГТД часто применяются соединительные зубчатые муфты с эвольвентными шлицами. Пример - нижняя КПА 1 двигателя Д-30 разработки ОАО «Авиадвигатель» (см. Рис. 10.44), на которой в числе прочих агрегатов установлены также центробежный воздухоотделитель 2 и блок 3 маслососов откачки масла, приводимые от зубчатого колеса 4.

Наружными эвольвентными шлицами вал 5 воздухоотделителя соединяется с внутренними шлицами зубчатого колеса. Шлицевое соединение представляет собой жесткую компенсирующую муфту, которая допускает относительное осевое смещение валов и позволяет за счет имеющихся в соединении зазоров компенсировать незначительные радиальные и угловые смещения. По способности к компенсации радиальных и угловых смещений данное соединение близко к жестким некомпенсирующим муфтам. Работоспособность указанной муфты обеспечивается точным совме-

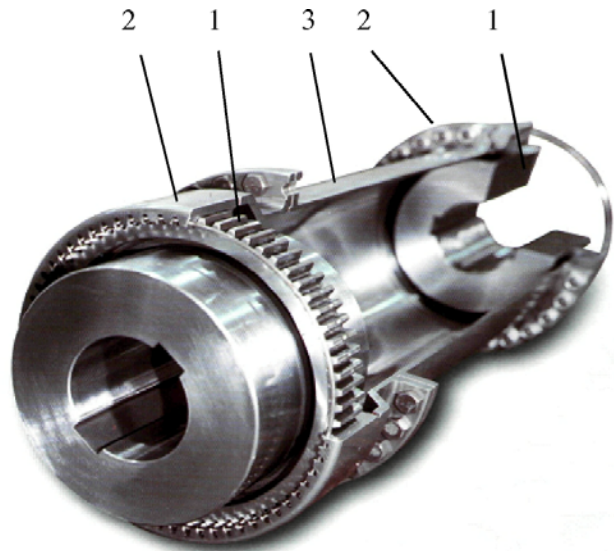


Рисунок 10.42 - Муфта зубчатая

1 – втулка зубчатая; 2 – обойма; 3 – вал

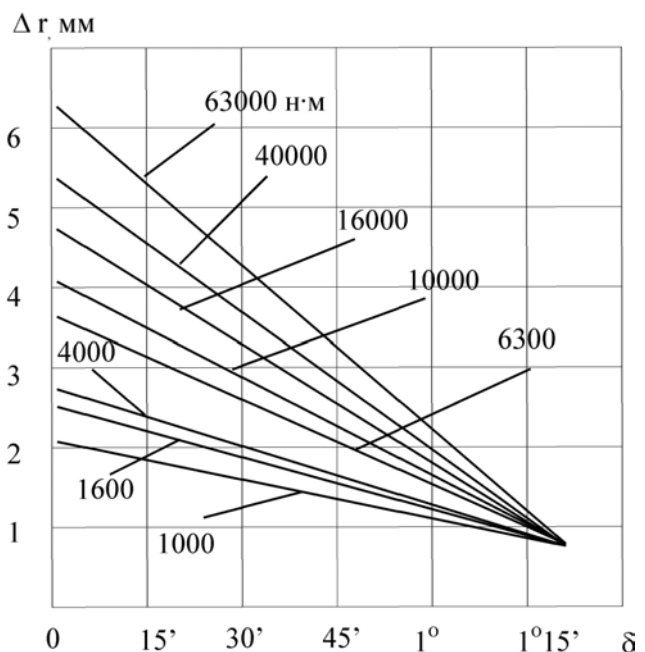


Рисунок 10.43 - Комбинация допустимых радиальных и угловых смещений зубчатых муфт по ГОСТ 5006-83

щением осей вала воздухоотделителя и зубчатого колеса КПА, что достигается высокой точностью изготовления и сборки деталей КПА и воздухоотделителя. Однако это приводит к росту стоимости конструкции, в связи с чем следует избегать применения подобных муфт (соединений) в приводах агрегатов ГТД.

Жесткая компенсирующая муфта, установленная в приводе блока маслососов, в большей степени соответствует предъявляемым к приводу агрегатов требованиям.

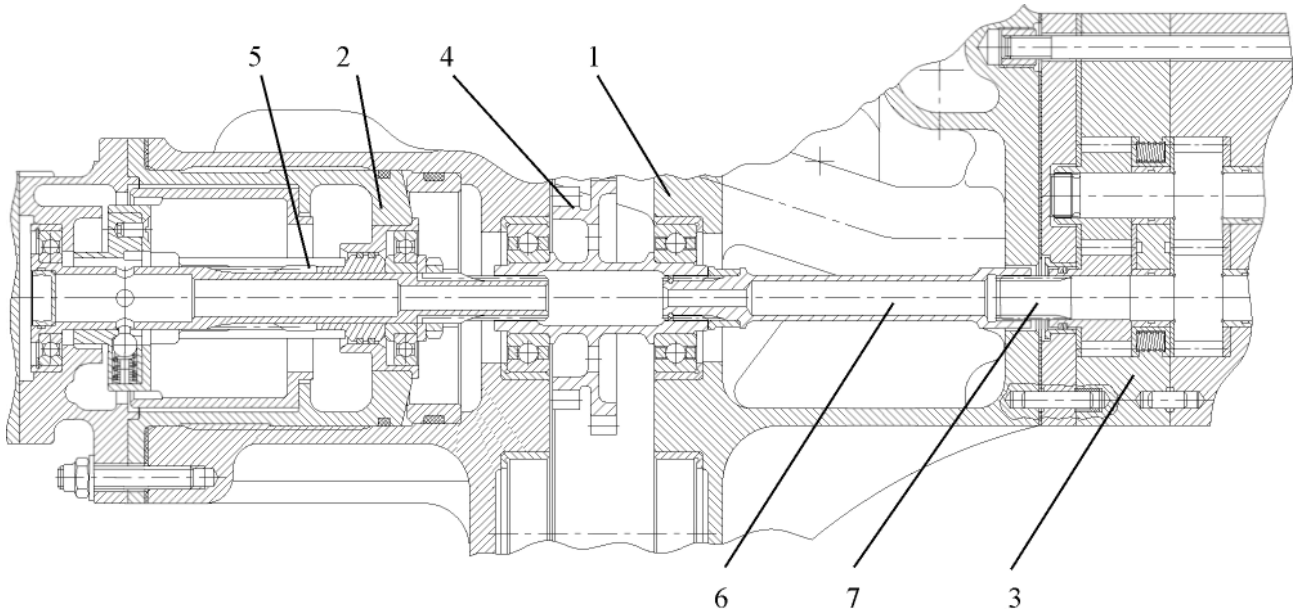


Рисунок 10.44 - Зубчатые муфты приводов агрегатов ГТД

1 - ГПА; 2 - воздухоотделитель центробежный; 3 - блок маслососов откачки; 4 - колесо зубчатое ГПА; 5 - вал воздухоотделителя; 6 - вал (рессора) шлицевой; 7 - вал привода блока маслососов

Муфта включает вал (рессору) 6, имеющий на концах шлицы (наружные и внутренние), которые соединяются с соответствующими шлицами зубчатого колеса 4 и вала 7 блока маслососов. Наличие с двух шлицевых соединений на валу 6 позволяет компенсировать все виды смещений и отказаться от повышенных требований к точности изготовления деталей. Для уменьшения износа шлиц необходимо организовывать подвод к ним масла.

Особую группу составляют шарнирные (карданные) муфты, допускающие значительные (до 45°) угловые смещения осей валов. Шарнирные муфты применяются в конструкциях, оборудование которых из условий компоновки размещено со значительными радиальными и угловыми смещениями.

Упругие (гибкие) муфты просты по конструкции, не требуют применения смазки и обслуживания при эксплуатации. Муфта с одним гибким элементом компенсирует только угловое и осевое смещения валов. Муфта с двумя соединенными промежуточным валом гибкими элементами способна компенсировать все виды смещений соединяемых валов.

В зависимости от конструкции гибкого элемента упругие муфты подразделяются на дисковые и мембранные.

Гибкая дисковая (пластинчатая) муфта (см. Рис. 10.45) состоит из дисков (пакетов) 1, набранных из тонких упругих пластин, каждый из кото-

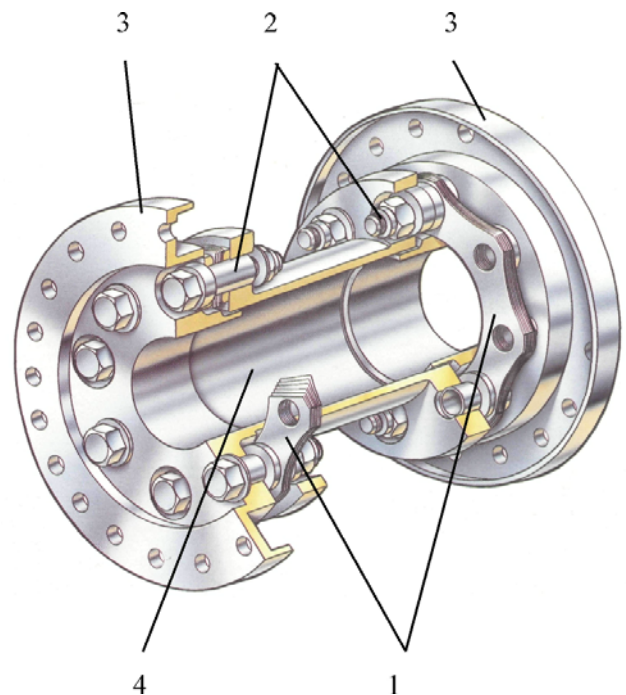


Рисунок 10.45 - Муфта дисковая (пластинчатая) упругая.

1 - пакет гибких пластин;
2 - болты соединительные (пальцы); 3 - фланец присоединительный; 4 - вал промежуточный

рых поочередно соединен пальцами 2 (болтами или втулками) с фланцем 3 и промежуточным валом 4. Пластины изготавливают из коррозионно-стойких сталей, имеющих достаточные прочностные характеристики, в том числе высокую усталостную прочность. Пластинчатая муфта с промежуточным валом, благодаря наличию осевой и крутильной упругости, способна сглаживать вибрации в трансмиссии, уменьшать опасность возникновения резонансных колебаний.

Мембранная муфта (см. Рис. 10.46) включает в себя две втулки 1 с упругим элементом в виде мембраны (тонкого упругого диска), которые болтами соединены с соответствующими упругими элементами промежуточного вала 2. Крутящий момент от ведущей втулки передается на внешний периметр ее упругого элемента и далее – на мембрану промежуточного вала, который вторым упругим элементом соединяется с аналогичным элементом ведомой втулки.

Расцепляемые управляемые муфты применяются в случаях необходимости подключения (отключения) дополнительного оборудования к валу ГТД (ГТУ) при его работе или после останова.

Управляемая расцепляемая муфта 1 (см. Рис. 10.47) используется для подключения (отключения) валоповоротного устройства 2 к валу редуктора 3. Сцепление (расцепление) муфты осуществляется поворотом рычага 4. Валоповоротное устройство, после его подключения, позволяет медленно проворачивать зубчатые колеса редуктора и валы присоединенного к нему оборудования для выполнения его центрирования при монтаже, для технических осмотров состояния деталей роторов, например, лопаток и дисков свободной турбины, а также для выполнения других работ при техническом обслуживании.

Расцепляемые автоматические муфты включают в себя центробежные, обгонные и предохранительные муфты.

Центробежные муфты предназначены для автоматического сцепления или расцепления валов при достижении ведущим валом заданной частоты вращения. К этому типу муфт можно отнести храповую муфту с собачками в приводе ГТД от стартера (см. Рис. 10.48).

Пусковое устройство (стартер) через вал 1 передает вращение храповику 2, который в исходном положении находится в зацеплении с собачками 3 поводка 4. Собачки под действием пружин 5 повернуты на своих осях и находятся в зацеплении с храповиком. Вращаясь совместно с храповиком, выходной вал 6 поводка передает $M_{кр}$ по кинематической цепи привода агрегатов ротору ГТД.

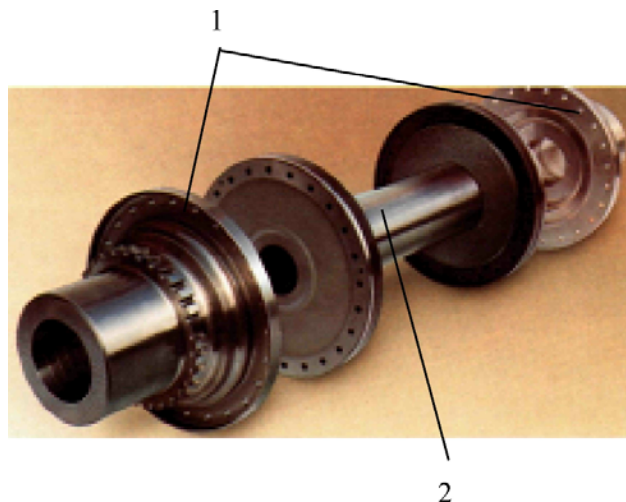


Рисунок 10.46 - Муфта мембранная
1 - втулка с упругим элементом (мембраной); 2 - вал промежуточный с упругими элементами

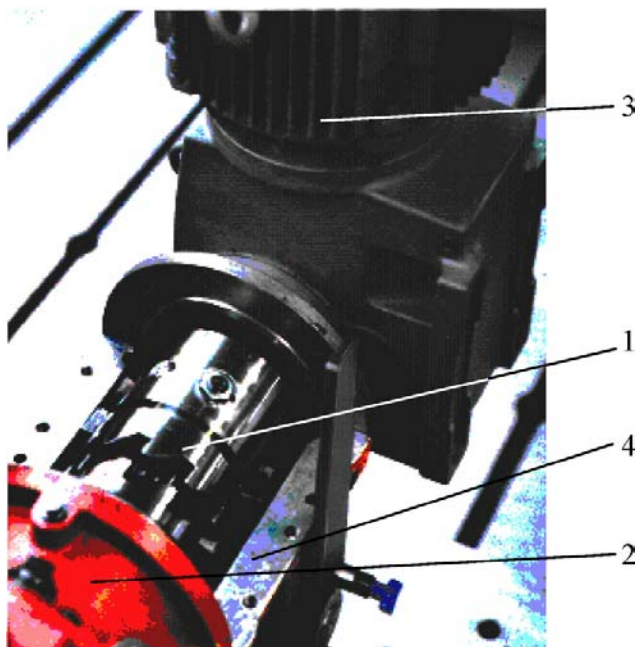


Рисунок 10.47 - Муфта управляемая расцепляемая
1 - муфта; 2 - устройство валоповоротное; 3 - редуктор; 4 - рычаг

После отключения пускового устройства (окончание запуска двигателя) $M_{кр}$ в зацеплении собачек и храповика исчезает. В этот момент частота вращения поводка такова, что под действием центробежных сил собачки поворачиваются на осях и выходят из зацепления с храповиком.

Центробежная муфта восстанавливает возможность передачи вращения от ведущего к ведомому валу лишь после приведения ее в исходное

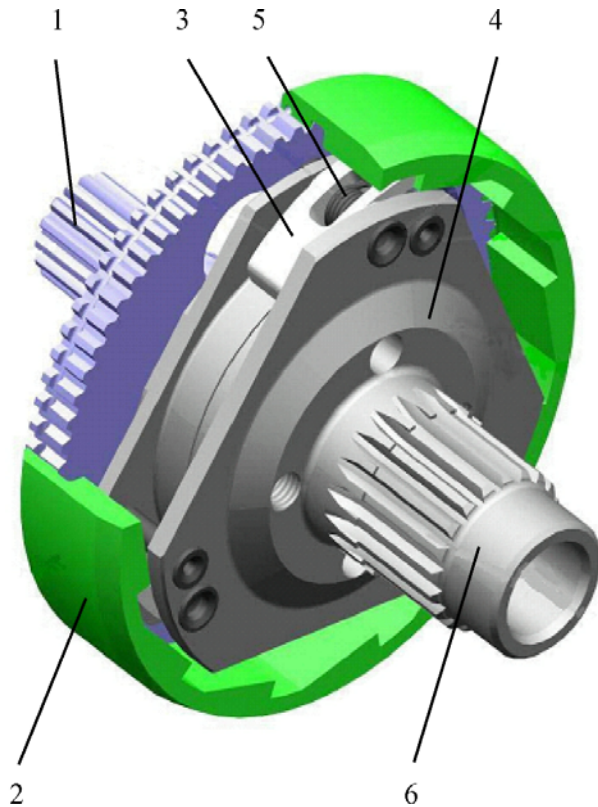


Рисунок 10.48 - Муфта центробежная храпового типа
1 – вал привода от стартера;
2 – храповик; 3 – собачка; 4 – поводок; 5 – пружина; 6 – вал выходной

состояние снижением частоты вращения поводка, ниже которой пружины преодолевают центробежные силы, действующие на собачки.

Более подробно храповая и другие муфты, применяемые в приводах ГТД для связи с пусковым устройством, описаны в главе 11. В ней муфта, изображенная на Рис. 10.48, отнесена к типу муфт свободного хода. Такая классификация имеет право на жизнь, так как муфта с момента преодоления пружинами действующих на собачки центробежных сил до полного останова поводка работает как обгонная муфта.

Обгонные муфты часто называют муфтами свободного хода (МСХ). Они передают $M_{кр}$ только в одном направлении и допускают свободное вращение в обратном направлении. МСХ автоматически сцепляют и расцепляют валы в зависимости от соотношения их угловых скоростей. Если скорость ведущего вала больше скорости ведомого вала, то муфта сцепляет их. При меньшей скорости ведущего вала муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал.

По принципу действия различают фрикционные и храповые МСХ.

Фрикционные МСХ работают за счет заклинивания вспомогательных элементов (шариков, роликов, клиньев и т. п.) между ведущим и ведомым звеньями. В авиационной технике наибольшее распространение получила фрикционная роликовая муфта – передаточный механизм, ведущее и ведомое звенья которого могут автоматически соединяться и разъединяться в зависимости от направления их относительного движения.

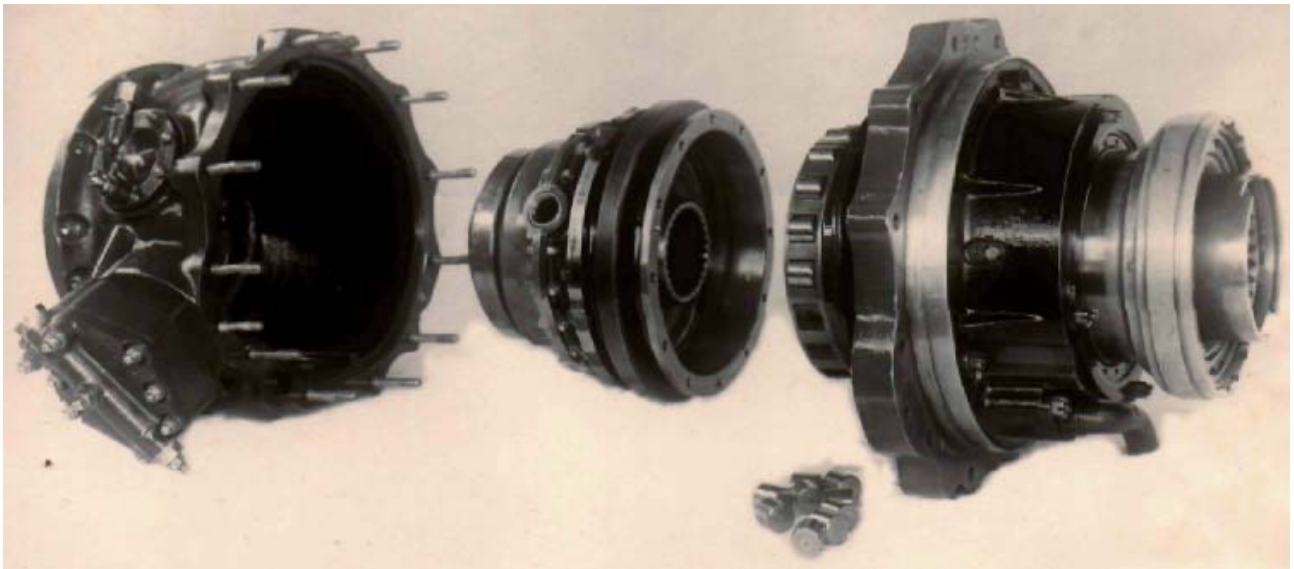


Рисунок 10.49 - МСХ редуктора Р-7 вертолета Ми-6

Фрикционная роликовая МСХ, представленная на Рис 10.49, является обязательным элементом трансмиссий вертолетов. Обычно она входит в конструкцию ГР, соединяя его входной вал с валом свободной турбины ГТД. Если СУ вертолета включает несколько двигателей, то каждый из них присоединяется к ГР через МСХ. Основное назначение МСХ на вертолете – автоматическое отсоединение ГР (а следовательно - несущего винта) от вала отказавшего двигателя, обеспечение безопасности полета на режиме авторотации или при полете с одним работающим двигателем. МСХ обеспечивает одновременную работу двух двигателей СУ на разных режимах.

По сравнению с храповыми роликовые МСХ обладают рядом достоинств:

- способны передавать большие крутящие моменты при относительно малых габаритах;
- допускают большие относительные скорости звеньев;
- имеют небольшие нагрузки от трения на режиме свободного хода;
- легко включаются и выключаются при небольших углах относительного поворота звеньев;
- технологичны;
- просты в эксплуатации, легко поддаются ремонту.

На Рис. 10.50 показана роликовая МСХ редуктора ВР-8, состоящая из ведущего вала (звездочки) 1, обоймы 2 ведомого вала, которые взаимно центрируются общим роликовым подшипником 3. Между обоймой и звездочкой размещены ролики 4, установленные в легком стальном сепараторе 5. Под действием двух плоских пружин 6 с неполным витком, изготовленных из проволоки, сепаратор постоянно поджимает ролики в тангенциальном направлении к рабочим площадкам звездочки.

Пружины имеют загнутые концы (зацепы), один из которых вставляется в отверстие звездочки, другой – в отверстие сепаратора. На одной стороне сепаратора имеются выступы, которые входят в пазы звездочки, они управляют автоматическим включением и выключением муфты в зависимости от соотношения угловых скоростей звездочки и ведомого вала. Смазка рабочих площадок производится маслом, поступающим через отверстия в звездочке под действием центробежных сил.

МСХ редуктора Р-7 (см. Рис. 10.51) имеет массивный бронзовый сепаратор 1, который центрируется на звездочке 2. Обойма 3 имеет симметричную конструкцию, поэтому цилиндричность ее отверстия не нарушается от действия центробежных сил. Торцы роликов 4 прижаты к упорному

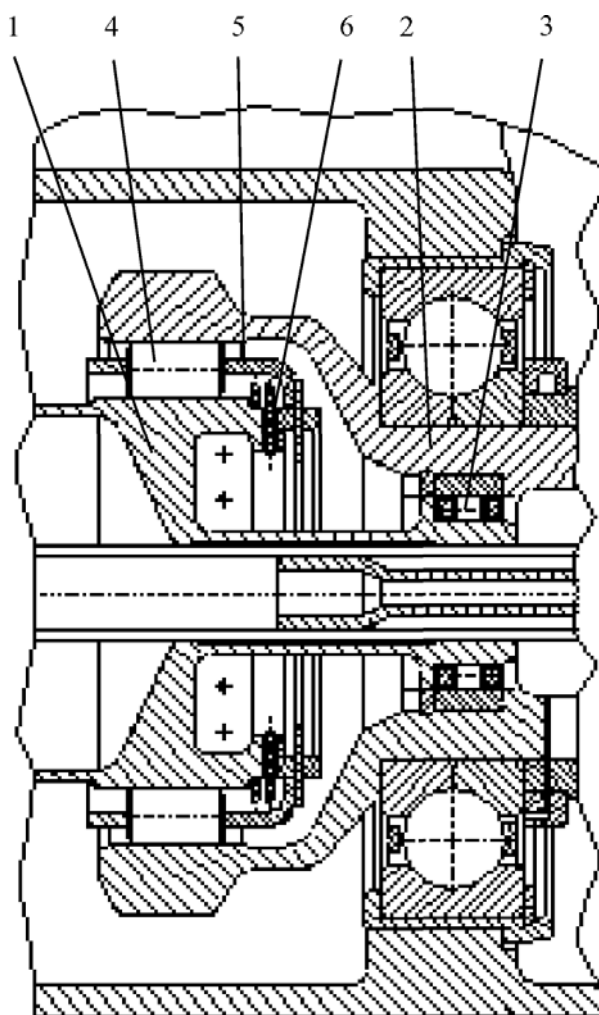


Рисунок 10.50 - МСХ редуктора ВР-8

- 1 – звездочка; 2 – обойма;
3 – подшипник роликовый;
4 – ролик; 5 – сепаратор;
6 – пружина

кольцу 5 нажимным кольцом (не показано) при помощи кольцевых пружин 6. Сепаратор и звездочка МСХ также связаны между собой специальными выступами, которые управляют автоматическим включением и выключением муфты. Например, в случае, если частота вращения звездочки (связанной со свободной турбиной ГТД) уменьшается и становится меньше частоты вращения обоймы (связанной с ГР), звездочка совместно с сепаратором и роликами поворачивается относительно обоймы. Происходит расцепление муфты и прекращение связи вала турбины с редуктором.

Надежность включения МСХ обеспечивается одновременным контактом роликов с рабочими поверхностями звездочки и обоймы в начальный момент заклинивания роликов.

Это достигается правильным выбором типа прижимного устройства и назначением величины

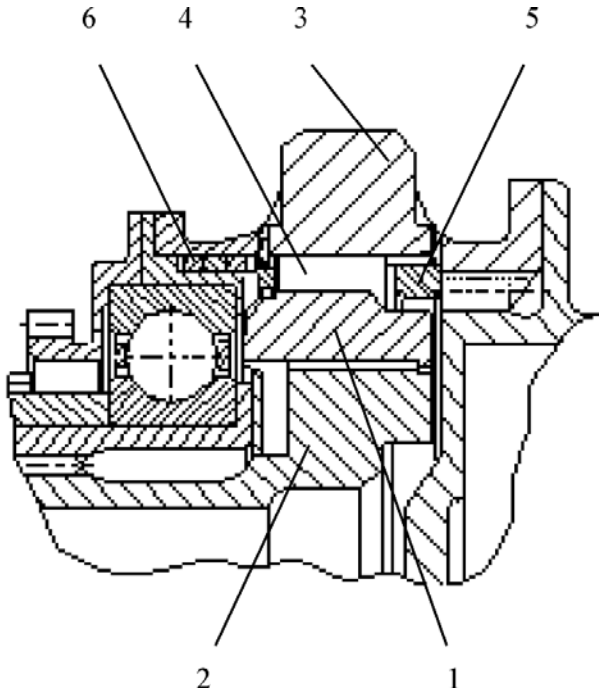


Рисунок 10.51 - МСХ редуктора Р-7
1 - сепаратор; 2 - звездочка;
3 - обойма; 4 - ролик; 5 - кольцо
упорное; 6 - пружина

прижимного усилия. Надежность включения МСХ также зависит от параметров шероховатости рабочих поверхностей звеньев муфты, сорта смазочного масла.

Правильный выбор величины угла заклинивания, геометрических параметров и жесткости обоймы и звездочки исключают пробуксовку муфты в случае деформации ее элементов.

Параметры МСХ некоторых ГР приведены в таблице 10.2.

В общем машиностроении углы заклинивания МСХ выбирают в пределах $3^\circ \leq \alpha < 9^\circ$. Опыт эксплуатации вертолетных МСХ заставляет ограничить интервал рекомендуемых углов заклинивания пределами $3^\circ < \alpha \leq 5,5^\circ$.

Чтобы обеспечить передачу требуемого крутящего момента при минимальных габаритах и массе МСХ, необходимо разместить в ней как можно большее количество роликов и организовать равномерное распределение нагрузки между ними. Эту задачу решают применением облегченного стального сепаратора (в ранних конструкциях применялись сепараторы из бронзы и алюминиевых сплавов). Желательна также балансировка сепаратора.

Звездочка, обойма и сепаратор центрируются друг относительно друга с достаточно высокой

точностью, т.к. от этого зависит одновременность заклинивания роликов, равномерность распределения нагрузок между роликами и по их длине. С этой же целью полезно вводить бочкообразность роликов (бомбинирование).

Прижимное устройство должно обеспечивать постоянный контакт роликов с рабочими поверхностями звездочки и обоймы, чем достигается устранение «мертвого хода» в процессе заклинивания и готовность всех роликов к одновременному заклиниванию. Кроме того, прижимное устройство способствует равномерному распределению нагрузки между роликами и по их длине. Конструктивно прижимные устройства могут быть индивидуальными (для каждого ролика в отдельности) и сепараторными. Сепараторные прижимные устройства допускают значительно большую скорость относительного движения звеньев в период свободного хода и размещение в механизме большего количества роликов. Это предопределяет высокую нагрузочную способность поверхностей обоймы и звездочки в зонах контакта их с роликами.

Создаваемое прижимным устройством усилие прижатия роликов зависит от сочетания различных параметров. Конструктор, проектирующий прижимное устройство, должен иметь в виду следующее:

- пружинное прижимное устройство обеспечивает относительно постоянную величину усилия прижима, но несколько затрудняет отвод роликов от поверхности обоймы во время холостого хода, что способствует износу рабочих поверхностей звеньев;

- фрикционное прижимное устройство хорошо отводит ролики при холостом ходе, но обеспечивает менее надежное включение;

- комбинированные прижимные устройства, сочетающие преимущества пружинного и фрикционного устройств, наиболее эффективны, в том числе при запусках СУ при низких температурах.

Свойства применяемого масла напрямую отражаются на надежности работы МСХ. В период свободного хода смазка необходима для уменьшения трения, нагрева и износа рабочих поверхностей деталей. В период заклинивания масляная пленка препятствует непосредственному контакту роликов с обоймой и звездочкой. Чем выше вязкость масла, тем прочнее масляная пленка и, следовательно, увеличивается потребное усилие прижимного устройства. Поэтому вязкие трансмиссионные масла неприемлемы для МСХ. Практика показала, что МСХ удовлетворительно работает при использовании масел, применяющихся в системах смазки ГТД.

МСХ главных редукторов некоторых вертолетов.

| ПАРАМЕТР | Обозначения ГР | | | | |
|---------------------------|----------------|-------------|----------------|----------------|-----------------|
| | P-5 | PP-7 | Вр-8 | Вр-2 | Вр-26 |
| Крутящий момент, н·м | 4680 | 5050 | 1065 | 522 | 8630 |
| Частота вращения, об/мин | 2600 | 8300 | 11750 | 5900 | 8300 |
| Тип прижимного устройства | фрикционное | фрикционное | тангенциальное | тангенциальное | комбинированное |

При низких температурах вязкость масла резко возрастает и при запуске СУ вертолета включение МСХ может не произойти или произойти с запаздыванием, что неизбежно приводит к ударному заклиниванию и повреждению муфты. Поэтому разработчику МСХ следует определить минимально допустимую температуру масла, при которой разрешен запуск.

Для предотвращения пробуксовки МСХ в процессе запуска при отрицательных температурах окружающей среды необходимо обеспечить предварительный прогрев масляной системы и ГР.

Храповые МСХ передают $M_{кр}$ за счет зацепления одной или нескольких собачек с зубьями храповика. По конструкции храповые МСХ аналогичны центробежным муфтам храпового типа (см. Рис. 10.48). В отличие от центробежной муфты храповая МСХ всегда готова включиться в работу по передаче $M_{кр}$ (как только частота вращения ведомого звена становится ниже частоты вращения ведущего звена). Храповые МСХ, так же как и центробежные, могут быть с собачками и кулачкового типа.

Предохранительные муфты подразделяются на муфты с разрушаемым и неразрушаемым элементами. Муфты с разрушаемым элементом применяют при редких перегрузках. Их недостатком является необходимость замены разрушаемого элемента. Муфты данного типа применяются в приводах агрегатов ГТД в качестве «слабого звена» для защиты кинематической цепи от действия нерасчетных $M_{кр}$. Примером такой муфты является вал-рессора 6 (см. Рис. 10.44) привода блока насосов 3. При воздействии нерасчетного $M_{кр}$ рессора срезается по специально рассчитанному и спроектированному ослабленному сечению вала (которое гарантирует передачу рабочего $M_{кр}$), не приводя к другим поломкам приводов агрегатов.

К муфтам с неразрушаемым элементом относятся кулачковые, шариковые и фрикционные. В при-

водах ГТУ первые два типа не применяются. Наибольшее распространение получили фрикционные муфты, которые допускают частые кратковременные перегрузки и перегрузки ударного действия.

Фрикционная предохранительная муфта в приводах энергетических ГТУ предотвращает повреждения или поломки ГТД и редуктора в случаях внезапного и резкого возрастания нагрузки генератора. К достоинствам фрикционной муфты относятся: возможность настройки и контроля муфты на требуемый крутящий момент срабатывания в процессе производства, готовность после срабатывания к продолжению работы, не требует специального обслуживания в процессе эксплуатации.

На Рис. 10.52 показана одна из конструкций фрикционной муфты. Крутящий момент от ГТД передается на фланец опоры шлицевой 1, которым она связана с упругой муфтой 2. Далее вращение передается на корпус 3, соединяющийся внутренними шлицами с ведущими дисками 4. На торцах ведущих дисков нанесено специальное антифрикционное покрытие.

Ведущие диски 4 прижаты через кольца 5 нажимным диском 6 к ведомым дискам 7, которые внутренними шлицами соединены с ведомым корпусом 8. Последний устанавливается на валу приводимого оборудования. Нажимной диск 6 болтами крепится к корпусу 8. Усилие прижима ведущих дисков к ведомым определяет величину $M_{кр}$, при котором происходит срабатывание муфты (проворачивание ведущих дисков относительно ведомых), и обеспечивается подбором толщины кольца 9. Со стороны ведомого корпуса диски муфты защищены крышкой 10.

Для увеличения коэффициента трения на дисках 4 напыляют фрикционный состав, наклеивают или приклепывают металлокерамические накладки. Применяется также технология нанесения на диск металлокерамического покрытия с последующим его уплотнением и спеканием. Такие покры-

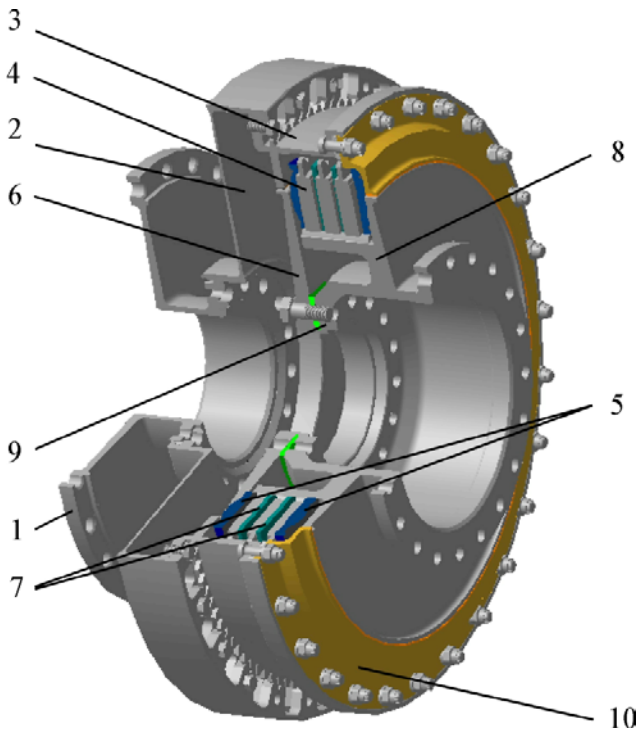


Рисунок 10.52 - Муфта фрикционная
1 – опора шлицевая, 2 – муфта уп-
ругая; 3 – корпус муфты;
4 – диск ведущий; 5 – кольцо;
6 – диск нажимной; 7 – диск ведо-
мый; 8 – корпус ведомый;
9 – кольцо регулировочное;
10 – крышка

тия отличаются высоким коэффициентом трения (от 0,2 до 0,6), хорошим сопротивлением износу, высокой теплопроводностью. Применение накладок в виде сегментов, улучшает теплоотвод от дисков, способствует уменьшению износа, облегчает удаление продуктов износа из зоны трения.

Момент срабатывания T дисковой фрикционной муфты рассчитывают по формуле:

$$T = S T_{\text{пр}} \quad (10.2)$$

где $T_{\text{пр}}$ – предельный крутящий момент;

S – коэффициент запаса сцепления муфты ($S = 1,5 \dots 1,7$).

Момент трения $T_{\text{тр}}$, создаваемый муфтой, определяется по формуле:

$$T_{\text{тр}} = 0,5 \pi z f b p D_{\text{ср}}^2, \quad (10.3)$$

где b – рабочая ширина дисков (обычно принимают $b = 0,25 D_{\text{ср}}$);

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр рабочей поверхности дисков;

z – число поверхностей трения;

f – коэффициент трения по дискам;

p – давление по торцам дисков.

Приравнивая необходимый момент трения $T_{\text{тр}}$ муфты к моменту срабатывания T и выбрав материал фрикционного покрытия (а значит – допустимое давление на диск), можно рассчитать требуемое количество z поверхностей трения фрикционных дисков.

Часто муфты применяются в высокоскоростных комплексах, поэтому при изготовлении необходимо выполнять их балансировку. В расчетах критических частот вращения валов ГТУ также необходимо учитывать массу и размеры муфт.

Как говорилось выше, фрикционные муфты допускают в процессе эксплуатации неоднократные срабатывания. Дальнейшая их работоспособность без переборки и перенастройки обеспечивается точностью их изготовления, сборки и монтажа, а также тем, что перед монтажом отдельные части муфты и муфта в сборе проходят обязательную балансировку. Точность изготовления и балансировки муфты должны быть таковы, чтобы ее срабатывание (проворачивание элементов муфты относительно друг друга) не изменяло уровень вибраций агрегата, в составе которого она установлена.

10.4 - Проектирование приводов агрегатов ГТД

Методики проектирования редукторов, применяемых в машиностроении, широко известны. Например [10.6], [10.7], [10.8] и др. Поэтому рассмотрим только особенности проектирования приводов агрегатов ГТД.

При проектировании приводов агрегатов требуется решить сразу несколько задач:

- создание редуктора отбора мощности от ротора (роторов) двигателя;
- проектирование КПА, а при необходимости и нескольких, включая, по особому требованию, отдельную КПА самолетных агрегатов (отбор $M_{\text{кр}}$ на привод КПА возможен одновременно от двух двигателей).

Проектирование приводов агрегатов ГТД выполняется исходя из:

- назначения;
- условий работы;
- величины передаваемого крутящего момента ($M_{\text{кр}}$) в зависимости от режима работы ГТД и изменения мощности приводимых агрегатов;
- количества и относительного расположения

входных и выходных валов;

- направлений и частот вращения валов, от которых производится отбор $M_{кр}$;
- направления, частот вращения и габаритных размеров приводных агрегатов;
- графика полета самолета (полетного цикла);
- ограничений по габаритам и массе.

Проектирование приводов агрегатов начинается с согласования габаритных размеров мест, выделенных под них, а также габаритных размеров, частот и направлений вращения самих приводимых агрегатов. Обязательное требование - диапазон рабочих частот вращения агрегатов (от минимальных до максимальных) должен на любых режимах работы двигателя перекрывать диапазон частоты вращения ротора двигателя (малый газ – максимальный режим), от которого отбирается $M_{кр}$.

После выбора приводных агрегатов принимается решение по отбору $M_{кр}$ от одного или нескольких роторов двигателя. Выбирается кинематическая схема приводов агрегатов. Производится определение частоты вращения входного вала привода коробки (коробок) приводов агрегатов и передаточных отношений к самим агрегатам. То есть прорабатывается несколько вариантов кинематических схем ЦП и КПА. Кинематическая схема приводов агрегатов выбирается с учетом компоновки на электронном макете двигателя расположения приводных агрегатов, которое должно учитывать многие факторы:

- компактность размещения приводных агрегатов на КПА;
- наличие взаимосвязей как между приводными агрегатами, так и между приводными и неподвижными;
- габариты двигателя и мотогондолы;
- обеспечение удобного доступа к агрегатам для их монтажа (демонтажа) и обслуживания.

После выбора частоты и направления вращения выходного вала ЦП приступают к проектированию КПА, самого ЦП и подбору передаточных отношений в каждом зубчатом зацеплении кинематической цепи. Передаточные отношения должны быть выбраны как можно точнее (ближе к заданым). В то же время в сопряженных зубчатых колесах одним из основных является требование по обеспечению схемы с «плавающим зубом». Это связано со стремлением обеспечить зацепление каждого зуба шестерни (меньшего колеса в зубчатом зацеплении) с максимально возможным числом зубьев зубчатого колеса (большого в зубчатом зацеплении) до повторения его контакта с зубом колеса, с которым он уже был в зацеплении.

10.4.1 - Проектирование центрального привода

При проектировании ЦП, который размещается внутри одного из узлов двигателя, основными исходными данными являются:

- величина необходимого для привода агрегатов $M_{кр}$;
- величина $M_{кр}$, передаваемого от пускового устройства к ротору газогенератора ГТД;
- максимально допустимая масса;
- количество КПА и их расположение на двигателе;
- частота и направление вращения ротора (роторов) двигателя, от которого отбирается $M_{кр}$;
- частота и направление вращения входного вала от коробки (коробок) приводов агрегатов;
- габариты выделенного под размещение места;
- температура окружающей среды.

На основании анализа исходных данных выбирается кинематическая схема ЦП, которая может быть с отбором $M_{кр}$ от одного ротора или двух роторов (для двух и трехвальных ГТД).

В зависимости от типа применяемых в ЦП зубчатых передач отбор $M_{кр}$ от ротора ГТД проектируется одно- или двухступенчатым, а также одно- или многопоточным. Одноступенчатая схема – отбор мощности одной конической зубчатой передачей, двухступенчатая – отбор мощности осуществляется двумя зубчатыми передачами (цилиндрической и конической). Однопоточная схема предполагает отбор $M_{кр}$ на привод одной КПА (см. Рис. 10.9), при многопоточной схеме $M_{кр}$ в ЦП разделяется на несколько потоков. Пример - отбор $M_{кр}$ для привода верхней и нижней КПА двигателя ТВ3-117 (см. Рис. 10.1).

После выбора кинематической схемы ЦП определяется общее передаточное отношение и передаточные отношения входящих в нее зубчатых передач.

Выполняется компоновка ЦП, которая согласовывается с разработчиками узлов двигателя. Выполняются геометрический расчет зубчатых зацеплений и выбор их параметров, расчет на прочность деталей и узлов, определение долговечности применяемых подшипников, критических частот вращения валов. Одновременно вносятся необходимые коррективы в компоновку ЦП.

10.4.1.1 - Конструкция центрального привода

Большинство ГТД имеют ЦП с одноступенчатой конической зубчатой передачей. Например,

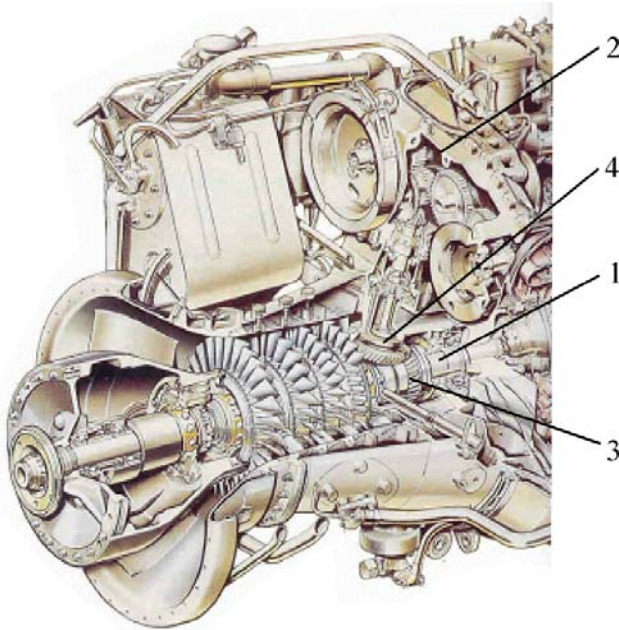


Рисунок 10.53 - ЦП двигателя Rolls-Royce Gem 60 (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc)
 1 - вал ротора двигателя;
 2 - КПА; 3 - колесо зубчатое коническое ведущее; 4 - колесо зубчатое коническое ведомое

ЦП двигателя Rolls-Royce Turbomeca RTM 332 Turboshaft (см. Рис. 10.53) выполнен по одноступенчатой схеме с верхним расположением КПА.

Отбор мощности от вала 1 ротора двигателя на привод КПА 2 выполняется ведущим и ведомым коническими зубчатыми колесами 3 и 4, соответственно, причем ведущее зубчатое колесо расположено непосредственно на валу ротора. Коническая передача – неортогональная, что позволило сдвинуть КПА назад по полету. Основными достоинствами такого ЦП являются малая масса и относительная простота конструкции. Однако такой ЦП обладает существенным недостатком: осевые перемещения вала ротора двигателя приводят к изменению зазоров в зубчатом зацеплении конической передачи.

Для исключения этого недостатка ведущее коническое зубчатое колесо устанавливают на собственных подшипниках, как это выполнено на двигателе ROLLS - ROYCE Turbomeca Adour 102 (см. Рис. 10.54). ЦП выполнен по одноступенчатой схеме, с нижним расположением КПА.

Мощность от вала ротора двигателя на привод КПА отбирается коническим зубчатым колесом 1, которое промежуточным валом 2 соединено с валом 3 ротора КВД. Коническая зубчатая передача ортогональная. Так как промежуточный вал 2 с ротором КВД соединяется подвижным шлицевым соединением, то коническая передача тем самым

защищена от перемещений вала ротора КВД и установленного на нем ведущего конического зубчатого колеса вдоль оси. Однако данная конструкция ЦП имеет несколько большую массу из-за наличия промежуточного вала и дополнительных подшипников.

Примером двухступенчатой кинематической схемы является ЦП двигателя ПС-90А (см. Рис. 10.55), ЦП которого расположен между КНД и КВД и конструктивно охватывает вал 1 КНД. $M_{кр}$ для привода агрегатов отбирается от вала 2 КВД с помощью установленного на нем цилиндрического зубчатого колеса 3. Далее ведомое цилиндрическое зубчатое колесо 4, собранное совместно с ведущим коническим зубчатым колесом 5, через ведомое зубчатое колесо 6 и вал 7 передает $M_{кр}$ на привод КПА.

Ведущее 5 и ведомое 6 конические зубчатые колеса вместе с ведомым цилиндрическим зубчатым колесом 4 размещаются в литом магниевом корпусе 8, который также является опорой 9 роликоподшипника ротора КНД.

Передняя опора КВД двигателя ПС-90А - упруго-демпферная с роликовым подшипником, в которой возможны осевые и радиальные перемещения передней части вала ротора за счет зазоров в ней. Использование в первой ступени ЦП цилиндрического зубчатого зацепления позволило уменьшить влияние осевых и радиальных перемещений передней части вала ротора КВД на работоспособность зубчатых передач ЦП. ЦП выполняется по двухступенчатой кинематической схеме. Цилиндрическая зубчатая передача допускает, без снижения работоспособности, относительное смещение ведущего и ведомого зубчатых колес вдоль зубьев. А незначительное (вместе с валом) радиальное смещение ведущего зубчатого колеса (до 0,3 мм) приводит лишь к некоторому уменьшению бокового зазора в зубчатом зацеплении.

Кинематические схемы ЦП можно разделить на группы с нижним (см. Рис. 10.54), верхним (см. Рис. 10.53) и с двухсторонним расположением КПА. Схемы с двухсторонним расположением КПА применяются при необходимости разделить отбираемый $M_{кр}$ на два потока, пример - ЦП двигателя ТВЗ-117 (см. Рис. 10.1).

Примером ЦП с отбором $M_{кр}$ от разных роторов является двигатель Д-27 (см. Рис. 10.2). Кроме отбора $M_{кр}$ на привод двух КПА от КНД он имеет еще и третью КПА с приводом от вала ротора КВД. Дополнительный привод от еще одного вала ротора ГТД в двух и трехвальных двигателях применяется в тех случаях, когда необходимо обеспечить привод части агрегатов (датчики и регуляторы ча-

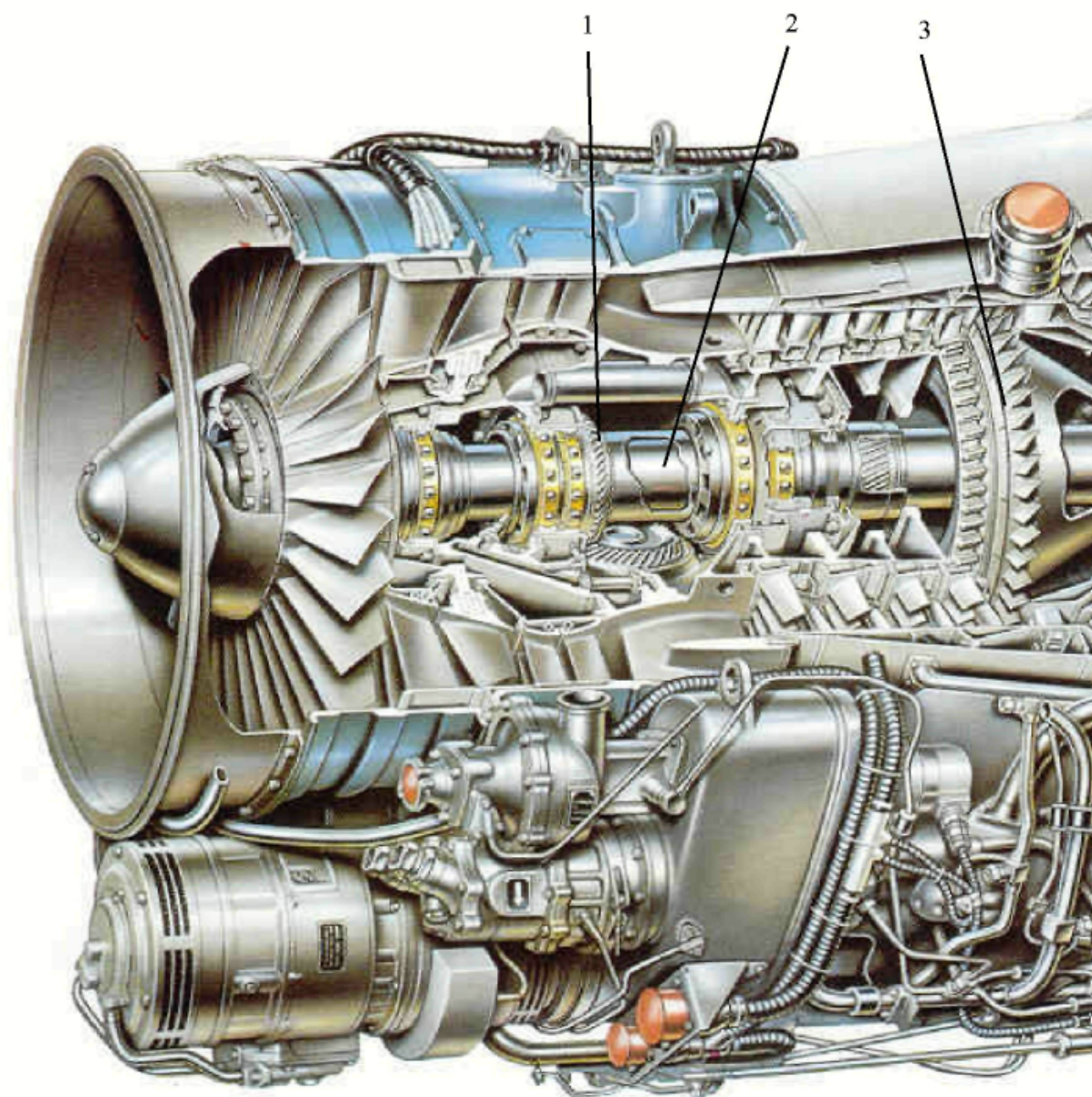


Рисунок 10.54 - ЦП двигателя Rolls-Royce Turbomeca Adour 102 (Печатается с разрешения Rolls-Royce pl.)

1 - колесо зубчатое коническое ведущее; 2 - вал промежуточный; 3 - ротор КВД

стоты вращения, маслонасосы и другие) от второго ротора ГТД.

Примером является ЦП двигателя RB211 разработки фирмы Rolls-Royce (см. Рис. 10.56). ЦП двигателя RB211 выполнен с отбором $M_{кр}$ от двух роторов двигателя для привода нижней и боковой КПА. Отбор мощности от фланца 1 ротора КВД на привод нижней КПА 2 выполняется одной парой конических зубчатых колес 3 и 4, причем ведущее колесо 3 расположено на собственных опорах, а с валом КВД соединено посредством шлиц. Отбор мощности от вала 5 КНД на боковую КПА 6

выполнен по двухступенчатой схеме парой 7 цилиндрических и парой 8 конических зубчатых колес, причем ведущее цилиндрическое зубчатое колесо расположено непосредственно на валу КНД. Цилиндрическая зубчатая передача выполнена косозубой. Обе конические передачи ортогональные. Зубчатые колеса с подшипниками размещены в корпусе 9.

При большой длине вала привода КПА и для исключения попадания критической частоты его вращения в рабочий диапазон, а также в случаях необходимости излома оси валика, он делается со-

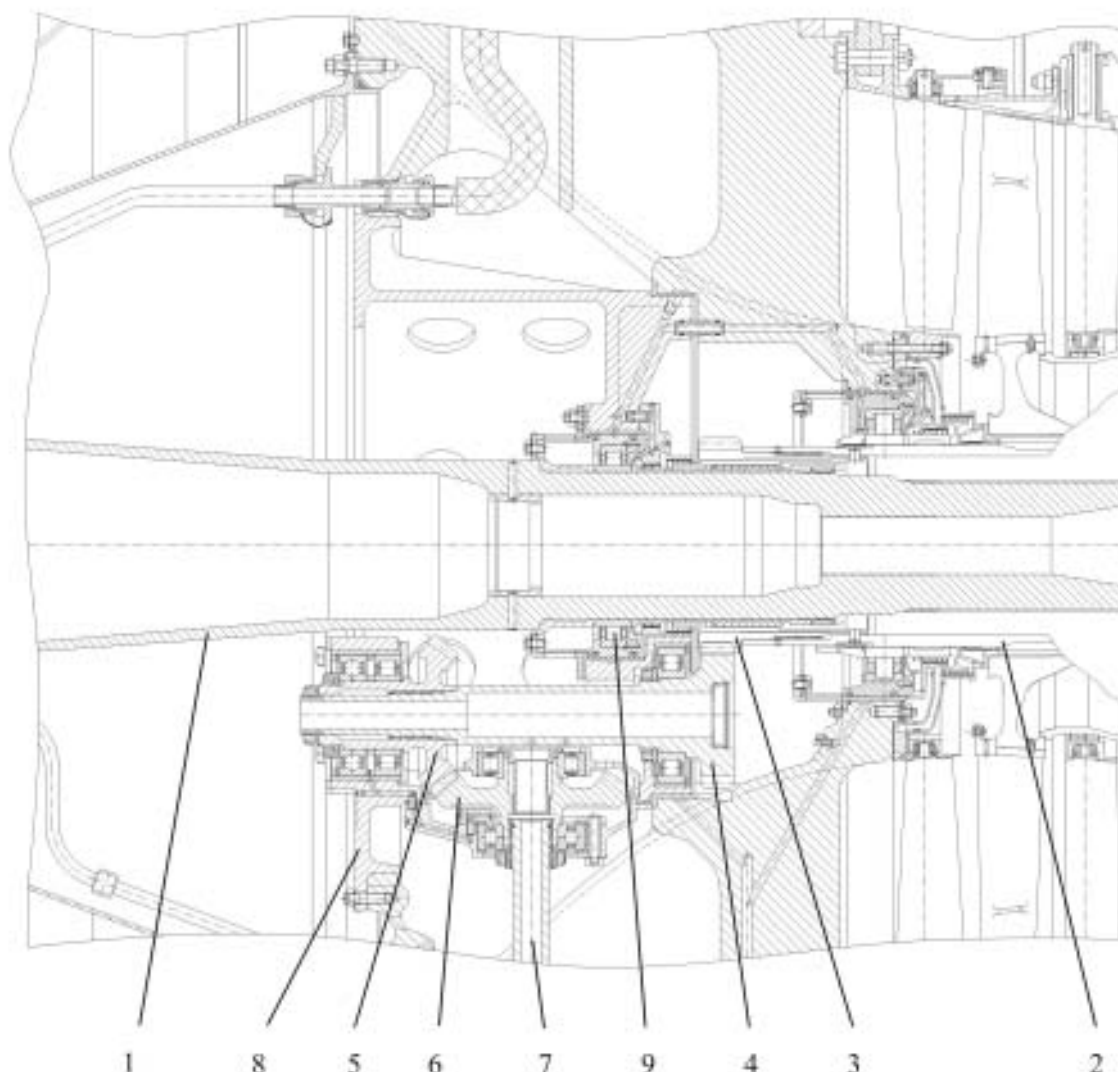


Рисунок 10.55 - ЦП двигателя ПС-90А

1 – вал КНД; 2 – вал КВД; 3 – колесо зубчатое цилиндрическое ведущее; 4 – колесо зубчатое цилиндрическое ведомое; 5 – колесо зубчатое коническое ведущее; 6 – колесо зубчатое коническое ведомое; 7 – вал привода КПА; 8 – корпус ЦП; 9 – опора роликоподшипника КНД

ставным из двух частей с промежуточной опорой (см. Рис. 10.57) или с промежуточным редуктором (см. Рис. 10.58).

Особенностью конструкции двигателя RB211-22В является наличие соединяющего верхний и нижний валы привода КПА промежуточного редуктора 1 с неортогональной конической зубчатой передачей, что позволяет сдвинуть КПА вперед по полету относительно ЦП.

Конструкции ЦП можно разделить на модульные и немодульные. Модульная конструкция (см. Рис. 10.55 и Рис. 10.57) предполагает наличие корпуса привода с размещенными в нем на подшипниках зубчатыми колесами, элементами подвода масла и другими деталями и сборочными единицами.

Преимущество модульной конструкции состоит в возможности поузловой доводки привода на специальном стенде вне двигателя, а также в удобстве его замены в связи с ремонтом и при выходе из строя.

Большинство современных двигателей имеют ЦП модульной конструкции. Корпуса ЦП представляют собой сложную, собираемую из отдельных литых или сварных частей конструкцию.

При проектировании зубчатых передач ЦП необходимо стремиться к тому, чтобы зубчатый венец располагался между опорами, т.к. при этом влияние перекоса зубьев из-за наличия внутренних зазоров в подшипниках и деформаций корпусов и валов будет наименьшим. При консольном рас-

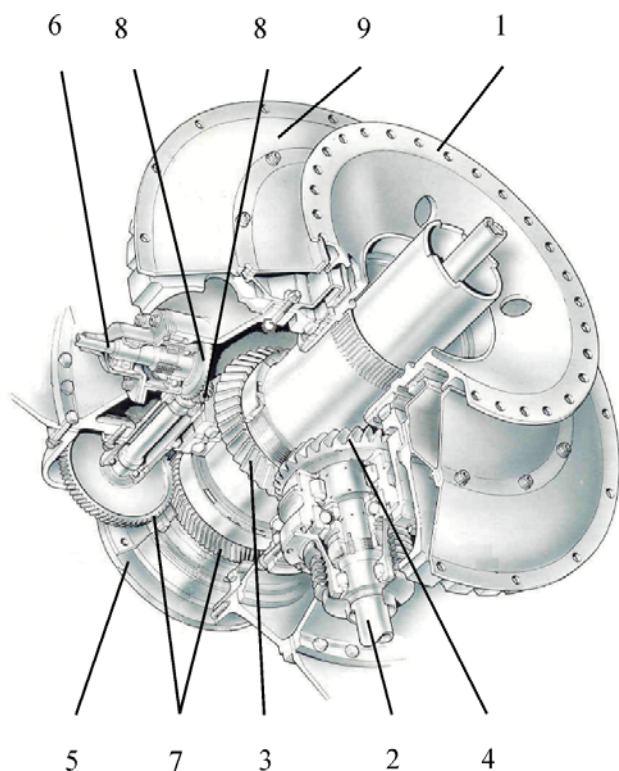


Рисунок 10.56 - ЦП двигателя RB211 (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc)
 1 - фланец ротора КВД; 2 - привод нижней КПА; 3 - колесо зубчатое коническое ведущее; 4 - колесо зубчатое коническое ведомое; 5 - вал ротора КНД; 6 - привод боковой КПА; 7 - передача зубчатая цилиндрическая косозубая; 8 - передача зубчатая коническая привода боковой КПА; 9 - корпус ЦП

положении зубчатого венца следует увеличивать жесткость вала этого колеса и корпуса, уменьшать радиальные зазоры в подшипниковых узлах.

Пример конструкции подшипниковой опоры консольного конического зубчатого колеса показан на Рис. 10.59.

Вал зубчатого колеса 1, установленного в корпусе 2, является одновременно внутренними беговыми дорожками роликоподшипников 3, наружная обойма одного из которых имеет фланцевое крепление, а наружной обоймой меньшего роликоподшипника служит корпус. От осевых перемещений зубчатое колесо 1 удерживает шариковый подшипник 4.

При проектировании опор зубчатых колес учитывается порядок сборки и разборки ЦП. Подшипниковые опоры ЦП проектируются так, чтобы при регулировке зазоров в зубчатых зацеплениях по возможности не производилась какая-либо

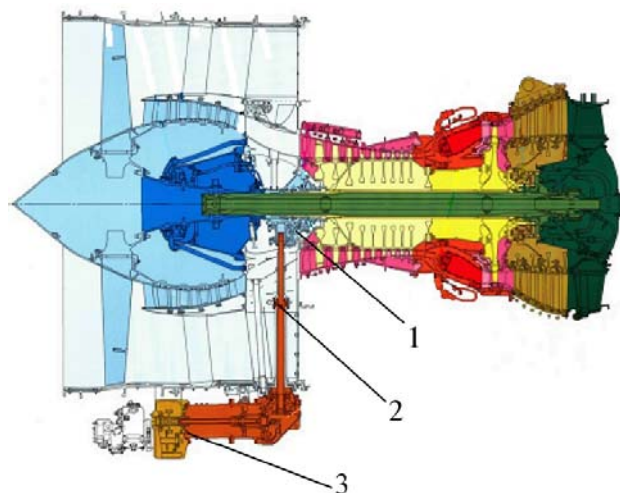


Рисунок 10.57 - Двигатель ТРДД CFM56 разработки General Electric
 1 – ЦП; 2 - опора промежуточная вала привода КПА; 3 - КПА с вынесенной конической передачей

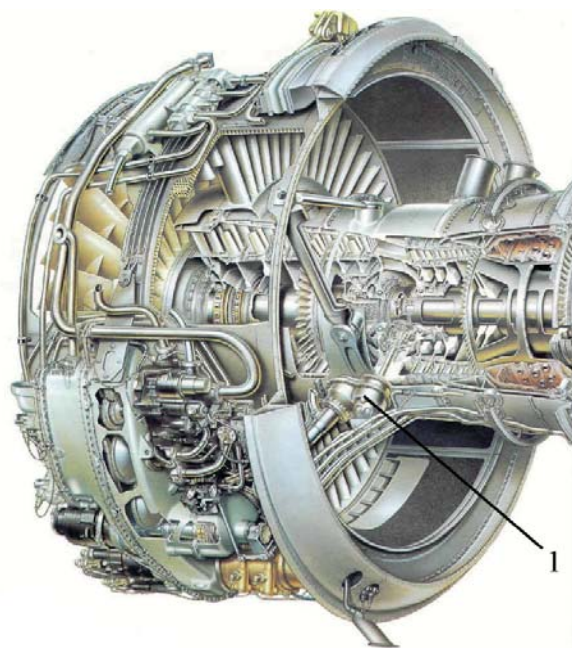


Рисунок 10.58 - Двигатель RB211-22B (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc)
 1 - редуктор промежуточный

разборка подшипниковых узлов. Чтобы снизить до минимума влияние зазоров в подшипниках на параметры зубчатых зацеплений целесообразно применять подшипники с минимальными внутренними зазорами.

Большинство применяемых стандартных роликоподшипников имеют направляющие борта на на-

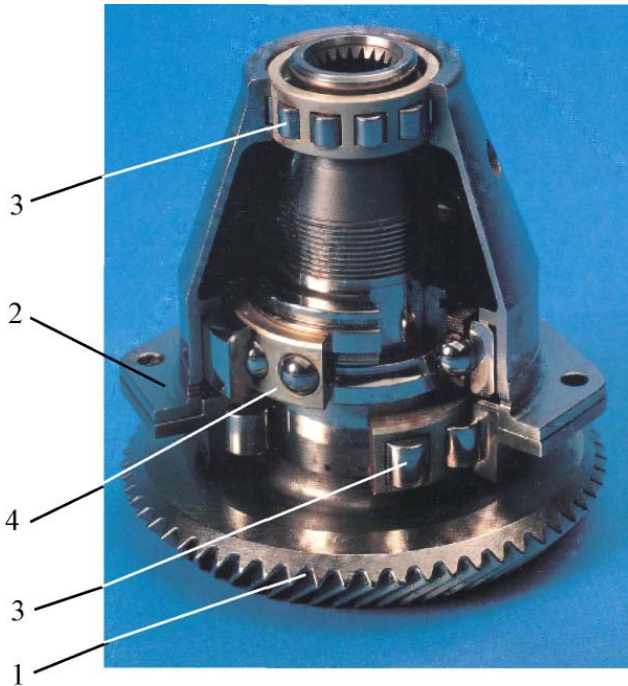


Рисунок 10.59 - Конструкция опоры конического зубчатого колеса
 1 - колесо зубчатое; 2 - корпус опоры зубчатого колеса; 3 - роликоподшипник; 4 - шарикоподшипник

ружном кольце. Такая конструкция подшипников обеспечивает надежный подвод масла к внутренней беговой дорожке. Недосток таких подшипников в том, что имеющиеся в масле посторонние частицы относятся центробежными силами к наружной закрытой беговой дорожке и оседают на ней. Поскольку удалить их полностью практически невозможно, то существенно сокращается долговечность подшипника.

10.4.2 - Проектирование коробок приводов агрегатов

Основными исходными данными для начала работ по проектированию КПА служат:

- количество и состав приводных агрегатов;
- габаритные, присоединительные размеры и масса агрегатов;
- направление и частота вращения приводных валов агрегатов;
- наличие и количество трубопроводных и электрических связей между приводными и размещаемыми на двигателе неприводными агрегатами;
- габаритные размеры выделенного под КПА места.

Современная КПА в сборе представляет собой отдельный модуль двигателя, имеющий не-

сложное крепление к корпусам двигателя. В корпусах КПА устанавливаются зубчатые колеса с подшипниками качения, передающие крутящий момент от центрального привода ГТД приводным агрегатам.

Наиболее часто встречаются конструкции двигателей, имеющие ГТД, как правило, имеют одну основную КПА, которая устанавливается непосредственно на двигателе и представляет собой отдельный модуль (см. Рис. 10.60).

Как сказано выше процесс проектирования КПА и размещения на ней приводных агрегатов начинают одновременно с созданием электронного макета ГТД с учетом габаритов выделенного на летательном аппарате места под него.

На макете предварительно располагают все приводные и неприводные агрегаты и прокладывают механические, трубопроводные и электрические связи между ними, выбирая тем самым оптимальное расположение всех агрегатов на двигателе. До введения в практику проектирования электронных макетов эти вопросы прорабатывались конструкторами на компоновках и затем проверялись на натурном макете, после чего проводилось уточнение документации.

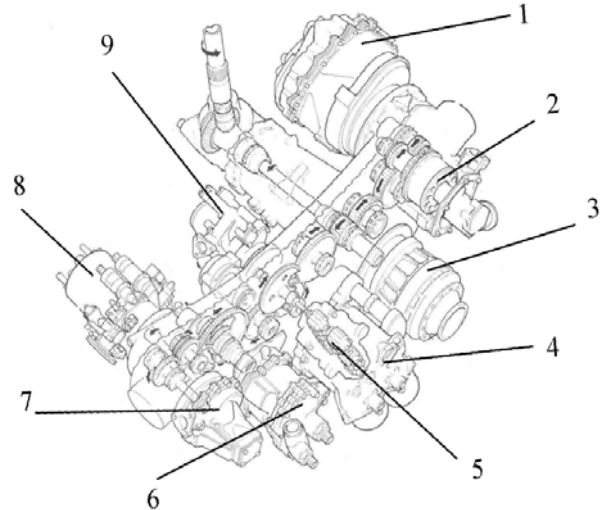


Рисунок 10.60 - Коробка приводов с агрегатами (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)

- 1 - генератор переменного тока;
- 2 - суфлер центробежный;
- 3 - стартер воздушный;
- 4 - насос регулятор топливный;
- 5 - насос масляный откачки;
- 6 - насос гидравлический;
- 7 - насос топливный подкачивающий;
- 8 - генератор постоянного тока;
- 9 - насос масляный основной

В случае применения вновь создаваемых приводных агрегатов имеется возможность влиять на их габаритно-монтажные размеры, выбор направления и диапазона частот их вращения, а также на размещение на них штуцеров, электрических разъемов, органов управления и других элементов, что значительно облегчает дальнейшую работу над созданием КПА.

Расположение приводных агрегатов на КПА определяется несколькими общими принципами:

- количество и состав приводных агрегатов должны быть минимальны при условии выполнения всех необходимых функций;
- агрегаты должны располагаться компактно по обе стороны КПА, что позволит разместить их на меньшей площади и тем самым добиться ее минимальных габаритов и массы;
- агрегаты, требующие наибольших $M_{кр}$ на

привод, желательно располагать как можно ближе к валу отбора мощности от двигателя;

- привод от стартера должен иметь минимальное количество промежуточных зубчатых колес до приводимого во вращение ротора;

- для уменьшения массы КПА целесообразно применять интегрированные с ней агрегаты, имеющие общие с ней элементы и детали (ротор агрегата установлен непосредственно на валу зубчатого колеса, опоры которого одновременно служат и опорами агрегата)

- кинематическая цепь привода агрегатов, по возможности, должна быть с простыми передачами, не иметь зубчатых колес с малыми и кратными числами зубьев и учитывать эффект «плавающего зуба»;

- количество зубчатых колес должно быть минимальным;

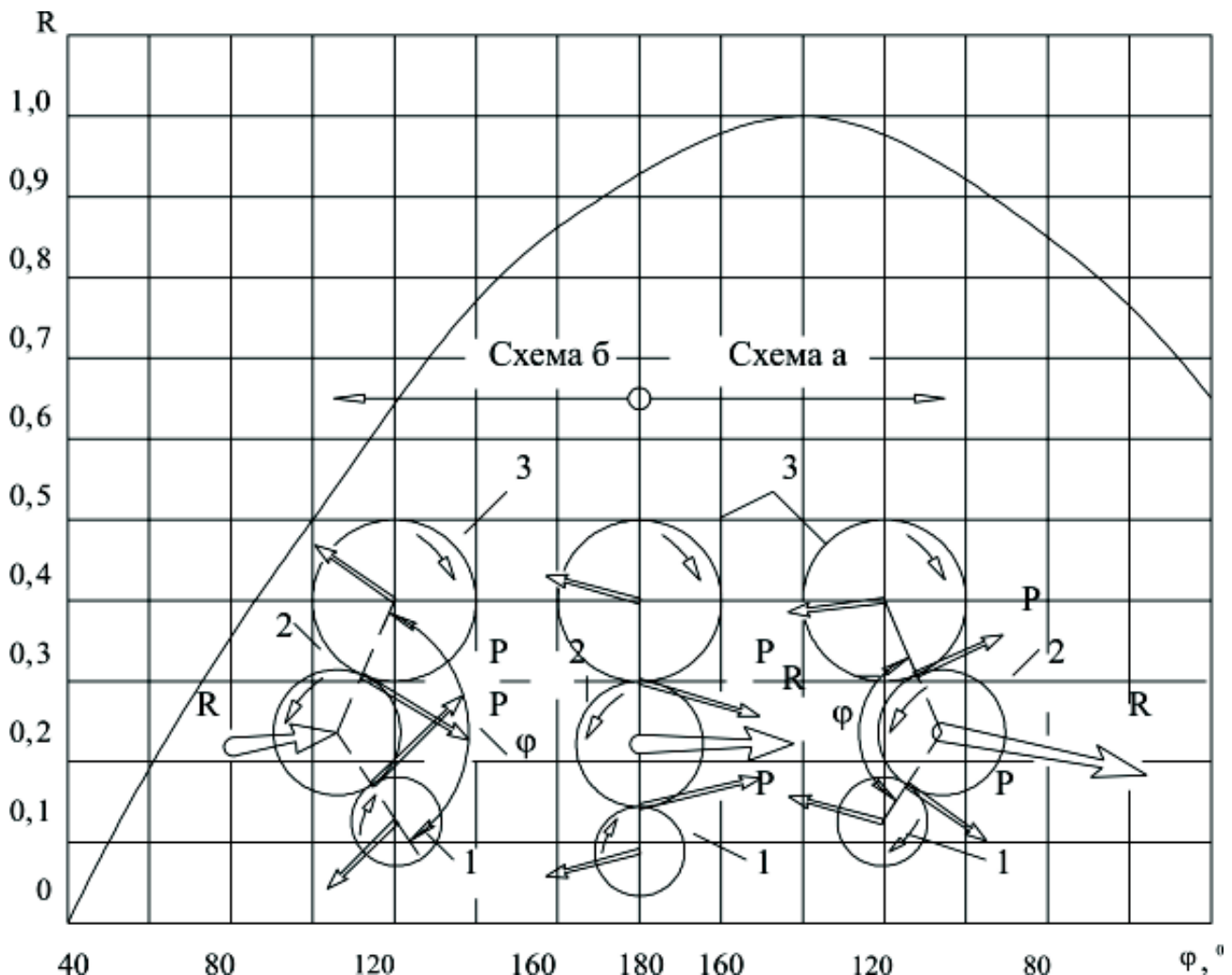


Рисунок 10.61 - Схемы приводов с промежуточным зубчатым колесом

1 - колесо зубчатое ведущее; 2 - колесо зубчатое промежуточное; 3-колесо зубчатое ведомое;
 P - сила, действующая в зубчатом зацеплении; R - результирующая сила (принята за единицу); j - угол между линиями, соединяющими центры зубчатых колес

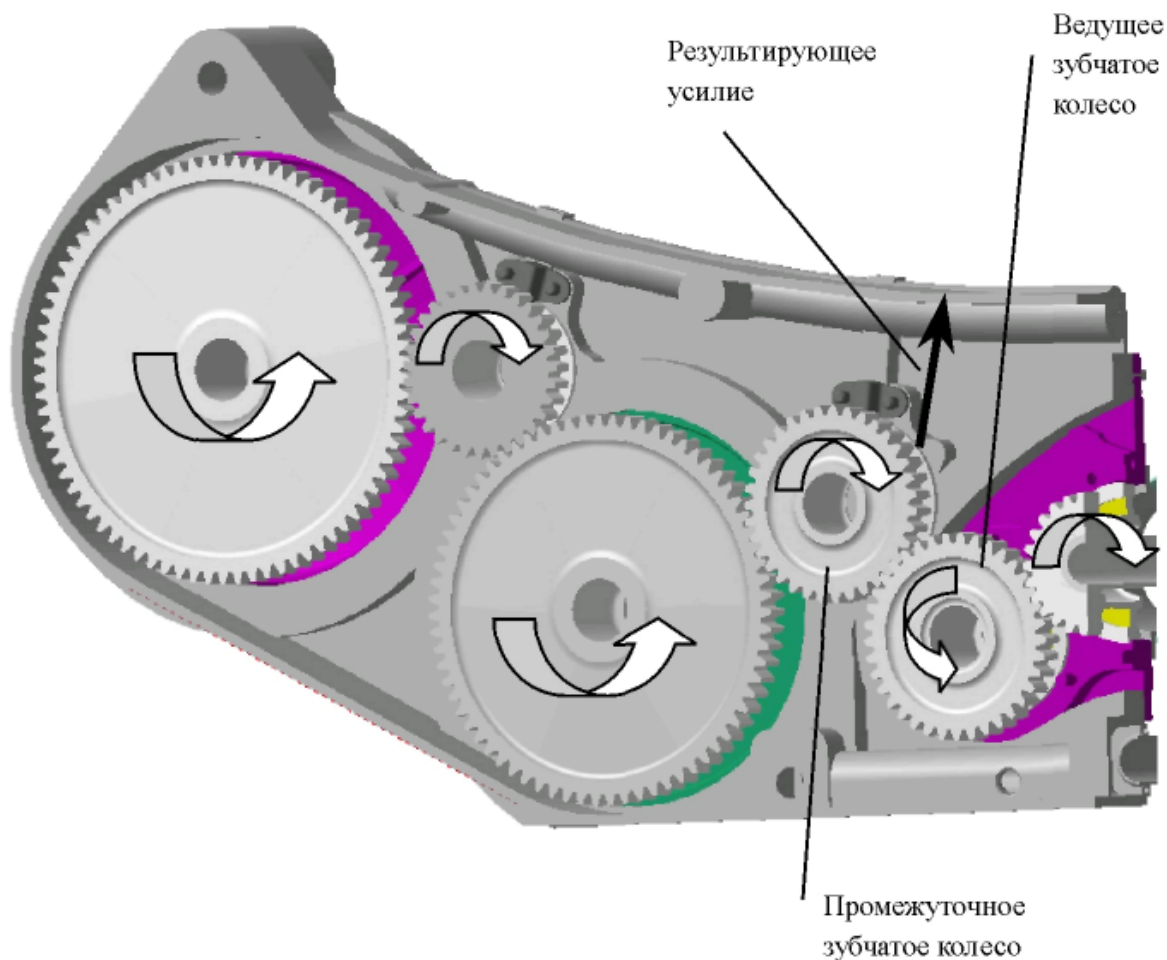


Рисунок 10.62 - Схема предпочтительного расположения промежуточных зубчатых колес

- избегать применения зубчатых колес с несколькими венцами;

- возбуждаемые зубчатыми колесами так называемые «зубцовые частоты» не должны вызывать резонансных колебаний в рабочих диапазонах частот вращения;

- масляная полость КПА в местах установки агрегатов должна иметь надежные уплотнения с дренажами для предотвращения попадания в нее рабочих жидкостей из агрегатов и наоборот.

Поскольку в подавляющем большинстве случаев кинематическая схема КПА представляет собой ряд последовательных простых зубчатых передач, то большинство зубчатых колес, за исключением крайних, располагается между двумя соседними колесами. Это позволяет за счет их правильного взаимного расположения существенно влиять на величину действующих на опоры нагрузок. Схема влияния положения промежуточного зубчатого колеса на величину действующих на опоры нагрузок [10.9] показана на Рис. 10.62. Целесообразно располагать промежуточное колесо так, чтобы ве-

дущее колесо как бы втягивало промежуточное колесо в зацепление.

В зависимости от угла φ , при прочих равных условиях, результирующая сила R меняется в значительных пределах. Так при $\varphi = 100^\circ$ (схема б на Рис. 10.61) значения R почти в два раза меньше, чем при том же угле на схеме а. Т.е. простой перенос промежуточного колеса с одной стороны на другую позволяет существенно уменьшить действующие в конструкции силы. При наименьших реальных значениях угла $\varphi = 80 \dots 90^\circ$ результирующая сила уменьшается почти в три раза по сравнению с максимально возможной.

На Рис. 10.62 приведена предпочтительная схема расположения зубчатых колес в КПА.

После выбора кинематической схемы КПА выполняется компоновка, делаются предварительные расчеты (кинематический, геометрический и прочностной). Кинематическим расчетом уточняются передаточные отношения в каждом зубчатом зацеплении и в приводе каждого агрегата, определяются числа зубьев всех шестерен. Геометричес-

ким расчетом определяются параметры каждого зубчатого зацепления, выбираются углы профиля исходного контура, коэффициенты коррекции (при необходимости) и др. Прочностным расчетом определяют соответствие нормам прочности выбранных зубчатых передач, корпусов, нагрузки на подшипники и их долговечность, достаточность запасов по критическим частотам вращения валов КПА. Определяют собственные формы и частоты колебаний зубчатых колес КПА и, при необходимости, производят изменение их геометрии для исключения совпадения собственных частот с рабочим диапазоном.

По результатам расчетов уточняется компоновка КПА. После чего ее габаритно-монтажный чертеж согласовывается с разработчиками других узлов двигателя и разработчиками самолета и мотогондолы (если ее разрабатывает не проектировщик самолета). После согласования чертежа выпускается рабочая документация.

10.4.2.1 - Конструкция коробки приводов агрегатов

Как показано выше (см. Рис. 10.60) КПА представляет собой самостоятельный модуль двигателя. Модульность конструкции позволяет при необходимости заменять КПА без съема двигателя с самолета.

Положение КПА зависит от компоновки двигателя в составе самолета (в соответствии с размещением двигателей на самолёте - в фюзеляже, под или над крылом, в хвостовой части). В большинстве случаев их КПА располагают под двигателем (нижнее расположение) (см. Рис. 10.63). Нижнее расположение более предпочтительно, но нежелательно в случае расположения двигателя под крылом самолета, так как значительно уменьшает просвет между двигателем и взлетно-посадочной полосой. КПА часто размещается в пространстве между наружным и внутренним контурами. (Пример двигатель GE90 разработки General Electric, см. Рис. 10.63). В ТВД КПА, как правило, совмещена с редуктором привода винта, как на двигателе АИ-20А (см. Рис. 10.16).

КПА включают в себя коническую зубчатую передачу, которая конструктивно бывает двух типов: встроенная в КПА, как на двигателе ПС-90А (см. Рис. 10.64), или с вынесенным коническим приводом (см. Рис. 10.65)

Корпуса КПА могут быть разъемными и неразъемными. Наличие разъема (см. Рис. 10.66) облегчает монтаж зубчатых колес при сборке КПА, но несколько увеличивает ее габариты.

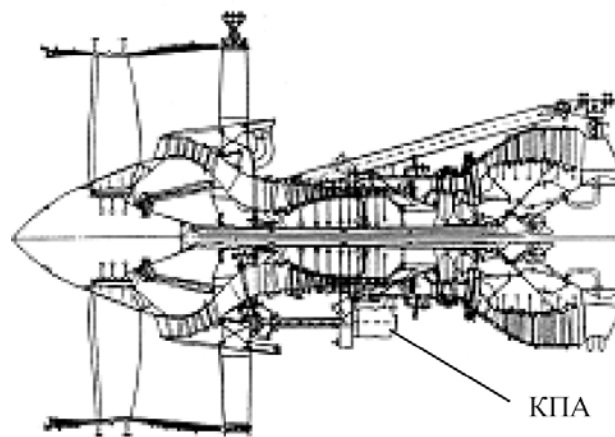


Рисунок 10.63 - Двигатель GE90



Рисунок 10.64 - КПА двигателя ПС-90А

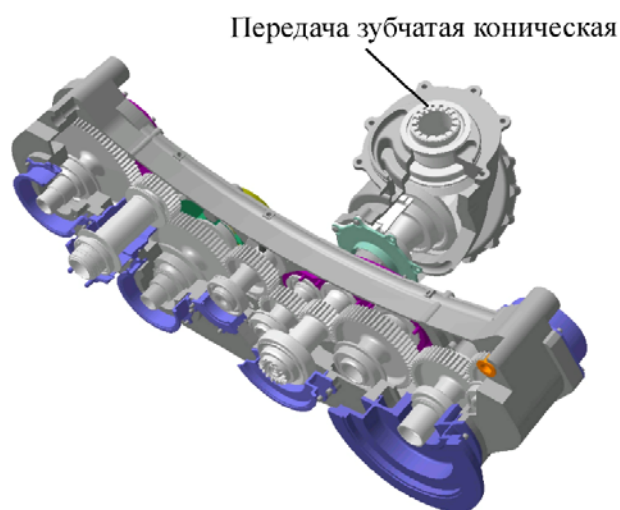


Рисунок 10.65 - КПА

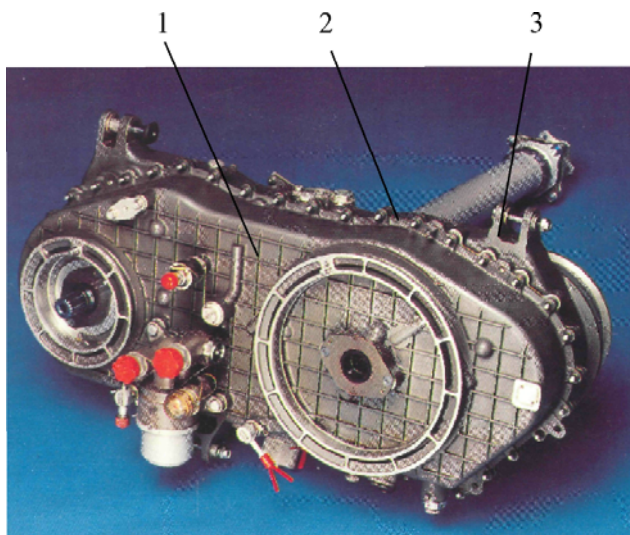


Рисунок 10.66 - КПА с разъемом
1 - крышка; 2 - разъем; 3 - корпус

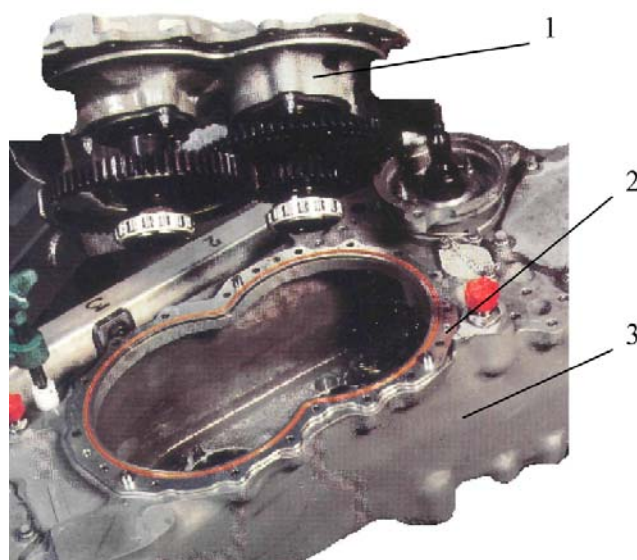


Рисунок 10.68 - КПА со съёмным фланцем
1 - фланец с зубчатыми колесами;
2 - фланец на КПА; 3 - корпус КПА без разъема

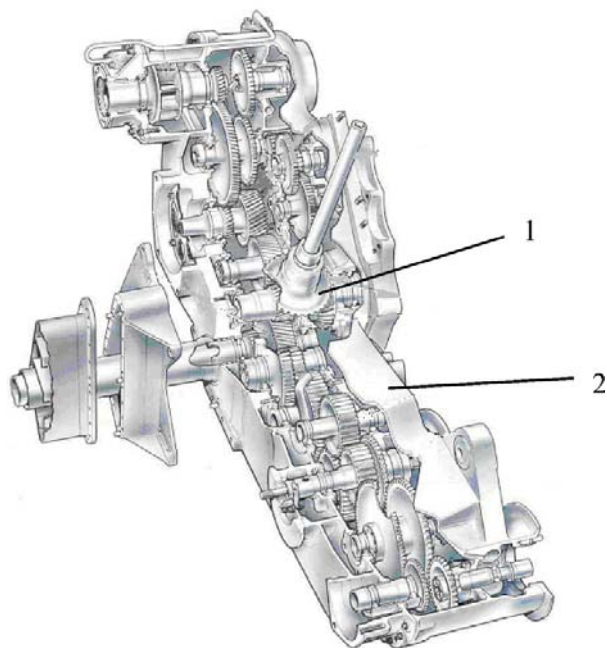


Рисунок 10.67 – КПА(Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)
1 - передача зубчатая коническая;
2 - корпус КПА без разъема

При раздельной обработке посадочных поверхностей (в корпусе и крышке КПА) под подшипники затруднительно обеспечить необходимую соосность опор зубчатых колес. От соосности опор также зависит величина перекоса зубьев в зубчатых зацеплениях КПА. Для обеспечения требуемой соосности гнезд под подшипники в доступных



Рисунок 10.69 - Корпус КПА

местах выполняют их совместную обработку. Там, где это не удастся, повышают точность выполнения координат поверхностей под подшипники в корпусе и крышке и при сборке обеспечивают точность их взаимного положения штифтами или призонными болтами.

При возможности совместной обработки всех посадочных поверхностей под подшипники и обеспечения сборки корпус КПА выполняется без разъема (см. Рис. 10.67).

В КПА с неразъемными корпусами для обеспечения монтажа зубчатых колес используются специальные съёмные фланцы (см. Рис. 10.68). Зубчатые колеса, собранные совместно с фланцем 1,

монтируются на ответный фланец 2 неразъемного корпуса 3 КПА. Стык между фланцами 1 и 2 уплотняется резиновым уплотнительным кольцом в канавке корпуса 3 КПА.

Точное взаимное положение фланца 1 относительно фланца 2 корпуса КПА обеспечивается постановкой штифтов или призонных болтов (не показаны). Предпочтительно, чтобы болты имели коническую форму, а отверстия под них выполнялись совместной обработкой корпуса и фланца.

Корпуса КПА изготавливаются из легких магнелиевых или алюминиевых сплавов. Корпус КПА из легких сплавов показан на Рис. 10.69.

Уплотнительные устройства в КПА призваны выполнять две функции - предотвращать утечку масла из масляной полости КПА и защищать ее от проникновения извне влаги и посторонних частиц. Все уплотнительные устройства КПА можно разделить на уплотнения неподвижных стыков и уплотнения вращающихся валов.

Неподвижные стыки корпусных деталей уплотняются между собой посредством герметизирующих прокладок, уплотнительных резиновых колец и с помощью натяга по посадочным поверхностям. В качестве герметизирующих прокладок используются парониты, герметики на основе полимерных композиций, маслостойкие резины и полимерные материалы. Уплотнения вращающихся валов делятся на две категории: бесконтактные и контактные.

Бесконтактные – уплотнения, в которых герметизация происходит за счет малых зазоров сопряженных элементов. Основные уплотнения бесконтактного типа – щелевые, лабиринтные, винтоканавочные и импеллерные.

В конструкциях редукторов и КПА из бесконтактных уплотнений наиболее распространены лабиринтные гребешковые уплотнения 1 (см. Рис. 10.71). Их применяют для запираания рабочей среды за счет малой величины радиальных или торцовых зазоров между корпусом и валом, как при относительном движении, так и в состоянии покоя.

Бесконтактные уплотнения эффективны не при всех условиях работы, они способны лишь ограничить утечку смазки. В частности, они не предохраняют от утечек масла при невращающемся вале и не защищают от попадания влаги. Поэтому на КПА современных ГТД для уплотнений вращающихся валов применяются торцовые *контактные уплотнения*.

Примером *торцового контактного уплотнения* (см. Рис. 10.70) является уплотнение приводных валов КПА двигателя ПС-90А, представляющее собой самостоятельный узел (модуль) который

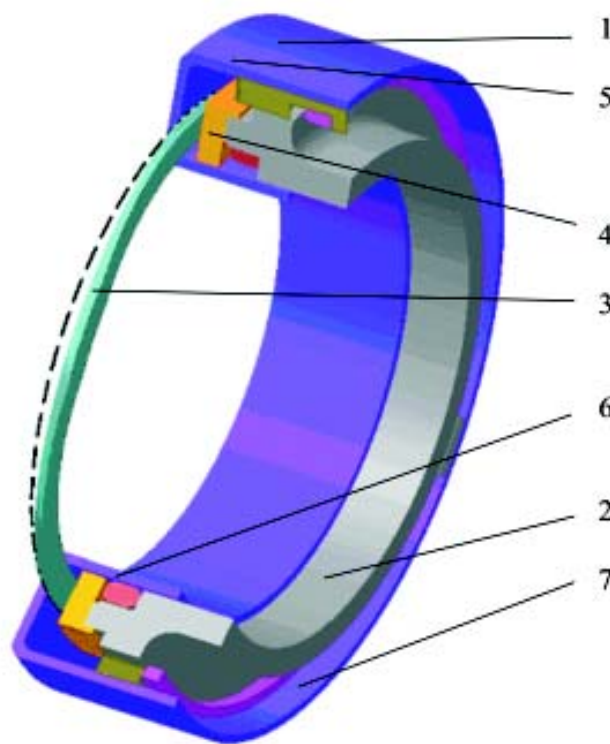


Рисунок 10.70 - Уплотнение торцовое контактное

1 – корпус; 2 – кольцо контактное;
3 – пружина; 4 – кольцо ступенчатое;
5 – шпонка; 6 – уплотнительное кольцо;
7 – кольцо стопорное

при необходимости может быть заменен непосредственно на самолете.

Установленное в корпусе 1 невращающееся контактное графитовое кольцо 2 волнистой пружиной 3 прижимается к установленному на приводном вале вращающемуся контактному кольцу (не показано). Подбор необходимого усилия прижатия обеспечивается ступенчатым кольцом 4. От поворота вокруг своей оси графитовое кольцо удерживается тремя шпонками 5, которые приварены к внутренней поверхности наружной оболочки корпуса. Резиновое уплотнительное кольцо 6 выполняет функцию вторичного уплотнения. Стопорное кольцо 7 препятствует выпадению деталей из корпуса уплотнения при его монтаже (демонтаже), хранении и транспортировке. Неподвижное уплотнительное кольцо изготовлено из материала на графитовой основе. Оно обладает высокими показателями эффективности и долговечности, а также хорошими предельными эксплуатационными характеристиками и сравнительно низким моментом трения.

Часто при проектировании КПА уплотнение вала приходится делать двойным - так называемое комбинированное уплотнение (см. Рис. 10.71, а),

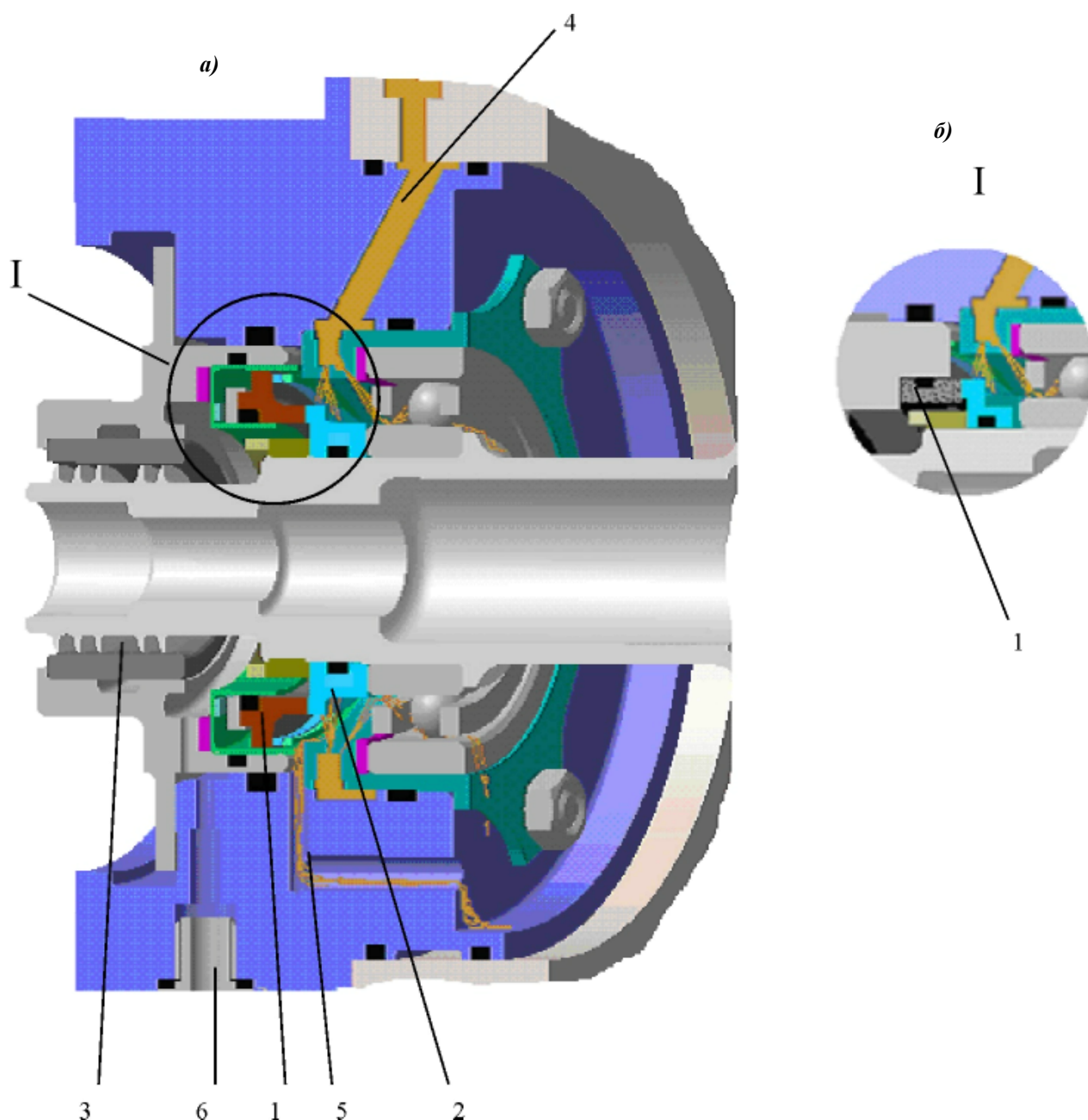


Рисунок 10.71 - Уплотнения вала привода агрегата КПА

а) комбинированное уплотнение;

1 – уплотнение торцовое контактное; 2 – кольцо контактное; 3 – уплотнение лабиринтное; 4 – подвод масла; 5 – слив масла; 6 – дренаж;

б) комбинированное уплотнение с магнитным кольцом

1-кольцо магнитное

в котором в дополнение к контактному устанавливается еще одно уплотнение (чаще лабиринтное).

Необходимость постановки комбинированного уплотнения вызвана следующим:

- любые уплотнения вращающихся валов, в т.ч. и контактные, допускают некоторые незначительные утечки через них. То же относится и к уплотнениям самих приводных агрегатов;

- полость, образованная между КПА и агрегатом, должна иметь дренаж для утилизации утечек;

- иногда жидкость, используемая в агрегате в качестве рабочей, несовместима с применяемым в КПА маслом (при их смешении образуются различные смеси и смолы, вредно воздействующие на уплотнительные материалы и перекрывающие дренажные отверстия).

Комбинированное уплотнение состоит из торцового контактного уплотнения 1 с вращающимся на валу контактным кольцом 2 и лабиринтного уплотнения 3. Вращающееся контактное кольцо смазывается и охлаждается маслом, которое подводится по каналу 4 из КПА и сливается обратно в нее через канал 5. Лабиринтное уплотнение установлено со стороны приводного агрегата. Из полости, расположенной между двумя уплотнениями, организован дренаж 6. Применить вместо лабиринтного уплотнения еще одно торцовое контактное не всегда удастся из-за трудностей организации подвода масла к нему.

Вместо пружин поджатие невращающегося контактного уплотнительного кольца торцового контактного уплотнения может быть обеспечено действием магнитного поля, которое создается за счет магнитных свойств антифрикционного материала самого кольца. Пример такого уплотнения показан на Рис. 10.71, б. Применение контактного кольца из материалов с магнитными свойствами значительно упрощает конструкцию торцового контактного уплотнения.

При проектировании торцовых контактных уплотнений необходимо обеспечить:

- высокую точность изготовления и сборки;
- минимальные отклонения от неплоскостности контактирующих поверхностей;
- подвод и отвод достаточного количества масла для охлаждения и смазки трущихся поверхностей деталей;
- высокие антифрикционные свойства поверхностей контактных колец.

10. 5 - Проектирование редукторов

Редукторы широко применяются в различных отраслях машиностроения и их проектированию уделено достаточно внимания в технической литературе, поэтому в данном разделе приведены лишь особенности проектирования редукторов с приводом от ГТД (редукторов ТВД, вертолетных редукторов и редукторов ГТУ).

10.5.1 - Особенности проектирования редукторов ТВД

Передачное отношение редуктора ТВД определяют, исходя из расчетной частоты вращения воздушного винта и частоты вращения ротора свободной турбины. Расчетная частота вращения винта соответствует его работе с требуемым к.п.д. на

определенной высоте при заданной скорости полета и определяется техническими требованиями к самолету.

В зависимости от количества воздушных винтов и передаточного отношения подвергают анализу несколько вариантов кинематических схем редуктора. Выбор схемы редуктора производится по критериям, к которым кроме общетехнических требований по к.п.д., массе и габаритам, относятся:

- минимальное количество ступеней зубчатых передач;
- удельная масса редуктора (масса редуктора, отнесенная к крутящему моменту на винте), на один-два порядка меньшая, чем в общем машиностроении;
- отстройка от резонансных частот;
- минимальный уровень шума при работе редуктора.

Заданный к.п.д. редуктора достигается уменьшением потерь в зубчатых зацеплениях и подшипниках, а также потерь на размешивание и разбрызгивание масла. Это обеспечивается, в частности, уменьшением количества зубчатых передач (ступеней редукции) и подшипников, быстрым и эффективным удалением масла из картера.

На количество ступеней редукции влияют заданная схема взаимного расположения входного и выходного валов, направление вращения винта и величина передаточного отношения.

Одноступенчатый редуктор привода винта с простой зубчатой передачей редко применяется в ТВД, т.к. часто в одной ступени невозможно реализовать необходимые передаточные отношения. Кроме того несоосность входного и выходного валов редуктора не всегда согласовывается с компоновкой ТВД. Из-за высоких нагрузок, действующих на подшипники и зубчатые колеса, эти редукторы не могут передавать значительные величины $M_{кр}$ без увеличения габаритов и массы.

В простых двухступенчатых редукторах возможно обеспечение соосности входного и выходного валов. Однако, такие редукторы, по сравнению с планетарными, имеют увеличенные габариты и удельную массу.

По сравнению с простыми редукторами планетарные и дифференциальные соосные имеют больший к.п.д., меньшие удельную массу и диаметральные размеры (относительно оси вращения винта), позволяют получать более высокие передаточные отношения, поэтому они наиболее распространены. На Рис. 10.13 изображены общий вид и кинематическая схема планетарного редуктора ТВД АИ-20.

При создании редуктора для самолета с соосными винтами важно совместно с разработчиком самолета правильно распределить мощности, передаваемые на передний и задний винты. Возможны три варианта распределения мощности между винтами:

- мощность распределена поровну;
- большая часть мощности передается на передний винт;
- большая часть мощности передается на задний винт.

В соответствии с заданным вариантом распределения мощности выбирается кинематическая схема редуктора. Как правило, это планетарный дифференциальный редуктор, часто выполняемый по замкнутой схеме. В замкнутых передачах одно из звеньев дифференциала связано непосредственно с одним из выходных валов, а два других с помощью каких-либо передач с другим выходным валом. При различных направлениях вращения частоты вращения выходных валов редуктора одинаковы. Для равномерного распределения мощности между передним и задним винтами необходимо применять винты изменяемого шага с постановкой на редуктор двух регуляторов частоты вращения. Кинематическая схема редуктора с соосными винтами приведена на Рис. 10.14.

10.5.2 - Особенности проектирования вертолетных редукторов

К проектированию вертолетных редукторов предъявляются те же требования, что и к редукторам ТВД.

Передаточное отношение ГР определяют исходя из оптимальной частоты вращения турбины на выбранном режиме работы ГТД и заданной разработчиками вертолета частоты вращения винта (при двухвинтовой схеме - винтов). Габаритные размеры ГР вдоль оси вращения несущего винта вертолета ограничены. Широко применявшиеся ранее планетарные кинематические схемы ГР в последнее время применяются все реже, т.к. они не дают возможности дальнейшего уменьшения его габаритов и, соответственно, массы.

После того, как появились высокоточные зубообрабатывающие и зубошлифовальные станки, открылась возможность изготовления зубьев зубчатых колес с очень высокой точностью (4 и 5 степени точности [10.10]). Благодаря этому удалось значительно снизить динамическую составляющую нагрузок, действующих в зубчатых зацеплениях. Как следствие, в последнее время наибольшее применение получила многоступенчатая кинематическая схема

с простыми передачами с разделением (в первых ступенях) крутящего момента по потокам и последующим их замыканием в выходной ступени на зубчатом колесе с большим числом зубьев.

Хвостовой и промежуточный редукторы выполняются по одноступенчатой схеме с простой конической передачей. Особенности их работы, которые необходимо учитывать, являются наличие внешних воздействующих факторов от работы винтов, ГР и СУ, а также применение, как правило, картерной системы смазки.

10.5.3 - Особенности проектирования редукторов ГТУ

Особенностями редукторов ГТУ являются значительные передаваемые мощности (до 100 МВт и более) и высокие окружные скорости в зубчатых зацеплениях и подшипниках. Обычный для турборедукторов уровень окружных скоростей в зубчатых зацеплениях составляет 150...200 м/сек. Известны редукторы с окружной скоростью в зубчатых зацеплениях 240...250 м/сек.

Наиболее полно процедура оформления заказа на разработку и поставку редукторов, а также предъявляемые к ним требования, представлены в стандарте [10.11] американского нефтяного института. По требованию заказчика в техническое задание могут быть включены и дополнительные требования, такие, например, как включение системы смазки непосредственно в состав редуктора; размещение на нем дополнительных агрегатов; электрооборудования и т.п.

Редукторы ГТУ должны проектироваться и изготавливаться в расчете на минимальный срок эксплуатации 20 лет, из них не менее трех лет безотказной работы. (Данный критерий считается расчетным). Редуктор должен проектироваться в расчете на безопасную эксплуатацию вплоть до устанавливаемой максимальной частоты вращения, выше которой он отключается. Вращающиеся элементы редуктора должны обеспечивать его безопасную эксплуатацию при кратковременном повышении частоты вращения до 130% от номинальной. Шум, издаваемый редуктором, не должен превышать установленные нормы. Электрооборудование редуктора должно соответствовать категории помещения, в котором он размещается, и нормативам. Компонировка и размещение редуктора в составе ГТУ должны обеспечивать достаточные проходы и безопасный доступ в процессе эксплуатации и обслуживания. Масляные полости редуктора должны проектироваться из расчета минимального попадания влаги, пыли других по-

сторонних частиц во время эксплуатации и в нерабочие периоды.

Проектирование редуктора ведется из расчета номинальной заданной мощности с учетом эксплуатационного коэффициента, который используется для ввода поправок в расчеты в зависимости от характеристик привода и приводимого оборудования с учетом различий, связанных с возможными избыточными нагрузками, ударными и (или) постоянными отклонениями $M_{кр}$. В ГТУ приводимым оборудованием могут быть: компрессоры, генераторы, насосы и др.

Величина эксплуатационного коэффициента в зависимости от типа приводимого оборудования изменяется в пределах от 1,1 до 2,0. (В случае использования в качестве привода вместо ГТД другого двигателя величина и диапазон изменения эксплуатационного коэффициента иные).

При проектировании размеры редуктора определяются с учетом коэффициента питтинговой коррозии зуба. Питтинг – явление выкрашивания частиц с поверхности зубьев зубчатых колес при циклических контактных нагрузках. Коэффициент питтинговой коррозии зуба учитывает такие параметры, как радиус кривизны поверхности контакта зубьев, увеличение срока службы, повышение надежности, воздействие динамических нагрузок, неравномерность распределения нагрузки на боковую поверхность профиля зуба, а также устойчивость материала зубчатого колеса к воздействию питтинговой коррозии.

Коэффициент питтинговой коррозии K и тангенциальная составляющая нагрузки, передаваемая по действительному диаметру делительной окружности $W_t(H)$ определяются по формулам:

$$K = [W_t / dF_w] [(R + 1) / R], \quad (10.4)$$

$$W_t = 1,91 \cdot 10^7 P_g / N_p d, \quad (10.5)$$

где F_w - эффективная длина зуба в осевой плоскости, мм;

d - диаметр делительной окружности шестерни, мм;

R - число зубьев зубчатого колеса, деленное на число зубьев шестерни;

P_g - номинальная мощность, передаваемая на редуктор, кВт;

N_p - частота вращения шестерни, об/мин.

Допустимое значение коэффициента питтинговой коррозии меняется в зависимости от марки материала зубьев колеса и шестерни, от выбранного технологического процесса закалки или хи-

мико-термической обработки зубьев, а также эксплуатационного коэффициента.

Кроме общих требований к редукторам ГТУ дополнительно предъявляются следующие требования:

- сохранение во всем диапазоне действующих нагрузок требуемого взаимного расположения вращающихся деталей;

- обеспечение достаточных боковых и окружных зазоров между вращающимися зубчатыми колесами и стенками и днищем корпуса;

- обеспечение быстрого слива масла при минимальном его вспенивании;

- обеспечение непосредственной визуальной инспекции зубчатых колес по всей ширине венца через технологические люки на корпусах;

- обязательное использование схемы с «плавающим зубом»;

- исключение в конструкции редуктора конических зубчатых венцов.

Конструкция основных корпусных деталей редуктора (см. Рис. 10.72), таких, например, как корпус 1 и крышка 2 редуктора, а также корпусов 3 подшипников должна обеспечивать точную центровку при последующих сборочных и монтажных работах.

На крышке редуктора предусмотрено наличие технологического люка 4 для осмотров зубчатых колес при регламентных работах.

На корпусе редуктора должны быть предусмотрены фланцы 5 и 6 крепления к раме ГТУ и подвода масла соответственно, а также кронштейны 7 для установки уровнемеров, которые обеспечивают контроль правильности монтажа редуктора в горизонтальной плоскости. На корпусе и крышке редуктора приварены транспортировочные (такелажные) кронштейны 8.

Для суфлирования внутренней полости редуктора с атмосферой на его крышке установлен статический суфлер 9. Часто вместо суфлера монтируется трубопровод, соединяющий редуктор с воздушной полостью маслобака. Диагностический контроль состояния редуктора при работе осуществляется с помощью установленных на нем датчиков температуры 10, вибраций 11 и осевого сдвига 12.

Если требуется редуктор с небольшим передаточным числом и параллельным расположением осей входного и выходного валов, то при противоположном направлении их вращения, как правило, выбирается простая одноступенчатая схема с цилиндрическими зубчатыми колесами. При значительном расстоянии между осями входного и выходного валов или при совпадении их осей, а также

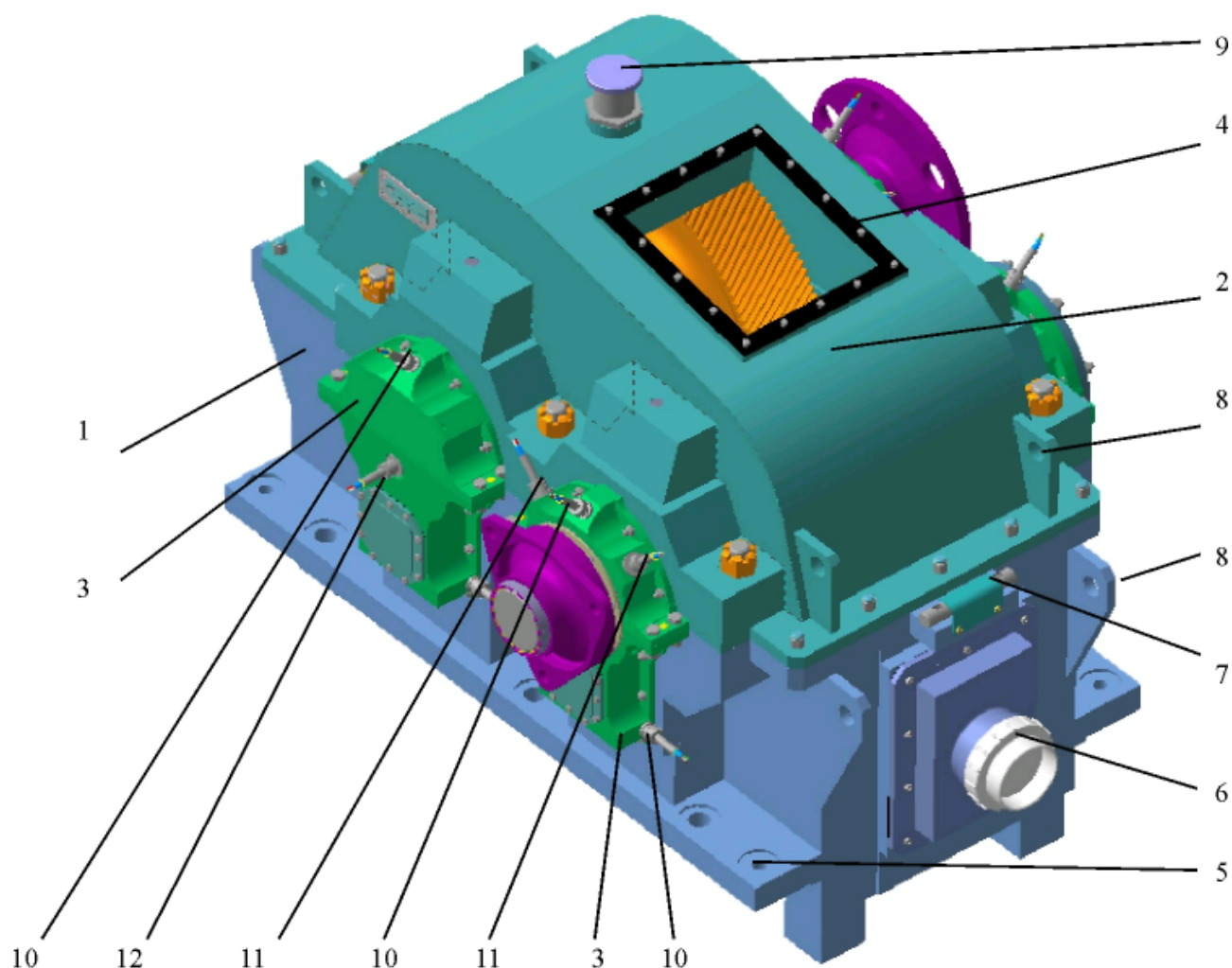


Рисунок 10.72 - Редуктор ГТУ

1 - корпус; 2 - крышка; 3 - корпус подшипника; 4 - люк технологический; 5 - фланец крепления на раме; 6 - фланец подвода масла; 7 - кронштейн для постановки уровнемера; 8 - кронштейн транспортировочный; 9 - суфлер статический; 10 - датчик температуры; 11 - датчик вибраций; 12 - датчик осевого сдвига

при одинаковом направлении их вращения в турборедукторе закладывается многоступенчатая схема с разделением передаваемой мощности на несколько равных потоков. Как уже было сказано выше кинематическая схема с разделением мощности по потокам может быть планетарной или простой многопоточной передачей.

В зависимости от требований к габаритам редуктора выбирают тот или иной тип многопоточной передачи.

10.6 - Приложение. Зубчатые передачи ГТД. Общие сведения

Зубчатые передачи одни из наиболее распространенных видов механизмов в машиностроении. Общие задачи проектирования и расчета в области редукторостроения и зубчатых передач подробно изложены в [10.12], [10.13] и др. Ниже приведены основные сведения по зубчатым передачам и особенности, касающиеся зубчатых передач приводов агрегатов и редукторов ГТД.

Напомним, что зубчатая передача это трехзвенный механизм, в котором два подвижных зве-

на являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару. Зубчатые передачи служат для преобразования (передачи) вращательного движения между параллельными, скрещивающимися и пересекающимися осями вращения пары зубчатых колес (ЗК).

ЗК с меньшим числом зубьев называется шестерней, с большим – колесом. При равенстве чисел зубьев шестерней называется ведущее ЗК, а колесом – ведомое. Любое из колес называется ЗК.

В приводах агрегатов и редукторах ГТД наибольшее применение нашли цилиндрические и конические зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением. Эвольвента – кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, которая перекатывается по окружности без скольжения.

10.6.1 - Требования к зубчатым передачам

В основном, к зубчатым передачам в приводах агрегатов и редукторах ГТД предъявляются те же требования, что и в общем машиностроении.

К зубчатым передачам авиационных ГТД наряду с общими требованиями по максимальному к.п.д., ремонтпригодности, технологичности, минимальным габаритам и массе, минимальной стоимости производства и эксплуатации предъявляются дополнительные требования:

- большая несущая способность;
- повышенные требования к уровню надежности для обеспечения безопасности полетов;
- увеличенные сроки службы
- уменьшение удельной массы.

10.6.2 - Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи с параллельными осями вращения делятся на передачи с внешним и внутренним зубчатыми зацеплениями. Передачи с внутренним зацеплением благодаря совместной работе выпуклого и вогнутого профилей сопряженных зубьев при прочих равных условиях более долговечны по сравнению с передачами с внешним зацеплением.

По направлению зубьев передачи с параллельными осями выполняются прямозубыми, косозубыми и шевронными. В редукторах и приводах агрегатов ГТД чаще используются прямозубые и косозубые ЗК. Шевронные зубчатые передачи получили распространение в редукторах ГТУ. В ГР ВР-26 (см. Рис. 10.25) последняя ступень редукции

выполнена с шевронными ЗК.

Косозубые и шевронные ЗК благодаря наклону линий зубьев, в отличие от прямозубых, входят в зацепление не сразу по всей длине зубьев, а в течение некоторого времени. Следовательно, коэффициент перекрытия этих зубьев больше, чем прямых. Коэффициент перекрытия определяет среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Например, если коэффициент перекрытия 1,6 говорит о том, что 0,4 времени работы передачи в зацеплении находится одна пара зубьев, а 0,6 времени – две пары зубьев.

Благодаря большим, по сравнению с прямозубыми передачами, коэффициентам перекрытия в зацеплении косозубых и шевронных передач они работают плавно и с меньшим шумом. Эти качества обуславливают их преимущественное применение в высокоскоростных и тяжелонагруженных передачах. Особенностью косозубых передач является наличие в них осевых сил, которые требуют применения упорных подшипников. Этого недостатка лишены шевронные передачи. Они имеют большие углы наклона зубьев (до 30...40°) и способны передавать при одинаковых габаритах значительно больший крутящий момент, чем прямозубые и косозубые передачи. Недостатком шевронных передач является увеличенный размер колес вдоль оси (зубчатые венцы разнесены для обеспечения выхода зубообрабатывающего инструмента), а также колебания колес вдоль собственной оси из-за разности фаз действующих погрешностей шагов каждого из венцов с противоположным направлением зуба.

Зубчатые передачи со скрещивающимися осями вращения - это винтовые и червячные зубчатые передачи. Передачи этого типа не нашли широкого применения в приводах агрегатов и редукторах ГТД, как и в редукторах ГТУ, поэтому в данном разделе не рассматриваются.

Зубчатые передачи с пересекающимися осями - это конические зубчатые передачи, которые в свою очередь делятся на ортогональные и неортогональные - передачи, оси вращения которых пересекаются под отличным от 90° углом.

В зависимости от формы теоретической линии зубьев на развертке делительного конуса (см. Рис. 10.73) конические ЗК подразделяются на следующие типы:

- а) с прямыми зубьями, когда их линии проходят через вершину конуса;
- б) с тангенциальными зубьями, линии которых касательны окружности радиуса T_i ;
- в) с круговыми зубьями, линии которых являются дугами окружностей d_o ;

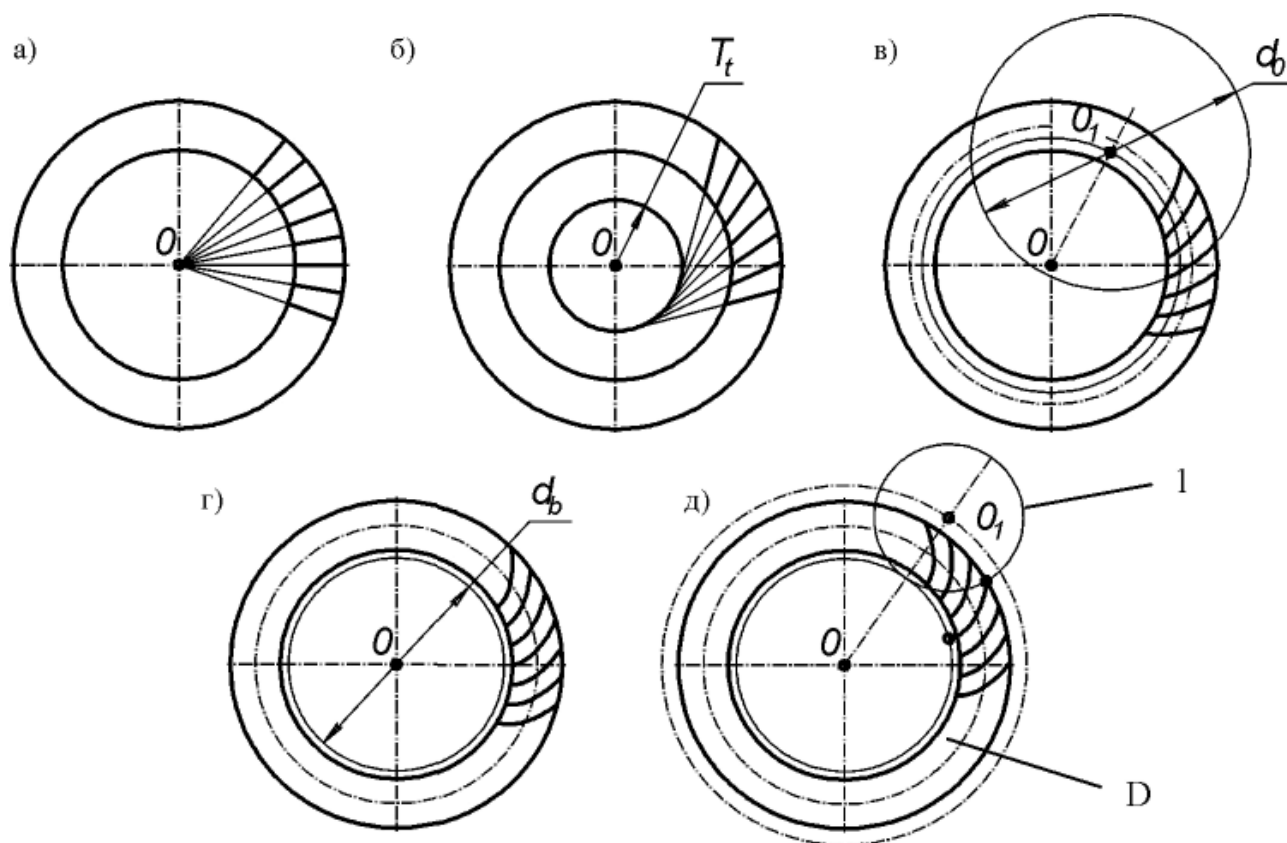


Рисунок 10.73 - Формы теоретической линии зубьев конических ЗК

г) с эвольвентной линией зубьев, являющейся эвольвентой окружности d_b ;

д) с циклоидальной линией зубьев, представляющей собой циклоидальную кривую, описываемую точкой окружности 1, катящейся по окружности D .

Колеса с круговыми зубьями используются в быстроходных силовых передачах и поэтому наиболее подходят для применения в приводах агрегатов и редукторах ГТД.

Конические колеса чрезвычайно чувствительны к взаимному положению зубчатых венцов. Поэтому важно обеспечить стабильность этого положения при сборке и в процессе работы. Основным условием их нормальной работы является обеспечение при изготовлении и сборке локализованного и установленного чертежом пятна контакта по длине и высоте зубьев. Пятно овальной формы, удаленное от торцов, вершины и корневого сечения зуба, означает равномерное распределение нагрузки по длине и высоте зуба. Пятно контакта подбирают при сборке регулировочными кольца-

ми, подкладываемыми под подшипники, либо используют специальные регулировочные прокладки, устанавливаемые под корпус подшипников. Контроль приработки зубьев проверяют после их силовой обкатки.

10.6.3 - Исходный производящий контур

Под исходным производящим контуром понимается очертание зубьев номинальной исходной зубчатой рейки в сечении плоскостью, перпендикулярной к ее делительной плоскости и нормальной к направлению зубьев [10.14].

Исходный производящий контур высокоскоростных и тяжело нагруженных зубчатых передач в большинстве случаев соответствует общепринятым стандартам. Как правило, применяется угол профиля исходного контура 20° , 25° и 28° . Угол профиля зуба – острый угол в выбранном сечении между касательной к профилю зуба в данной точке и линией кратчайшего расстояния от поверх-

ности сечения от этой точки до оси зубчатого колеса.

Увеличение угла профиля обеспечивает повышение контактной и изгибной прочности, улучшает стойкость против заедания. Одновременно уменьшается коэффициент перекрытия и возрастают нагрузки на опоры зубчатых колес.

Тяжелонагруженные зубчатые колеса для снижения остаточных после шлифовки напряжений у основания зуба имеют поднутренное основание зубьев, которое тем легче выполнить, чем больше угол профиля исходного производящего контура.

Обеспечение в зубчатых передачах с коэффициента перекрытия гарантированно равного 2,0 существенно уменьшает уровень вибраций и примерно в 1,5 раза повышает ее несущую способность. Такое стало возможным благодаря применению исходного контура с углом профиля 18° в диапазоне чисел зубьев 25...65 с получением угла зацепления $20...24^\circ$ и обеспечению точности изготовления зубчатых колес не грубее 4 – 5-й степени точности.

10.6.4 - Нагруженность зубчатых передач

При работе зубчатой передачи в приводах агрегатов и редукторах ГТД деформация зубьев колес превышает погрешность их изготовления. Данное обстоятельство предопределяет гарантированный контакт всех сопряженных в этот момент зубьев.

По нагруженности зубчатых передач их можно разделить на:

- малонагруженные – высокоскоростные зубчатые передачи КПА и первых ступеней редукторов ТВД и ГР вертолетов;
- тяжелонагруженные - последние ступени ГР и редукторов ТВД.

Нагрузки в зубчатых зацеплениях делятся на статические, определяемые передаваемым $M_{кр}$, и динамические, зависящие от точности изготовления зубьев и сборки.

С увеличением окружных скоростей в зубчатых зацеплениях увеличивается динамическая составляющая нагрузок в них и, соответственно, возрастают требования к повышению точности изготовления зубьев. Динамические нагрузки возникают при входе и выходе зубьев из зацепления. На входе зубьев в зацепление возникает кромочный удар из-за погрешностей зацепления. При выходе зубьев из зацепления в точной передаче происходит перераспределение нагрузки с динамическим усилием. В неточной передаче при выходе зубьев из зацепления возникает срединный удар.

Погрешности в изготовлении ЗК, деформация зубьев под действием нагрузки приводят к кромочным ударам зубьев, вызывающим вибрации, крутильные колебания, высокий уровень шума. Повышение точности изготовления ЗК, увеличение (за счет применения косозубых ЗК) коэффициента перекрытия, повышение жесткости зубьев за счет изменения угла зацепления, а также применение фланкирования зубьев позволяют существенно снизить уровни вибраций и шума. Фланкирование – модификация профиля головки зуба для улучшения работоспособности высокоскоростных и тяжелонагруженных цилиндрических передач внешнего зацепления.

Основной вывод – точность зубчатой передачи назначается с учетом фактической нагруженности и жесткости сопряженных зубьев и всей упругой системы в целом.

Изгибная и контактная прочность нагруженных ЗК является важнейшим условием их работоспособности и долговечности.

Методы повышения изгибной и контактной прочности и долговечности ЗК во многом аналогичны. Однако, следует иметь в виду, что контактная прочность обеспечивается сочетанием удельной нагрузки на зуб и прочности масляной пленки при рабочей температуре в зацеплении. Поэтому очень важен выбор смазки, тип который зависит не только от удельной нагрузки, окружной скорости и температуры передачи, но определяется и заданными условиями эксплуатации (например, пуск установки, которая содержит зубчатую передачу, при отрицательных температурах окружающей среды и т.п.). Имеют значение и адсорбционные свойства масла. При высокой адсорбционной способности смазки усиливается ее связь с материалом зубьев, увеличивается толщина масляной пленки, смягчаются динамические явления, уменьшаются максимальные напряжения в точках контакта. Не следует чрезмерно завышать количество масла, подаваемого в зацепление быстроходных передач, т.к. при этом теплосъем не увеличивается, но появляется опасность гидродинамического расклинивания передачи чрезмерно большим масляным слоем. Для быстроходных зубчатых передач выбирают масла с меньшей вязкостью, а для тихоходных – с большей вязкостью.

Методы повышения изгибной и контактной прочности и долговечности ЗК:

1. увеличение профильного угла ИПК или назначение положительной коррекции. Коррекция (смещение исходного контура) – смещение делительной прямой исходной производящей рейки по нормали относительно делительной поверхности

зубчатого колеса;

2. увеличение радиуса переходной кривой в основании зубьев;

3. обеспечение при проектировании: достаточной жесткости передачи, симметричного расположения зубчатых венцов относительно нагрузки, требуемого направления упругих деформаций;

4. уменьшение нагруженности передачи;

5. регламентация глубины упрочненных ХТО слоев в соответствии с модулем и толщиной зубьев у их вершины;

6. введение упрочнения ХТО всех поверхностей зубьев (в т.ч. – внешней поверхности головок, торцов зубьев) без разрывов – это позволит избежать концентрации напряжений на кромках и у основания зубьев, появляющихся в месте стыка упрочненного ХТО слоя с неупрочненной поверхностью;

7. введение требования о скруглении профильных и продольных кромок зубьев до ХТО, а после ХТО – полировки скруглений и регламентация размеров скруглений;

8. применение продольной и профильной модификации зубьев. Модификация зубьев – преднамеренное отклонение поверхности зуба от главной поверхности, осуществляемое для компенсации действия факторов, отрицательно влияющих на работу зубчатой передачи;

9. применение в передачах как можно больших чисел зубьев (для этого не следует завышать модуль);

10. применение в передачах торсионных соединительных валов, смягчающих динамические колебания нагрузки;

11. применение в планетарных передачах самоустанавливающихся солнечных колес с податливым ободом и других способов уменьшения неравномерного распределения нагрузки между сателлитами;

12. недопущение на торцах зубьев таких конструктивных элементов, как сварной шов, ударное клеймение, чеканка, кернение и пр.;

13. применение передач внутреннего зацепления, косозубых и прямозубых передач с возможно большим коэффициентом перекрытия;

14. улучшение шероховатости обработки переходной кривой впадин зубьев; введение контроля частот собственных колебаний колес, склонных к резонансу;

15. контроль неразрушающими методами на отсутствие исходных трещин, шлифовочных прижогов, остаточных напряжений растяжения;

16. балансировка колес и валов быстроходных передач;

17. контроль приработки зубьев после обкатки механизма.

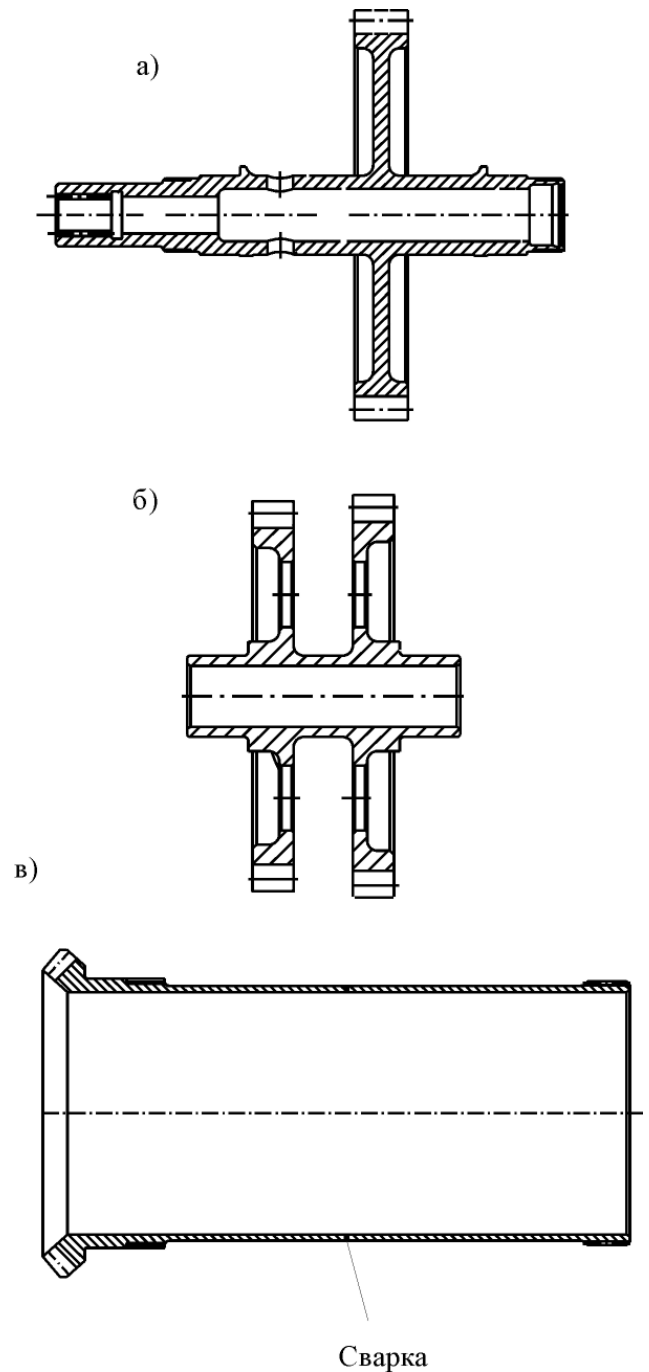


Рисунок 10.74 - Колеса зубчатые приводов агрегатов

- а) одновенцовое зубчатое колесо;
б) двухвенцовое зубчатое колесо;
в) коническое зубчатое колесо.*

10.6.5 - Конструктивные параметры зубчатых передач

В приводах агрегатов и редукторах ГТД основной особенностью зубчатых передач является малая удельная масса и ажурность конструкции ЗК (см. Рис. 10.74).

Практически большинство зубчатых передач имеет угол зацепления $> 20^\circ$. Обычно в одной зубчатой передаче передаточное число (отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни) не превышает 4. В зубчатых передачах, как правило, число зубьев шестерни выбирают не менее $Z = 25$. Число зубьев колеса достигает $Z = 139$ (зубчатое колесо 2-й ступени редуктора Р-7). Модуль тяжело нагруженных зубчатых передач составляет $m = 2,0 \dots 8$ мм.

В конструкциях зубчатых передач приводов агрегатов и редукторов ГТД целесообразно избегать применения консольных ЗК. Обод и диафрагма ЗК проектируются с учетом формы и частоты их собственных колебаний. Особенно актуально это для конических ЗК, которые имеют постоянную осевую составляющую передаваемой нагрузки.

Головку зуба колес, как правило, подвергают модификации по профилю зуба, параметры которой зависят от передаваемой нагрузки и точности изготовления. Толщина зубьев на окружности вершин не должна быть слишком малой, обычно она составляет $0,3 \dots 0,4m$.

Цилиндрические ЗК приводов агрегатов ГТД это колеса с узким зубчатым венцом. В отличие от зубчатых передач редукторов ГТУ, а также, например, судовых редукторов, в приводах агрегатов неравномерность распределения нагрузки вдоль зуба, как правило, не ограничивает их несущую способность. Тем не менее, в расчетах на прочность всегда учитывают деформацию тела колеса в зависимости от места приложения и направления нагрузки.

Толщина обода ЗК выбирается из отношения разницы диаметров окружности вершин и внутреннего диаметра обода к двум модулям. Рекомендуемое соотношение равняется примерно 4. Чем тоньше обод колеса, тем тщательнее он и зубчатый венец обрабатываются, применяются поверхностное пластическое деформирование поверхностей, их полировка и т.п.

На жесткость зубчатого венца существенное влияние оказывает толщина диафрагмы, которая из условий обеспечения минимальной массы должна быть достаточно тонкой, а с другой стороны – должна обеспечивать достаточную жесткость зубчатого венца. Переходы от диафрагмы к ступице и к ободу должны быть выполнены по радиусу не менее 2,5 мм.

У конических зубчатых колес ширина венца со спиральными зубьями обычно составляет от 0,25 до 0,37 длины образующей делительного конуса. Суммарный коэффициент перекрытия конических зубчатых колес со спиральными зубьями более 2. Направление спирали должно обеспечивать воз-

никновение (под нагрузкой) силы, выталкивающей сопряженные колеса из зацепления. В случаях втягивания сопряженных конических зубчатых колес со спиральным зубом, например, в режиме запуска ГТД, необходимо конструктивно исключить возникновение распора колес (касания вершин зубьев одного из сопряженных колес со впадиной зубьев другого).

Для повышения твердости зубьев ЗК и цилиндрических поверхностей, на которые монтируются подшипники, применяется ХТО. Зубья подвергаются ХТО вкруговую, когда обрабатываются профили зубьев, впадины, вершины, а также их торцовые поверхности. Такая обработка придает большую и равномерную по длине жесткость.

Часто торцовые поверхности зубьев не подвергают ХТО. Это делается с целью исключения сколов и образования трещин от случайных забот при хранении, транспортировке и сборке.

При малой толщине зубьев на окружности вершин наружный диаметр заготовки перед ХТО покрывают медью или специальной краской для того, чтобы предотвратить создание цементированного (нитроцементированного или азотированного) слоя по всей толщине верхней части зубьев и тем самым исключить сколы и повреждения из-за их чрезмерной хрупкости.

10.6.5.1 - Конструкции зубчатых колес

Цилиндрические ЗК могут быть с одним или двумя зубчатыми венцами, редко – с большим их количеством. Способ размещения зубчатого венца ЗК относительно опор влияет на величину концентрации нагрузки по длине зуба. В этом отношении расположение венцов посередине между опорами наиболее благоприятно. ЗК предпочтительнее изготавливать как единое целое с полотно, ступицей и валом, поскольку составное колесо нуждается в элементах центровки и соединения. Все это усложняет и утяжеляет конструкцию и снижает ее надежность в работе.

По способу изготовления двухвенцовые ЗК могут быть цельными или сборными.

Цельные двойные ЗК подразделяются на :

- колеса с нешлифованными зубчатыми венцами;
- колеса с одним шлифованным зубчатым венцом;
- колеса с обоими шлифованными зубчатыми венцами.

ЗК с нешлифованными зубчатыми венцами и с одним шлифованным венцом (см. Рис. 10.75, б)

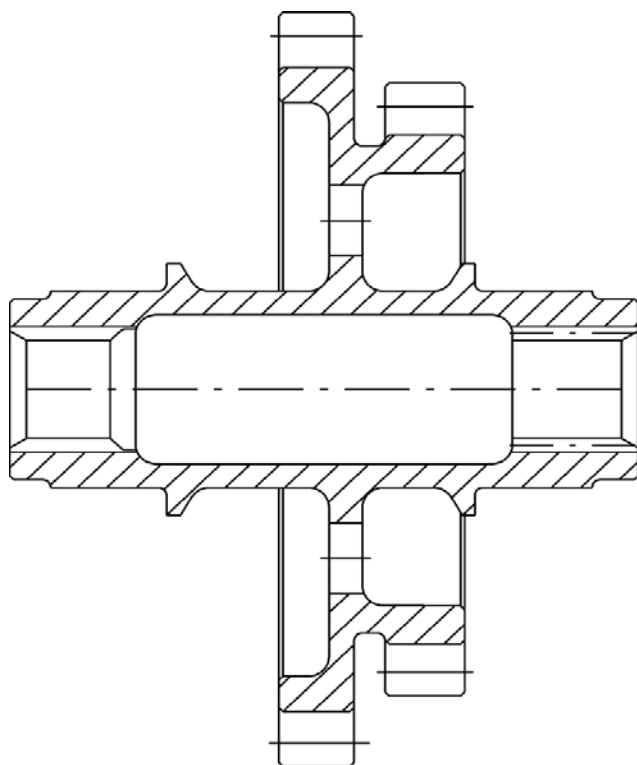


Рисунок 10.75- 3К с одним шлифованным зубчатым венцом

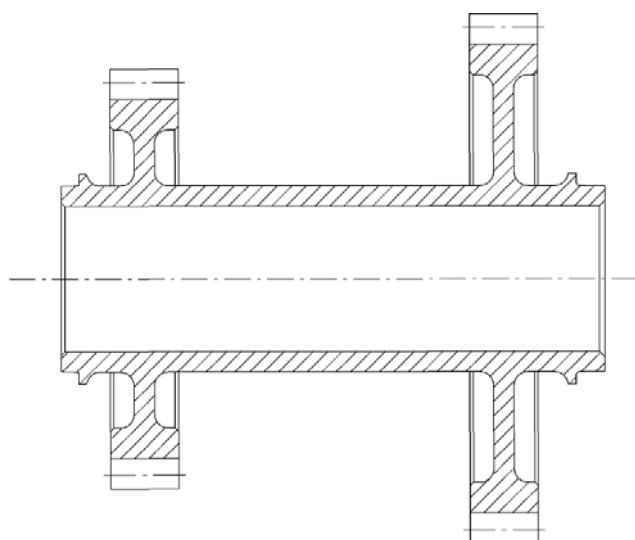


Рисунок 10.76 - 3К цельное со шлифованными зубчатыми венцами

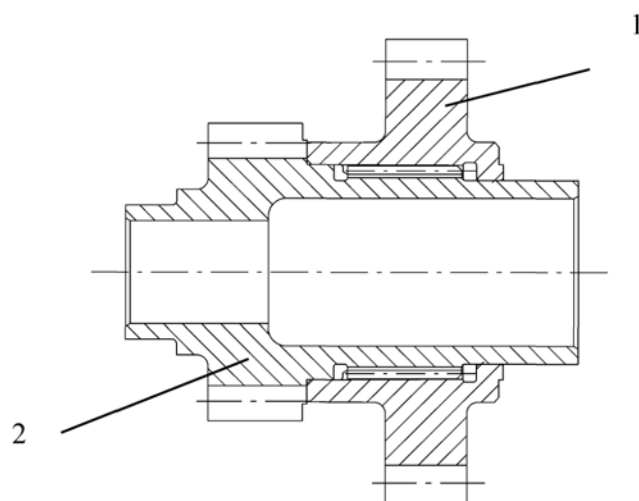


Рисунок 10.77 – 3К двойное

1 - зубчатый венец; 2 - вал

в приводах агрегатов и редукторах ГТД применяются редко по причине низкой точности изготовления зубьев.

Возможно изготовление цельных 3К (см. Рис. 10.76) с двумя шлифованными зубчатыми венцами. В такой конструкции зубчатые венцы разнесены вдоль оси для обеспечения выхода шлифовального круга при окончательной механической обработке малого венца.

Сборные 3К могут быть со шлицевыми, шпоночными, штифтовыми болтовыми или со сварными соединениями. Соединение зубчатых венцов по шпонкам и болтам в приводах агрегатов не нашли распространения.

В 3К применяется два типа шлицевого соединения венцов:

1. посадка одного из венцов 1 на вал 2 с зазором по двум цилиндрически пояскам (см. Рис. 10.77), между которыми располагаются шлицы. В осевом направлении зубчатый венец фиксируется подшипником, напрессованным на вал. Применяются в малонагруженных передачах приводов агрегатов;

2. посадка венца на вал по двум цилиндрическим пояскам с натягом и последующей затяжкой гайкой (см. Рис. 10.78). Применяется в нагруженных передачах приводов агрегатов и редукторов. Недостаток – с увеличением ресурса происходит ослабление затяжки, уменьшение натягов и износ шлицевого соединения из-за отсутствия смазки.

На вал цилиндрического 3К 1 с натягом по двум цилиндрическим поверхностям 2 установлено коническое зубчатое колесо 3. Передача крутящего момента осуществляется шлицевым соединением 4. Для надежности соединения коническое

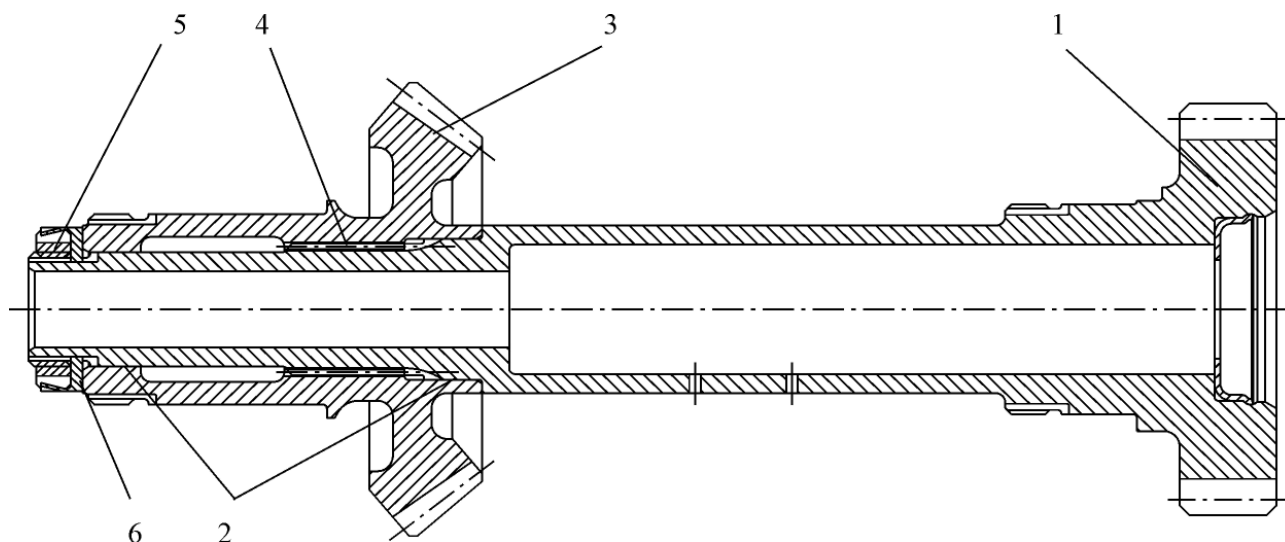


Рисунок 10.78 - ЗК двойное

1 - ЗК цилиндрическое; 2 - поверхность посадочная цилиндрическая; 3 - ЗК коническое; 4 - шлицевое соединение; 5 - гайка; 6 - замок контрольный чашечный

колесо на валу цилиндрического затянуто гайкой 5, которая законтрена замком 6 чашечным.

В ненагруженных передачах ограниченное применение нашли также двойные ЗК со штифтовым соединением венцов (см. Рис. 10.79).

На вал ЗК 1 с меньшим диаметром зубчатого венца напрессовывается больший по диаметру зубчатый венец 2. По окружности сопряжения запрессовываются цилиндрические штифты 3 между которыми дополнительно вворачиваются резьбовые. И те и другие штифты от выпадания и выворачивания по торцам зачеканены.

В авиационных зубчатых передачах ЗК с двумя зубчатыми венцами чаще всего изготавливаются сварными по ступице (см. Рис. 10.80) или по диафрагме (см. Рис. 10.81). Иногда из условий компоновки для обеспечения изготовления ЗК со сваркой по диафрагме необходимо выполнить два сварных шва, как показано на Рис. 10.81. Обычно ЗК и вал центрируются по цилиндрическим поясам. Каждый из венцов (открытый - ЗК большего диаметра, закрытый - ЗК меньшего диаметра) обрабатываются отдельно. Причем закрытый венец шлифуется окончательно до сварки. После сварки открытый венец шлифуется в сборочной единице. В особых случаях ЗК собирается в узел с окончательно обработанными до сварки зубчатыми венцами.

Сварка применяется также при изготовлении одновенцовых ЗК. В частности - конических для повышения коэффициента использования материала или обеспечения шлифования конического венца (см. Рис. 10.82).

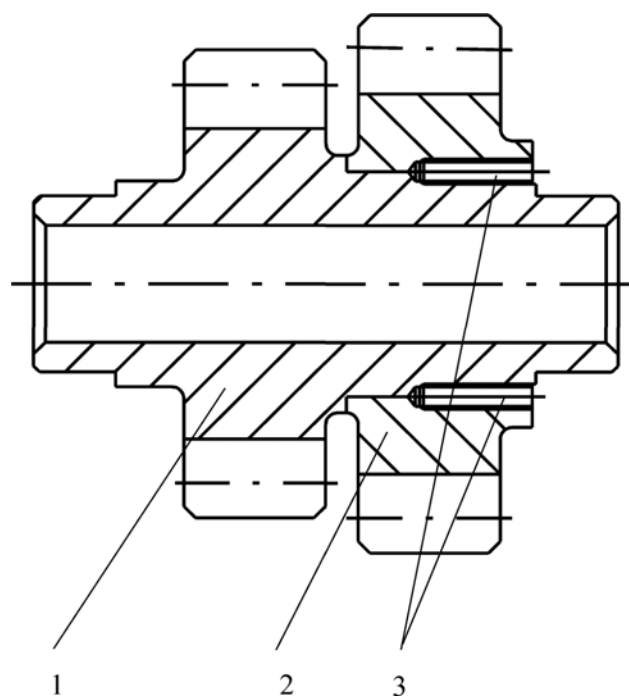


Рисунок 10.79 - ЗК со штифтовым соединением венцов

1 - ЗК; 2 - венец зубчатый; 3 - штифт

ЗК повышенной ширины (например, в косозубых передачах высоконагруженных редукторов) на краях венца могут иметь ребра жесткости (см. Рис 10.83).

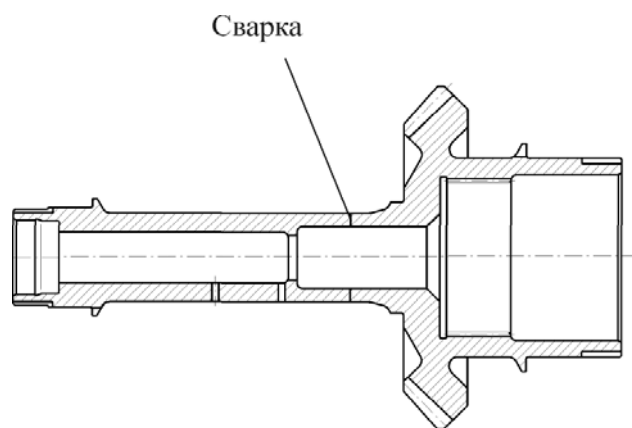


Рисунок 10.82 - 3К коническое с приваренным хвостовиком

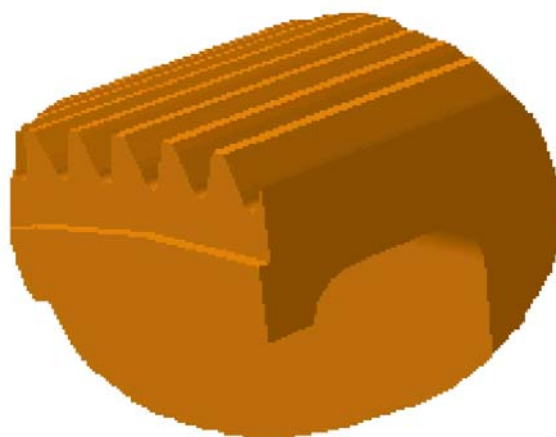
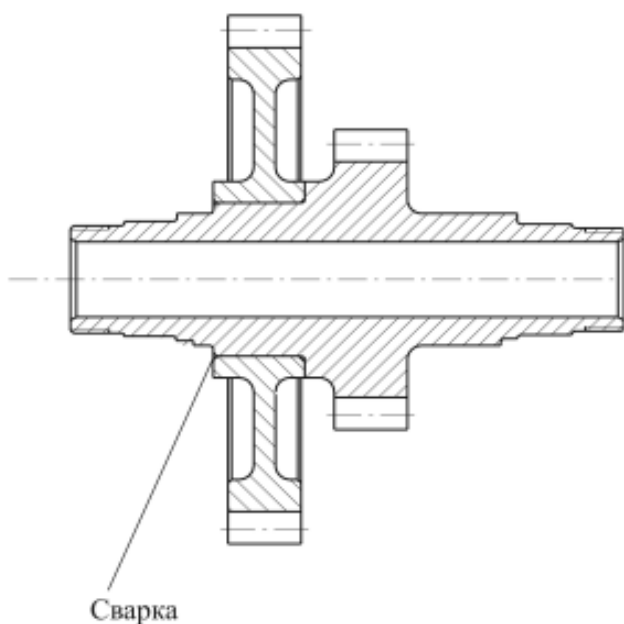


Рисунок 10.83 - 3К повышенной ширины с ребрами жесткости

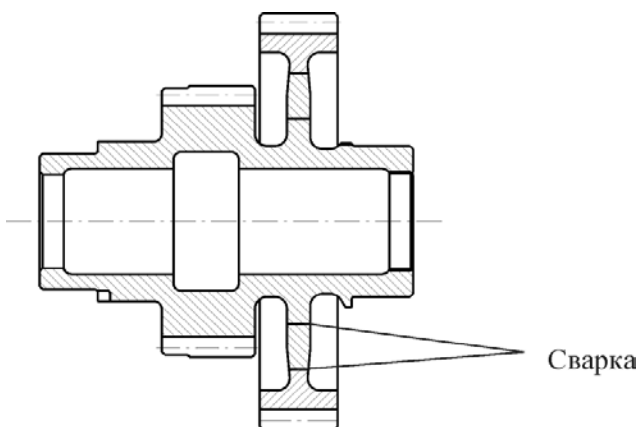


Рисунок 10.80 - 3К со сваркой по ступице

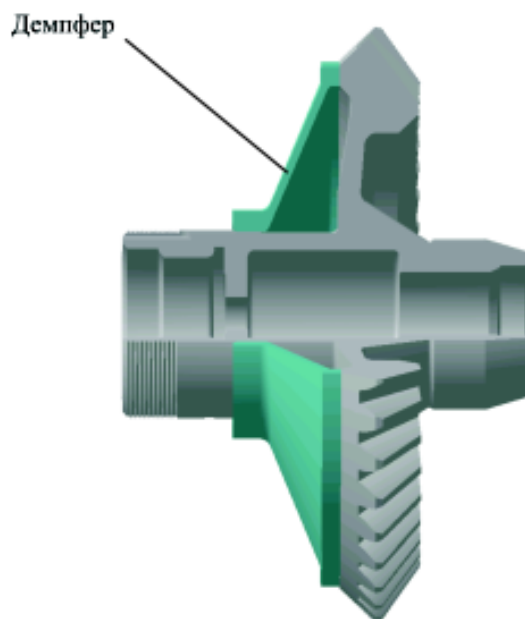


Рисунок 10.84 - 3К коническое с демпфером

Рисунок 10.81 - 3К со сваркой по диафрагме

С целью получения максимальной длины зацепления вдоль зуба ширину обода шестерни делают на 1...2 мм больше ширины ЗК.

Дисковые ЗК могут иметь симметрично и несимметрично расположенную диафрагму. Диафрагма может быть с постоянной или переменной толщиной (с утонением к ободу зубчатого венца). Наклон диафрагмы выбирается в зависимости от направления действия результирующей радиальной и осевой сил. При небольших размерах ЗК имеют плоскую диафрагму постоянной толщины. Необходимо иметь в виду, что несимметричное расположение диафрагмы приведет к неравномерной деформации зубьев по длине и к неполному контакту сопряженных зубьев.

При проектировании обода и диафрагмы необходимо учитывать, что при возбуждении колебаний ЗК динамическими нагрузками от пересопределения зубьев в нем образуются упругие волны изгибных деформаций по собственным формам, бегущие вперед и назад. При совпадении частоты зацепления с частотой прохождения одной из этих волн возникает резонанс изгибных колебаний колеса.

Частоты вращения, при которых наступает резонанс изгибных колебаний, определяются по формуле:

$$n = 60 f_i / (kz \pm i) \quad (10.6)$$

где f_i - собственная частота изгибных колебаний колеса;
 $k = 1; 2; 3; \dots$ - гармоника возбуждения изгибных колебаний с зубцовой частотой z ;
 z - число зубьев колеса;
 i - число упругих волн деформации на колесе (число узловых диаметров) при колебаниях его по собственным формам (знак «плюс» соответствует резонансу с назад бегущей волной; знак «минус» - резонансу с вперед бегущей волной).

Из выражения (10.6) следует, что для одной собственной частоты изгибных колебаний зубчатого колеса f_i с i узловыми диаметрами при его вращении возможны две резонансных частоты с одной гармоникой возбуждения. Наиболее опасна первая гармоника возбуждения зубцовой частоты, так как ее интенсивность выше, чем у последующих.

Не допускаются в качестве облегчения отверстия в диафрагме ЗК высоконапряженных и высоко-

скоростных передач, так как они приводят к периодическим изменениям жесткости зацепления зубьев. Зачистка острых кромок таких отверстий приводит к необходимости применения непроизводительного ручного труда. Кроме того, отверстия являются концентраторами напряжений.

При правильно выбранном расположении диафрагмы, толщине обода и изменении его толщины по длине зуба продольная модификация зубьев становится излишней. У ЗК косозубого зацепления диафрагму рекомендуется делать конусной для компенсации возможных деформаций, вызванных осевой силой.

Конические ЗК применяют в высокоскоростных ступенях вертолетных редукторов, а также в ЦП ГТД и в КПА для передачи мощности от вала двигателя на привод агрегатов. При передаче больших нагрузок с высокими окружными скоростями до 100 м/с и выше используются зубчатые передачи с круговыми зубьями, которые обеспечивают большую несущую способность и существенно улучшают плавность работы по сравнению с прямозубыми колесами.

Конические колеса с прямыми зубьями используются для передачи небольших крутящих моментов. Для уменьшения напряжений в ободу конического ЗК, наводимых колебаниями с вынуждающими частотами, в качестве демпфера применяют коническую оболочку, упирающуюся в обод с небольшим натягом вдоль оси (см. Рис. 10.84). Демпфер на валу зубчатого колеса фиксируется штифтами или гайкой.

10.6.6 - Материалы зубчатых колес, способы упрочнения

В качестве материалов для зубчатых колес приводов агрегатов и редукторов ГТД используются комплексно легированные теплостойкие стали довольно узкой группы. Для придания рабочим поверхностям колес высокой прочности, твердости и износостойкости зубья и поверхности под установку подшипников, в большинстве случаев, подвергают ХТО - цементации, нитроцементации или азотированию.

В последнее время разработаны методы и появилось оборудование для ионных процессов ХТО, которые позволяют сократить технологическое время выполнения процесса, исключить дополнительные циклы нагрева и охлаждения детали, значительно снизить потребление электроэнергии и технологического газа, уменьшить хрупкость слоя и деформации деталей при ХТО, повысить прочность и долговечность колес.

Прочность и теплостойкость сталей для зубчатых колес.

| Марка стали | Температура отпуска, °С | Механические свойства | | | |
|----------------------|-------------------------|-----------------------|----------------------|--------------|------------|
| | | σ_B , МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа | δ , % | ψ , % |
| 12Х2Н4А-Ш | 150-170 | 1000 | 800 | 12 | 55 |
| 14ХГСН2МА (ДИ-3А) | 150-220 | 1000 | 800 | 12 | 55 |
| 12Х2НВАФА (ЭИ712) | 200-250 | 1000 | 800 | 12 | 55 |
| 20Х3МВФ-Ш (ЭИ415) | 250-300 | 1250 | 1050 | 12 | 55 |
| 16Х3НВФМБ-Ш(ВКС5) | 250-300 | 1300 | 1150 | 10 | 50 |
| 13Х3НВМ2Ф-Ш (ВКС4) | 510-530 | 1200 | 1050 | 13 | 55 |
| 16Х2Н3МФБАЮ-Ш (ВКС7) | 200-250 | 1350 | 1210 | 12 | 54 |

Для ЗК редукторов и не очень нагруженных колес приводов агрегатов ГТД обычно применяют сталь 12Х2Н4А-Ш. Она обеспечивает высокую прокаливаемость относительно крупных колес, имеет высокую прочность и вязкость сердцевины и пониженную чувствительность к поверхностным дефектам. Реже используются стали 12ХН3А и 18Х2Н4ВА. Главным недостатком данных сталей является низкая теплостойкость. В современных ГТД нагруженность зубчатых передач значительно повысилась, возросли их рабочие температуры, что потребовало использования теплостойких азотируемых и цементируемых сталей. Этим условиям удовлетворяют стали с добавкой карбидообразующих элементов (Cr, W, Mo, V, Nb) и кремния. В таблице 10.3 приведены механические свойства и температуры отпуска некоторых сталей, применяемых для зубчатых колес.

Колеса внутреннего зацепления планетарных механизмов подвергают в основном азотированию, которое не приводит к значительной деформации и короблению детали, но обеспечивает меньшую глубину слоя (до 0,6 мм). Это позволяет отказаться от шлифования азотированных поверхностей или снимать при окончательном шлифовании детали слой в сотые доли миллиметра. Для них пригодны стали марок 38Х2МЮА, 20Х3МВФА, 30Х3МФ1, 40ХН2МА, ВКС7, ВКС-10.

Способами упрочнения поверхностей зубьев методами пластического деформирования (ППД) можно достичь заметного увеличения несущей способности и долговечности зубчатых передач. По-

вышение эксплуатационных качеств зубчатых передач методами ППД происходит вследствие увеличения твердости и усталостной прочности поверхностного слоя, упрочненного ХТО, и обусловлено следующим:

- образованием в поверхностном слое полезных остаточных напряжений сжатия и улучшением их распределения по глубине слоя;
- уменьшением количества остаточного аустенита в подвергнутом ХТО слое;
- устранением механических повреждений поверхности от предшествующей обработки.

В качестве методов ППД для ЗК, прошедших ХТО, применяют дробеструйную обработку или виброупрочнение. В первом случае венец вращающегося зубчатого колеса обдувают стальной или чугунной дробью диаметром 0,4...2,0 мм. Создаваемые при дробеструйной обработке сжимающие напряжения достигают 100 кгс/мм², чем повышается контактная и изгибная долговечность передач. Толщина наклепанного слоя может достигать до 1 мм. Шероховатость поверхности после ППД улучшается примерно вдвое. Дробеструйная обработка устраняет возникшие в процессе шлифования поверхностные растягивающие напряжения и заменяет их на сжимающие.

Виброобработкой достигаются те же цели, что и при дробеструйной обработке. Метод заключается в создании импульсных колебаний контейнера с зубчатыми колесами, помещенными в среду из дроби.

Контрольные вопросы

1. От какого ротора производится отбор мощности на привод агрегатов двухвальных ГТД?
2. Каким образом в центральном приводе ТРДД исключается осевое перемещение ведущей конической шестерни при тепловом расширении ротора КВД?
3. С какой целью вал центрального привода ТРДД большой двухконтурности выполняют составным?
4. С какой целью коробку приводов агрегатов выполняют отдельным модулем?
5. Какими соображениями определяется расположение агрегатов на коробке приводов?
6. В чем достоинства и недостатки разъемных и неразъемных коробок приводов агрегатов?
7. Какие типы уплотнений применяются в коробках приводов? В чем их достоинства и недостатки?
8. Перечислите требования, предъявляемые к редукторам ТВД.
9. В каких случаях редукторы ТВД делают одноступенчатыми?
10. В каких случаях редуктор ТВД имеет два выходных вала?
11. Сколько двигателей и главных редукторов может иметь вертолет поперечной схемы? Продольной схемы?
12. Какие приводы должен иметь главный редуктор вертолета с одним несущим винтом?
13. Что называется удельной массой главного редуктора вертолета?
14. В чем достоинства и недостатки планетарных передач при их использовании в главных редукторах вертолетов?
15. По какой схеме выполняются редукторы рулевого винта вертолета?
16. Какие требования предъявляются к редукторам наземных газотурбинных установок?
17. По каким схемам выполняются редукторы наземных газотурбинных установок?
18. Какие функции выполняет валопроворотное устройство в редукторах наземных газотурбинных установок?
19. Какие типы муфт используются для соединения валов ГТД (ГТУ)?
20. Поясните конструкцию принцип работы упругой пластинчатой муфты.
21. В чем достоинства и недостатки различных типов муфт свободного хода?
22. Какими конструктивными и технологическими мероприятиями обеспечивается контактная прочность зубчатых колес?
23. Какими конструктивными мероприятиями обеспечивается изгибная прочность зубчатых колес?

24. Поясните на примерах, когда и с какой целью при изготовлении зубчатых колес используется сварка.

25. Какие материалы используются для изготовления зубчатых колес?

26. За счет чего увеличивается несущая способность и долговечность зубчатых передач при поверхностной пластической обработке?

Англо-русский словарь-минимум

acceleration - перегрузка
accessories drive shaft - вал привода агрегатов
accessory gear box - коробка привода агрегатов (КПА)
adjustment, alignment - выверка
aero- engine manufacturing [production] - авиадвигателестроение
aeronautics - авиация
allowance, admittance - допуск
assembling - монтаж
assembly - агрегат
altitude - наклон
balance - балансировка
band, range - диафрагма
bearing - подшипник
beating- барботаж
beating - биение
bending - изгиб
bolt - болт
boundary - граница
bronze - бронза
build - сборка
capability, data - данные
cardanic - карданный
carrier - поводок
case, casing - корпус
cavity - впадина
certificate - паспорт
clamp, clip - зажим
classification - классификация
clearance - диапазон, зазор
change - измерение
co-axial helicopter - вертолет соосной схемы
collar - буртик
cone - конус
conjugation - сопряжение
conicity, conical - конусность
corrosion-resistant - коррозионностойкий
coupling, clutch - муфта
friction - фрикционная
single-plate - однодисковая
safety decoupler – предохранительная, разъединительная

| | |
|--|---|
| overrinding - свободного хода | hardness - прочность |
| flexible coupling - упругая | heat, heating - нагрев |
| friction coupling - фрикционная | heat output - теплоотдача |
| electro-magnetic - электромагнитная | heat-resistant - теплостойкий |
| cover, cap - крышка, заглушка | hydraulic coupling - гидравлическая муфта |
| crossing - пересечение | hollow - полость, полый |
| curvature - кривизна | input - вход |
| damping - демпфирование | intermediate shaft - вал промежуточный |
| decuplung - расцепление | internal stress - внутреннее напряжение |
| degree - градус | jamming - заклинивание |
| design- конструкция, расчет | kinematics - кинематика |
| diameter - диаметр | labyrinth - лабиринт |
| disk - диск | landing - посадка |
| differential - дифференциальный | left, port - левый |
| dynamic(al) - динамический | length - длина |
| driven shaft - вал ведомый | lock - законтривать, замок |
| drive [driving] shaft - вал ведущий | locking - заклинивание |
| driven - ведомый | lubricant oil, lubrication - смазка |
| driving - ведущий | lubrication system - маслосистема |
| dual (twin) rotor helicopter – двухвинтовой вертолет | machine, mechanism - машина |
| durability - стойкость | machined - механически обработанный |
| edge - кромка | maintenance - обслуживание |
| efficiency - к.п.д. | margin - запас |
| effort - сила | modulus elastic - модуль упругости |
| elasticity - упругость | motion - движение |
| electro-magnetic coupling - электромагнитная муфта | mounting foot - лапа крепления |
| [elektro] plating - гальванопокрытие | noise - шум |
| engine - двигатель | nut - гайка |
| epicyclic - планетарный | oil cooler - маслорадиатор |
| equation - управление | oil filter - маслофильтр |
| expression - формула | oil line - маслопровод |
| fasteners - крепеж | oil pump - маслонасос |
| fatigue life - усталостная долговечность | oil specification - марка масла |
| fault - повреждение | (oil) sump - маслоотстойник |
| film - пленка | oil tank - маслобак |
| flexible coupling - упругая муфта | operation - работа, эксплуатация |
| flexure - изгиб | output shaft - вал выходной |
| flight - полет | overall - габарит |
| force - сила | overlap - перекрытие |
| shear - трения | overrinding - муфта свободного хода |
| centrifugal - центробежная | packing - прокладка |
| frequency - частота | pin-fin - ребро |
| gearbox, gearing - зубчатые передачи | pitch - шаг |
| reduction gearbox - редуктор | plate - пластина |
| primary gearbox - главный | plug - пробка |
| main-rotor - несущего винта | pointing - заострение |
| intermediate - промежуточный | pole - полюс |
| tail-rotor рулевого винта | pressure - давление |
| spur reduction - с цилиндрическими шестернями | probability - вероятность |
| gearbox casing - картер редуктора | probe - датчик |
| gear train - передача зубчатая | propeller shaft - вал воздушного винта |
| g-load - перегрузка | radial - радиальный |
| groove - канавка | replace, change - заменять |
| hardening, tempering - закалка | research - исследование |

resistance - сопротивление
rigid coupling - жесткая муфта
rolling - качение
rotation, revolution - вращение
rounding - закругление
safety decoupler - предохранительная муфта
screw - винт, завинчивать
sealing - манжета
selection - выбор
separator - сепаратор
serrated joint - соединение зубчатое
serration shape - форма зуба
serviceability - исправность
service life - ресурс
shape - профиль
sharpening - заострение
shear(ing) stress - напряжения среза
single-rotor helicopter - одновинтовой вертолет
skewness, slip - проскальзывание
skip - скачок
sleeve - гильза
slippage, sideslip - скольжение
soundness - надежность
speed - скорость
spline (d) shaft - вал шлицевой
splined connection - шлицевое соединение
spring - пружина, рессора
start(ing) - запуск
steel - сталь
high-alloy - высоколегированная
hardened steel - закаленная
carbonized - цементированная
sticking - заедание
stiffness - жесткость
strength, stability - прочность
stress - напряжение
stress concentration - концентрация напряжений
support - опора
surface - плоскость
surface stress - поверхностное напряжение
tail-rotor shaft - вал привода рулевого винта
take-off weight - вес взлетный
tension stress - напряжение растяжения
test, trial - испытание
thermal expansion - тепловое расширение
thermal gap thickening - тепловой зазор
thickening - заrustевание
thickness - толщина
thread - резьба
tolerance - допуск
tooth - зуб
tooththing - зубчатое зацепление
torsion - кручение
torsion shaft - вал торсионный

transmission - вал трансмиссионный
trim - центровка
turning - проворачивание
twin-turbine helicopter - вертолет с двумя ГТД
twist - шаг винта
unbalance - дисбаланс
uniformity - однородность
use, usage, utilization - использование
valve - кран
vertical - вертикаль
vibration, motion - вибрация
viscosity - вязкость
wear(ing) - износ
wear resistance - износостойкость
wrench - ключ (гаечный)

Перечень использованной литературы

- 10.1 Авиационные зубчатые передачи и редукторы. Справочник под ред. Вулгакова Э. Б. - М.: Машиностроение, 1981.
- 10.2 API 671 Муфты специального назначения для нефтеперерабатывающих предприятий. Вторая редакция. 1990.
- 10.3 ГОСТ 24246-96 Муфты втулочные. Параметры, конструкция и размеры.
- 10.4 ГОСТ 20761-96 Муфты фланцевые. Параметры, конструкция, размеры.
- 10.5 ГОСТ 5006-83 Муфты зубчатые. Технические условия.
- 10.6 Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. - М.: Машгиз, 1962
- 10.7 Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. - М.: Машиностроение, 1966.
- 10.8 Кудрявцев В.Н. Державец Ю.А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. - Л.: Машиностроение, 1971.
- 10.9 Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-Методическое пособие. - М.: Машиностроение, 1988.
- 10.10 ОСТ 41671-77 Колеса зубчатые цилиндрические авиационные. Допуски.
- 10.11 API 613 Редукторы специального назначения для применения в химической, нефтяной и газовой промышленности. Четвертое издание. 1995.
- 10.12 Зубчатые передачи. Справочник. Гинсбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халевский Н.Т. - М.: Машиностроение, 1980.
- 10.13 Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. - М.: Машгиз, 1957.
- 10.14 ГОСТ 16531-83 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

Глава 11 - Пусковые устройства

11.1 - Общие сведения

Пусковое устройство предназначено для раскрутки ротора ГТД до частоты вращения, при которой обеспечивается надежное воспламенение топлива в КС и турбина ГТД начинает развивать положительную мощность на валу ротора ГТД, достаточную для дальнейшей самостоятельной раскрутки. Пусковое устройство является частью пусковой системы ГТД, включается и отключается по сигналам САУ ГТД.

На большинстве ГТД пусковое устройство связано с ротором двигателя через кинематический привод и размещается на коробке приводов двигателя. Для однороторных двигателей применяется также прямой привод, когда пусковое устройство размещается в коке компрессора и непосредственно соединяется с ротором ГТД. Применение прямого привода пускового устройства позволяет уменьшить массу и сократить габариты двигателя и упростить его кинематическую схему.

На основе опыта проектирования, изготовления и эксплуатации пускового устройства можно определить предъявляемые к нему основные требования [11.1, 11.2]:

1. обеспечение раскрутки ротора ГТД (запуск, ложный запуск, холодная прокрутка, а также консервация и расконсервация) требуемой продолжительности и до необходимой частоты вращения во всех заданных условиях эксплуатации;
2. конструкция в виде отдельного законченного агрегата;
3. наличие устройства, обеспечивающего автоматическое соединение-рассоединение с ротором ГТД;
4. обеспечение безопасной эксплуатации;
5. наличие аварийных систем отключения при возникновении нерасчетных условий или параметров работы;
6. применение тех же марок горюче-смазочных материалов, что и в ГТД;
7. минимальные масса и габариты;
8. относительно низкая стоимость изготовления и обслуживания.

11.1.1 - Основные типы пусковых устройств современных ГТД

На современных ГТД, в основном, используются электрические, воздушные, гидравлические и тур-

бокомпрессорные пусковые устройства (далее по тексту – стартеры). На выбор типа пускового устройства значительное влияние оказывает тип источника энергии, имеющегося на борту ЛА, а также величина требуемой мощности пускового устройства и продолжительность запуска двигателя.

Электрические стартеры могут быть как постоянного, так и переменного тока. Однако, вследствие широкого использования в качестве бортового источника питания аккумуляторных батарей и более простой конструкции, большее распространение получили стартеры постоянного тока, особенно для небольших самолетов и вертолетов пассажирской, транспортной и вспомогательной авиации.

В настоящее время широко используются как электростартеры, так и стартеры-генераторы. Их область применения ограничивается величиной выходной мощностью 18...20 кВт. Электрические стартеры постоянного тока нашли применение также и на многодвигательных ЛА, где в качестве бортового источника питания используется вспомогательная газотурбинная генераторная электроустановка.

Воздушные стартеры широкое распространение получили на многодвигательных самолетах пассажирской и транспортной авиации, для надежного запуска которых требуется применение пусковых устройств с располагаемой мощностью более 20 кВт. Конструктивно стартер выполняется с воздушной турбиной. В качестве источников питания для воздушных стартеров применяется вспомогательная силовая установка (ВСУ) многоцелевого назначения, сжатый воздух от которой, кроме запуска двигателя, используется также для работы системы кондиционирования самолета.

Некоторое распространение в авиации и в танковых ГТД получили стартеры, которые вместо сжатого воздуха используют газ, образованный при сгорании специальной пороховой шашки или при разложении однокомпонентного рабочего вещества, например, перекиси водорода.

Для упрощения конструкции ЛА с вертикальным взлетом и посадкой, использующих подъемные ГТД, двигателей ВСУ и др., а также для снижения массы, наиболее целесообразным оказывается применение некинематического привода с помощью струйного пускового устройства. В данном случае ротор запускаемого ГТД раскручивается струей воздуха (или газа), непосредственно подаваемой на рабочие лопатки компрессора или турбины. Сжатый воздух в струйных пусковых устройствах отбирается от компрессора работающего двигателя, либо от бортового генератора сжатого воздуха, либо от наземного источника питания.

При наличии на борту гидравлического источника питания для ряда ЛА (особенно небольших самолетов и вертолетов), а также для ГТД наземного применения возможно использование гидравлических стартеров. Роль стартера в таких системах выполняет гидромотор.

11.1.2 - Технические характеристики пусковых устройств современных ГТД

Пусковые устройства характеризуются следующими основными параметрами:

- мощность пускового устройства;
- частота вращения выводного вала при окончании запуска;
- продолжительность работы;
- количество возможных повторных запусков ГТД;
- ресурс пускового устройства;
- напряжение питания электрических устройств, обслуживающих пусковое устройство;
- габариты;
- масса;

Мощность пускового устройства должна превышать мощность нагрузки, которую представляет собой ГТД в период запуска. Мощность пускового устройства в процессе раскрутки ГТД постоянно меняется, т.к. запуск является переходным процессом. В зависимости от величины момента инерции ротора ГТД и его пусковых характеристик время запуска большинства ГТД составляет 15...90 секунд.

Количество возможных повторных запусков ГТД является функцией теплового состояния электрических элементов (например, электромагнита). В системах с аккумуляторным питанием действует фактор запаса емкости бортовой аккумуляторной батареи.

Ресурс работы пусковых устройств определяется наиболее слабым элементом конструкции и должен быть не ниже ресурса ГТД. Например, таким слабым элементом в электрических пусковых устройствах является щеточно-коллекторный узел. Для обеспечения заданного ресурса пускового устройства предусматривается замена щеток и притирка коллектора в условиях эксплуатации.

Питание электрических элементов пускового устройства и системы выполняется стандартным напряжением 27В.

Масса пускового устройства находится в прямой зависимости от потребной мощности для запуска ГТД. При проектировании ЛА принято рассматривать массу канала системы запуска, т.е.

массу системы запуска, приходящуюся на один ГТД. Она складывается из массы источника питания, пускового устройства, аппаратуры пускового устройства одного канала, аппаратуры центрального управления системой запуска, дополнительной коммутационной аппаратуры системы и элементов защиты режима запуска. Оценку массы канала системы запуска выполняют по показателю относительной массы, которая выражается отношением ее массы к выходной мощности пускового устройства. Для электрических систем запуска эта величина имеет значение 6,5...20 кг/кВт, для воздушных – 4,7...8 кг/кВт, для турбокомпрессорных – 0,5...1,5 кг/кВт.

Отдельную группу составляют турбокомпрессорные стартеры (ТКС) и турбокомпрессорные стартеры-энергоузел (ТКСЭ) - пусковые устройства, представляющие собой малоразмерные ГТД, работающие на основном топливе двигателя.

11.2 - Электрические пусковые устройства ГТД

Электрические пусковые устройства освоены на наиболее ранней стадии развития ГТД. Этому способствовало наличие на ЛА аккумуляторных источников питания и бурное развитие в 40...50-х годах бортовых электроприводов и агрегатов электрооборудования ЛА. Применение в качестве пускового устройства электродвигателя постоянного тока позволило получить хорошо управляемый электропривод, характеристики которого можно легко согласовать со сложным характером нагрузки, которую представляет собой ГТД в период запуска.

Благодаря указанным качествам, а также простоте и надежности электротехнических устройств, электрические стартеры не потеряли своего значения и в настоящее время, хотя сейчас область их наиболее эффективного использования в авиации ограничивается величинами выходной мощности - не более 18...20 кВт. Подавляющее большинство эксплуатируемых отечественных и зарубежных ЛА имеет на борту в том или ином виде электрические стартеры. Различие лишь в том, что на легких вертолетах и самолетах эти стартеры используются для запуска основных ГТД, а на средних и тяжелых - для запуска ВСУ, обеспечивающих воздушные турбостартеры. На военных ЛА электрическим стартером запускается ТКС, который, в свою очередь, запускает маршевый ГТД самолета.

С целью снижения массы и габаритов конструкция всех авиационных стартеров отличается высокой степенью удельных нагрузок. Так, напри-

мер, если в промышленных генераторах плотность тока в обмотках якоря равна $3 \dots 8 \text{ А/мм}^2$, то в авиационных стартерах и стартерах-генераторах она составляет $15 \dots 25 \text{ А/мм}^2$. Абсолютная температура нагрева обмоток и щеток при этом достигает $150 \dots 200^\circ\text{С}$. Все это вызывает необходимость широко использовать для их изоляции материалы повышенной теплостойкости. Кроме этого максимальная частота вращения электростартера составляет $170 \dots 350 \text{ с}^{-1}$, для стартеров-генераторов $130 \dots 200 \text{ с}^{-1}$. В то время как для промышленных генераторов и двигателей той же мощности она равна $25 \dots 50 \text{ с}^{-1}$.

Для запуска маломощных ГТД, к которым относится большое количество ТКС, и маломощных ВСУ, применяются электростартеры прямого действия [11.3] без специального управления магнитным потоком, которые представляют собой электродви-

гатели постоянного тока с последовательным возбуждением, снабженные муфтой свободного хода. Данные пусковые устройства имеют низкий к.п.д. Однако этот недостаток компенсируется относительно малой массой, простотой конструкции и управления, высокой эксплуатационной надежностью.

При повышении потребной мощности пускового устройства возникает необходимость применять специальные меры для увеличения к.п.д. и расширения диапазона регулирования скорости выше принятой. Это реализуется введением дополнительной коммутационной и регулирующей аппаратуры. Применение бортовых аккумуляторных источников для питания пускового устройства мощностью более $15 \dots 20 \text{ кВт}$, ввиду их большой массы, становится нецелесообразным и, в этом случае, переходят на использование ВСУ в качестве бортового источника питания. Структурная схема системы запуска

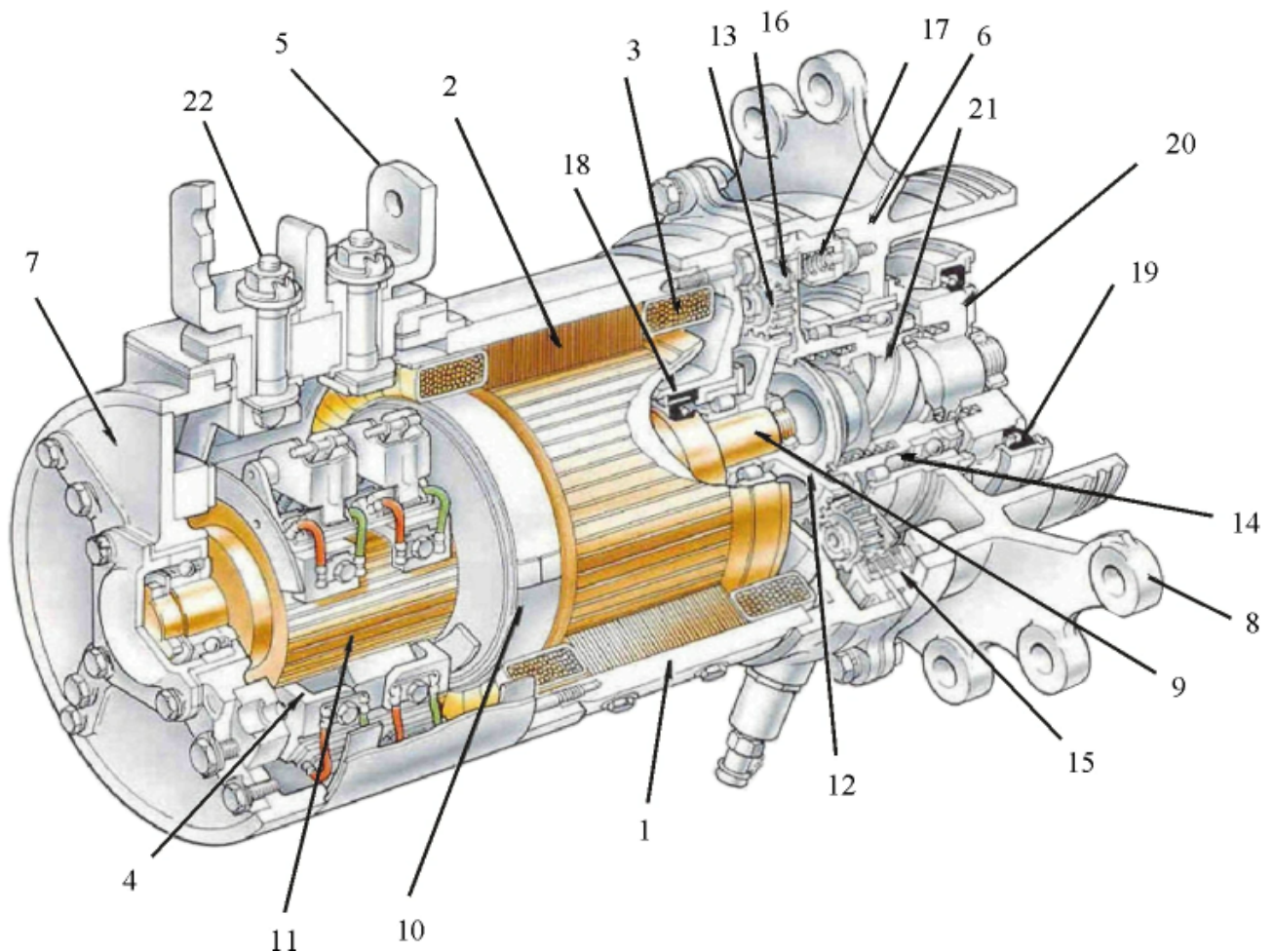


Рисунок 11.1 – Электрический стартер постоянного тока с редуктором (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc)

1 – корпус электростартера; 2 – полюс; 3 – обмотка полюса; 4 – щеткодержатель; 5 – клеммная коробка; 6 – передняя крышка; 7 – задняя крышка; 8 – фланец; 9 – вал; 10 – якорь; 11 – коллектор; 12 – ведущая шестерня; 13 – сателлит; 14 – водило; 15 – фрикционная муфта; 16 – колокольная шестерня; 17 – пружина; 18 – манжета; 19 – манжета; 20 – храповик муфты свободного хода; 21 – винтовая втулка; 22 – клемма

дополняется в данном случае генератором ВСУ и элементами регулирования напряжения и тока источника питания, которые предотвращают возможные перегрузки на электростартере.

Для снижения общей массы электрических систем запуска и энергопитания широко используются стартеры-генераторы постоянного тока, не требующие постановки на ГТД отдельного генератора.

С целью снижения ударных нагрузок в начале запуска на 1...2 секунды электростартер или стартер-генератор обычно включается через пусковой резистор, значительно снижающий напряжение. Для повышения мощности в процессе раскрутки применяют переключение напряжения питания электростартера или стартера-генератора с 24 В на 48 В.

На Рис. 11.1 показана конструкция электрического стартера постоянного тока с редуктором [11.4].

Корпус электростартера 1 состоит из непосредственно корпуса, полюсов 2 с обмотками 3, щеткодержателя 4, клеммной коробки 5, передней 6 и задней 7 крышек. На передней крышке статора имеется фланец 8, которым стартер крепится на ГТД.

Ротор стартера состоит из вала 9, на который устанавливаются якорь 10, и коллектор 11. В пазы якоря заложена обмотка. Ротор вращается на подшипниках качения. Вал ротора соединяется с ведущей шестерней 12 редуктора.

Редуктор планетарного типа. Сателлиты 13 установлены на осях водила 14 и вращаются на подшипниках качения. Для исключения прохождения чрезмерного крутящего момента в аварийных ситуациях в конструкции редуктора предусмотрена предохранительная фрикционная муфта 15.

Фрикционная муфта представляет набор чередующихся стальных и бронзовых дисков. Бронзовые диски своими наружными шлицами соединены с обоймой, жестко закрепленной в корпусе. Стальные диски 16 имеют внутренние зубья и в сумме образуют колокольную шестерню. При увеличении крутящего момента, передаваемого редуктором, выше расчетного стальные диски, образующие колокольную шестерню, проворачиваются. Момент срабатывания фрикционной муфты настраивается усилием поджатия фрикционных дисков через пружины 17.

Масляная полость редуктора уплотняется манжетами 18 и 19.

Выходной крутящий момент снимается с водила и поступает на храповик 20 муфты свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями, который, перемещаясь по винтовой втулке 21,

обеспечивает автоматическое соединение и разъединение с ГТД в процессе раскрутки его ротора.

Провода электропитания стартера подсоединяются к клеммам 22.

На Рис. 11.2 представлена конструкция стартера-генератора [11.5].

Сочетание стартера и генератора в одном агрегате основано на свойстве обратимости электрических машин. Использование этого свойства в электрических пусковых системах позволяет значительно сократить вес пусковой системы. Как и электростартер, стартер-генератор имеет статор 1, в котором вращается якорь 2 с коллектором 3. Также имеется щеткодержатель 4 и клеммная коробка 5.

Основная особенность стартера-генератора – это отсутствие редуктора, муфты свободного хода, наличие системы охлаждения с вентилятором 6, а также наличие, кроме главных полюсов 7 с обмотками 8, дополнительных полюсов 9 с обмотками 10, одна из которых является компенсационной, а вторая обмоткой возбуждения генератора. Для повышения эффективности воздушного охлаждения вал 11 якоря выполнен полым. Полость продувается воздухом от вентилятора.

Соединение с ГТД осуществляется через шлицевой валик 12. Переключение агрегата со стартерного режима на генерирование электроэнергии в бортовую сеть самолета осуществляется специальной автоматикой.

На более мощных ГТД нашли применение стартеры-генераторы с двухскоростным редуктором. Конструкция такого агрегата показана на Рис. 11.3. Стартер-генератор состоит из тех же основных узлов, что и электростартер. Дополнительно в конструкцию введен двухскоростной редуктор 1.

На задней крышке 2 статора 3 закреплены щеткодержатель 4 и клеммная коробка 5 с клеммами 6. К задней крышке также крепится патрубок подвода воздуха 7, предназначенный для более эффективного охлаждения агрегата. Воздух к нему в полете подводится с избыточным давлением из-за борта ЛА за счет скоростного напора. Для гарантированного протока охлаждающего воздуха предусмотрен вентилятор 8, установленный на полый вал 9 якоря 10. Эффективность охлаждения обеспечивается конструктивным выполнением якоря и коллектора 11. Они напрессовываются на ребристую ступицу звездообразной формы 12. Ступица имеет вентиляционные каналы для прохода охлаждающего воздуха.

Внутри полого вала расположен приводной вал 13. Между ними имеется муфта свободного хода роликового типа 14. Муфта свободного хода

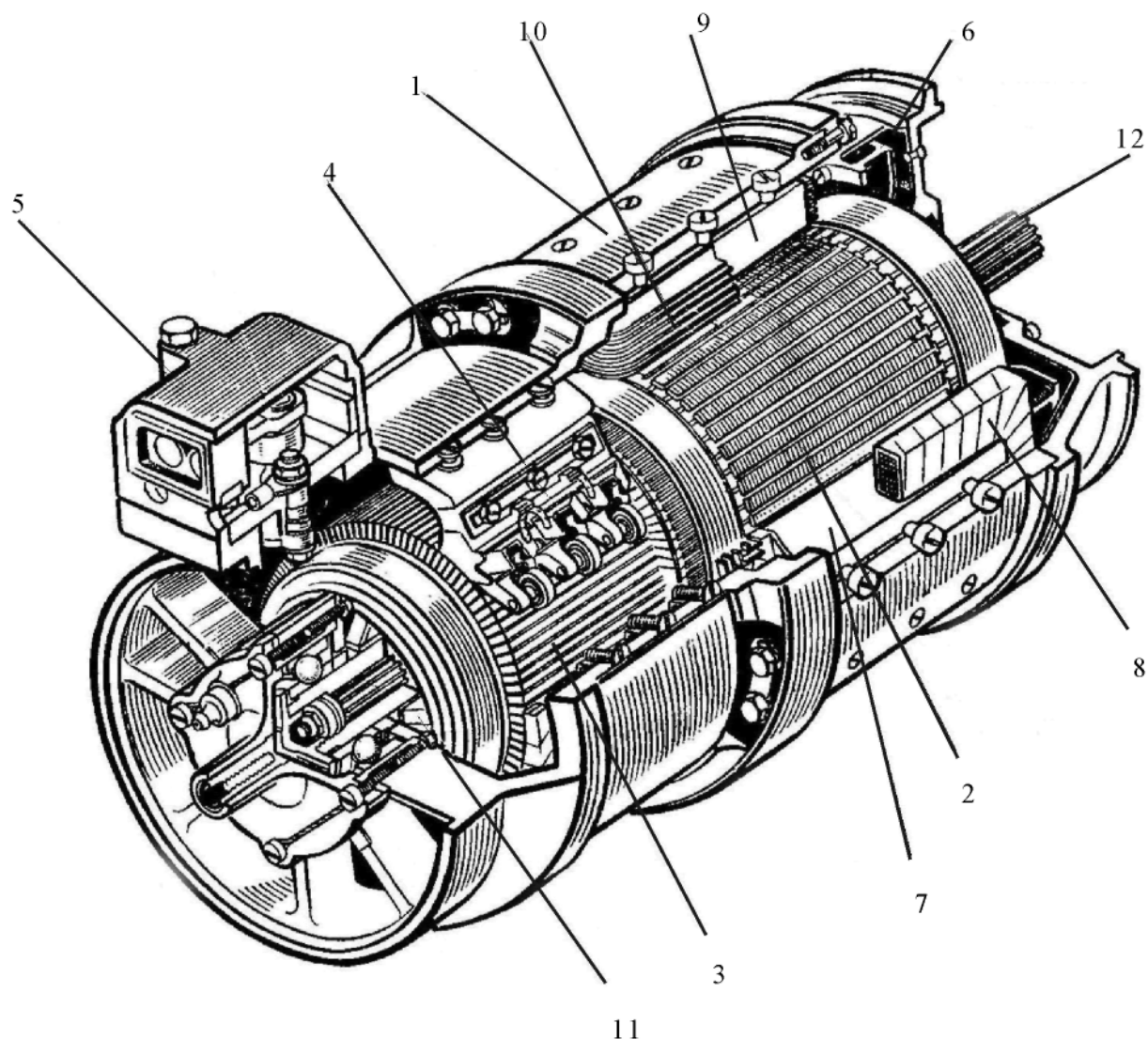


Рисунок 11.2 – Стартер-генератор

1 – статор; 2 – якорь; 3 – коллектор; 4 – щеткодержатель; 5 – клеммная коробка; 6 – вентилятор; 7 – главный полюс; 8 – обмотка главного полюса; 9 – дополнительный полюс; 10 – обмотка дополнительного полюса; 11 – полый вал; 12 – шлицевой валик

обеспечивает сцепление полого вала якоря с приводным валом в генераторном режиме и расцепление их в стартерном режиме. Наружный конец приводного вала, которым он соединяется с ГТД, выполнен с эвольвентными шлицами.

Якорь смонтирован на двух шарикоподшипниках закрытого типа.

Планетарный одноступенчатый редуктор крепится на передней крышке 15 статора со стороны привода ГТД. Редуктор увеличивает крутящий момент в стартерном режиме и передает его с приводного вала «напрямую» к полному валу якоря в генераторном режиме. Редуктор состоит из центрального зубчатого колеса 16, шлицами связанного с полным валом, трех сателлитов 17, каждый из которых смонтирован на двух шарикоподшипниках, установленных на оси, закрепленной

в водиле 18. Кроме центрального зубчатого колеса сателлиты находятся в зацеплении с колокольной шестерней 19, имеющей внутренние зубья. Колокольная шестерня также имеет три оси 20, на которых установлены подпружиненные «собачки» 21, расположенные внутри неподвижно закрепленного храпового колеса 22. Храповое колесо и «собачки» позволяют колокольной шестерне вращаться только в одну сторону.

Для защиты от механических повреждений и попадания в него посторонних предметов редуктор закрывается специальным кожухом 23.

Кинематическая схема редуктора показана на Рис. 11.4. Редуктор состоит из ведущего зубчатого колеса 1, соединенного с полным валом 2, сателлитов 3, которые связаны с водилом 4 через опоры качения и оси. Колокольная шестерня 5 входит в за-

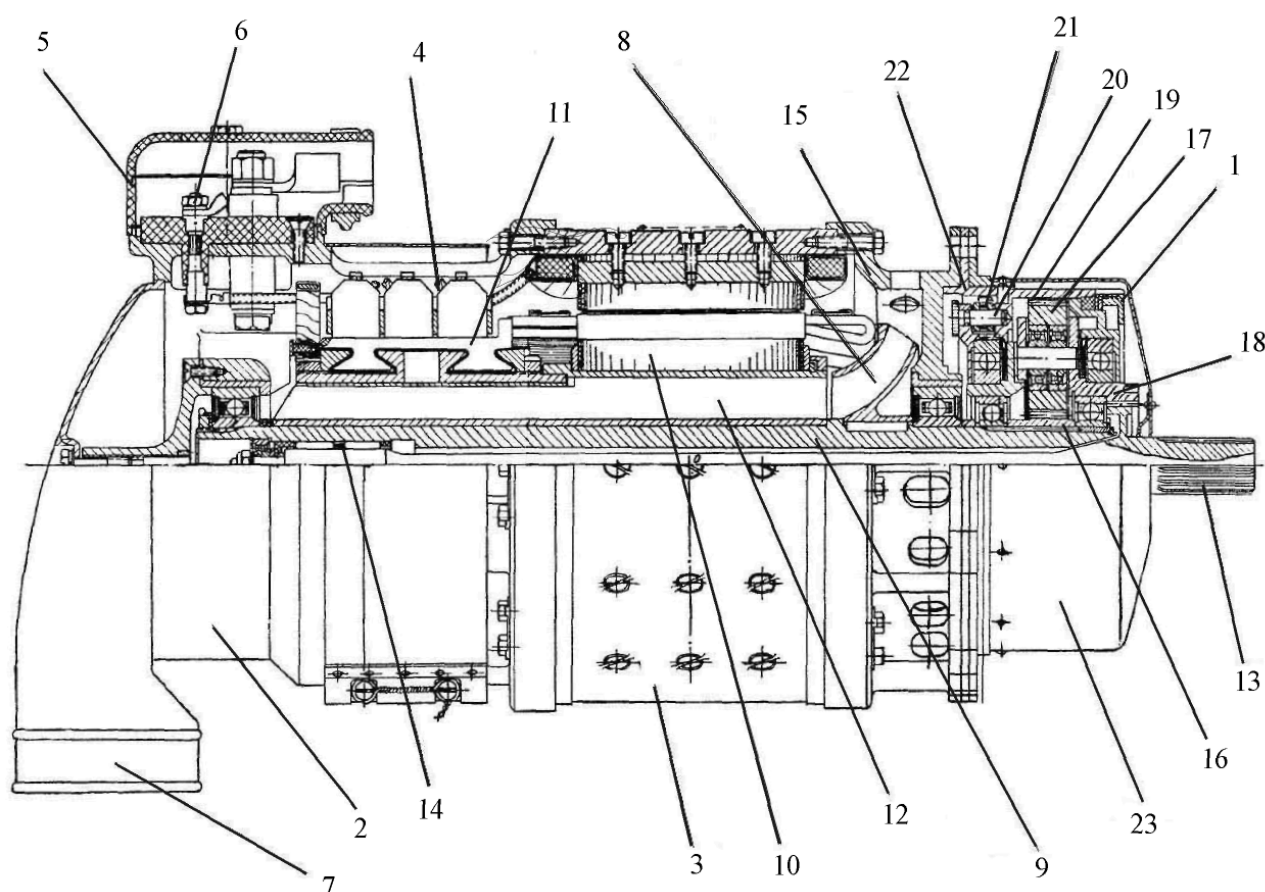
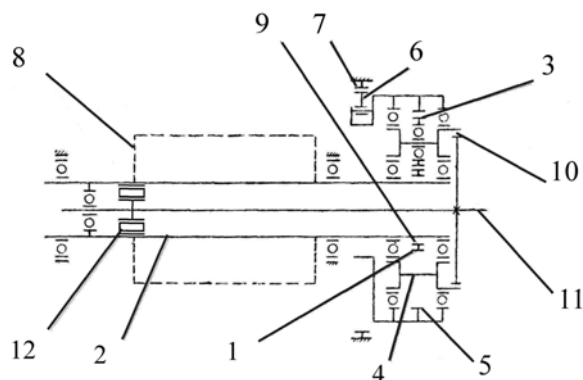


Рисунок 11.3 – Стартер-генератор с двухскоростным редуктором

1 – редуктор; 2 – задняя крышка; 3 – статор; 4 – щеткодержатель; 5 – клеммная коробка; 6 – клемма; 7 – патрубок подвода воздуха; 8 – вентилятор; 9 – полый вал; 10 – якорь; 11 – коллектор; 12 – ступица; 13 – приводной вал; 14 – муфта свободного хода роликового типа; 15 – передняя крышка; 16 – центральное зубчатое колесо; 17 – сателлит; 18 – водило; 19 – колокольная шестерня; 20 – ось «собачки»; 21 – «собачка»; 22 – храповое колесо; 23 – кожух

Рисунок 11.4 – Кинематическая схема стартера-генератора с двухскоростным редуктором

1 – ведущее зубчатое колесо; 2 – полый вал; 3 – сателлит; 4 – водило; 5 – колокольная шестерня; 6 – «собачка»; 7 – храповое колесо; 8 – якорь; 9 – шлицевое соединение; 10 – шлицевое соединение; 11 – вал привода; 12 – обгонная муфта роликового типа



цепление с сателлитами. Водило и колокольная шестерня установлены на шарикоподшипниках. В состав редуктора входит также муфта свободного хода храпового типа, которая состоит из трех «собачек» 6, установленных на осях, жестко связанных с колокольной шестерней. При помощи спиральных пружин «собачки» прижимаются к колокольной шестерне и упираются своими торцами

в торцы внутренних зубьев храпового колеса 7. Храповое колесо жестко закреплено на корпусе стартера-генератора. Таким образом, колокольная шестерня не имеет возможности вращаться относительно корпуса по часовой стрелке, при входе со стороны привода, а может вращаться против часовой стрелки, при этом центробежные силы «собачек», преодолевая усилие спиральных пружин,

выводят «собачки» из зацепления с храповым колесом и колокольная шестерня получает возможность свободного вращения.

В стартерном режиме при подаче напряжения якорь 8 стартера-генератора и, соответственно, полый вал приходят во вращение. Полый вал соединен с ведущим зубчатым колесом шлицевым соединением 9. Через ведущее зубчатое колесо вращение передается сателлитам, которые обкатываются по колокольной шестерне и вращают, водило, жестко связанное шлицевым соединением 10 с валом привода 11. Таким образом, в стартерном режиме крутящий момент вала привода передается через редуктор. Следовательно, вал привода вращается с меньшей скоростью, чем полый вал, при этом обгонная муфта роликового типа 12 проскальзывает и приводной вал вращается относительно полого вала на шарикоподшипнике. Стартер-генератор через вал привода раскручивает ГТД. При достижении двигателем и, следовательно, валом привода частоты вращения большей, чем частота вращения якоря, ролики обгонной муфты заклиниваются, крутящий момент с вала привода передается непосредственно по лому валу, и стартер-генератор переходит в генераторный режим.

При заклинивании обгонной муфты роликового типа колокольная шестерня получает направление вращения, совпадающее с направлением вращения приводного вала, поэтому «собачки» выходят из зацепления с храповым колесом. При этом водило с колокольной шестерней вращаются вхолостую и не несут никакой нагрузки, сателлиты относительно своих осей неподвижны. Редуктор выключается из работы. Частота вращения якоря становится равной частоте вращения приводного вала.

При остановке ГТД «собачки» муфты свободного хода храпового типа под действием пружин входят в зацепление с храповым колесом, муфта свободного хода роликового типа расклинивается и стартер-генератор вновь готов к запуску.

11.3 - Воздушные пусковые устройства ГТД

Воздушное пусковое устройство является частью системы запуска ГТД и обеспечивает раскрутку ротора двигателя в процессе его запуска, используя энергию сжатого воздуха бортового или наземного источника питания.

В качестве пускового устройства в воздушной пусковой системе запуска ГТД чаще всего используется воздушный турбостартер (ВТС) [11.6, 11.7]. ВТС имеют большую удельную располагаемую мощность при относительно малых массе и габари-

ритах, сравнительно простую конструкцию и высокую надежность. На самолетах в качестве рабочего тела для ВТС используется сжатый воздух, отбираемый от ВСУ, либо от ранее запущенного ГТД, или аэродромной установки воздушного запуска. ВТС промышленных ГТД работают на сжатом воздухе, который отбирается от стационарного электроприводного компрессора. В настоящее время воздушная пусковая система применяется для запуска ГТД на подавляющем большинстве отечественных и зарубежных многомоторных пассажирских и транспортных самолетов.

К недостаткам воздушной пусковой системы относится сложность подвода рабочего тела (воздуха) с минимальными потерями давления и температуры от ВСУ - требуется провести по самолету трубопровод большого диаметра.

ВТС имеет воздушную турбину, частота вращения которой достигает 44000 об/мин и выше. Это требует как дополнительных конструктивных мероприятий по обеспечению безопасной эксплуатации, так и введения систем защиты, автоматически выключающих ВТС при аварийных ситуациях.

Для небольших ЛА с малогабаритными ГТД, вспомогательных бортовых ГТД, ЛА с подъемными ГТД применяются струйные пусковые устройства с подачей сжатого воздуха непосредственно на рабочие лопатки компрессора или турбины ГТД.

11.3.1 - Воздушно - турбинные пусковые устройства ГТД

Воздушно-турбинное пусковое устройство состоит из ВТС, отсечной и регулирующей заслонки. Обычно ВТС размещается на коробке приводов ГТД. На однодвигательном самолете он иногда располагается во входном коке ГТД с выходом отработанного воздуха во входной канал компрессора. Современные ВТС выполняются, как правило, с осевой воздушной турбиной, которая обладает меньшими диаметральными габаритами и, следовательно, позволяет сократить габариты мотогондолы ГТД. Регулирующая воздушная заслонка может быть выполнена как отдельным автономным агрегатом, так и включенным в конструкцию ВТС.

На Рис. 11.5 показано размещение ВТС на коробке приводов ГТД, автономной регулирующей заслонки на корпусе ГТД. Подвод воздуха к ВТС осуществляется через регулирующую воздушную заслонку, установленную в трубопроводе подвода воздуха.

Применение автономной регулирующей заслонки позволяет обеспечить высокую эксплуатацию

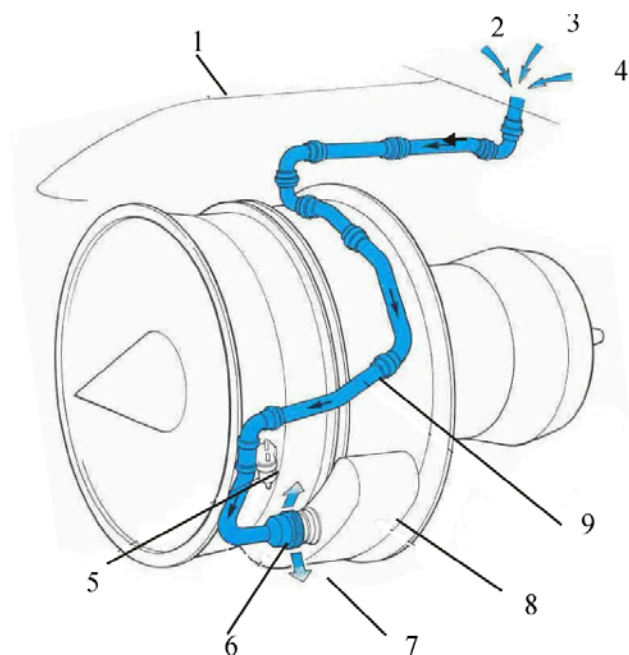


Рисунок 11.5 – Размещение воздушного турбо стартера на коробке приводов ГТД (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)

1 – пилон ЛА; 2 – воздух от ГТД; 3 – воздух от ВСУ; 4 – воздух от наземного источника; 5 – автономная регулирующая заслонка; 6 – воздушный турбостартер; 7 – выход воздуха; 8 – коробка приводов; 9 – трубопровод

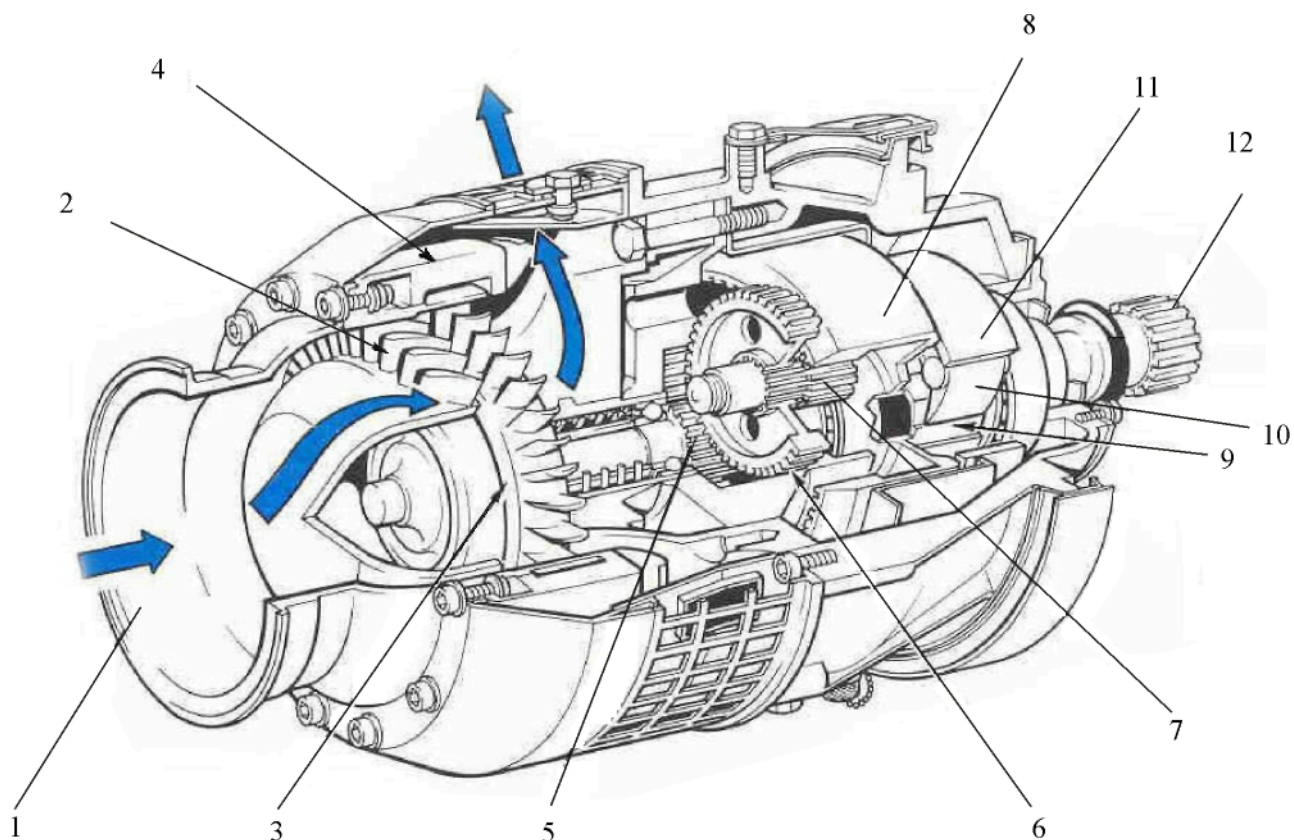


Рисунок 11.6 – Воздушный турбостартер с осевой турбиной (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)

1 – входной патрубок; 2 – сопловой аппарат; 3 – ротор турбины; 4 – защитное кольцо; 5 – центральное зубчатое колесо; 6 – ведомое зубчатое колесо первой ступени редуктора; 7 – ведущее зубчатое колесо второй ступени редуктора; 8 – зубчатое колесо внутреннего зацепления; 9 – храповик; 10 – «собачка»; 11 – поводок; 12 – приводной валик

онную технологичность: меняется только вышедший из строя агрегат (регулирующая воздушная заслонка или воздушный турбостартер). Кроме этого конструкция автономной заслонки позволяет размещать ее на корпусе ГТД, который имеет меньшую интенсивность вибраций по сравнению с коробкой приводов. Такое исполнение повышает надежность работы элементов автоматики регулирующей заслонки, а также благоприятно сказывается на ее ресурсе.

На Рис. 11.6 показана конструкция ВТС с осевой турбиной. ВТС состоит из следующих основных элементов: входного патрубка 1, через который воздух подается на сопловой аппарат 2, и далее

на ротор 3 осевой одноступенчатой турбины. Отработанный воздух выпускается через окна в корпусе турбины. Для обеспечения безопасной эксплуатации над ротором турбины установлено защитное кольцо 4 П-образной формы. Оно предназначено для удержания обломков турбины при ее разрушении внутри стартера с целью исключения повреждения ГТД и ЛА

При подаче воздуха во входной патрубок ротор турбины вместе с установленным на нем центральным зубчатым колесом 5 первой ступени редуктора начинает вращаться.

Для обеспечения минимальных габаритов и передачи большого крутящего момента редуктор

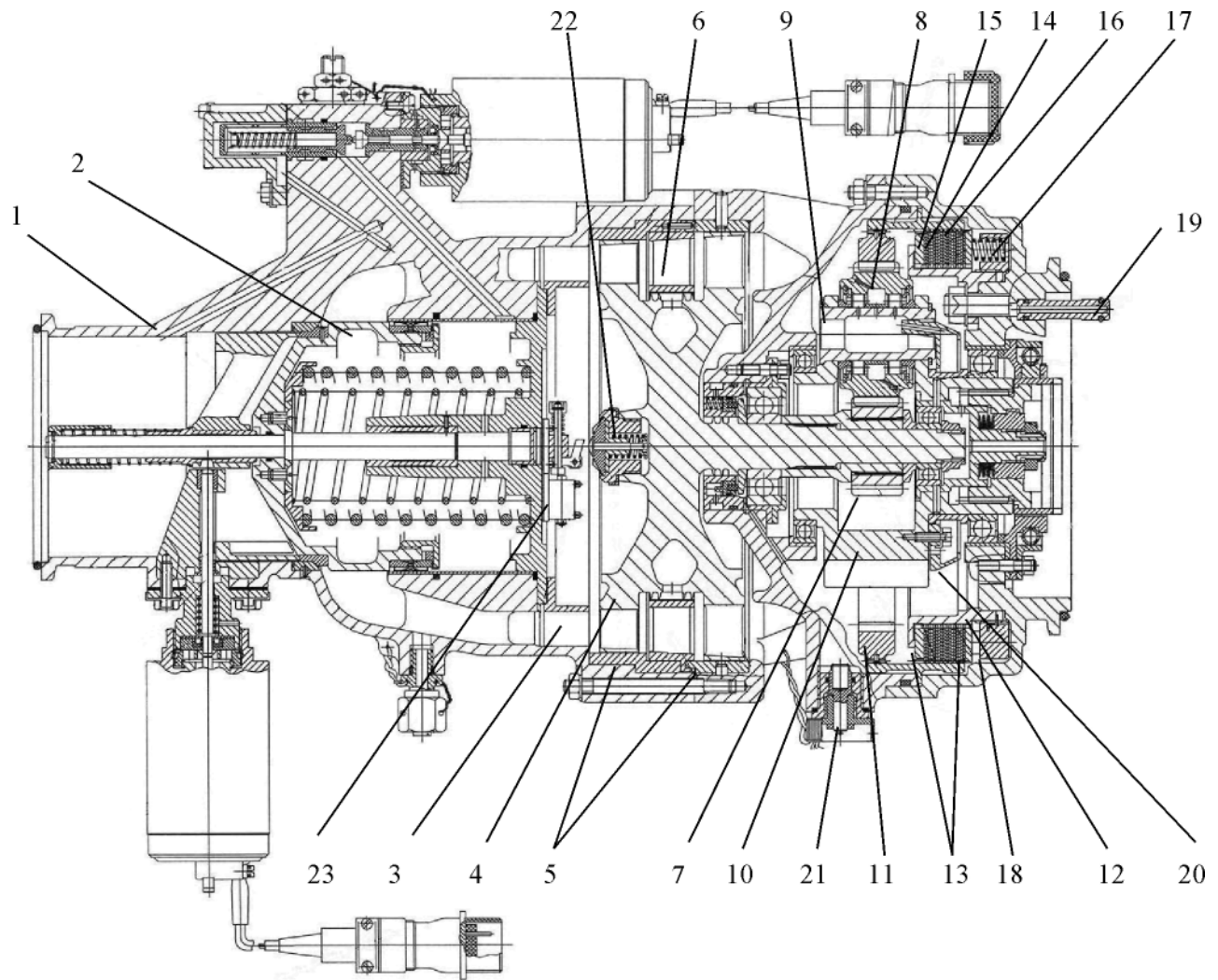


Рисунок 11.7 – Воздушный турбостартер СтВ-5

1 – регулирующая заслонка; 2 – плунжер; 3 – сопловой аппарат первой ступени турбины; 4 – ротор турбины; 5 – защитные кольца; 6 – сопловой аппарат второй ступени турбины; 7 – центральное зубчатое колесо; 8 – сателлит; 9 – ось сателлита; 10 – водило; 11 – коловальная шестерня; 12 – внутренняя обойма; 13 – нажимные диски; 14 – стальной диск; 15 – бронзовый диск; 16 – наружная обойма; 17 – пружина; 18 – гайка; 19 – маслоподводящая трубка; 20 – маслоуловитель; 21 – магнитная пробка; 22 – центробежный датчик; 23 – выключатель

стартера выполнен двухступенчатым трехпоточным. Вращение от центрального зубчатого колеса передается на три ведомых зубчатых колеса 6. Этим обеспечивается первая ступень редукции. Ведомые зубчатые колеса первой ступени редуктора шлицами соединены с ведущими зубчатыми колесами 7 второй ступени редуктора, которые приводят во вращение зубчатое колесо внутреннего зацепления 8, образуя вторую ступень редукции. С зубчатым колесом внутреннего зацепления связан храповик 9, который торцами своих наружных зубьев упирается в торцы подпружиненных «собачек» 10, установленных в поводке 11, передавая ему вращение. Поводок с «собачками» и храповик составляют обгонную муфту. Соединение агрегата с ГТД осуществляется эвольвентными шлицами приводного валика 12, который получает вращение от поводка с «собачками».

При определенной (заданной САУ) частоте вращения ротора ГТД ВТС отключается и начинает снижать частоту своего вращения, а частота вращения ротора ГТД продолжает увеличиваться. При этом обгонная муфта расцепляется.

На Рис. 11.7 показана конструкция ВТС СтВ-5 мощностью 245 л.с. (ТРДД ПС-90А). Конструкция СтВ-5 позволяет выполнять запуск ГТД в воздухе с подкруткой его ротора стартером. Регулирующая заслонка 1 входит в состав агрегата. Подача воздуха регулируется перемещением плунжера 2 в осевом направлении. Подробное описание заслонки приведено в разделе 11.3.2. С целью получения максимального к.п.д. и, следовательно, максимальной мощности стартера в нем применена двухступенчатая турбина, состоящая из соплового аппарата первой ступени 3, ротора 4, который отлит за одно целое с диском, валом, бандажированными рабочими лопаточными венцами первой и второй ступеней. Над рабочими венцами в корпусе установлены защитные кольца 5, предназначенные для удержания осколков при разрушении ротора. Между рабочими венцами установлен сопловой аппарат второй ступени турбины 6, состоящий из двух полуколец. При открытии регулирующей заслонки ротор турбины начинает вращаться в двух шариковых подшипниках. Вместе с ротором вращается установленное на нем центральное зубчатое колесо 7, которое находится в зацеплении с тремя сателлитами 8. Сателлиты, вращаясь в двухрядных роликовых подшипниках, установленных на осях 9 водила 10, одновременно обкатываясь внутри неподвижной (при расчетном крутящем моменте) колокольной шестерни 11, через оси приводят во вращение водило. Центральное зубчатое колесо, сателлиты, колокольная шестерня

и водило образуют планетарный редуктор.

Планетарный редуктор позволяет снизить осевые габариты стартера, а также компактно поместить дисковую фрикционную муфту. Она состоит из внутренней обоймы 12 с наружными шлицами, закрепленной на корпусе редуктора. На внутреннюю обойму установлены нажимные диски 13 и тонкие стальные диски 14, имеющие внутренние шлицы. Между ними поочередно расположены тонкие бронзовые диски 15, имеющие наружные шлицы, которые входят в зацепление с наружной обоймой 16, с которой связана колокольная шестерня. Все диски сжаты при помощи пружин 17, установленных в гайке 18, затяжкой которой настраивается крутящий момент, при котором диски проскальзывают друг относительно друга, и, следовательно, происходит проворот наружной обоймы относительно неподвижной внутренней обоймы.

Фрикционная муфта предназначена для предохранения ГТД от нерасчетного чрезмерного крутящего момента, который может возникать при запуске ГТД в воздухе с подкруткой его ротора стартером, нештатных ситуациях работы пусковой системы и непосредственно стартера. В случае возникновения чрезмерного крутящего момента наружная обойма и колокольная шестерня проворачиваются, ограничивая крутящий момент, передаваемый редуктором.

Муфта свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями. Особенностью муфты ВТС СтВ-5 является то, что в самом стартере установлена только ведущая часть муфты. Ведомый храповик находится в коробке приводов ГТД. Такая конструкция позволяет исключить из редуктора вращающиеся детали после отключения ВТС, а также снизить его осевые габариты.

Масло в стартер подается из коробки приводов двигателя через маслоподводящую трубку 19. Смазка шарикоподшипников и зубчатых колес внутри редуктора осуществляется разбрызгиванием масла вращающимися деталями. Масло к роликоподшипникам сателлитов подводится за счет центробежных сил из закрепленного на водиле маслоуловителя 20, в который масло подается из жиклера в корпусе редуктора. Масло из редуктора сливается в коробку приводов двигателя через отверстия в корпусе, расположенные таким образом, чтобы в редукторе всегда оставался некоторый уровень масла.

Для контроля состояния редуктора стартера на его корпусе установлена магнитная пробка 21, при осмотре которой можно определить наличие стальной стружки в редукторе, т.е. на ранней стадии выявить начало развития дефектов.

Центробежный выключатель относится к системе аварийного выключения стартера и предназначен для его автоматического отключения при достижении турбиной предельно допустимой частоты вращения. Центробежный выключатель состоит из центробежного датчика 22 и выключателя 23. В данной конструкции центробежный датчик непосредственно вмонтирован в ротор турбины 4, что обеспечивает прямой контроль частоты вращения ее ротора. Такая конструкция более надежна, т.к. не имеет промежуточных элементов для привода центробежного датчика. При достижении ротором турбины предельной частоты вращения грузы датчика 22 поворачиваются в пазах и перемещают влево толкатель, который через рычажную систему нажимает на кнопку выключателя 23. Выключатель выдает в систему управления двигателем сигнал на отключение стартера.

11.3.2 - Регулирующие и отсечные воздушные заслонки

Включение и выключение подвода воздуха к ВТС, а также ограничение максимального давления на входе в ВТС выполняется автоматически управляемой заслонкой. Заслонка должна обеспечивать медленное открытие и плавное нарастание рабочего давления воздуха (в течение 2...7 секунд) в начале запуска, и быстрое, за время не более одной секунды, закрытие подачи воздуха по сигналу САУ ГТД. Автоматически управляемая заслонка размещается в питающей магистрали вблизи ВТС или непосредственно на нем.

На Рис. 11.9, 11.9 приведены принципиальная схема управления и регулирования, а также конструкция заслонки.

Принцип работы регулирующей заслонки основан на создании разности давлений воздуха в наружной 1 и внутренней 2 полостях пневмоцилиндра.

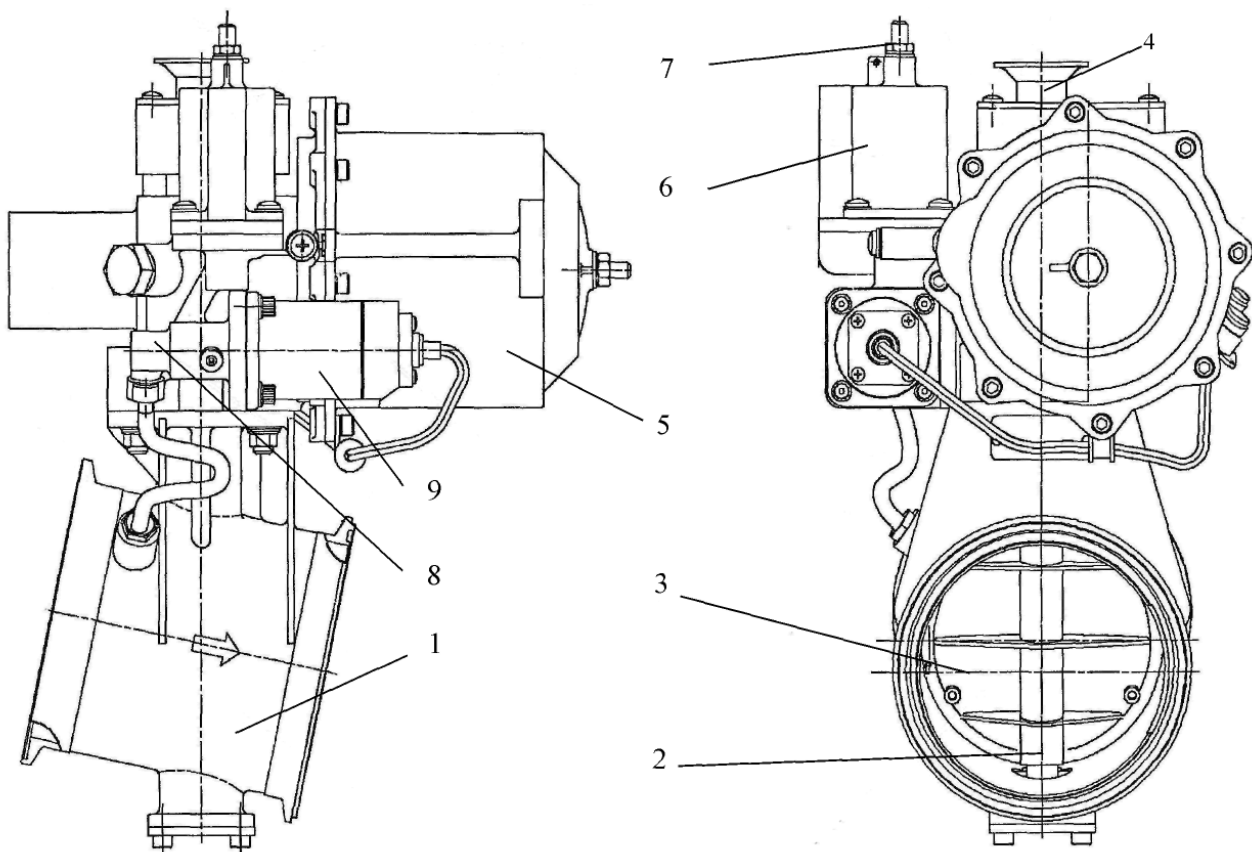


Рисунок 11.8 - Регулирующая заслонка фирмы Allied Signal (Рисунок любезно предоставлен компанией Honeywell)

1 – корпус; 2 – ось заслонки; 3 – заслонка; 4 – наконечник под ключ для ручного открытия заслонки; 5 – пневмоцилиндр; 6 – регулятор давления; 7 – регулировочный винт регулятора давления; 8 – командный узел; 9 – электромагнит

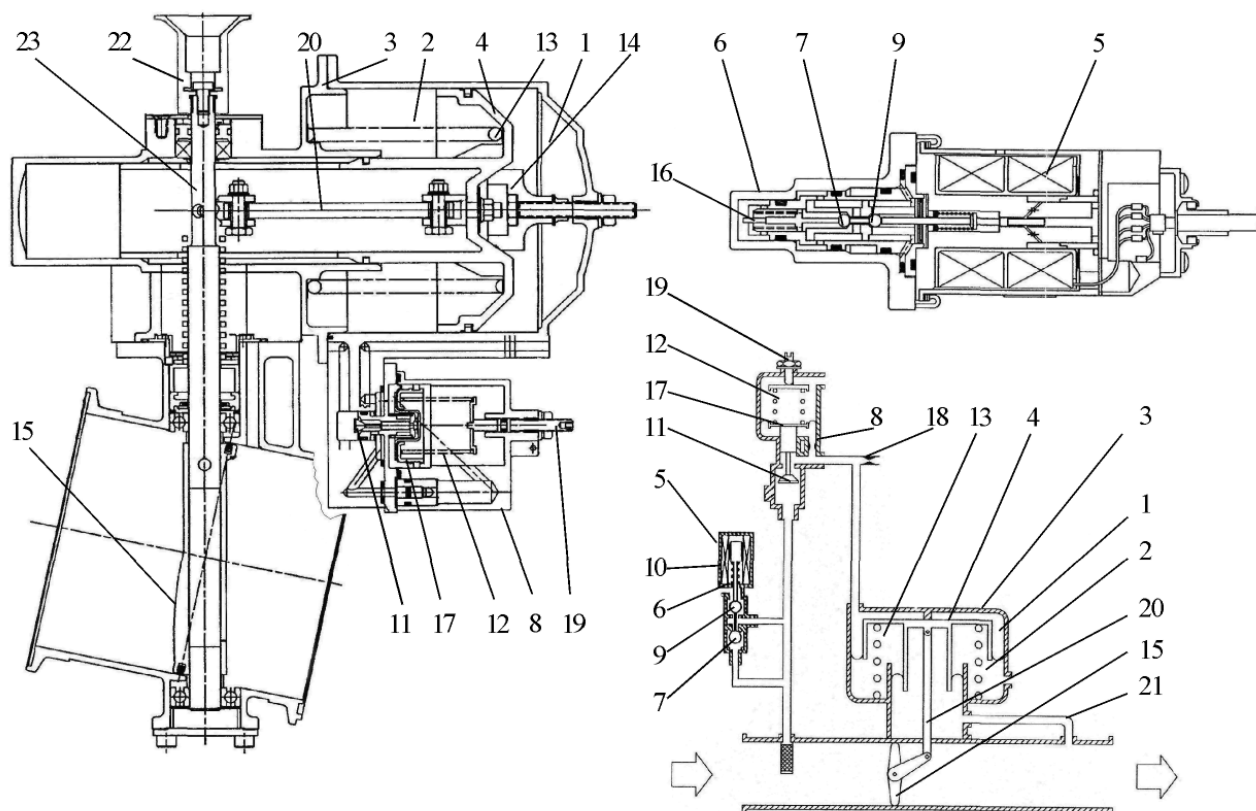


Рисунок 11.9 – Продольное сечение элементов и принципиальная схема регулирующей заслонки фирмы Allied Signal (Рисунок любезно предоставлен компанией Honeywell)

1 – наружная полость пневмоцилиндра; 2 – внутренняя полость пневмоцилиндра; 3 – пневмоцилиндр; 4 – сервопоршень; 5 – электромагнит; 6 – командный узел; 7 – клапан подвода воздуха; 8 – регулятор давления; 9 – клапан стравливания воздуха; 10 – жиклер; 11 – клапан; 12 – пружина; 13 – пружина; 14 – упор для регулировки закрытого положения заслонки; 15 – заслонка; 16 – пружина; 17 – мембрана; 18 – жиклер; 19 – регулировочный винт; 20 – система рычагов; 21 – трубопровод; 22 – наконечник под ключ для ручного открытия заслонки; 23 – ось заслонки

ра 3. Причем площадь сервопоршня 4, на которую действует давление в наружной полости больше, чем его площадь, на которую действует давление во внутренней полости. Разделение полостей и уплотнение сервопоршня осуществляется эластичными мембранами или уплотнительными кольцами.

В исходном положении электромагнит 5 командного узла 6 обесточен, подвод воздуха сферическим клапаном 7 к регулятору давления 8 перекрыт, а через открытый клапан 9 давление перед регулятором давления стравливается в атмосферу через жиклер 10. Клапан 11 регулятора давления под расположенной в нем пружины 12 полностью открыт. Давление во внешней и внутренней полостях пневмоцилиндра равно атмосферному, сервопоршень отжат действующей на него пружины 13 до упора 14, которым регулируется полностью закрытое положение заслонки 15.

По команде на включение ВТС подается напряжение на электромагнит командного узла, который, преодолевая усилие пружины 16, переключает сферические клапаны. При этом клапан 7 открывает подвод воздуха из магистрали перед заслонкой к регулятору давления, а клапан 9 перекрывает стравливание воздуха в атмосферу. Мембрана регулятора 17 под давлением воздуха прогибается, сжимая пружину регулятора 12, и уменьшает проходное сечение клапана 11. Приток воздуха в полость за клапаном уменьшится. Поскольку эта полость через жиклер 18 суфлируется с атмосферой, в полости устанавливается выходное давление регулятора, определяемое соотношениями проходных сечений прикрытого клапана и жиклера. Выходное давление в требуемых пределах достигается регулировкой затяжки пружины винтом 19.

Под действием выходного давления регулятора, которое передается во внешнюю полость пневмоцилиндра, сервопоршень начинает перемещаться и через систему рычагов 20 открывает заслонку, преодолевая сопротивление пружины и аэродинамический момент самой заслонки. Заслонка открывается до тех пор, пока возрастающее за ней давление, подведенное по трубопроводу 21 к внутренней полости пневмоцилиндра и направленное на прикрытие заслонки, не уравнивает силы, стремящиеся ее открыть. Если давление за заслонкой увеличится выше заданного, то возрастет и давление во внутренней полости пневмоцилиндра - сервопоршень начнет перемещаться и прикрывать заслонку до тех пор, пока вновь не установится равновесие действующих на него сил. При уменьшении давления за заслонкой уменьшается давление во внутренней полости пневмоцилиндра и сервопоршень начнет перемещаться, открывая заслонку на большую величину.

При выключении ВТС отключается электромагнит командного узла заслонки. Под действием пружины 16 клапаны 7 и 9 возвращаются в исходное состояние. При этом перекрывается подвод воздуха с входа к регулятору давления и воздух начинает стравливаться в атмосферу через жиклеры 10 и 18 из полости регулятора давления и из внешней полости пневмоцилиндра. Под действием пружины сервопоршень перемещается до упора, полностью закрывая заслонку.

При возникновении в системе какой-либо неисправности заслонку можно открыть вручную специальным ключом, который устанавливается в гнездо наконечника 22 на оси 23 заслонки.

На Рис. 11.10 приведен разрез регулирующей заслонки ВТС СтВ-5. В отличие от предыдущей конструкции она является принадлежностью стартера.

Регулирующая заслонка включает в себя корпус 1, плунжер 2 со штоком 3, командный узел и пневморегулятор. Данная регулирующая заслонка входит в состав стартера, поэтому имеет с одной стороны фланец для крепления трубопровода подвода воздуха, а с другой - фланец для крепления к переднему корпусу редуктора. На корпусе заслонки имеется прилив, в который ввернут штуцер 4, служащий для измерения давления воздуха перед турбиной по которому выполняется настройка регулирующей заслонки при испытаниях. К корпусу заслонки крепится сопловой аппарат 5 первой ступени турбины и опора плунжера 6. В опоре плунжера перемещается шток с плунжером. Кроме этого в корпус заслонки запрессовано седло 7, к которому под действием двух пружин 8 прижимается

плунжер. На плунжере имеется уплотнение, состоящее из фторопластовых манжет, лепестковых пружин и промежуточных колец, затянутых гайкой 9. Командный узел состоит из электромагнита 10 и подпружиненных клапана 11 и штока 12. Пневморегулятор состоит из корпуса 13, плунжера 14, клапана 15, регулировочного винта 16 и пружины 17.

Внутри корпуса заслонки на штоке плунжера установлены дублирующая заслонка 18 и ее пружина 19. Дублирующая заслонка представляет собой тонкостенный цилиндр, соединенный тремя ребрами с центральной втулкой. Для фиксации дублирующей заслонки за имеющееся на ее втулке отверстие снаружи корпуса заслонки закреплен переходник 20 с пружиной 21 и штоком 22, который может перемещаться в направляющих втулках стойки 23. На переходнике закреплен электромагнит 24 дублирующей заслонки. Зазор между дублирующей заслонкой и корпусом заслонки уплотняется плавающим уплотнительным фторопластовым кольцом 25, установленным в проточке седла.

На Рис. 11.11 приведена принципиальная схема регулирующей заслонки стартера СтВ-5.

При отсутствии давления воздуха плунжер 1 заслонки, под действием пружин 2, находится в крайнем левом положении, т.е. заслонка закрыта. При подаче сжатого воздуха на вход в стартер заслонка также остается закрытой, т.к. давление воздуха на плунжер уравнивается давлением воздуха в подплунжерной полости «А», которая соединена с входом в заслонку через канал «Б», открытый клапан 3 командного узла и канал «В». Дублирующая заслонка 4 прижата к конусу плунжера своей пружиной 5.

При подаче питания электромагнит командного узла 6 перемещает влево шток 7 и клапан командного узла, сжимая пружину клапана 8. Одновременно включается электромагнит дублирующей заслонки 9, который, сжимая пружину 10, перемещает шток 11, фиксирующий ее за отверстие 12 в исходном положении. Клапан командного узла 3 закрывает доступ воздуха с входа заслонки через канал «Б» в подплунжерную полость «А», а шток командного узла 7 открывает доступ воздуха из подплунжерной полости в канал «Г», который соединен с атмосферой через жиклер 13. В результате сообщения подплунжерной полости с атмосферой появляется перепад давления на плунжере заслонки, под действием которого плунжер медленно перемещается вправо, смещаясь от седла 14 и открывая подачу сжатого воздуха на турбину.

Турбина плавно вступает в работу за счет дозированной подачи воздуха, определяемый в на-

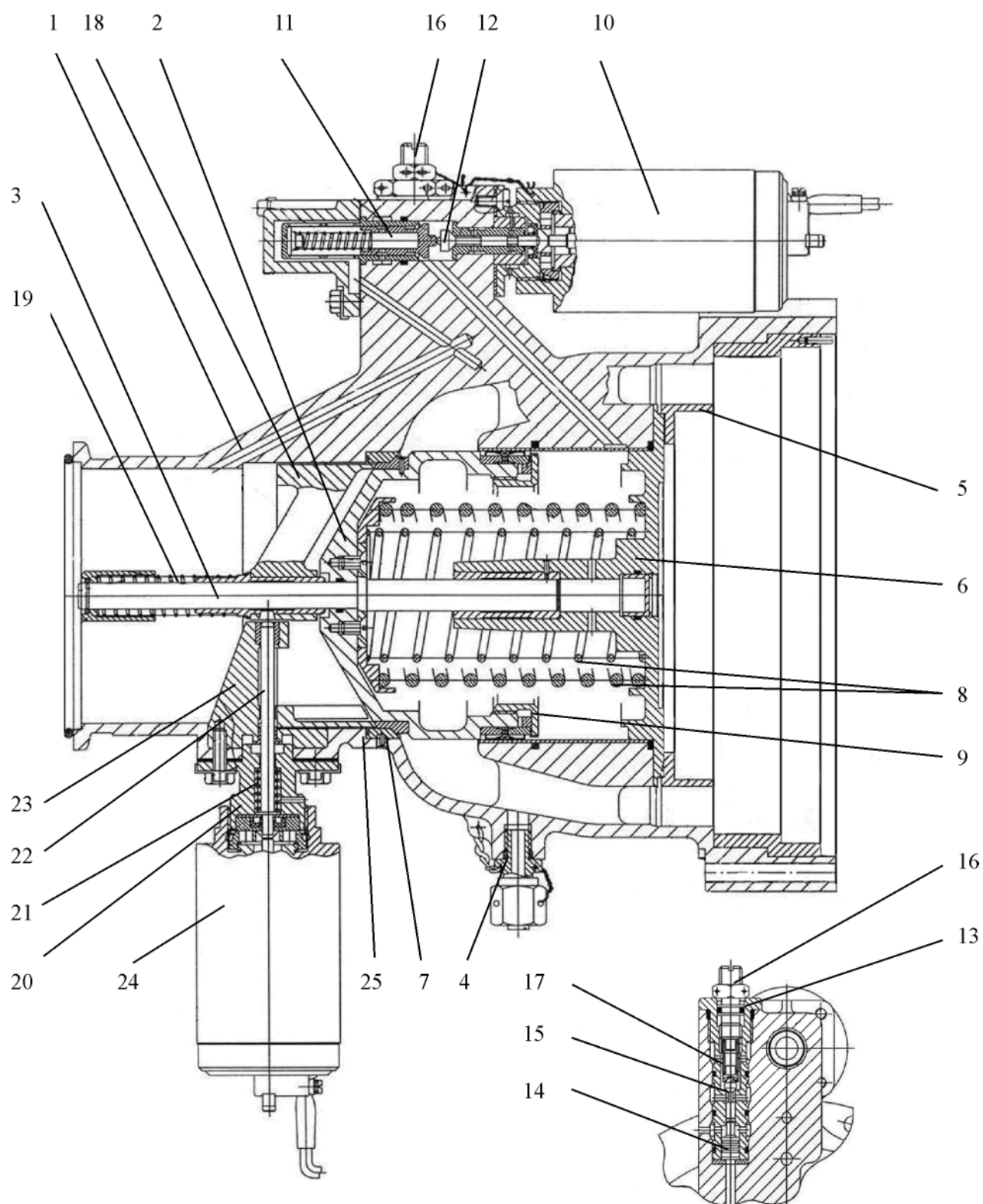


Рисунок 11.10 – Регулирующая заслонка воздушного турбостартера СтВ-5

1 – корпус заслонки; 2 – плунжер; 3 – шток; 4 – штуцер; 5 – сопловой аппарат I ступени турбины; 6 – опора плунжера; 7 – седло; 8 – пружины; 9 – гайка; 10 – электромагнит командного узла; 11 – клапан; 12 – шток; 13 – корпус пневморегулятора; 14 – плунжер пневморегулятора; 15 – клапан; 16 – регулировочный винт; 17 – пружина; 18 – дублирующая заслонка; 19 – пружина; 20 – переходник; 21 – пружина; 22 – шток; 23 – стойка; 24 – электромагнит дублирующей заслонки; 25 – уплотнительное кольцо

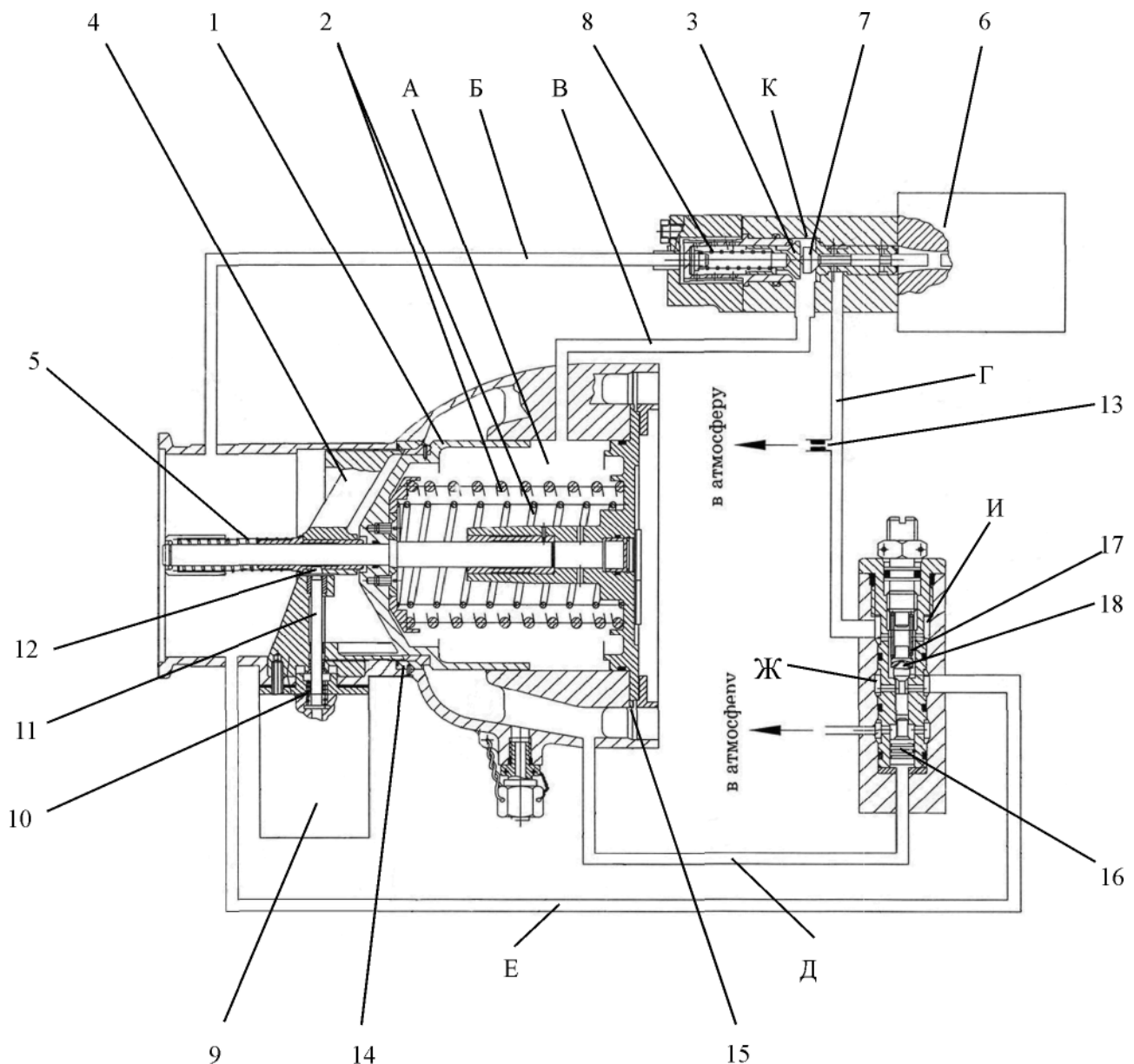


Рисунок 11.11 – Принципиальная схема регулирующей заслонки воздушного турбостартера СтВ-5
 1 – плунжер заслонки; 2 – пружины; 3 – клапан командного узла; 4 – дублирующая заслонка; 5 – пружина; 6 – электромагнит командного узла; 7 – шток; 8 – пружина; 9 – электромагнит дублирующей заслонки; 10 – пружина; 11 – шток; 12 – отверстие для фиксации дублирующей заслонки; 13 – жиклер; 14 – седло; 15 – сопловой аппарат; 16 – плунжер пневморегулятора; 17 – пружина; 18 – клапан пневморегулятора

чальный период открытия плунжера кольцевым зазором между седлом и цилиндрической частью плунжера. Давление воздуха перед сопловым аппаратом 15 через канал «Д» подается к плунжеру 16. При превышении давления воздуха перед турбиной давления настройки пневморегулятора плунжер 16 под действием давления воздуха, поступающего по каналу «Д», преодолевает усилие пружины 17 и открывает клапан 18. При этом воздух с входа в заслонку по каналу «Е» поступает в полость «Ж»,

далее через открытый клапан 18 воздух попадает в полость «И», канал «Г», соединенный переместившимся влево штоком 7 с полостью «К» командного узла, и далее по каналу «В» в подплунжерную полость «А». Давление в подплунжерной полости повышается, и плунжер заслонки 1 начинает перемещаться влево до тех пор, пока давление перед турбиной не уменьшится до давления настройки пневморегулятора, равному 2,9...3,2 кгс/см² (изб).

При давлении воздуха перед турбиной ниже величины, ограничиваемой пневморегулятором, плунжер заслонки перемещается вправо до упора, т.е. заслонка открывается полностью.

По истечении времени цикла раскрутки ГТД электромагнит командного узла 6 отключается. Клапан 3 и шток 7 командного узла под действием пружины 8 перемещаются вправо, перекрывая стравливание воздуха из подплунжерной полости «А» в атмосферу, и открывая доступ воздуха с входа в стартер в подплунжерную полость. Плунжер заслонки 1 перемещается влево, постепенно прекращая доступ воздуха на турбину. Через 1.....1,5 секунды, когда плунжер уже перекрыл проход воздуха к сопловому аппарату, подается сигнал на отключение электромагнита 9 дублирующей заслонки. При этом пружина 5 выталкивает шток 11 из отверстия в дублирующей заслонке, снимая ее фиксацию. Задержка отключения электромагнита дублирующей заслонки необходима для того, чтобы при штатном отключении стартера не происходила резкая отсечка дублирующей заслонкой отбора воздуха от ВСУ во избежание помпажа ее компрессора.

Дублирующая заслонка предназначена для быстрого прекращения подачи воздуха на турбину стартера при достижении ротором турбины предельной частоты вращения. В этом случае система управления двигателем, получив сигнал от центробежного выключателя стартера, одновременно выключает электромагниты командного узла и дублирующей заслонки

При выключении электромагнита дублирующей заслонки шток 11 под действием пружины 10 выходит из отверстия дублирующей заслонки и она под действием пружины 5 быстро перемещается по штоку до упора в конусную поверхность плунжера 1, перекрывая подачу воздуха на турбину стартера. При выключении электромагнита командного узла плунжер заслонки плавно перемещается влево, возвращая дублирующую заслонку в исходное положение.

В случае самопроизвольного открытия заслонки, например, при разгерметизации подплунжерной полости, когда не подается питание на электромагниты стартера, дублирующая заслонка будет перемещаться вправо вместе с плунжером, исключая доступ воздуха на турбину стартера.

11.3.3 - Струйное пусковое устройство ГТД

Для запуска двигателей также применяются струйные пусковые устройства, в которых рабочее

тело (сжатый воздух или газ) подается непосредственно на рабочие лопатки компрессора или турбины ГТД. Пример такого устройства показан на Рис. 11.12. На рабочих лопатках энергии сжатого воздуха или газа, подводимого от постороннего источника, преобразуется в кинетическую энергию вращения ротора ГТД.

Область применения подобных пусковых устройств - небольшие ЛА с малоразмерными ГТД, вспомогательные бортовые ГТД, подъемные ГТД самолетов с вертикальным взлетом и посадкой. Для запуска подъемных ГТД воздух отбирается от компрессора работающего маршевого ГТД.

Основным преимуществом такого пускового устройства является возможность значительного снижения массы и габаритов ГТД за счет исключения сложного кинематического привода от пускового устройства к ротору ГТД и самого пускового устройства. Главным недостатком является низкий к.п.д. Это объясняется рядом причин, основными из которых являются дополнительные потери энергии при воздействии струи на рабочие лопатки ротора ГТД и преобразовании ее в крутящий момент, отклонение выбранных геометрических углов пускового сопла от оптимальных величин. В частности, к такому отклонению вынуждены прибегать из-за применения полочных рабочих лопаток турбины и других особенностей конструкции узла турбины и компоновки пускового устройства на ГТД.

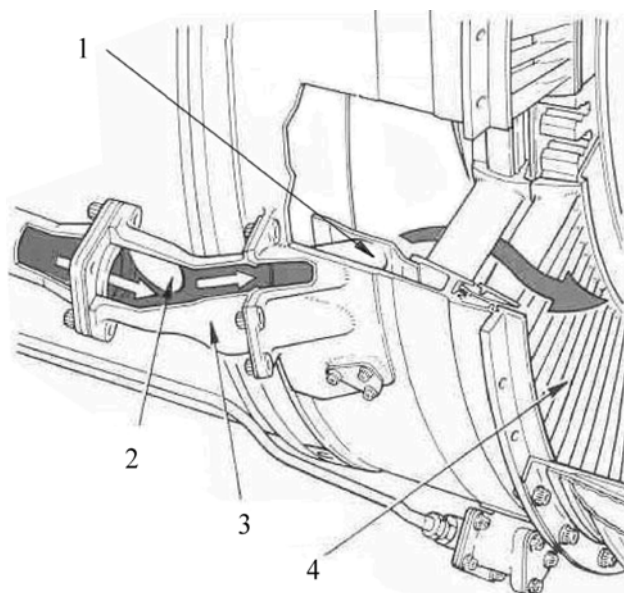


Рисунок 11.12 – Струйное пусковое устройство
(Печатается с разрешения фирмы Rolls-Royce)

1 – сопло; 2 – обратный клапан;
3 – патрубок входной; 4 – турбина

11.4 - Турбокомпрессорные пусковые устройства ГТД

Впервые в мире ТКС для запуска авиационных ГТД были спроектированы и изготовлены в Советском Союзе для ТРД АМ-3 пассажирского самолета Ту-104 [11.8].

Этот тип пускового устройства представляет собой малоразмерный ГТД с ограниченной продолжительностью работы (до 90...120 секунд) и мощностью от 50 до 200 кВт в стартерном режиме. Как правило, крутящий момент от турбины ТКС передается на ротор ГТД через редуктор стартера и коробку приводов.

Основное преимущество ТКС – это автономность, поэтому пусковое устройство этого типа нашло широкое применение для авиационных ГТД военного назначения. ТКС работают на основном топливе ГТД и поэтому практически не зависят от запаса рабочего тела на борту ЛА.

К недостаткам ТКС следует отнести значительную сложность, появление элементов горячей части в стартере, сложность размещения на ГТД, т.к. ТКС имеют большие габаритные размеры, необходимость размещения дополнительных агрегатов, обслуживающих данный тип пускового устройства, и высокую стоимость.

11.4.1 - Классификация ТКС ГТД

По схеме турбокомпрессора ТКС классифицируются на одновальные и со свободной турбиной.

Преимуществом одновальной схемы является относительно малое количество элементов горячей части (одна ступень турбины). Мощность на раскрутку ротора ГТД при запуске отбирается от вала турбокомпрессора через редуктор. Однако, при этом необходимо специальное устройство для плавного соединения стартера с ротором ГТД, например, на ТРД АМ-3М для этого используется гидромuftа.

ТКС со свободной турбиной не требуют специального устройства для плавного соединения стартера с ротором ГТД. Роль силового элемента, раскручивающего ротор ГТД, выполняет свободная турбина, имеющая с турбокомпрессором стартера только газодинамическую связь. Поэтому для сцепления с ГТД здесь применяются те же элементы конструкции, что и на ВТС (редуктор и муфта свободного хода).

На современных ЛА военного назначения все большее распространение получают ТКСЭ, которые кроме выполнения функции пускового устройства служат бортовым источником энергии для

привода агрегатов самолетных энергосистем при наземной проверке и подготовке ЛА. При выходе из строя основных систем ЛА или двигателя ТКСЭ служат также в качестве аварийного привода коробки приводов с агрегатами в условиях полета для обеспечения работы аварийных энергосистем.

11.4.2 - Принцип действия ТКС

Основными элементами ТКС являются газогенератор, силовая турбина и редуктор. В ряде конструкций ТКС для привода газогенератора и запуска основного ГТД используется одна и та же турбина (одновальный ТКС).

Запуск ТКС выполняется электростартером. Обычно ротор электростартера с ротором турбокомпрессора ТКС соединяется через муфту свободного хода или через редуктор с небольшим передаточным отношением и муфту свободного хода. Отключается электростартер либо по времени, либо по сигналу центробежного выключателя, встроенного в электростартер или приводимого от ротора турбокомпрессора ТКС.

В большинстве конструкций ТКС используется одноступенчатый центробежный компрессор. Колесо компрессора устанавливается на одном валу с одноступенчатой осевой или центростремительной турбиной. В выполненных конструкциях иногда используются вращающиеся направляющие аппараты и, как правило, колесо (крыльчатка) компрессора имеет односторонний вход. На выходе из колеса применяются безлопаточные и лопаточные диффузоры, в которых кинетическая энергия потока воздуха на выходе из колеса преобразуется в энергию давления.

После диффузора и поворота на 90° поток воздуха попадает в кольцевую прямоточную или противоточную камеру сгорания. Часть воздуха через щели стабилизатора попадает в первичную зону горения. Другая часть через отверстия для подвода вторичного воздуха подмешивается к газам, снижая их температуру до уровня, допускаемого условиями прочности сопловых и рабочих лопаток турбины. Смесь, состоящая из газа и вторичного воздуха, попадает на лопатки соплового аппарата, а затем на рабочие лопатки турбины.

В турбине турбокомпрессора одновального ТКС срабатывает давление, с которым газ подводится из камеры сгорания. Если ТКС выполнен со свободной турбиной, то одна часть давления срабатывает в турбине турбокомпрессора, а другая часть — в силовой (свободной) турбине. Давление выходящих газов обычно близко к атмосферному.

После отключения электростартера ТКС выходит на режим раскрутки ротора запускаемого двигателя. Ротор ГТД с помощью ТКС раскручивается до частоты вращения, при которой мощность турбины ГТД становится достаточной для самостоятельного выхода двигателя на режим «малого газа». После чего ТКС по сигналу САУ ГТД отключается - прекращается подача топлива.

Механическое рассоединение выходного вала ТКС и ротора двигателя осуществляется автоматически с помощью муфты свободного хода.

11.4.3 - Одновальный ТКС

На Рис. 11.13 представлена конструкция одновального ТКС С300-75, имеющего мощность 90...100 л.с. авиационного ТРД АМ-3М самолета Ту-104. Стартер расположен в коке входного устройства ГТД и крепится консольно к носку переднего корпуса компрессора и закрывается легкоъемным обтекателем. На выхлопном патрубке стартера устанавливается заслонка, автоматически открываемая только во время запуска. Во время работы двигателя она закрывается для исключения авторотации ротора ТКС от набегающего потока воздуха.

Стартер состоит из турбокомпрессора и редуктора с гидромуфтой и муфтой свободного хода. Турбокомпрессор в свою очередь состоит из следующих основных узлов: крыльчатки центробежного компрессора 1, камеры сгорания с кольцевой жаровой трубой 2, одноступенчатой турбины 3 выхлопного патрубка 4. Основным узлом турбокомпрессора является ротор, представляющий собой вал 5, на одном конце которого укреплен турбина, на другом - крыльчатка центробежного компрессора.

Вал ротора вращается в подшипниках скольжения 6 и 7, установленных в корпусе компрессора 8.

На дисковой части корпуса компрессора винтами укреплен лопаточный диффузор 9, который вместе с крыльчаткой центробежного компрессора закрыт крышкой 10. Крышка и корпус компрессора крепятся винтами к корпусу турбины 11, являющемуся одновременно кожухом камеры сгорания.

Камера сгорания стартера кольцевого типа. На выходе из камеры располагается сопловой аппарат 12, который через переходник крепится вместе с камерой сгорания к корпусу компрессора. На

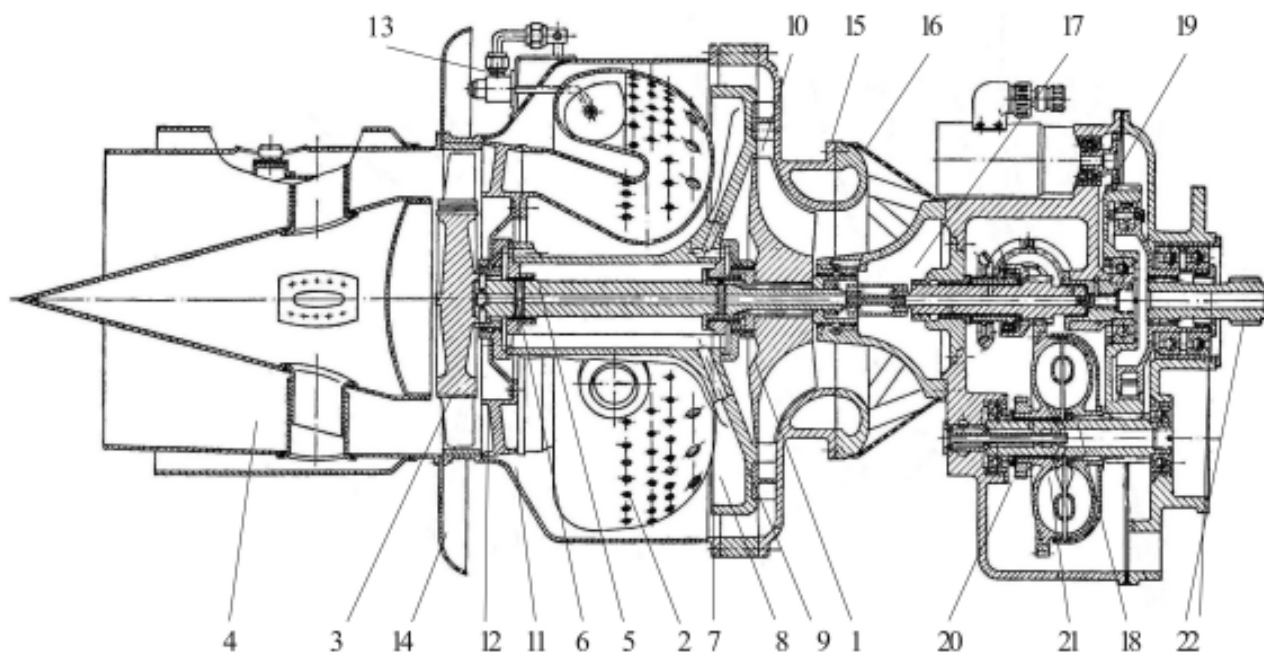


Рисунок 11.13 - Турбокомпрессорный стартер С300-75

1 – крыльчатка компрессора; 2 – жаровая труба камеры сгорания; 3 – турбина; 4 – выхлопной патрубок; 5 – вал ротора; 6 – подшипник скольжения; 7 – подшипник скольжения; 8 – корпус компрессора; 9 – лопаточный диффузор; 10 – крышка; 11 – корпус турбины; 12 – сопловой аппарат; 13 – форсунка; 14 – противопожарный экран; 15 – воздухопод; 16 – сетка; 17 – ведущий вал редуктора; 18 – ведомый вал редуктора; 19 – храповая муфта свободного хода; 20 – ведущее колесо гидромуфты; 21 – ведомое колесо гидромуфты; 22 – приводной валик.

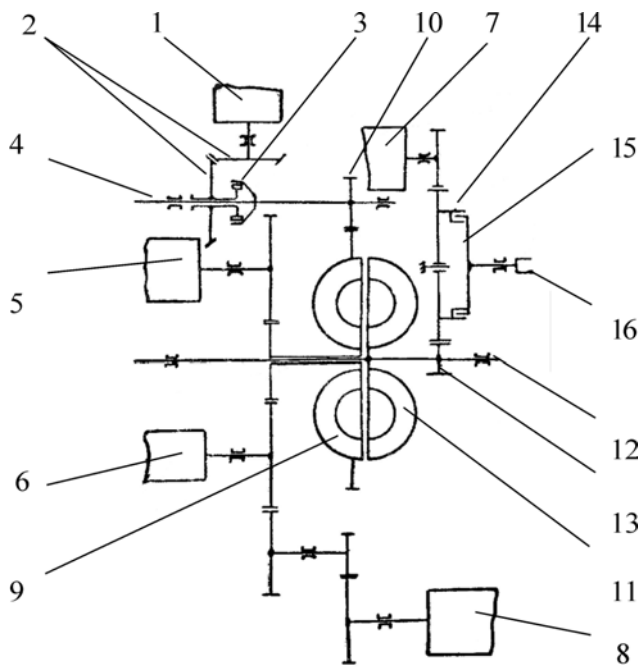


Рисунок 11.14 – Кинематическая схема турбокомпрессорного стартера С300-75
 1 – электростартер; 2 – конические зубчатые колеса; 3 – муфта свободного хода роликового типа; 4 – ведущий вал редуктора; 5 – масляный насос; 6 – насос-регулятор; 7 – датчик частоты вращения выходного вала ТКС; 8 – датчик частоты вращения ведущего вала ТКС (ротора турбокомпрессора); 9 – ведущее колесо гидромуфты; 10 – зубчатое колесо ведущего вала редуктора; 11 – ведомое колесо гидромуфты; 12 – ведомый вал редуктора; 13 – зубчатое колесо ведомого вала; 14 – храповик муфты свободного хода; 15 – поводок с собачками; 16 – валик привода

кожухе камеры сгорания расположены пять рабочих форсунок 13, подающих топливо в камеру сгорания, и два воспламеняющих устройства. Топливо в камеру сгорания подается по касательной. Со стороны турбины к кожуху крепится противопожарный экран 14 и выхлопной патрубок.

Турбокомпрессор крепится к редуктору с помощью воздуховода 15, выполненного для этой цели в виде силовой фермы. Проточный канал воздуховода снаружи закрыт сеткой 16 для защиты от попадания посторонних предметов.

Редуктор ТКС двухступенчатый. Кроме понижения частоты вращения редуктор обеспечивает привод агрегатов, обслуживающих стартер. В кор-

пусе редуктора располагаются все элементы его конструкции: ведущий вал 17, соединенный с валом турбокомпрессора, ведомый вал 18, зубчатые колеса, муфта свободного хода роликового типа электростартера, гидромуфта, служащая для плавного подключения работающего стартера к двигателю, и муфта свободного хода храпового типа 19, отсоединяющая ТКС от ротора ГТД после его запуска. Передача крутящего момента от ТКС к ротору двигателя осуществляется через приводной вал 22.

Гидромуфта состоит из ведущего 20 и ведомого 21 колес, которые представляют собой половину тонкостенного тора, на внутренней поверхности колес имеются радиальные лопасти. Ведущее колесо является насосным, а ведомое – турбинным.

Крутящий момент от ТКС к ротору двигателя передается через приводной вал 22.

Кинематическая схема стартера представлена на Рис. 11.14.

На корпусе редуктора располагаются все агрегаты, обслуживающие стартер. Электростартер 1 коническими зубчатыми колесами 2 соединен с ведущей частью муфты свободного хода роликового типа 3, расположенной на ведущем валу редуктора 4. Вал 4 жестко связан с ротором турбокомпрессора. Масляный насос 5, топливный насос-регулятор 6, датчик частоты вращения выходного вала стартера 7 и датчик частоты вращения ведущего вала 8. Кроме них на редукторе специальными кронштейнами крепятся агрегат зажигания и электромагнитный топливный кран.

Ведущее колесо 9 гидромуфты на наружной поверхности имеет зубчатый венец, который находится в зацеплении с зубчатым колесом 10, выполненным за одно целое с ведущим валом редуктора. Ведомое колесо 11 гидромуфты соединено с ведомым валом 12. Зубчатое колесо 13 ведомого вала приводит во вращение храповик 14 храповой муфты свободного хода. Поводок с «собачками» 15 муфты свободного хода шлицами соединен с валом привода 16, который передает крутящий момент на коробку приводов двигателя.

Принцип работы ТКС С300-75 следующий. Для запуска двигателя на самолете включается главный переключатель. При этом открывается заслонка выхлопного патрубка стартера. После нажатия кнопки «Запуск» включается электростартер, агрегат зажигания и электромагнитный топливный кран ТКС. Электростартер раскручивает ротор стартера через два конических зубчатых колеса и муфту свободного хода роликового типа. При достижении необходимого начального давления топлива насос-регулятор подает его в пусковые фор-

сунки воспламенителей и в основные форсунки стартера. Свечи зажигания, установленные в воспламенителях, поджигают пусковое топливо, образовавшийся факел пламени поджигает топливо, распыляемое основными форсунками. Далее дозирование топлива насосом – регулятором производится в зависимости от давления воздуха за компрессором и от частоты вращения ротора ТКС. После раскрутки ротора до 4500...5000 об/мин вступает в работу его турбина, мощность которой увеличивается с ростом частоты вращения. При достижении ротором стартера частоты вращения 8000...12500 об/мин электростартер отключается, роликовая муфта свободного хода расцепляет его с ротором, далее стартер самостоятельно выходит на номинальный режим.

При частоте вращения ротора ТКС 29000 об/мин начинается постепенное заполнение гидромуфты маслом. Лопатки ведущего (насосного) колеса гидромуфты создают циркулирующий вращающийся поток масла, который передает энергию лопаткам ведомого (турбинного) колеса, плавно приводя его во вращение. Вращение от ведомого колеса гидромуфты передается ротору двигателя через храповую муфту свободного хода и приводной валик. После запуска двигателя выключается электромагнитный топливный кран, который перекрывает подачу топлива в камеру сгорания ТКС. Ротор стартера начинает останавливаться, и храповая муфта свободного хода расцепляет стартер с ротором двигателя. Во время выбега ротора ТКС сливается масло из гидромуфты. На этом цикл работы стартера заканчивается.

11.4.4 - ТКС со свободной турбиной

На Рис. 11.15 представлена конструкция ТКС ТКС-48 со свободной турбиной. Стартер устанавливается на авиационный ТРДДФ Д-30Ф6 самолета МиГ-31.

Турбостартер ТКС-48 представляет собой малоразмерный ГТД со свободной турбиной и предназначен для раскрутки ротора КВД при холодной прокрутке, ложном запуске и запуске на земле. ТКС крепится на коробке приводов быстротъемным хомутом и двумя тягами подкрепления, закрепленными на силовой оболочке ГТД. ТКС имеет масляную и топливную системы, системы запуска и зажигания, кислородную систему и термопару для замера температуры выхлопных газов.

Конструктивно ТКС состоит из турбокомпрессора и свободной турбины с редуктором.

В состав турбокомпрессора входят компрессор, камера сгорания и турбина. Компрессор ТКС

центробежного типа. Крыльчатка 1 компрессора установлена на вал, который выполнен за одно целое с диском рабочего колеса 2 турбины. Крыльчатка компрессора, вал и рабочее колесо турбины составляют ротор турбокомпрессора. Ротор вращается в шариковом 3 и роликовом 4 подшипниках. Смазка подшипников принудительная - масло под давлением подводится через форсунки. Для исключения утечек масла в газозвдушный тракт со стороны компрессора установлено контактное графитовое уплотнение, а со стороны турбины имеется лабиринтное уплотнение.

Диффузор 5 компрессора радиально-осевой с двумя рядами спрямляющих лопаток. На внутреннем торце корпуса диффузора выполнены четыре узла крепления топливокислородного коллектора 6 с форсунками. На наружной поверхности корпуса диффузора выполнены узлы крепления штуцеров подвода топлива и кислорода к форсункам. К диффузору большим фланцем крепится корпус воздуховода 7. На малом фланце корпуса воздуховода закреплена ферма воздуховода 8, входная часть которой закрыта сеткой 9. Ферма воздуховода и корпус воздуховода образуют противопомпажную полость 10. На малый фланец фермы воздуховода установлен электростартер 11 с ведущей частью муфты свободного хода 12 храпового типа с торцевыми зубьями. Ведомый храповик установлен в крыльчатке компрессора. В ведущей части храповой муфты имеется фрикционная муфта, которая, проскальзывая, предохраняет элементы конструкции от поломки при ударе, возникающем в момент зацепления храповой муфты при включении электростартера.

Камера сгорания ТКС кольцевого типа. Она состоит из корпуса 13, жаровой трубы 14 с четырьмя головками и топливно-кислородного коллектора с четырьмя форсунками. Внутри корпуса 13 на стойках приварена силовая труба, в которой установлены подшипники ротора турбокомпрессора и форсунки для их смазки. На обечайке корпуса приварены фланцы для установки двух свечей зажигания 15, штуцер дренажа топлива 16, штуцер слива масла 17, штуцер подвода масла 18 к подшипникам ротора турбокомпрессора.

Турбина турбокомпрессора одноступенчатая и состоит из соплового аппарата 19 и рабочего колеса с лопатками. Лопатки закреплены в диске при помощи замков «елочного» типа.

Свободная турбина представляет собой ротор 20, который включает рабочее колесо, состоящее из диска и лопаток, соединенных с диском при помощи замков «елочного» типа. Диск турбины выполнен за одно целое с валом. Ротор свободной

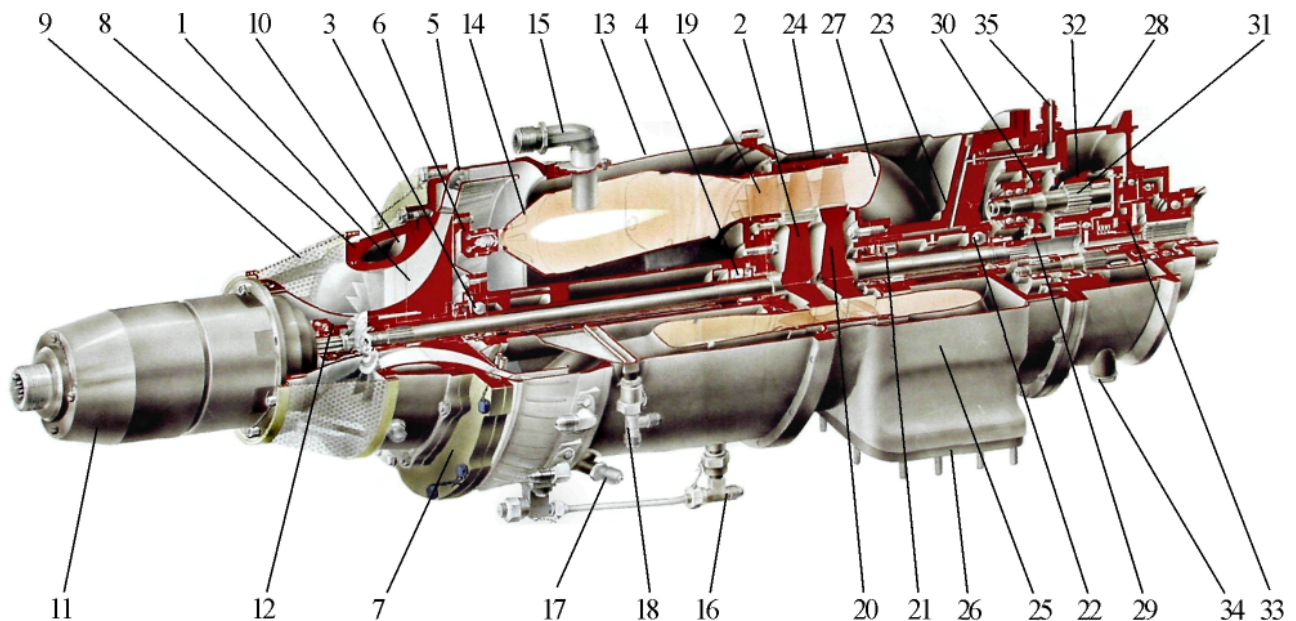


Рисунок 11.15 - Турбокомпрессорный стартер ТКС-48

1 – крыльчатка компрессора; 2 – рабочее колесо турбины турбокомпрессора; 3 – шарикоподшипник; 4 – роликоподшипник; 5 – диффузор; 6 – топливокислородный коллектор с форсунками; 7 – корпус воздуховода; 8 – ферма воздуховода; 9 – сетка; 10 – противопомпажная полость; 11 – электростартер; 12 – ведущая часть храповой муфты; 13 – корпус камеры сгорания; 14 – жаровая труба; 15 – свеча зажигания; 16 – штуцер дренажа; 17 – штуцер слива масла; 18 – штуцер подвода масла; 19 – сопловой аппарат; 20 – ротор свободной турбины; 21 – роликоподшипник; 22 – шарикоподшипник; 23 – корпус свободной турбины; 24 – обод; 25 – выхлопной патрубок; 26 – выхлопной фланец; 27 – улитка; 28 – корпус редуктора; 29 – ведущая шестерня; 30 – ведомое зубчатое колесо первой ступени; 31 – шестерня-валик; 32 – колокольное зубчатое колесо; 33 – муфта свободного хода; 34 – заглушка отверстия слива масла; 35 – штуцер подвода масла.

турбины вращается в роликовом 21 и шариковом 22 подшипниках, установленных в корпусе свободной турбины 23. Смазка подшипников принудительная, производится подводом масла через форсунки под давлением. Для исключения утечек масла со стороны роликового подшипника имеется контактное графитовое уплотнение. Для улучшения герметичности и охлаждения уплотнение наддувается сжатым воздухом, отбираемым из наружного контура ГТД. Полость наддува образована с одной стороны лабиринтным уплотнением, а с другой - графитовым уплотнением.

Над рабочими колесами турбины турбокомпрессора и свободной турбины установлен являющийся корпусом обод 24 с легко истираемые вставками, которые позволяют обеспечивать минимальные радиальные зазоры между рабочими лопатками и корпусом с целью повышения к.п.д.

Свободная турбина не имеет соплового аппарата, поэтому ее ротор вращается против направления вращения ротора турбокомпрессора. Исклю-

чение соплового аппарата позволило сократить массу и осевой габарит ТКС. Учитывая, что при запуске двигателя свободная турбина не имеет стационарного режима, а только раскручивается от неподвижного состояния до максимальной частоты вращения при постоянном режиме работы турбокомпрессора, то оптимальный угол входа газа на рабочие лопатки свободной турбины обеспечивается только на одной определенной частоте ее вращения, как и при наличии соплового аппарата. Поэтому общие потери к.п.д. турбостартера из-за отсутствия соплового аппарата свободной турбины практически отсутствуют.

После свободной турбины отработанные газы направляются в сварной выхлопной патрубок 25. К обечайке кожуха приварены фланец 26 для крепления самолетного выхлопного патрубка, двухсторонняя улитка 27, штуцер для установки термодатчика, которая является датчиком температуры выхлопных газов, а также штуцер дренажа утечек из топливно-масляного агрегата.

Редуктор предназначен для понижения частоты вращения от свободной турбины к муфте сцепления с ГТД, а также для привода центробежного выключателя. Редуктор двухступенчатый шестипоточный. Состоит из корпуса 28, установленной на валу ротора свободной турбины ведущей шестерни 29, шести ведомых зубчатых колес 30 первой ступени, соединенных с шестью шестернями-валиками 31 (являются ведущими шестернями второй ступени), и колокольного зубчатого колеса 32 с внутренними зубьями. Колокольчатое зубчатое колесо связано с муфтой свободного хода 33.

Муфта свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями конструктивно входит в состав редуктора. Крутящий момент от муфты свободного хода к коробке приводов ГТД передается через шлицевой валик.

Подвод масла к редуктору и подшипникам свободной турбины выполнен от электроприводного топливомасляного агрегата. Смазка внутри редуктора – барботажная (разбрызгиванием масла вращающимися деталями). Масло из редуктора слив в коробку приводов ГТД через окно с сетчатым фильтром в торце корпуса редуктора. На корпусе редуктора выполнены отверстия для слива и заливки масла в масляную полость редуктора. Отверстия заглушены заглушками 34.

На корпусе редуктора также имеются фланец для установки центробежного выключателя, штуцер для подвода воздуха на наддув уплотнения свободной турбины (на рисунке не показаны) и штуцер подвода масла 35.

Центробежный выключатель (см. Рис. 11.16) предназначен для отключения стартера при достижении свободной турбиной максимальной частоты вращения. Центробежный выключатель состоит из зубчатого колеса 1, рычага 5, толкателя 6 и микровыключателя 7. Внутри зубчатого колеса 1 помещен центробежный датчик 2 со штоком 3 и пружиной 4. Полость с микровыключателем 7 при помощи манжеты 8 отделена от масляной полости, в которой находится зубчатое колесо с центробежным датчиком. Зубчатое колесо центробежного выключателя установлено в корпусе 9 в двух шарикоподшипниках и приводится во вращение от одного из ведомых зубчатых колес первой ступени редуктора ТКС.

Принцип работы ТКС-48 следующий. ТКС запускается электростартером, который передает крутящий момент на ротор турбокомпрессора через муфту свободного хода торцевого типа. Атмосферный воздух через защитную сетку воздуховода по каналу поступает на крыльчатку, а затем в лопаточный диффузор компрессора. В диффузоре ско-

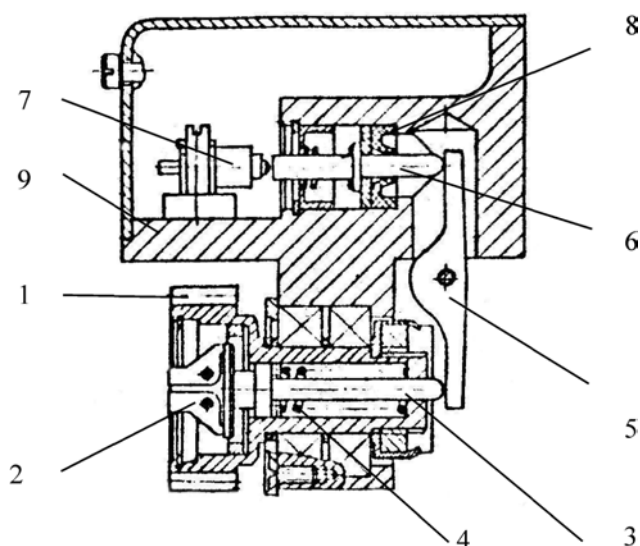


Рисунок 11.16 - Центробежный выключатель

1 – зубчатое колесо; 2 – центробежный датчик; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – рычаг; 6 – толкатель; 7 – микровыключатель; 8 – манжета; 9 – корпус

ростная энергия воздушного потока преобразуется в энергию давления.

Из диффузора сжатый воздух поступает в камеру сгорания, куда через четыре топливоокислородные форсунки впрыскивается мелко распыленное топливо. Топливо воспламеняется от двух свечей зажигания. Для обеспечения надежного розжига топлива в это время в форсунки подается кислород. После розжига агрегат зажигания и подача кислорода отключаются. Газы, образовавшиеся в результате сгорания топлива, и избыточный воздух, который подмешивается к ним для снижения температуры, поступают на турбину турбокомпрессора и свободную турбину.

Отработанные газы выбрасываются в атмосферу через выхлопной патрубок. При достижении ротором турбокомпрессора частоты вращения, при которой его турбина начинает развивать мощность, достаточную для вращения компрессора, электростартер отключается, и турбокомпрессор самостоятельно выходит на номинальный режим. Для этого подача топлива в камеру сгорания увеличивается пропорционально росту давления воздуха за компрессором. Во время выхода турбокомпрессора на режим увеличивается и крутящий момент, развиваемый свободной турбиной. Когда он становится достаточным для страгивания через редуктор ротора запускаемого двигателя, начинается его раскрутка.

При достижении ротором двигателя заданной частоты вращения по сигналу САУ прекращается подача топлива в камеру сгорания и ТКС выключается, его муфта свободного хода расцепляется. Если свободная турбина ТКС достигнет предельно допустимой частоты вращения из-за поломки в кинематической цепи передачи крутящего момента к двигателю или из-за отказа в САУ двигателя, датчик центробежного выключателя перемещает шток, который через рычаг и толкатель нажимает кнопку микровыключателя. Микровыключатель выдает сигнал на выключение ТКС. Более подробно работа систем ТКС-48 приведена ниже.

11.4.5 - Особенности систем ТКС

Поскольку ТКС представляет собой малоразмерные ГТД, для обеспечения их работы требуются системы:

- пусковая и зажигания;
- топливопитания и регулирования;
- смазки.

Эти системы аналогичны системам полноразмерных ГТД, но большинство из них имеют значительно упрощенные схемы.

В качестве пусковой системы ТКС, как правило, применяется электрическая система постоянного тока с номинальным напряжением 27 В. Располагаемая мощность электростартера зависит от выходной мощности ТКС и обычно не превышает 3 кВт.

Для запуска ТКС чаще всего используются электростартеры прямого действия, которые представляет собой электродвигатель постоянного тока последовательного возбуждения закрытого типа. Вал электростартера соединяется с ротором турбостартера через муфту свободного хода. Обычно в состав таких электростартеров входит центробежный выключатель для автоматического отключения электрического питания с целью исключения их раскрутки до частоты вращения выше предельно допустимой. Система питания электростартера двухпроводная от бортовой аккумуляторной батареи или от аэродромных источников питания. Электростартер обеспечивает проведение запуска, ложного запуска или холодной прокрутки ТКС. Длительность включения обычно не превышает 10...15 секунд.

Для розжига камеры сгорания ТКС применяются автономные низковольтные системы зажигания с агрегатом зажигания и полупроводниковыми свечами. Свечи зажигания устанавливаются непосредственно в камере сгорания в районе фронтального устройства.

Вместо непосредственного розжига используются также блоки факельного зажигания (воспламенители) для получения пускового факела. Воспламенитель включает в себя свечу и пусковую форсунку, питание которой осуществляется от отдельного источника давления, либо от топливного насоса ТКС с краном, который включается на время, необходимое для розжига камеры сгорания.

Системы зажигания ТКС аналогичны системам зажигания полноразмерных двигателей.

На сверхзвуковых самолетах, когда для основных двигателей применяется тяжелое высококипящее топливо, используемое также для работы ТКС, иногда для надежного розжига при низкой температуре окружающего воздуха в камеру сгорания подается кислород. Для этого на ТКС применяются двухконтурные топливокислородные форсунки. Из имеющегося на борту самолета баллона кислород через включающийся на время розжига кислородный электропневмоклапан и обратный клапан поступает во второй контур форсунок и смешивается с топливом, которое распыляется первым контуром. Обратный клапан исключает заполнение кислородной системы топливом из первого контура форсунок после отключения подачи кислорода.

Во время запуска необходимая последовательность и продолжительность работы агрегатов различных систем ТКС и их электрических элементов, а также ограничение продолжительности работы самого ТКС осуществляется программным механизмом и комплектом электромагнитных реле, которые входят в состав автомата пуска двигателя (пусковой панели), также применяемого для запуска основного двигателя.

В последнее время для обеспечения необходимой циклограммы работы ТКС используются электронные регуляторы двигателей.

Система топливопитания и регулирования предназначена для подачи топлива в ТКС в количестве, необходимом для каждого момента времени работы, и обеспечивает:

- запуск;
- поддержание необходимого режима работы;
- возможность полного прекращения подачи топлива при отключении ТКС.

У ТКСЭ система топливопитания и регулирования обеспечивает также поддержание постоянной частоты вращения выходного вала в режиме энергоузла.

Система топливопитания и регулирования ТКС состоит из насоса для создания необходимого давления топлива, регулятора и форсунок. Обычно насос и регулятор выполняются в виде объединенного агрегата – насоса-регулятора, при-

водимого от ротора ТКС через соответствующую зубчатую передачу. Такой агрегат имеет сходство с насосом-регулятором полноразмерного двигателя с гидромеханической системой топливопитания и регулирования, но в значительно упрощенном виде. В связи с низким потребным давлением топлива в насосах-регуляторах ТКС применяются шестеренные насосы вместо плунжерных. Ранее на ТКС в качестве рабочего топлива для облегчения розжига иногда использовался бензин. Для этого на ЛА размещался бак с пусковым топливом.

В некоторых случаях топливный насос и масляный насос выполняются с приводом от одного электродвигателя и образуют топливомасляный агрегат, в который встраиваются и элементы регулирования.

Обычно количество топлива, подаваемого в камеру сгорания ТКС, является функцией частоты вращения ротора турбокомпрессора или частоты вращения свободной турбины при работе в режиме энергоузла у ТКСЭ. Для этого применяются центробежные регуляторы с необходимыми корректировками.

Система топливорегулирования ТКС-48 имеет другую схему. Регулирование подачи топлива на установившемся режиме у этого турбостартера осуществляется по параметру π_k (степень повышения давления воздуха в компрессоре). Описание такой системы приведено далее.

Для регулирования подачи топлива в ТКС могут также применяться электронно-гидравлические системы.

ТКС обычно работает на том же масле, что и основной двигатель, поэтому масло для его смазки забирается из маслобака двигателя. Шестеренный маслонасос, приводимый через зубчатую передачу от ротора ТКС или от электродвигателя, под давлением подводит масло для смазки подшипников, зубчатых колес привода агрегатов и редуктора. У ТКС с гидромуфтой масло от маслонасоса также подается на ее заполнение. В некоторых конструкциях ТКС масло используется для охлаждения контактных уплотнений турбины и компрессора. Для ограничения максимального давления масла в системе смазки маслонасос обычно имеет редукционный клапан, который при превышении давления в системе сливает часть масла с выхода на вход в насос.

11.4.5.1 - Системы турбокомпрессорного стартера ТКС-48, принцип работы

Схема систем (кроме системы зажигания), обеспечивающих работу ТКС-48 (далее - турбо-

стартера), приведена на Рис. 11.17.

При нажатии на кнопку «Запуск» начинает работу программный механизм автомата пуска двигателя (АПД-58А) 1, который по заданной циклограмме обеспечивает включение и выключение агрегатов турбостартера 2 и двигателя в период запуска.

С 0-ой секунды АПД-58А включает агрегат зажигания турбостартера, обеспечивающий работу свечей зажигания. Одновременно через последовательно подключенный дополнительный резистор включается электростартер (СТ-115) 3. Установленная на стартере ведущая часть муфты свободного хода зацепляется с храповиком, установленным в крыльчатке, после чего начинается раскрутка ротора турбокомпрессора ТКС-48. Включение электростартера через дополнительный резистор и наличие в муфте свободного хода фрикционной муфты снижают величину ударного момента, возникающего при сцеплении муфты свободного хода.

На 1-ой секунде включается электродвигатель 4 топливомасляного агрегата (агрегат 4105) 5, который начинает раскручивать шестеренные насосы, создающие давление топлива (насос 6) и масла (насос 8) перед топливомасляным электромагнитным клапаном 10. Топливо поступает из топливной системы двигателя через фильтр 7. Масло поступает из маслобака двигателя 9.

На 2-ой секунде включается кислородный электропневмоклапан 11 - открывает подачу кислорода из баллона 12 через редуктор 13, понижающий давление до необходимого уровня, а также через обратный клапан 14 во второй контур форсунок турбостартера. На 2-ой секунде также включается топливомасляный электромагнитный клапан 10. При этом топливо с выхода агрегата 4105 через полностью открытое топливным дозирующим золотником 15 проходное сечение ограничителя π_k (агрегат 4081) 16 и масло с выхода агрегата 4105 начинают поступать в турбостартер. Топливо, поступающее в камеру сгорания через первый контур форсунок, смешивается с кислородом, поступающим через второй контур форсунок, и воспламеняется работающими свечами зажигания. Для улучшения распыления топлива оно в это время подается с повышенным давлением (с так называемым давлением «броска»). Величина этого давления определяется количеством топлива, сливаемого с выхода на вход топливного насоса агрегата 4105 через клапан «броска», проходное сечение которого регулируется винтом 17, а также через проходное сечение клапана-регулятора 18. В это время работа турбостартера из-за повышенного

давления топлива сопровождается повышенной температурой газа на выходе из камеры сгорания.

При достижении ротором турбокомпрессора частоты вращения 18500...20500 об/мин электростартер СТ-115 отключается по сигналу встроенного в него центробежного выключателя. Предусмотрено также отключение электростартера по времени через 10 секунд программным механизмом АПД-58А. Дальнейшая раскрутка ротора турбокомпрессора продолжается за счет избыточной мощности его турбины.

В момент выключения электростартера включается электромагнитный клапан 19 агрегата 4105, открывающий дополнительный слив топлива с выхода насоса на его вход через клапан-регулятор 18, у которого проходное сечение отрегулировано винтом 20. При этом давление топлива на форсунках

уменьшается до величины так называемого «начального» давления. Температура газа на выходе из камеры сгорания снижается до номинальной. По мере раскрутки ротора турбокомпрессора растет давление за компрессором, которое подводится к сильфону клапана-регулятора 18 через ресивер 21. Удлиняясь по мере увеличения давления воздуха, сильфон прикрывает клапан-регулятор, уменьшая количество топлива, сливаемого на вход в насос. Это приводит к увеличению давления топлива, подаваемого в форсунки, пропорционально увеличению избыточного давления воздуха за компрессором. Ресивер (бачок емкостью 500 см³) в магистрали подвода воздуха к сильфону клапана-регулятора обеспечивает динамическое запаздывание увеличения расхода топлива на разгоне, благодаря чему исключается неустойчивая работа и срыв пламени.

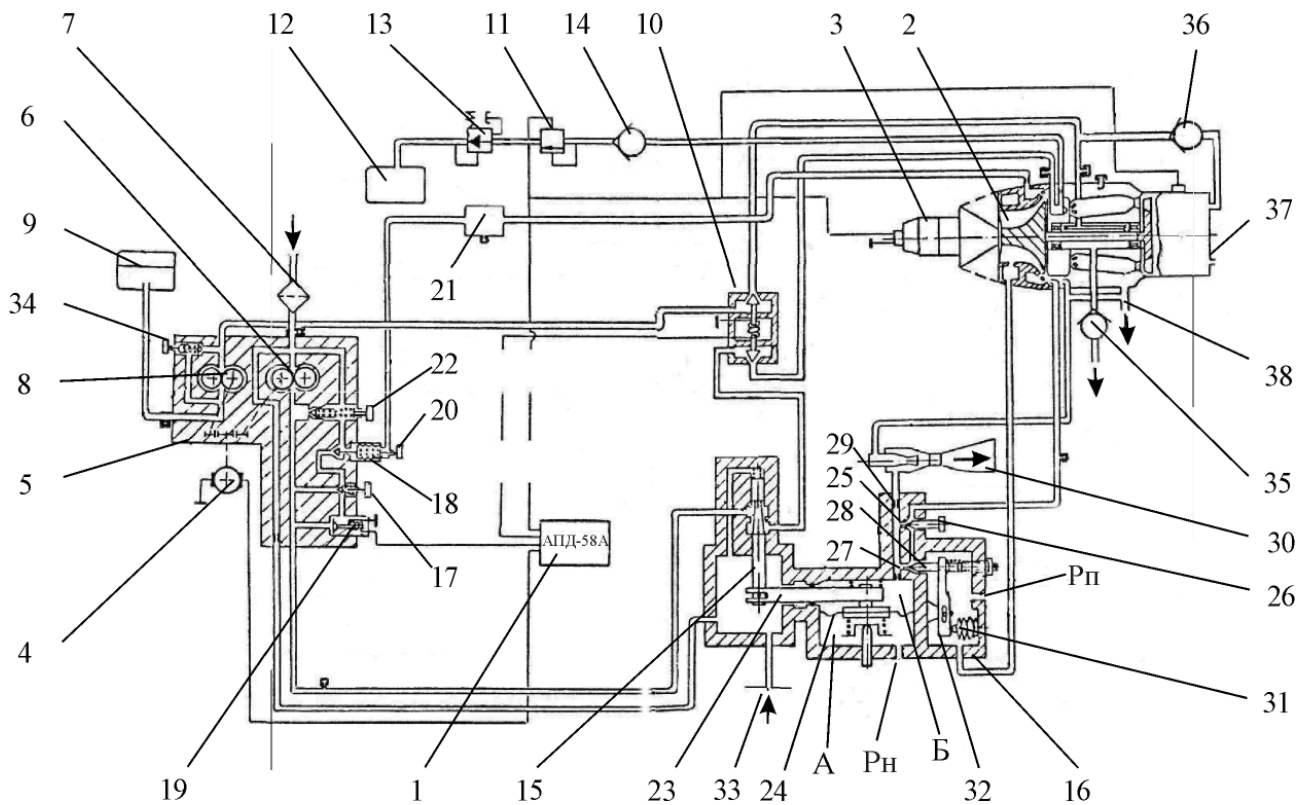


Рисунок 11.17 - Системы обеспечения работы ТКС-48

1 – автомат пуска двигателя АПД-58А; 2 – турбостартер; 3 – электростартер; 4 – электродвигатель; 5 – топливомасляный агрегат 4105; 6 – топливный насос; 7 – фильтр; 8 – масляный насос; 9 – маслобак; 10 – топливомасляный электромагнитный клапан; 11 – электропневмо-клапан; 12 – кислородный баллон; 13 – редуктор кислородный; 14 – обратный клапан; 15 – дозирующий золотник; 16 – ограничитель π_k (агрегат 4081); 17 – винт регулировки давления «броска»; 18 – клапан-регулятор; 19 – электромагнитный клапан; 20 – винт регулировки «начального» давления; 21 – ресивер; 22 – регулировочный винт; 23 – рычаг; 24 – мембрана; 25 – жиклер; 26 – винт регулировки π_k ; 27 – жиклер; 28 – игла термодатчика; 29 – выходной жиклер; 30 – эжектор; 31 – термодатчик; 32 – рычаг; 33 – штуцер охлаждения; 34 – регулировочный винт; 35 – сливной обратный клапан; 36 – обратный клапан; 37 – отверстие слива масла; 38 – дренажный штуцер

Максимальная величина давления топлива на выходе из агрегата 4105 ограничивается настройкой редукционного клапана при помощи винта 22.

На 10-ой секунде АПД-58А отключает подачу кислорода и выключает агрегат зажигания. По мере раскрутки ротора турбокомпрессора вступает в работу свободная турбина турбокомпрессорного стартера, которая через редуктор и муфту свободного хода храпового типа начинает раскручивать ротор запускаемого двигателя.

После достижения ротором турбокомпрессора частоты вращения, при которой степень повышения давления в компрессоре π_k станет равной заданной, вступает в работу ограничитель π_k (агрегат 4081) 16. Топливный дозирующий золотник 15 агрегата имеет возможность перемещаться рычагом 23, связанным с мембраной 24, являющейся чувствительным элементом, и занимающей равновесное положение, зависящее от давлений воздуха в полостях «А» и «Б». Полость «А» непосредственно соединена с атмосферой, а в полость «Б» подводится редуцированное давление воздуха, отбираемого после компрессора турбостартера. При изменении условий, определяющих π_k компрессора, изменяется величина редуцируемого давления в полости «Б». Вследствие этого равновесие приложенных к мембране сил нарушается, и мембрана начинает прогибаться. Величина и направление прогиба зависят от величины и характера изменения π_k от заданного значения. Перемещение мембраны через рычаг передается топливному дозирующему золотнику, который изменяет подачу топлива в форсунки до тех пор, пока равновесие сил на мембране не восстановится, т.е. пока величина π_k не примет заданное значение. Редуцируемое давление подводимого в полость «Б» от компрессора воздуха определяется проходным сечением жиклера 25, которое может изменяться регулировочным винтом 26 заданного значения π_k , а также проходным сечением жиклера 27, изменяемым в процессе работы иглой 28 термодатчика. С целью обеспечения точности работы агрегата 4081 за счет получения сверхкритического перепада давления на выходном жиклере 29 редуктора, за ним установлен создающий разрежение эжектор 30. Работа эжектора обеспечивается подводом к нему воздуха из-за компрессора турбостартера.

При изменении температуры воздуха на входе в турбостартер агрегат 4081 с помощью термодатчика обеспечивает коррекцию заданного значения π_k . Для этого воздух из противоположной полости компрессора, температура которого близка к температуре воздуха на входе, подводится к состоящему из биметаллических пластин термодатчику 30 и выб-

расывается в атмосферу. Этим обеспечивается постоянный теплообмен между пластинами и подводимым воздухом. При изменении температуры подводимого воздуха термодатчик изменяет свои размеры и через рычаг 32 перемещает иглу 28, тем самым также изменяя проходное сечение жиклера. Это приводит к изменению подводимого в полость «Б» редуцируемого давления. Вследствие нарушения действующих на мембрану равновесия сил она устанавливается в новое равновесное положение, что приводит к изменению заданной величины π_k . Благодаря термодатчику мощность турбостартера сохраняется постоянной - равной 120 л.с. при температуре воздуха на входе выше +15°C и пропорционально повышается до 150 л.с. при снижении температуры воздуха на входе от +15°C до -50°C. Этим обеспечивается надежный запуск двигателя при низких температурах окружающего воздуха.

Для охлаждения агрегатов 4105 и 4081 в процессе работы двигателя используется топливо, которое подводится к штуцеру 33, отбираемое после подкачивающего насоса двигателя и сливаемое после прокачки агрегатов на вход в топливную систему двигателя.

После открытия на 2-ой секунде топливомасляного электромагнитного клапана масло, подаваемое от насоса агрегата 4105 на смазку турбостартера, разделяется на выходе из тройника на два отдельных канала, обеспечивающие смазку турбокомпрессора и редуктора ТКС со свободной турбиной. Максимальное давление масла ограничивается редукционным клапаном, который регулируется винтом 34.

Масло, подаваемое на смазку турбокомпрессора, через штуцер на корпусе камеры сгорания поступает в продольный канал, расположенный в верхней части силовой трубы корпуса камеры сгорания, откуда через жиклеры в торцах канала подается на подшипники ротора турбокомпрессора. После смазки и охлаждения подшипников масло попадает в полость в нижней части силовой трубы корпуса камеры сгорания, откуда масловоздушная смесь из отработанного масла и воздуха, проникающего через лабиринтное уплотнение подшипника турбины, под небольшим давлением, создаваемым воздухом, сливается через сливной обратный клапан 35 в коробку приводов двигателя.

Масло, подаваемое на смазку редуктора и подшипников свободной турбины, через обратный клапан 36 подается к штуцеру на корпусе редуктора и через каналы в корпусе турбины поступает в кольцевую полость между корпусом и обоймой в корпусе. Из этой полости масло по двум жикле-

рам в обойме, подается на подшипники свободной турбины, а по фрезерованному каналу в корпусе ротора свободной турбины - на охлаждение торцевого графитового уплотнения, размещенного со стороны диска свободной турбины.

После смазки подшипников свободной турбины и охлаждения уплотнения масло по фрезерованному каналу в нижней части корпуса ротора свободной турбины сливается в полость редуктора, где, разбрызгиваясь шестернями, смазывает их и подшипники редуктора. Из полости редуктора масло сливается в коробку приводов двигателя через два отверстия 37, обеспечивающие постоянное наличие в полости редуктора масла с определенным уровнем, необходимым для смазки редуктора при последующем запуске. Суфлирование полости редуктора производится через третье верхнее отверстие, расположенное в корпусе редуктора.

Сливные обратные клапаны исключают возможность попадания масла и его паров из двигателя в систему стартера при неработающем турбостартере. Для обеспечения смазки редуктора при первом запуске после замены турбостартера, а также после слива масла из него, в полость редуктора через специальный штуцер выполняется разовая заливка масла, на котором эксплуатируется двигатель, в количестве 0,5...0,7 дм³. В процессе эксплуатации дозаправка и смена масла в редукторе ТКС не требуется.

При достижении ротором турбостартера заданной частоты вращения САУ запускаемого двигателя выключает турбостартер. Дополнительно турбостартер может выключаться по времени через 100 секунд, которое заложено в циклограмму программного механизма агрегата АПД-58А, и по сигналу центробежного выключателя при достижении свободной турбиной предельной частоты вращения. Для выключения турбостартера отключаются топливомасляный электромагнитный клапан и электродвигатель агрегата 4105.

При ложном запуске турбостартера, который проводится без поджига топлива, несгоревшее топливо из камеры сгорания и конденсат из воздушного тракта компрессора через дренажный штуцер 38 сливаются в самолетный выхлопной патрубок.

11.5 - Гидравлические пусковые устройства ГТД

Гидравлическое пусковое устройство является частью пусковой системы ГТД. Гидравлическая пусковая система - это система, обеспечивающая раскрутку ротора ГТД в процессе его запуска пусковым устройством, использующим энергию

давления рабочей жидкости, которой чаще всего является масло. Гидравлические моторы, применяемые в качестве стартеров, преобразуют энергию давления потока рабочей жидкости в механическую энергию.

На современных ЛА для различных целей в системах привода широко используется гидравлика с использованием объемных гидравлических машин, элементы которых непрерывно совершенствуются. Поэтому на некоторых ЛА может оказаться целесообразным использование гидравлического пускового устройства для запуска ГТД.

Давление рабочей жидкости обычно обеспечивается насосной станцией, имеющей электропривод. Давление рабочей жидкости в системе может достигать 400 кгс/см², а ее прокачка - 600 дм³/мин. Насосная станция представляет собой достаточно сложный агрегат, основой которого является регулируемый или нерегулируемый гидронасос. Регулируемый гидронасос приводится электродвигателем, имеющим постоянную частоту вращения, а для привода нерегулируемого гидронасоса необходим регулируемый электропривод. В состав насосной станции входят клапаны, обеспечивающие необходимый режим работы, предохранительные клапаны, фильтры, датчики. Если насосная станция предназначена для запуска нескольких ГТД, то на ее выходе устанавливается гидрораспределитель, который направляет рабочую жидкость в гидростартер ГТД, выбранного для запуска. Для управления насосной станцией применяется электронная система.

Рабочая жидкость может находиться в отдельном баке, расположенном на насосной станции, также может использоваться масло из маслобака запускаемого двигателя или из маслобака агрегата, для привода которого используется ГТД.

Накопленный опыт применения объемных гидравлических машин в качестве пускового устройства для запуска ГТД определил следующие их преимущества:

- 1) высокий к.п.д. всей системы (до 0,8...0,9);
- 2) возможность использования обратимости объемной гидромашины и применять гидростартер после запуска как гидронасос для самолетных нужд, что снижает массу вспомогательных систем на борту;
- 3) обеспечение близкого соответствия характеристик гидростартера и двигателя в процессе запуска;
- 4) минимальное количество агрегатов, размещаемых на двигателе;
- 5) отсутствие редуктора у систем малой мощности, что способствует снижению массы пуско-

вой системы и повышает ее надежность.

6) низкая стоимость технического обслуживания и обеспечение возможности быстрого повторного запуска:

7) отсутствие у нерегулируемых гидростартеров электрических элементов, а, следовательно, и электропроводки к ним, что обеспечивает их взрывозащищенность при применении в опасной среде:

8) невозможность их раскрутки до частоты вращения, превышающей расчетную, даже при отсутствии нагрузки.

К недостаткам гидростартера следует отнести:

1) относительную сложность объемных гидромашин типа плунжерных гидромоторов и гидронасосов;

2) меньшую удельную массу системы с гидроредукцией по сравнению с удельной массой других систем лишь при небольшой мощности, поэтому они нашли применение, в основном, для наземных ГТД.

11.5.1 - Конструкция гидравлических стартеров

Гидравлические стартеры конструктивно подразделяются на гидростартеры с нерегулируемым расходом рабочей жидкости и гидростартеры с регулируемым расходом. В основном практическое применение нашли гидростартеры с нерегулируемым расходом.

Гидростартер с нерегулируемым расходом рабочей жидкости чаще всего представляет собой реверсивный плунжерный аксиальный гидромотор с вращающимся цилиндрическим блоком, наклоненным относительно оси вала, и осевым расположением плунжеров внутри него. В качестве гидростартеров могут также применяться плунжерные гидромоторы, у которых ось цилиндрического блока совпадает с осью вала, но имеющие наклонную опорную шайбу. Иногда оси цилиндров вместо аксиального расположения могут выполняться с наклоном относительно оси блока.

Распределительные устройства гидростартеров также могут иметь различную конструкцию - золотниковые, клапанные и др.

Частота вращения гидростартера определяется величиной прокачки рабочей жидкости, а развиваемый крутящий момент зависит от ее давления.

Поскольку, гидравлический стартер является машиной с возвратно-поступательным движением элементов конструкции, максимальная частота вращения его выходного вала зависит от габаритов. Гидростартеры с большой мощностью имеют

большие габариты и небольшую частоту вращения. В связи с этим гидростартеры малой мощности могут соединяться с ГТД через муфту свободного хода напрямую, а гидростартеры большой мощности требуют постановки дополнительного мультипликатора, повышающего частоту вращения. В этом случае муфта свободного хода встраивается в мультипликатор.

Конструкция плунжерного аксиального гидростартера с наклонным цилиндрическим блоком показана на Рис. 11.18.

Вал 1 гидростартера в связи с большими осевыми и радиальными нагрузками установлен в корпусе 2 на двух шариковых и одном роликовом подшипниках 3. С валом жестко связана опорная шайба 4. Цилиндрический блок 5 размещен в корпусе блока 6 и его ось отклонена от оси вала. Цилиндрический блок приводится во вращение от вала через двойной универсальный шарнир 7, который обеспечивает равенство угловых скоростей. Опорой цилиндрического блока служит шарикоподшипник 8, установленный на опоре 9, закрепленной в крышке 10. В крышке выполнены отверстия для подвода рабочей жидкости из магистрали нагнетания 11 и отвода жидкости в магистраль слива 12. В крышке также закреплен золотник 13 с двумя серповидными отверстиями, через которые при вращении цилиндрического блока через отверстия в его торце рабочая жидкость подводится в цилиндры во время рабочего хода плунжеров 14 и выталкивается при обратном ходе. Плунжеры при помощи штоков 15, имеющих сферические шарниры на концах, связаны с опорной шайбой. Слив внутренних утечек из гидростартера в дренажную магистраль производится через штуцер 16.

Передача крутящего момента от вала гидростартера осуществляется валиком - рессорой 17, уплотнение которого выполнено с помощью манжет 18. Вращение вала гидростартера обусловлено наличием на опорной шайбе тангенциальной составляющей силы давления рабочей жидкости на плунжеры во время рабочего хода.

11.6 - Особенности пусковых устройств ГТД наземного применения

Особенностью пускового устройства для ГТД наземного применения является нестрогой критичность требований по массе и габаритам, но высокие требования по взрывозащищенности. При расположении ГТД в населенных пунктах или вблизи них к пус-

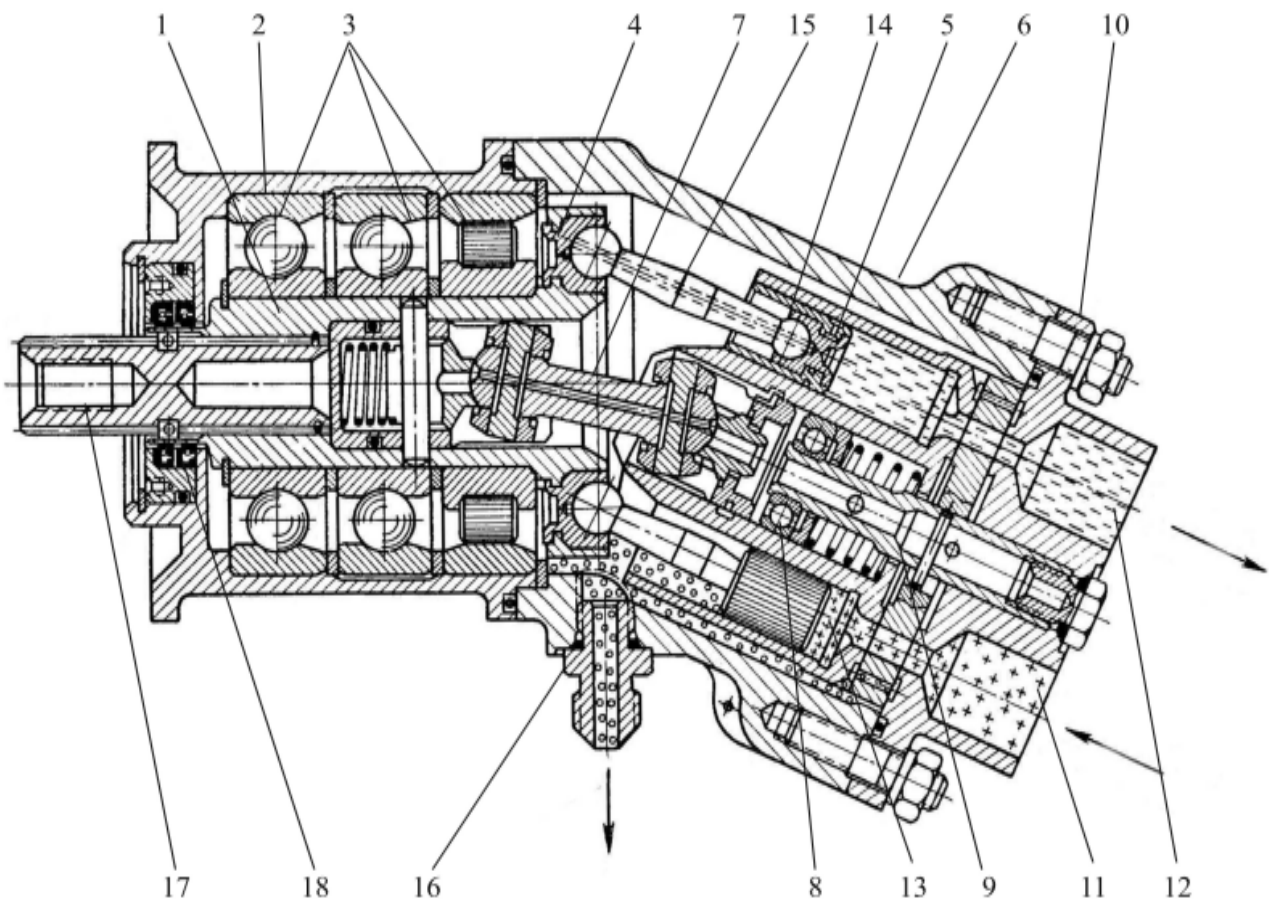


Рисунок 11.18 - Гидравлический стартер

1 – вал; 2 – корпус; 3 – подшипники; 4 – опорная шайба; 5 – цилиндрический блок; 6 – корпус цилиндрического блока; 7 – универсальный шарнир; 8 – шарикоподшипник; 9 – опора; 10 – крышка; 11 – подвод рабочей жидкости из магистрали нагнетания; 12 – отвод рабочей жидкости в магистраль слива; 13 – золотник; 14 – плунжер; 15 – шток; 16 – штуцер отвода утечек в дренажную магистраль; 17 – валик – рессора; 18 – манжеты

ковому устройству также предъявляются требования экологии.

Поскольку, в основном, ГТД наземного применения работают на природном газе, в качестве рабочего тела для пускового устройства может использоваться сжатый природный газ. Кроме этого применяются электрические и гидравлические пусковые устройства.

Применяемый в качестве топлива для ГТД природный газ в смеси с воздухом взрывоопасен. Для обеспечения пожаро- и взрывобезопасности на ГТД применяется режим предварительной продувки проточной части (проточной части ГТД, канала всасывания и выхлопа) до подачи сигнала на розжиг камеры сгорания. С этой целью вводится предварительный режим холодной прокрутки ротора ГТД, что увеличивает время работы стартера до 5...12 минут. Это учитывается при проектировании пусковых устройств ГТД наземного применения.

11.6.1 - Электрические пусковые устройства

Электрические пусковые устройства для запуска ГТД наземного применения, в основном, используются в энергетических установках.

Электростартеры ГТД наземного применения представляют собой обычный асинхронный трехфазный электродвигатель, к которому от преобразователя частоты подводится переменный электрический ток, частота которого для обеспечения плавной раскрутки изменяется от 0 до расчетной, соответствующей максимальной частоте вращения. В связи с большими габаритами данных электростартеров они иногда устанавливаются вне ГТД. Передача крутящего момента к ГТД в этом случае осуществляется специальной трансмиссией.

Если ГТД конструктивно выполнен по одной из схем, то в качестве пускового устройства

используется генератор энергетической установки. В этом случае применяется свойство обратимости электрических машин. При раскрутке ротора ГТД генератор работает в двигательном режиме, после запуска он автоматически переводится в режим генерирования электроэнергии.

Электрические пусковые устройства полностью соответствуют требованиям экологии.

В случаях, когда это требуется по условиям эксплуатации, электрические пусковые устройства наземных ГТД выпускаются во взрывозащищенном исполнении.

11.6.2 - Газовые пусковые устройства

Если ГТД наземного применения работает на сжатом природном газе, то его можно использовать

и в качестве рабочего тела для запуска ГТД, причем, иногда для этого используют конвертированные авиационные воздушные турбостартеры. Недостатками использования сжатого природного газа в качестве рабочего тела являются выбросы отработанного газа в атмосферу, что несколько ухудшает экологию, и достаточно высокая стоимость газа (на каждый запуск необходимо 75...200 кг газа).

Примером газового пускового устройства является газовый турбостартер СтВ-10Г, конвертированный из воздушного турбостартера СтВ-10 авиационного ТРДД Д-30. Мощность турбостартера 75 л.с. Конструкция газового турбостартера СтВ-10Г представлена на Рис. 11.19.

Устройство регулирующей заслонки 1 газового турбостартера СтВ-10Г аналогично заслонке

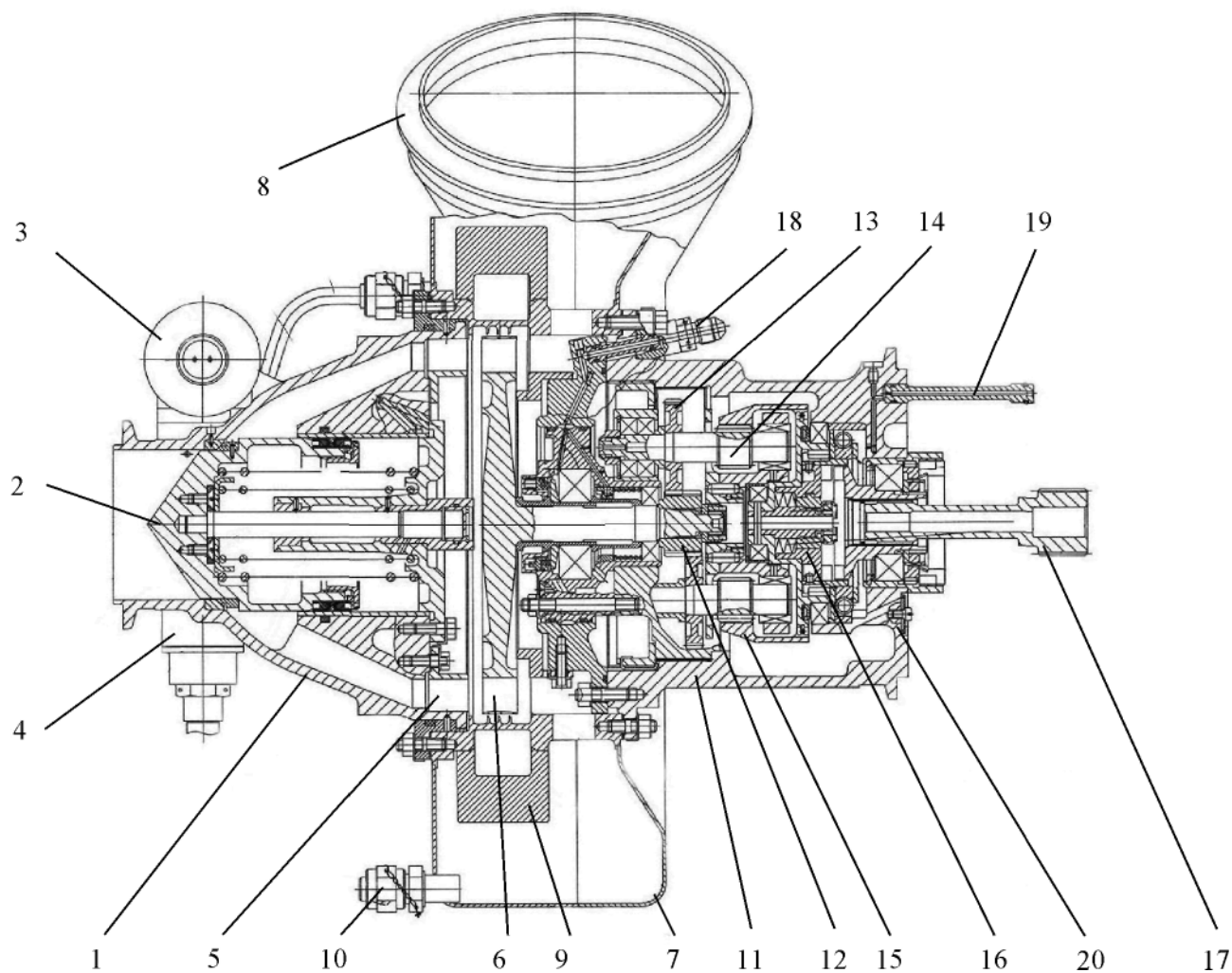


Рисунок 11.19 - Конструкция стартера СтВ-10Г

1 – регулирующая заслонка; 2 – плунжер; 3 – электромагнит; 4 – пневморегулятор; 5 – со-
пловой аппарат; 6 – ротор; 7 – газосборник; 8 – фланец газосборника; 9 – защитное кольцо;
10 – штуцер продувки; 11 – корпус редуктора; 12 – ведущая шестерня; 13 – ведомое зубчатое
колесо; 14 – шестерня-валик; 15 – колокольчатое зубчатое колесо; 16 – муфта свободного хода;
17 – валик - рессора; 18 – штуцер подвода масла; 19 – маслоподводящая трубка; 20 – сетка.

воздушного турбостартера СтВ-10. Заслонка содержит плунжер 2 и управляется электромагнитом 3, установленным на командном узле. Для ограничения давления перед турбиной заслонка имеет пневморегулятор 4. Принцип работы таких заслонок подобен принципу работы заслонки воздушного турбостартера СтВ-5, описание которой приводилось ранее. Особенностью является отсутствие дублирующей заслонки. У газового турбостартера СтВ-10Г ее роль выполняет специальная перекрывающая заслонка с электромеханизмом, которая устанавливается в газовой магистрали подвода пускового газа к турбостартеру.

Турбина газового турбостартера СтВ-10Г одноступенчатая, состоит из соплового аппарата 5 и ротора 6.

Если у воздушного турбостартера выхлоп отработавшего воздуха, а также стравливание воздуха из подплунжерной полости и от плунжера пневморегулятора осуществляются непосредственно в атмосферу, то у газового турбостартера отработанный газ и все утечки выводятся в газосборник 7.

К фланцу 8 газосборника присоединяется трубопровод, отводящий отработанный газ в атмосферу через так называемую «свечу».

С целью исключения утечек газа в окружающее пространство защитное кольцо 9, предназначенное для удержания обломков ротора турбины в случае его разрушения, размещено внутри газосборника.

Процесс раскрутки ротора промышленного ГТД газовым турбостартером несколько отличается от процесса раскрутки авиационного ГТД воздушным турбостартером. Для обеспечения взрывобезопасности выполняется задержка включения регулирующей заслонки стартера после нажатия кнопки «Запуск». В течение этой задержки происходит предварительное заполнение газом проточной части стартера, внутренней полости газосборника и выхлопной системы и, следовательно, вытеснение им воздуха во избежание образования взрывоопасной смеси. Для присоединения трубопровода продувки на газосборнике имеется штуцер 10.

Редуктор и муфта свободного хода аналогичны соответствующим узлам турбостартера ТКС-48.

Редуктор двухступенчатый шестипоточный. Состоит из корпуса редуктора 11, установленной на валу ротора турбины ведущей шестерни 12, шести ведомых зубчатых колес 13 первой ступени, соединенных с шестью шестернями-валиками 14 (являются ведущими шестернями второй ступени), и колокольного зубчатого колеса 15 с внутренними зубьями. Колокольное зубчатое колесо

связано с муфтой свободного хода 16.

Муфта свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями конструктивно входит в состав редуктора. Крутящий момент от муфты свободного хода к коробке приводов ГТД передается шлицевым валиком-рессорой 17.

В связи со значительно большим временем работы газового турбостартера по сравнению с авиационным воздушным в его турбине и редукторе применен принудительный подвод смазки ко всем подшипникам и торцевому графитовому уплотнению, что обеспечивает надежную смазку и отвод выделяющегося тепла от трущихся деталей. Масло подводится от маслосистемы ГТД через специальный штуцер 18 и маслоподводящую трубку 19. Слив масла производится через окна в корпусе редуктора, закрытые сетками 20, в коробку приводов ГТД.

11.6.3 - Гидравлические пусковые устройства

Гидравлические пусковые устройства для запуска наземных ГТД применяются когда требуется обеспечить особую взрывобезопасность. К гидростартеру (гидромотору) присоединяются только трубопроводы подвода жидкости, отвода жидкости и дренажа внутренних утечек гидромотора. На нерегулируемом гидромоторе нет электрических агрегатов и электропроводки. Насосная станция может располагаться в отдельном помещении на расстоянии до 50...80 м от места расположения ГТД. Кроме этого гидравлические пусковые устройства полностью соответствуют требованиям экологии.

11.7 - Редукторы пусковых устройств

Редукторы пусковых устройств предназначены для согласования частоты вращения ротора пускового устройства и ротора ГТД. Редукторы пусковых устройств ГТД имеют некоторые особенности, к числу которых относятся:

1) стартеры ГТД имеют малые габариты, поэтому и редукторы выполняются с учетом этого требования и с целью получения минимальной массы;

2) зубчатые колеса проектируются с модулем зубчатого венца не более 2;

3) для обеспечения прочности и долговечности в малых габаритах редукторы проектируются многопоточными, где крутящий момент от ведущего зубчатого колеса распределяется на несколько параллельных потоков - ведомых зубчатых колес.

Кинематические схемы редукторов, применяемых в пусковых устройствах весьма разнообразны. При малых передаточных отношениях применяются одноступенчатые простые или планетарные передачи. При больших передаточных отношениях нашли применение двухступенчатые простые или планетарные передачи, а также комбинированные схемы, у которых первая ступень выполнена в виде простой передачи, а вторая ступень является планетарной.

Двухступенчатый редуктор с тремя потоками показан на Рис. 11.6. Первая ступень редукции выполнена в виде простой передачи с зубчатыми колесами наружного зацепления, вторая ступень также выполнена в виде простой передачи с ведущими зубчатыми колесами наружного зацепления и ведомым зубчатым колесом внутреннего зацепления. Ведущие зубчатые колеса второй ступени изготовлены в виде валика, на одном конце которого имеются шлицы для соединения с ведомым колесом первой ступени, а на втором конце непосредственно выполнен зубчатый венец.

На Рис.11.15 и 11.19 показана конструкция другого более сложного двухступенчатого редуктора, имеющего аналогичную схему, который применяется на турбостартере ТКС-48 и газовом турбостартере СтВ-10Г.

Основное его отличие от предыдущей конструкции – разделение крутящего момента от ведущей шестерни первой ступени на шесть потоков. Разделение на шесть потоков требует выполнения условия «соседства» зубчатых колес. Это условие обеспечено тем, что длина ведущей шестерни увеличена вдвое, а ведомые зубчатые колеса первой ступени расположены по три штуки в два ряда, сдвинутые друг относительно друга вдоль оси. Кроме этого, ведомые колеса зубчатые первой ступени соединены с ведущими шестернями-валиками второй ступени не шлицами, а напрессовкой конусными поверхностями. От проворота они удерживаются силами трения за счет затяжки гайки.

Такое крепление ведомых зубчатых колес первой ступени на ведущих шестернях-валиках второй ступени позволяет подбирать одновременно зацепления всех зубчатых колес при сборке редуктора путем проворота на конусах до затяжки гайки.

К особенностям данного редуктора следует отнести и наличие от него привода центробежного выключателя стартера. Ведомое зубчатое колесо центробежного выключателя приводится от ведомого колеса первой ступени редуктора.

Для обеспечения компактности и долговечности левые опоры шестерен-валиков выполнены на

сдвоенных шариковых подшипниках, а правые опоры - на специальных игольчатых подшипниках, у которых роль внутреннего кольца выполняет наружная поверхность шестерни-валика.

Планетарные редукторы позволяют получить компактную конструкцию с минимальным количеством деталей, что снижает габариты и массу стартера в целом, но требуют большей точности изготовления зубчатых колес. Количество потоков, на которое распределяется крутящий момент от ведущего колеса, определяется количеством сателлитов. Кроме этого, в планетарный редуктор легко встраивается фрикционная муфта, предназначенная для предохранения ГТД от чрезмерных крутящих моментов.

Также на базе планетарного редуктора можно сравнительно несложно сконструировать 2-х скоростной привод. Конструкция такого привода была приведена на Рис. 11.3, а кинематическая схема – на Рис. 11.4.

Конструкция одноступенчатого планетарного редуктора электростартера приведена на Рис. 11.1.

Конструкция одноступенчатого планетарного редуктора с встроенной фрикционной муфтой воздушного турбостартера СтВ-5 приведена на Рис. 11.7.

11.8 - Муфты свободного хода пусковых устройств

Муфты свободного хода (иногда называются обгонные муфты) пусковых устройств предназначены для автоматического сцепления пускового устройства с коробкой приводов или с ротором ГТД в процессе раскрутки и автоматического расцепления при отключении стартера.

В конструкции стартеров применяются следующие муфты свободного хода: роликового типа; храпового типа с «собачками» или с торцевыми зубьями.

11.8.1 - Муфты свободного хода роликового типа

В качестве муфт свободного хода роликового типа для пусковых устройств ГТД применяются муфты с цилиндрическими роликами и муфты с эксцентриковыми роликами. Муфта с цилиндрическими роликами применяется в ТКС С-300-75 в кинематической цепи электростартера (см. Рис. 11.14) и в стартере-генераторе с двухскоростным редуктором (см. Рис. 11.4).

На Рис. 11.20 приведена конструкция муфты свободного хода с цилиндрическими роликами электростартера ТКС С-300-75.

Она состоит из ведущего звена 1, кинематически связанного с валом электростартера, роликов 2, размещенных в сепараторе 3, и ведомого звена 4, связанного с валом турбокомпрессора ГТД. Каждая рабочая поверхность ведущего звена, контактирующая с роликом, выполнена по спиральной кривой и образует суживающийся зазор с рабочей цилиндрической внутренней поверхностью ведомого звена. Размещение роликов в сепараторе исключает их перекас и способствует одновременности работы. Наличие у сепаратора двух отогнутых «усиков» 5, которые входят в пазы между двумя выступами 6 на торце ведущего звена, обеспечивает более четкое расклинивание роликов при расцеплении муфты.

Принцип действия муфты следующий. При включении электростартера начинает вращаться ведущее звено в направлении, указанном стрелкой на рисунке. При этом ролики заклиниваются в суживающемся зазоре между ведущим и ведомым звеньями и за счет сил трения вращение от ведущего звена передается ведомому звену. После отключения электростартера частота вращения ведущего звена уменьшается, в то время как частота вращения ведомого звена увеличивается. Это приводит к тому, что ролики, перекатываясь в более широкую часть зазора, расклиниваются и, таким образом, муфта расцепляется. При отставании ведущего звена своими выступами на торце воздействует на «усики» сепаратора, что способствует расклиниванию роликов.

Из-за износа роликов подобная муфта не может применяться при длительной работе в расцепленном состоянии при вращающемся ведомом звене. При малых габаритах муфты также невозможна передача больших крутящих моментов вследствие высоких контактных напряжений, возникающих в точках контакта роликов с ведущим и ведомым звеном.

Этих недостатков не имеет муфта свободного хода роликового типа с большим количеством эксцентриковых роликов. Такие муфты применяются в цепи электростартера и в качестве главной в ТКСЭ ГТДЭ-117. Подобная муфта показана на Рис. 11.21, а.

Муфта содержит ведущее звено 1 с цилиндрической наружной рабочей поверхностью и ведомое звено 2 с цилиндрической внутренней рабочей поверхностью. Между ведущим и ведомым звеньями в сепараторе 3 размещены ролики 4, имеющие рабочие поверхности, описанные дугами двух эксцентричных окружностей. В пазах, имею-

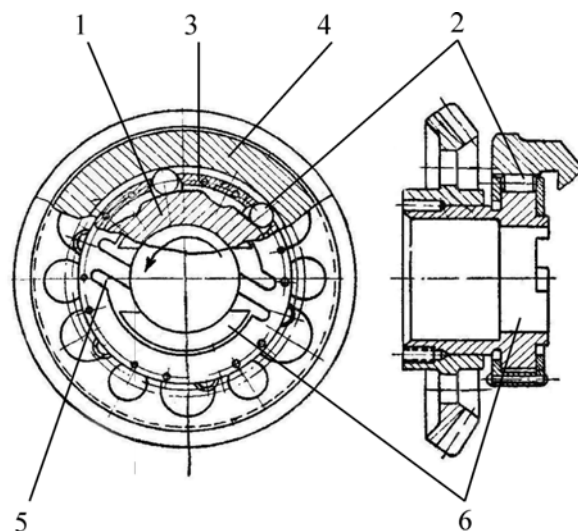


Рисунок 11.20 - Муфта свободного хода с цилиндрическими роликами
 1 – ведущее звено; 2 – ролик;
 3 – сепаратор; 4 – ведомое звено;
 5 – «усик» сепаратора; 6 – выступ

щихся на торце роликов, располагается замкнутая браслетная пружина 5, стремящаяся развернуть ролики в направлении стрелки, показанной на Рис. 11.21, б.

Принцип действия муфты. При вращении ведущего звена, связанного со стартером, по часовой стрелке, ролики под действием браслетной пружины и за счет сил трения разворачиваются в направлении стрелки (см. Рис. 11.21, б). При этом они заклиниваются между ведущим и ведомым звеньями. За счет сил трения вращение от ведущего звена передается ведомому звену. После отключения стартера частота вращения ведущего звена уменьшается, в то время как частота вращения ведомого звена увеличивается. При этом ролики за счет сил трения разворачиваются в противоположном направлении, и муфта расцепляется. Вращаясь вместе с ведомым звеном, ролики прижимаются к его внутренней поверхности за счет центробежных сил. Поскольку, центр тяжести роликов смещен от точки опоры, под действием момента от центробежных сил они стремятся развернуться дальше, преодолевая усилие пружины. При этом контакт роликов с ведущим звеном пропадает. Это происходит до тех пор, пока частота вращения ведомого звена не уменьшится до величины, при которой усилие браслетной пружины превысит момент от центробежных сил, и ролики снова коснутся наружной поверхности ведущего звена. При частоте вращения ведомого звена ниже этой величины можно производить повторное

включение пускового устройства, т.к. муфта будет готова к сцеплению.

11.8.2 – Муфты свободного хода храпового типа

Как уже отмечалось, муфты свободного хода храпового типа подразделяются на муфты с «собачками» и муфты с торцевыми зубьями.

Муфты свободного хода храпового типа с «собачками» широко применяются в конструкциях пусковых устройств. Они подразделяются на муфты с внутренним храповиком и муфты с наружным храповиком. Муфты этого типа применяются в стартере-генераторе с двухскоростным редуктором (см. Рис. 11.3), в воздушном турбостартере (см. Рис. 11.6), в ТКС С-300-75 (см. Рис. 11.13).

На Рис. 11.22 показана схема муфты свободного хода храпового типа с внутренним храповиком. Ведущим звеном ее является храповик 1, имеющий наружные зубья, который соединен с выходным валом редуктора пускового устройства. Ведомым звеном является связанный с ГТД поводок 2, в котором на осях установлены «собачки» 3. Под действием плоских пружин 4 собачки, поворачиваясь на осях, стремятся войти в зацепление с храповиком.

Принцип действия муфты. В исходном состоянии (пусковое устройство и ГТД не вращаются) собачки под действием пружин прижаты к храповику.

При включении пускового устройства храповик начинает вращаться по часовой стрелке. Торцы его

зубьев упираются в «собачки», которые через оси передают вращение поводку, связанному с запуском ГТД. При достижении поводком некоторой частоты вращения, центробежная сила «собачек», стремящаяся вывести их из зацепления с храповиком, начинает превышать усилие пружин. Но «собачки» за счет сил трения между их торцами и торцами зубьев храповика, возникающих от передаваемого усилия, остаются в зацеплении с храповиком. После отключения пускового устройства храповик начинает останавливаться. Ротор ГТД и связанный с ним поводок при этом продолжают увеличивать частоту вращения. Усилие, передаваемое от храповика «собачкам», исчезает, следовательно, исчезают и силы трения, удерживавшие «собачки» в зацеплении. Поворачиваясь на осях под действием центробежных сил, преодолевая усилие пружин, «собачки» выходят из зацепления и не касаются храповика.

После выключения ГТД происходит уменьшение частоты вращения поводка. При некоторой частоте вращения центробежные силы «собачек» становятся меньше усилия пружин и собачки прижимаются к неподвижному храповику. Вследствие этого начинается прощелкивание «собачек» по скошенным поверхностям зубьев храповика, продолжающееся до полной остановки поводка. При этом возникают большие циклические нагрузки на пружины и сами «собачки».

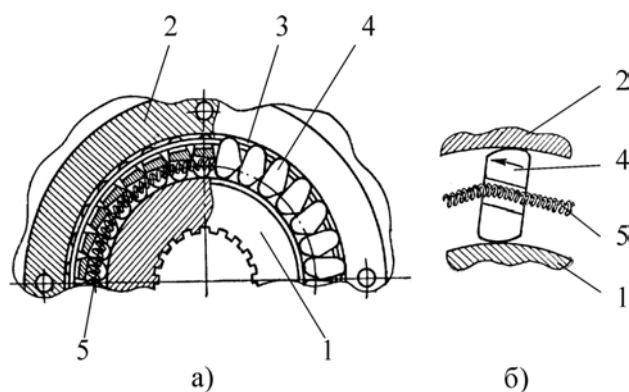


Рисунок 11.21 - Муфта свободного хода с эксцентриковыми роликами
а) общий вид; б) разворот роликов под действием браслетной пружины
1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено;
3 – сепаратор; 4 – ролик; 5 – пружина

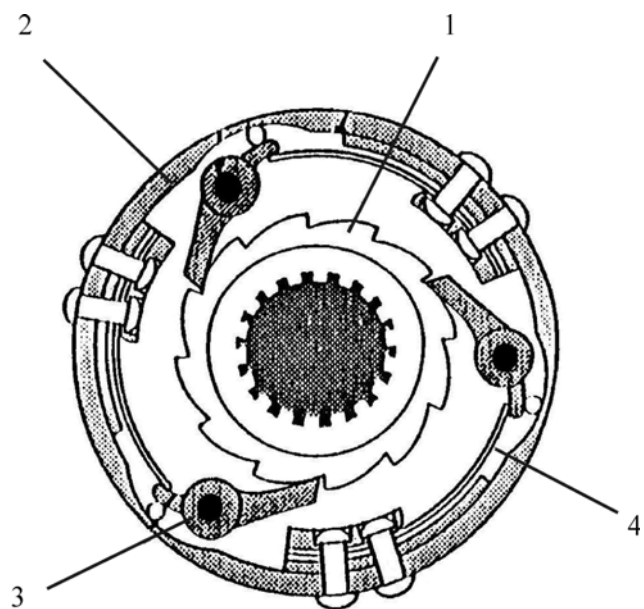


Рисунок 11.22 - Муфта свободного хода храпового типа с внутренним храповиком (Рисунок любезно предоставлен компанией Honeywell)
1 – храповик (ведущее звено муфты);
2 – поводок (ведомое звено муфты);
3 – собачка; 4 – пружина собачки

При выборе частоты вращения, при которой центробежная сила «собачек» начинает превышать усилие пружин, равной или несколько выше частоты отключения пускового устройства, количество прощелкиваний «собачек» становится очень большим. В этом случае трудно обеспечить долговечность собачек и пружин.

Выбор этой частоты вращения более низкой, т.е. в рабочем диапазоне частоты вращения выходного вала пускового устройства, может привести к поломке муфты или редуктора пускового устройства. Это возможно, например, при неудавшемся запуске, когда уже пройдена частота вращения, при которой «собачки» под действием центробежных сил стремятся выйти из зацепления. После отключения пускового устройства начинается замедление вращения ротора ГТД (поводка с «собачками») и пускового устройства (храповика). Если в момент снижения частоты вращения поводка до величины, при которой центробежные силы уменьшаются и «собачки» под действием пружин соприкоснутся с храповиком, а частота вращения храповика окажется выше, то произойдет ударное сцепление муфты, обычно приводящее к поломке. Это является недостатком муфт с «собачками».

Конструктивное исполнение муфты свободного хода храпового типа с наружным храповиком показано на Рис. 10.48.

Принцип работы такой муфты аналогичен принципу работы муфты с внутренним храповиком, аналогичны и ее недостатки.

Муфты свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями также широко применяются в современных пусковых устройствах (см. Рис. 11.1, 11.7, 11.15). Эти муфты могут полностью располагаться внутри пускового устройства, или ведущая часть муфты может входить в состав пускового устройства, а ведомый храповик может находиться на запуске ГТД. Различным может быть и конструктивное выполнение элементов муфты.

Муфта свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями, которая применена на газовом турбостартере СтВ-10Г, показана на Рис. 11.23.

Муфта состоит из ведомого храповика 1, установленного в шарикоподшипнике 2. От осевого перемещения ведомый храповик зафиксирован гайкой. Крутящий момент от ведомого храповика через валик - рессору 3 передается на коробку приводов запускаемого ГТД.

Ведущим элементом храповой муфты является шлицевая муфта 4, которая наружными шлицами соединена с колокольным зубчатым колесом 5 редуктора. Шлицевая муфта вращается в двух шарикоподшипниках 6 и 7. В шлицевой муфте штифт-

том жестко закреплен шлицевой валик 8. На гладкой поверхности шлицевого валика расположен пакет тарельчатых пружин 9, а на его шлицах установлена винтовая втулка 10, имеющая на наружном диаметре трехзаходную прямоугольную резьбу. Предварительно сжатый с небольшим усилием пакет тарельчатых пружин и винтовая втулка зафиксированы на шлицевом валике гайкой. Внутри шлицевой муфты расположен ведущий храповик 11 с торцевыми зубьями, имеющий на внутренней поверхности трехзаходную прямоугольную резьбу, посредством которой он наворачнут на винтовую втулку. На наружном диаметре ведущий храповик имеет шлицы, срезанные через один зуб, которые сцеплены с внутренними шлицами 12 шлицевой муфты, которые также срезаны через один зуб. За счет срезанных шлиц ведущий храповик имеет возможность поворачиваться в шлицевой муфте на угол 30° , свинчиваясь с винтовой втулки и перемещаясь при этом вдоль оси вправо на 4 мм. Под

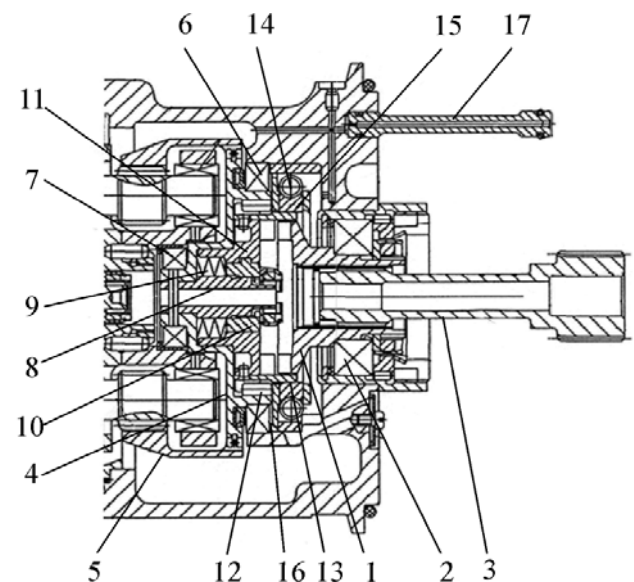


Рисунок 11.23 - Муфта свободного хода храпового типа с торцевыми зубьями:

1 – ведомый храповик; 2 – шарикоподшипник; 3 – валик - рессора; 4 – шлицевая муфта; 5 – колокольное зубчатое колесо; 6 – шарикоподшипник; 7 – шарикоподшипник; 8 – шлицевой валик; 9 – тарельчатая пружина; 10 – винтовая втулка; 11 – ведущий храповик; 12 – шлицы, срезанные через один зуб; 13 – тормозная втулка; 14 – браслетная пружина; 15 – тормозной башибак; 16 – сепаратор; 17 – маслоподводящая трубка

шлицами на ведущий храповик приклепана тормозная втулка 13, к наружной поверхности которой браслетной пружиной 14 прижимаются бронзовые тормозные башмаки 15, располагающиеся в неподвижном сепараторе. 16. Смазка муфты осуществляется подводом масла через маслоподводящую трубку 17.

Принцип действия муфты. При включении стартера вращение от зубчатого колеса внутреннего зацепления через шлицы передается шлицевой муфте, закрепленной в ней шлицевому валику и винтовой втулке. При этом из-за наличия окружного зазора в срезанных через один зуб шлицах вращение не передается ведущему храповику, заторможенному тормозными башмаками. Вращающаяся винтовая втулка за счет трехзаходной резьбы заставляет свинчиваться с нее неподвижный ведущий храповик. После перемещения за счет свинчивания ведущего храповика вправо на 4 мм его торцевые зубья полностью входят в зацепление с торцевыми зубьями ведомого храповика. К этому моменту зазор в срезанных шлицах выбирается полностью, шлицы шлицевой муфты и ведущего храповика соприкасаются, и далее передача крутящего момента осуществляется через эти шлицы.

После отключения стартера ведущий храповик начинает отставать по скорости вращения от ведомого храповика. При этом ведомый храповик скошенными поверхностями своих торцевых зубьев выталкивает ведущий храповик из зацепления. Но до полной остановки стартера ведущий храповик будет вновь и вновь стремиться войти в зацепление с вращающимся ведомым храповиком, и каждый раз будет отбрасываться. Возникающие при этом удары демпфируются пакетом тарельчатых пружин.

11.9 – Системы смазки пусковых устройств

Масляная система необходима пусковому устройству для обеспечения смазки и съема тепла от трущихся элементов конструкции при его работе. Пусковые устройства авиационных ГТД работают кратковременно с неустановившимся режимом работы, поэтому их масляная система имеет некоторые особенности. В настоящее время получили распространение следующие системы смазки пусковых устройств: автономная и совместная с ГТД.

Автономная масляная система применяется в основном для смазки ТКС, где требуется принудительная подача масла на узлы опор ротора турбокомпрессора и свободной турбины. Опоры

турбокомпрессора и свободной турбины имеют уплотнения для предотвращения утечек масла в проточную часть ТКС.

Данная система была рассмотрена выше на примере ТКС-48 (см. раздел 11.4.5.1). Она имеет автономный маслonaсос с приводом от электродвигателя, который вступает в работу и отключается одновременно со стартером. Масло на смазку стартера берется из маслобака ГТД, отработанное масло сливается в маслосистему ГТД. Смазка редуктора барботажная, для обеспечения смазки редуктора в первоначальный момент раскрутки, в его полости предусмотрено наличие определенного объема масла. По мере раскрутки ротора ГТД и, следовательно, появления в его масляной системе давления масла, происходит пополнение масла в редуктор через маслоподводящую трубку от ГТД, слив отработанного масла осуществляется в коробку приводов ГТД.

Разновидностью автономной смазки пусковых устройств является смазка некоторых воздушных турбостартеров. В их масляную полость (редуктор с турбиной) заливается определенное количество масла, при этом маслосистемы стартера и ГТД не сообщаются, для чего предусмотрены специальные уплотнения вращающихся валов. Преимуществом данной системы является то, что при выходе из строя стартера, продукты разрушения или износа деталей не попадают в масляную систему ГТД. Недостаток системы – разуплотнение масел стартера и ГТД, т.к. появляется необходимость применения в стартере специального масла, обладающего большей смазывающей способностью и термостойкостью. Кроме этого требуется постоянный контроль в эксплуатации свойств масла в стартере и замена его при необходимости. Большое количество тепла, выделяющееся в редукторе при работе, особенно при повторных запусках, во избежание перегрева требует увеличения количества масла, находящегося в редукторе. Это приводит к увеличению габаритов и массы стартера.

Маслосистема совместная с ГТД нашла широкое применение на пусковых устройствах. Преимуществом такой системы является обеспечение обмена масла в маслосистеме стартера и, следовательно, надежной смазки и охлаждения трущихся деталей. Кроме этого не требуется специального масла, т.к. масло берется из маслосистемы ГТД и не требуется специальной операции контроля свойств масла в стартере при эксплуатации. Недостаток данной маслосистемы стартера - при выходе из строя стартера, продукты разрушения или износа деталей могут попадать в масляную систему ГТД и наоборот.

Такая маслосистема стартера широко применяется в воздушных и газовых турбостартерах и состоит из постоянного уровня масла в смазываемой полости и специального подвода масла в стартер из маслосистемы ГТД. В первоначальный момент раскрутки ротора ГТД смазка стартера осуществляется разбрызгиванием имеющегося в редукторе масла вращающимися деталями (барботаж), а затем, по мере появления давления в маслосистеме ГТД - маслом от маслосистемы ГТД через специальную трубку. При этом масло через маслосистемы стартера подводится к наиболее напряженным подшипникам и зубчатым колесам.

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к пусковым устройствам ГТД?
2. Какими соображениями определяется выбор типа пускового устройства?
3. В каких случаях пусковое устройство может не иметь редуктора?
4. От каких источников электроэнергии работают электрические пусковые устройства авиационных ГТД?
5. От каких источников сжатого воздуха работают воздушные пусковые устройства авиационных ГТД?
6. Какие функции выполняет автоматически управляемая заслонка воздушного пускового устройства?
7. Поясните принцип действия струйного воздушного пускового устройства ГТД.
8. В чем состоят достоинства и недостатки турбокомпрессорных пусковых устройств?
9. В чем состоят достоинства и недостатки основных схем турбокомпрессорных пусковых устройств?
10. Какие системы обеспечивают работу турбокомпрессорного стартера?
11. Как производится запуск турбокомпрессорного пускового устройства?
12. В чем сходство и различие систем топливопитания турбокомпрессорного стартера и полноразмерного двигателя?
13. В чем состоят достоинства и недостатки гидравлических пусковых устройств?
14. Как различаются требования к пусковым устройствам авиационных и наземных ГТД?
15. Какие типы пусковых устройств используются в наземных ГТУ?
16. В чем особенности электрических пусковых устройств наземных ГТУ по сравнению с авиационными ГТД?
17. Как в газовых стартерах ГТУ обеспечивается взрывозащищенность?
18. В чем состоят достоинства и недостатки основных схем систем смазки пусковых устройств?

Англо-русский словарь-минимум

aircraft - аппарат летательный
air turbine starter - стартер воздушный
adjusting screw - винт регулировочный
annular combustor - камера сгорания кольцевая
ball bearing - подшипник шариковый
bearing - подшипник
cannular combustor - камера сгорания трубчатая - кольцевая
carbon face seal - уплотнение графитовое торцевое
carrier - поводок
centrifugal compressor компрессор центробежный
compressor wheel compressor - крыльчатка центробежного компрессора
cover - заглушка
disc - диск
disengagement - расцепление
drainage - дренаж
driven shaft - вал ведомый
driving shaft - вал ведущий
ejector - эжектор
epicyclic reduction gear редуктор планетарный
exhaust - выхлоп
friction clutch - муфта фрикционная
gas - газ
gear - колесо зубчатое, шестерня
gear pump - насос шестеренный
generator - генератор
hydraulic coupling - гидромуфта
hydraulic motor - гидромотор
hydraulic pump - гидронасос
hydraulic starter - гидростартер
internal gear - колесо зубчатое с внутренним зацеплением
lift engine - двигатель подъемный
lubrication system - система смазки
membrane - мембрана
microswitch микровыключатель
mist lubrication смазка разбрызгиванием
needle bearing - подшипник игольчатый
nozzle - жиклер
output shaft - вал выходной
overrunning clutch - муфта свободного хода
pawl - собачка
pawl clutch - муфта храповая
pilot burner - воспламенитель
pilot valve - золотник

planet carrier - водило
plunger - плунжер
pole shoe - башмак полюсный
receiver - ресивер
reduction gear - редуктор
roller bearing - подшипник роликовый
rotation - вращение
satellite - сателлит
shoe - башмак
shrouded - бандажированный
spline shaft - вал шлицевой
spray -jet lubrication смазка струйной форсункой
spring - пружина
starter - стартер
starter - generator стартер - генератор
starter jaw - храповик стартера
starting system - система запуска
tooth - зуб
toothing - венец зубчатый
turbine rotor - ротор турбины
turbine wheel - колесо турбины рабочее
turbostarter – турбостартер
two-stage reduction gear – редуктор двухступенчатый
valve – заслонка, клапан

Перечень использованной литературы

- 11.1 Б.М. Кац, Э.С. Жаров, В.К. Виноградов Пусковые системы авиационных газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976.
- 11.2 ОСТ 10123-81 Системы запуска авиационных газотурбинных двигателей. Общие технические требования.
- 11.3 ОСТ 100931-88 Стартеры электрические прямого действия. Общие технические условия.
- 11.4 The Jet Engine – Rolls-Royce plc
- 11.5 Н.И. Павловский Вспомогательные силовые установки самолетов. - М.:Транспорт, 1977.
- 11.6 Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель Д-30 2-й серии. Техническое описание. 1970.
- 11.7 Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель Д-30КУ. Техническое описание. - М.: Машиностроение, 1975.
- 11.8 Авиационный турбореактивный двигатель АМ-3. Техническое описание. - М.:Оборонгиз, 1956.

Глава 12 - Обвязка авиационных ГТД

12.1 - Общая характеристика обвязки

Обвязка – это совокупность конструктивных элементов систем двигателя, расположенных на наружных корпусах его основных узлов. В состав обвязки входят агрегаты, датчики, трубопроводные (ТК) и электрические (ЭК) коммуникации, механическая проводка и другие элементы.

В зависимости от количества и плотности размещения элементов обвязка может быть условно поделена по уровням сложности на простую, средней сложности и сложную. На двухконтурных двигателях различают внутреннюю и наружную обвязку. Элементы внутренней обвязки расположены на корпусах газогенераторной части двигателя; наружной – на корпусах вентилятора и корпусных деталях, образующих канал наружного контура. Связь между наружной и внутренней обвязкой осуществляется посредством радиальных выводов трубопро-

водов и электропроводки. Места вывода коммуникаций обычно конструктивно оформляются в виде аэродинамически обтекаемых стоек.

Опыт создания двигателей показывает, что повышение топливной экономичности, надежности, ресурса, улучшение экологических и других характеристик неизбежно сопровождается ростом количества и усложнением задействованных на двигателях систем, агрегатов, датчиков, увеличением протяженности ТК и ЭК. Достаточно внешне сопоставить, например, двигатели семейств PW4000, GE90 и Trent с их предшественниками, поступившими в эксплуатацию 30...40 лет назад, чтобы наглядно убедиться, насколько усложнилась обвязка (см. Рис. 12.1).

Показательным примером в этом отношении может являться сравнение двух отечественных ТРДД – Д-30 и ПС-90А, созданных с разницей в четверть века.

На двигателе ПС-90А в отличие от Д-30 применены: электронно-гидромеханическая САУ, электронная система контроля и диагностики, система перепуска воздуха из-за подпорных ступеней компрессора, система активного управления радиальными зазорами в компрессоре и турбине, система



Рисунок 12.1 – Пример обвязки современного ГТД

охлаждения рабочих лопаток турбины с регулируемой подачей воздуха, замкнутая дренажная система, а также ряд других систем, несвойственных для ранее разработанных двигателей. Кроме того, на двигателе ПС-90А размещен начальный участок (агрегаты и трубопроводы) системы кондиционирования кабин самолета. В результате (см. таблицу 12.1) более чем в четыре раза выросло количество устанавливаемых на двигатель агрегатов и датчиков, примерно в такой же пропорции возросла суммарная длина ТК, а общая длина электропроводов увеличилась более чем в 60 раз. Доля массы всей обвязки в массе двигателя с 5,8% (Д-30) поднялась до 17,1% (ПС-90А).

Наряду с количественными отличиями обвязка двигателя ПС-90А претерпела и существенные качественные изменения. Во-первых, достаточно большая часть элементов обвязки размещена на корпусах газогенератора (порядка 35 агрегатов и датчиков и около 150 трубопроводов). Во-вторых, для обвязки характерна многослойность, т.е. элементы обвязки размещаются над корпусами в два и более слоев. При этом на корпусах практически

отсутствуют незанятые обвязкой зоны. В-третьих, часть агрегатов (электронные блоки, теплообменники) и трубопроводов (воздушные трубопроводы диаметром 100 мм) имеют габаритные размеры, которые во многом ограничивают возможность их размещения на двигателе.

Размещение значительной части элементов обвязки на газогенераторной части двигателей потребовало решения проблемы обеспечения к ним доступа при техническом обслуживании и ремонте в условиях эксплуатации. На большинстве зарубежных двигателей большой и средней тяги для этого применяют так называемый «распахивающийся» реверс, который подобно створкам мотогондолы может разделяться на две С-образные половины. На двигателях малой тяги для доступа к газогенератору выполняют специальные люки и съемные панели на наружных корпусах узлов. Имеются и другие решения этой проблемы: например, на двигателе ПС-90А, на котором размеры канала наружного контура позволяют выполнять необходимые работы, доступ к газогенераторной части осуществляется через сопло.

Таблица 12.1

Сравнительная характеристика обвязки двигателей Д-30 и ПС-90А

| Сравниваемые показатели | | Двигатель | |
|-------------------------|---|------------|------------|
| | | Д-30 | ПС-90А |
| 1 | Количество устанавливаемых на двигатель агрегатов и датчиков, шт.: - всего - в т.ч. принадлежащих системам самолета | 43 3 | 188 41 |
| 2 | Количество трубопроводов, шт. | 124 | 480 |
| 3 | Количество разъемных соединений трубопроводов, шт.: - всего - в т.ч. места подсоединений на агрегатах, датчиках и корпусах основных узлов | 220 151 | 919 438 |
| 4 | Суммарная длина трубопроводных коммуникаций, м | 73 | 312 |
| 5 | Количество электрожгутов, шт. | 5 | 24 |
| 6 | Количество электросоединителей, шт.: - всего - в т.ч. расположенных на агрегатах и датчиках | 22 20 | 136 107 |
| 7 | Суммарное количество задействованных пар электроконтактов в электросоединителях по п. 6, шт | 98 | 1282 |
| 8 | Суммарная длина электропроводов, м | 82 | 5000 |
| 9 | Относительная масса обвязки, % | 5,8 | 17,1 |

12.2 - Конструкция обвязки

12.2.1 - Трубопроводные коммуникации

12.2.1.1 - Основные сведения

ТК входят в состав топливной, масляной, гидравлической, воздушной и других систем двигателя и предназначены для транспортирования рабочих жидкостей и газов или передачи импульсов давления. Конструктивно ТК включают трубопроводы, гибкие рукава, соединительную арматуру и узлы крепления.

Трубопровод (см. Рис. 12.2) является основным элементом ТК и представляет собой, как правило, неразборный узел, состоящий из трубы и концевой арматуры (ниппелей, накидных гаек, штуцеров, фланцев). Кроме того, трубопроводы могут содержать патрубки, компенсаторы и другие детали.

Современные ГТД имеют сложную сеть ТК, насчитывающую сотни трубопроводов. Масса ТК может составлять до 4...6% от массы двигателя. Элементы ТК работают при температуре от минус 60 до 650°C и давлении до 300 кгс/см², испытывая сложный спектр статических и динамических нагрузок.

12.2.1.2 - Трубы и патрубки

Труба – это главная деталь трубопровода. Преимущественно на двигателях применяются трубы из коррозионно-стойкой стали 12X18H10T. Наружный

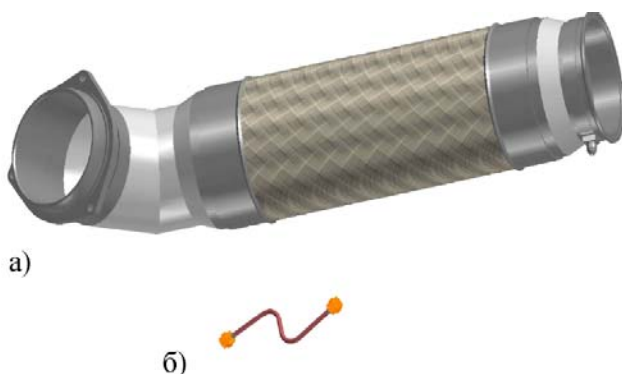


Рисунок 12.2 – Примеры конструктивного исполнения трубопроводов диаметром 150 мм (а) и 6 мм (б)

диаметр труб (D) может составлять от 6 до 150 мм и более, а толщина стенки – 0,5...2,5 мм. Для снижения массы трубопроводов в отдельных случаях используют трубы из титановых (ОТ4-0, ПТ-7М) и алюминиевых (АМц-М, АМг-2М и др.) сплавов.

Трубы из стали 12X18H10T и титановых сплавов обычно не окрашиваются, а трубы из алюминиевых сплавов подлежат антикоррозионной окраске.

Для придания трубопроводам необходимой конфигурации осуществляется гибка труб. Минимальные радиусыгиба составляют не менее 2...2,5D, чтобы полученное утонение стенки трубы в местегиба и овализация сечения обеспечивали необходимый запас прочности. Если возникает потребность изгиба трубопровода с меньшим радиусом, то используются патрубки. Патрубок – это крутоизогнутый участок трубы, изготавливаемый в специальном штампе.

12.2.1.3 - Соединения

В ТК используются неразъемные и разъемные соединения.

Неразъемные соединения выполняются сваркой, пайкой или за счет механического деформирования соединяемых деталей (раскатки, обжимки, напрессовки и т.д.), образуя неразборные узлы. Неразъемные соединения имеют высокую герметичность, малую массу и размеры.

Примеры соединений представлены на Рис. 12.3. Герметичность в механическом соединении (см. Рис. 12.3, в) обеспечивается за счет врезаания кольцевых выступов на ниппеле в поверхность трубы.

Разъемные соединения обеспечивают возможность многократной сборки и разборки соединяемых деталей. Конструкция разъемных соединений многообразна, и ниже речь пойдет только об основных типах этих соединений.

В зависимости от формы уплотняющих поверхностей разъемные соединения можно подразделить на конусные, фланцевые и телескопические. Конусные соединения выполняются по наружному или внутреннему конусу.

Соединение по наружному конусу, показанное на Рис. 12.4, а, содержит трубу 1 с развальцованным на конус концом, установленный на трубу с зазором или с натягом ниппель 2, накидную гайку 3 и резьбовой штуцер 4 с наружной конической поверхностью. При затяжке накидной гайки между конусными поверхностями трубы и штуцера образуется плотный кольцевой контакт, обеспечивающий высокую герметичность соединения.

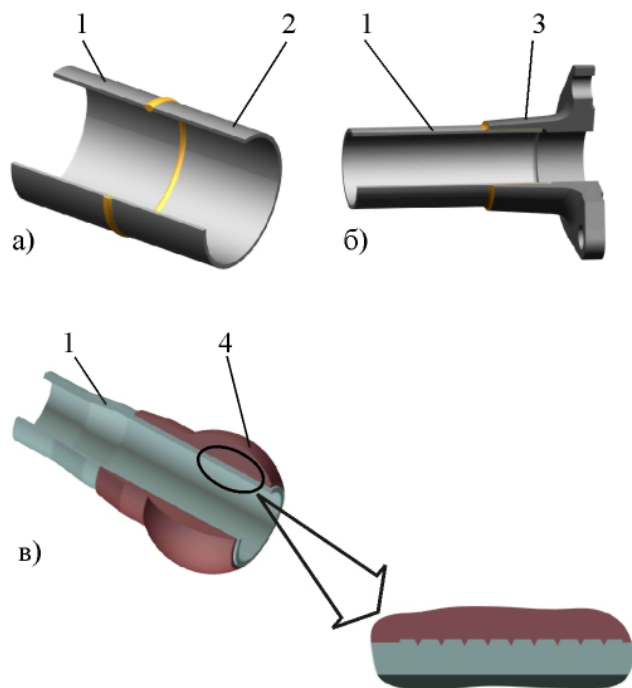


Рисунок 12.3 – Примеры неразъемных соединений ТК
 а) сварка встык; б) пайка;
 в) раскатка трубы в ниппель;
 1 и 2 – трубы; 3 – фланец;
 4 – ниппель

На Рис. 12.4,б представлено соединение по внутреннему конусу. Ниппель 2 имеет полусферическую головку и соединен с трубой 1 сваркой встык. Уплотнительная поверхность штуцера 4 выполнена в виде внутреннего конуса. При затяжке накидной гайки 3 происходит плотное поджатие сферы ниппеля к конусу штуцера с образованием герметичного кольцевого контакта поверхностей.

Широко применяются также соединения по внутреннему конусу, в которых ниппель имеет сферическую головку (см. Рис. 12.4,в). Это дает возможность монтажа трубопровода при наличии перекоса осей ниппеля и штуцера.

В состав фланцевого соединения, приведенного на Рис. 12.4,г, входит фланец 6, который приваривается или припаивается к трубе 1, уплотнительное кольцо 8, размещенное в кольцевой канавке на ответном фланце 9, и винты 7 и 10, обеспечивающие стяжку соединения. Герметичность в соединении достигается за счет плотного контакта между уплотнительным кольцом и фланцами. Уплотнительные кольца изготавливаются из резины или выполняются металлическими. Вместо винтов для стяжки соединения может применяться хомут (см. Рис. 12.4, д). Канавка в соединении может отсутствовать, а для уплотнения стыка между

фланцами устанавливается плоская прокладка из паронита, графитсодержащих или других материалов.

Телескопическое соединение, показанное на Рис. 12.4, е, состоит из приваренного к трубе 1 ниппеля 2, штуцера 4, установленных в радиальные канавки на ниппеле резиновых уплотнительных колец 8 и 19 и фторопластовых защитных шайб 17 и 18, накидной гайки 3 и регулировочных колец 16. За счет плотного прилегания уплотнительных колец к поверхностям ниппеля и штуцера обеспечивается требуемая герметичность. Изменение количества регулировочных колец позволяет менять осевое положение ниппеля относительно штуцера и тем самым обеспечивать возможность монтажа трубопроводов, имеющих осевые погрешности.

Применяются телескопические соединения, в которых ниппель может свободно перемещаться относительно штуцера при работе двигателя, что позволяет использовать их для компенсации тепловых расширений корпусов. В воздушных ТК вместо резиновых уплотнительных колец могут использоваться графитовые или металлические кольца.

Детали разъемных соединений изготавливаются из сталей и титановых сплавов.

12.2.1.4 - Компенсирующие устройства

Каждый трубопровод является замыкающим звеном в размерной цепи между двумя штуцерами (фланцами), расположенными на агрегатах, корпусных деталях или других трубопроводах, и при его монтаже неизбежно возникают погрешности (см. Рис. 12.5): недотяг (Δ_1); несоосность (Δ_2) и перекос (Δ_3). С другой стороны, при работе двигателя трубопроводы и корпусные детали нагреваются и подвергаются тепловому расширению, величина которого различна. Чтобы избежать передачи недопустимых нагрузок на трубопроводы осуществляется компенсация монтажных погрешностей и тепловых расширений за счет упругих деформаций трубы (самокомпенсация), либо за счет применения в ТК специальных компенсирующих устройств.

Самокомпенсация применяется при относительно небольших величинах монтажных погрешностей и тепловых расширений, обычно, для трубопроводов наружным диаметром 6...20 мм. При больших диаметрах трубопроводов и величинах потребной компенсации используют резьбовые, сильфонные, карданные или сферотелескопические компенсаторы в сочетании с применением

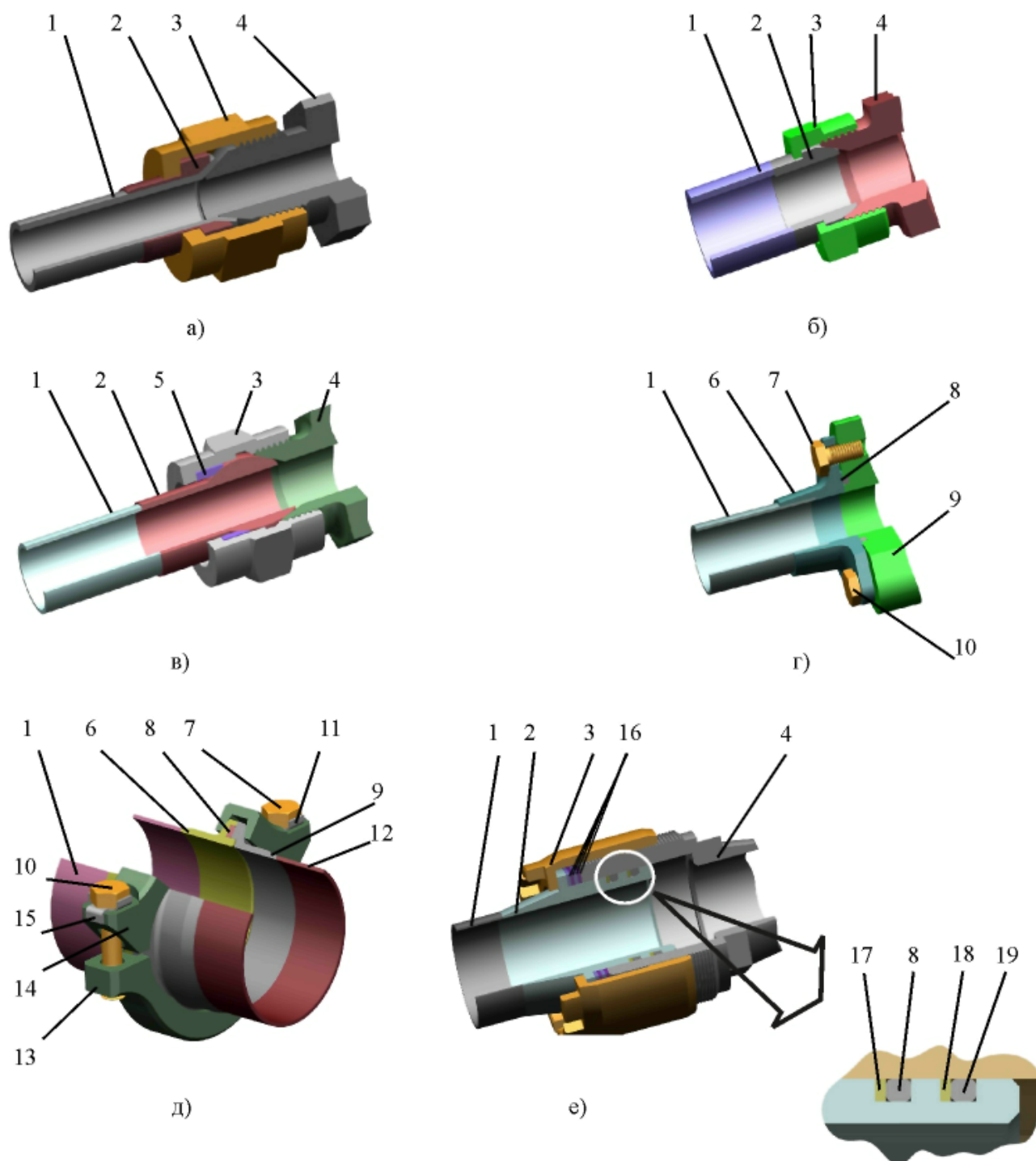


Рисунок 12.4 – Примеры разъемных соединений ТК

а – по наружному конусу; б и в – по внутреннему конусу; г и д – фланцевое; е – телескопическое; 1 и 12 – трубы; 2 – ниппель; 3 – гайка накидная; 4 – штуцер; 5 – кольцо упорное; 6 и 9 – фланцы; 7 и 10 – винты; 8 и 19 – кольца уплотнительные резиновые; 11 и 15 – шайбы контрольные; 13 и 14 – половинки хомута; 16 – кольца регулировочные металлические; 17 и 18 – шайбы защитные фторопластовые

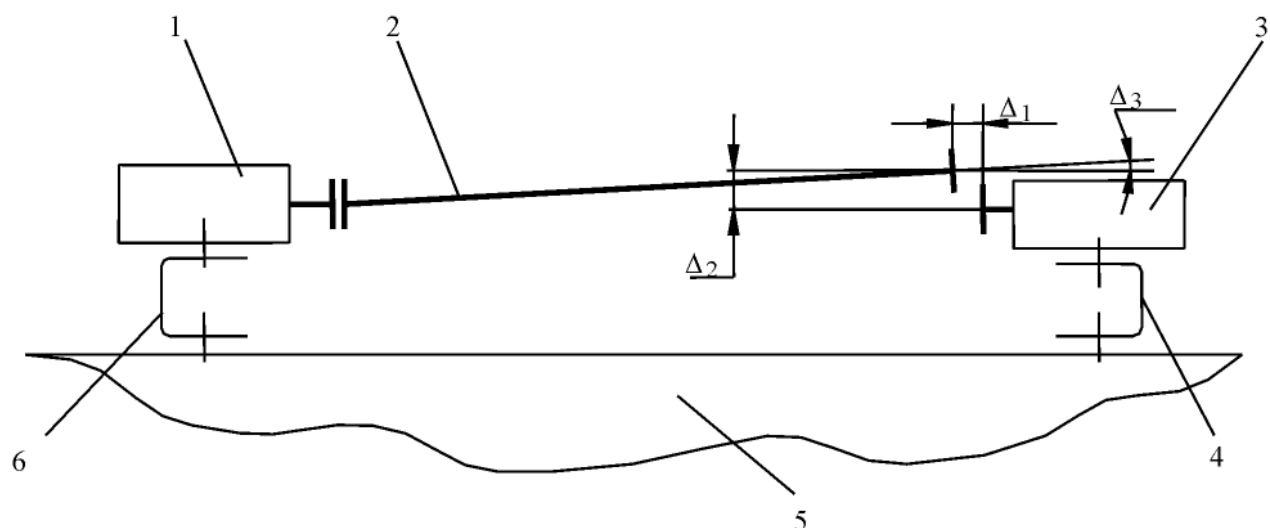


Рисунок 12.5 – К пояснению монтажных неточностей

1 и 3 – агрегаты; 2 – трубопровод; 4 и 6 – кронштейны; 5 – корпус двигателя

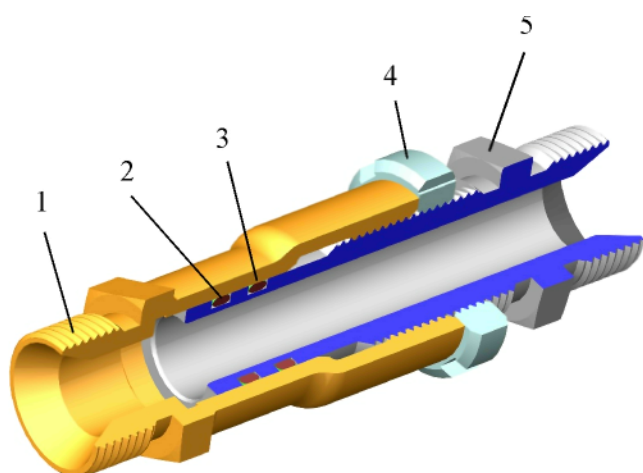


Рисунок 12.6 – Резьбовой компенсатор

1 и 5 – штуцеры; 2 и 3 – кольца уплотнительные резиновые;
4 – контргайка

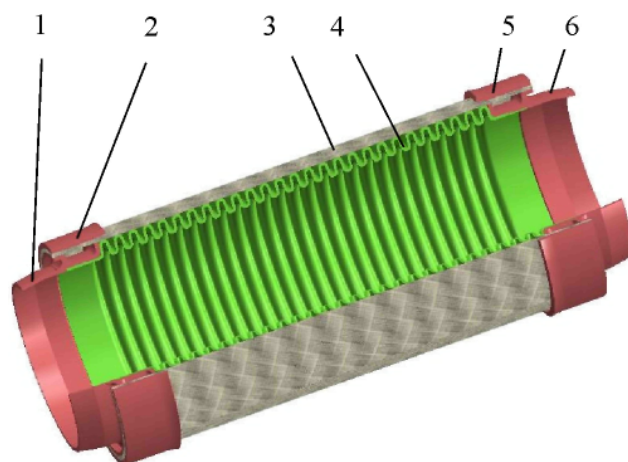


Рисунок 12.7 – Сифонный компенсатор

1 и 6 – ниппели;
2 и 5 – стаканы; 3 – оплетка;
4 – сифон

разъемных соединений, позволяющих компенсировать отдельные виды погрешностей.

Резьбовой компенсатор (см. Рис. 12.6) содержит два свинчиваемых штуцера 1 и 5, контргайку 4 и резиновые уплотнительные кольца 2 и 3. При монтаже трубопроводов штуцеры компенсатора устанавливаются на необходимый длинновой размер (обеспечивая $\Delta_1 = 0$) и фиксируются контргайкой. При использовании компенсаторов в воздушных ТК с высокой температурой вместо резиновых могут устанавливаться либо графитовые уплотни-

тельные кольца, либо уплотнение осуществляется непосредственно по резьбе за счет нанесения герметизирующих эмалей или намотки фторопластовой ленты (типа ленты ФУМ).

Сифонный компенсатор (см. Рис. 12.7) состоит из металлического сифона 4, закрытого снаружи провололочной оплеткой 3. По концам сифон и оплетка с помощью стаканов 2 и 5 крепятся сваркой к ниппелям 1 и 6. Между сифоном и оплеткой может устанавливаться прокладка из металлической фольги, предотвращающая износ гофр

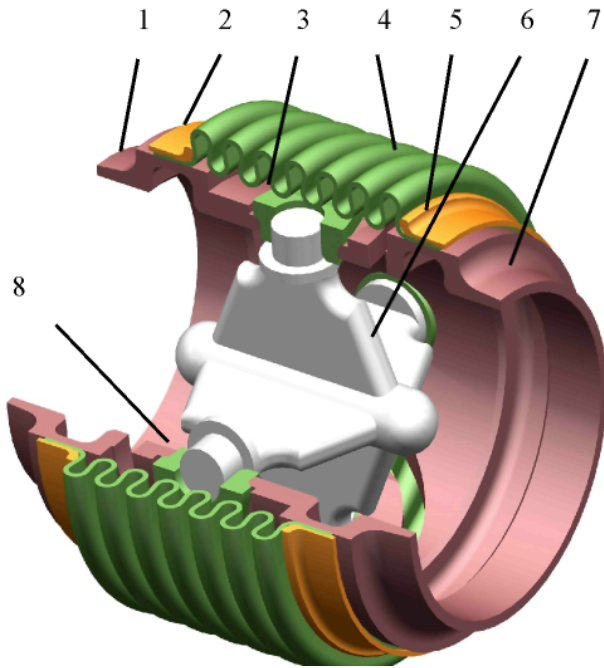


Рисунок 12.8 – Карданный компенсатор
 1 и 7 – стаканы; 2 и 5 – кольца;
 3 и 8 – втулки; 4 – сильфон; 6 – крестовина

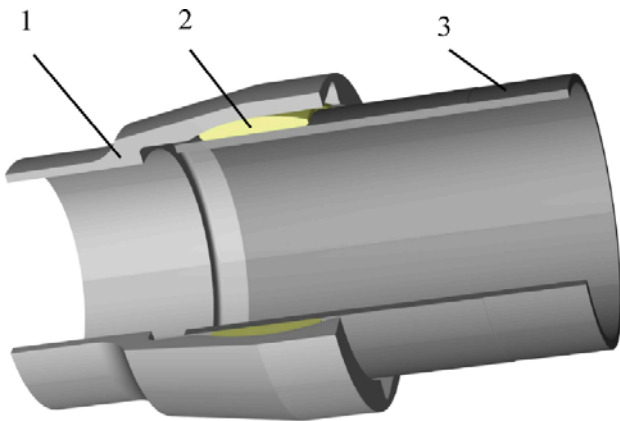


Рисунок 12.9 – Сферотелескопический компенсатор
 1 – штуцер; 2 – кольцо сферическое;
 3 – ниппель

сильфона о проволоки оплетки. Обычно сильфонные компенсаторы входят в состав трубопроводов и соединяются с трубой или другими деталями сваркой встык. В отличие от предыдущего – это универсальный компенсатор, обеспечивающий

компенсацию всех видов монтажных погрешностей и тепловых расширений.

Карданный компенсатор (см. Рис. 12.8) включает стаканы 1 и 7 с втулками 3 и 8 и крестовину 6, образующие карданный шарнир. Снаружи размещён сильфон 4, приваренный по концам с использованием колец 2 и 5 к стаканам. Компенсатор также обычно является частью трубопровода и соединяется с его деталями сваркой встык. Один карданный компенсатор позволяет компенсировать только перекосы, три последовательно установленных карданных компенсатора равноценны по возможностям сильфонному компенсатору. В отличие от последнего карданный компенсатор не нагружает соединенные с ним детали осевыми усилиями.

В воздушных ТК для компенсации монтажных погрешностей и тепловых расширений корпусов могут применяться более дешевые, но менее герметичные сферотелескопические компенсаторы. Такой компенсатор не представляет собой отдельной сборочной единицы и больше похож на комбинированное разъемное соединение. В простейшем случае в состав компенсатора входят (см. Рис. 12.9) штуцер 1, сферическое кольцо 2 и ниппель 3. Штуцер и ниппель являются деталями концевой арматуры соединяемых трубопроводов. За счёт зазоров ниппель имеет возможность осевого смещения и поворота по отношению к штуцеру. Для повышения герметичности компенсатора между ниппелем и сферическим кольцом может устанавливаться уплотнительное графитовое или металлическое кольцо.

Ряд агрегатов двигателя (например, электронные блоки) устанавливается на упруго-демпферной подвеске. Подсоединение трубопроводов к таким агрегатам выполняется с помощью гибких фторопластовых или металлических рукавов. Конструктивно рукав состоит из фторопластового или металлического (гофрированного) шланга, помещенного в проволочную оплетку и заделанного в концевую арматуру.

Гибкие рукава могут устанавливаться и в других местах двигателя, где возможны относительно большие монтажные погрешности, тепловые или механические перемещения.

В последнее время в связи с внедрением компьютерных методов прочностного анализа трубопроводов появилась возможность оценки их работоспособности при наличии упругопластических деформаций деталей (оценка малоциклового усталости). Это существенно расширяет возможности использования самокомпенсирующих свойств трубопроводов и позволяет во многих случаях отказаться от применения дорогостоящих компенсаторов.

12.2.1.5 - Соединительная арматура

Подсоединение трубопровода к штуцерам (фланцам) на агрегатах, датчиках, других трубопроводах может осуществляться непосредственно или через элементы соединительной арматуры, к которым относятся (см. Рис. 12.10) проходники, переходники, угольники, тройники, крестовины и др. детали. За счет применения соединительной арматуры можно унифицировать до 50...70% трубопроводов, что позволяет снизить стоимость и повысить качество их изготовления.

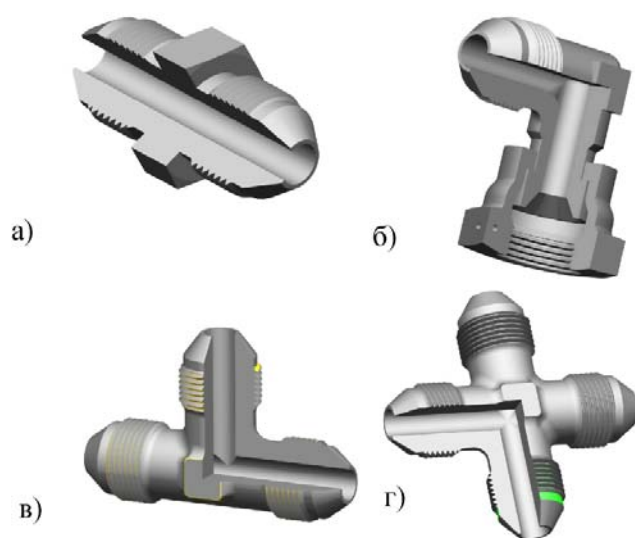


Рисунок 12.10 – Элементы соединительной арматуры
 а) проходник; б) угольник;
 в) тройник; г) крестовина

12.2.1.6 - Узлы крепления

Для снижения статических и динамических нагрузок на трубопроводы осуществляется их крепление к корпусам основных узлов двигателя, к агрегатам или к другим трубопроводам.

Широкое распространение для крепления трубопроводов получили одинарные и парные колодочные хомуты. Одинарный хомут, показанный на Рис. 12.11,а, состоит из двух колодок 4 и 6, стяжного винта 2, контровочной шайбы 1 и прокладки 3. При заворачивании винта колодки притягиваются к корпусу 7, зажимая установленный между ними трубопровод 5. Прокладка предотвращает

возможное повреждение трубопровода и изготавливается из меди, алюминиевых сплавов или фторопласта.

Между хомутом и корпусом может устанавливаться кронштейн. Это существенно расширяет возможности узла крепления, так как позволяет использовать его при самых различных положениях трубопровода относительно крепёжного отверстия на корпусе. Особенно эффективным в этом плане является применение кронштейна со сферической головкой (см. Рис. 12.11,б), относительно которой может разворачиваться хомут при монтаже.

Парный колодочный хомут, представленный на Рис. 12.11,в), в основном, используется для крепления одного трубопровода за другой. В отдельных случаях с помощью парных хомутов может обеспечиваться крепление трубопроводов к корпусным деталям. Кроме парных иногда применяются групповые колодочные хомуты для одновременного крепления трёх, четырёх и большего количества трубопроводов.

Наряду с колодочными применяются хомуты пластинчатого типа. Конструктивно такой узел крепления (см. Рис. 12.11,г) содержит собственно хомут 12 в виде металлической пластины, обёрнутой вокруг трубы 5, стяжной винт 2 и прокладку 3. При затяжке винта происходит плотное охватывание трубы хомутом. Для крепления трубопроводов наружным диаметром более 20 мм хомут 12 может выполняться из двух половин и устанавливается на кронштейн (см. Рис. 12.11,д).

Рассмотренные выше узлы крепления не допускают перемещений закрепленного участка трубопровода относительно точки крепления на работающем двигателе. В отличие от этого на Рис. 12.11,е показан узел крепления сферотелескопического типа, позволяющий трубопроводу за счёт установки с зазором между половинками 15 и 17 хомута-кронштейна и трубой 5 сферического кольца 16 поворачиваться и перемещаться в осевом направлении. Применяются и другие типы узлов крепления, допускающие подвижность трубопроводов.

Для снижения вибронапряжений в трубопроводах могут устанавливаться узлы крепления с упругодемпфирующими прокладками, выполненными из резины или металло резины (стальная прессованная проволока), или специальные упруго-демпферные опоры.

Колодочные хомуты изготавливаются из стали, титановых или алюминиевых сплавов; пластинчатые хомуты – из стали; кронштейны – из стали и титановых сплавов.

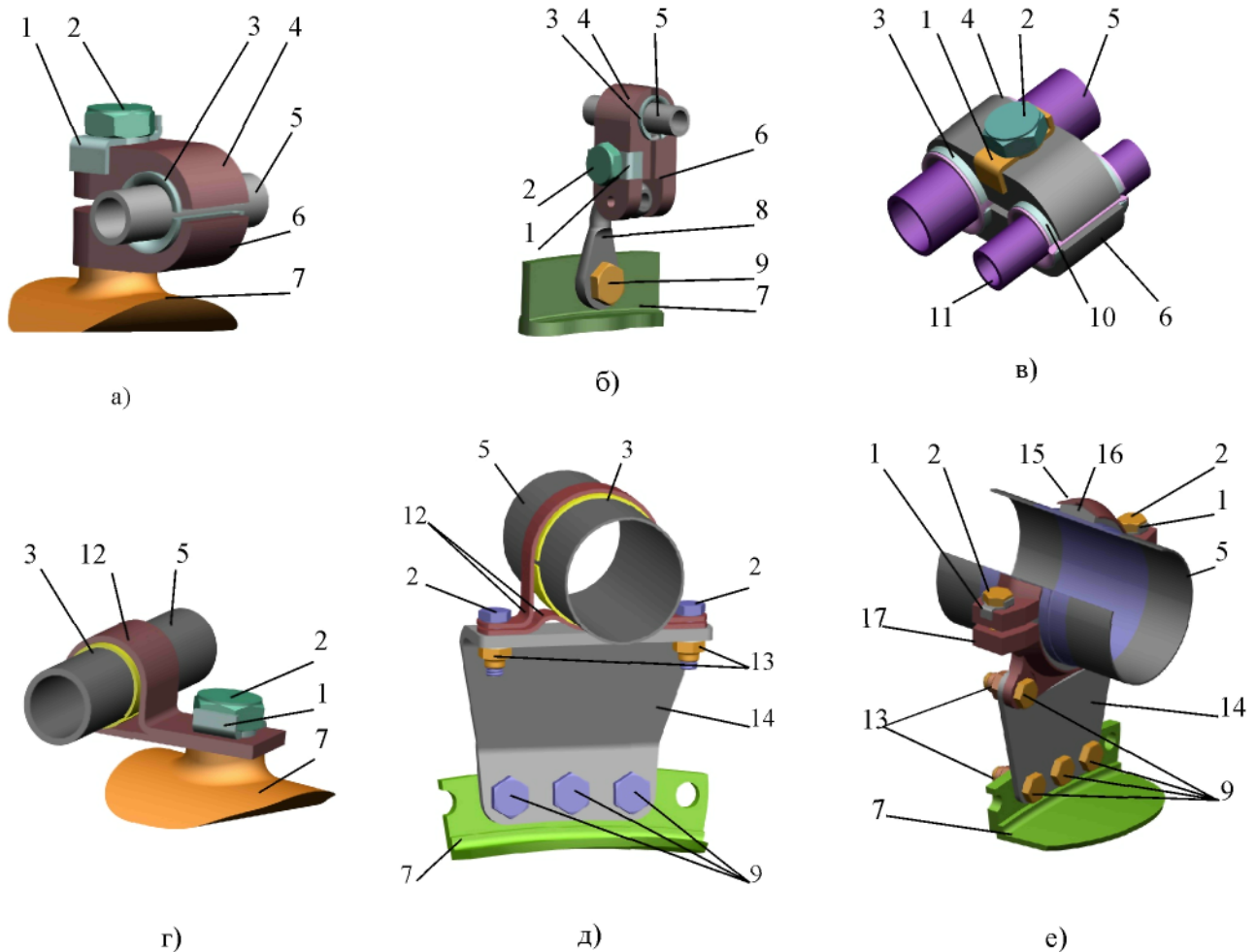


Рисунок 12.11 – Примеры крепления трубопроводов

1 – шайба контрольная; 2 и 9 – винты; 3 и 10 – прокладки; 4 и 6 – колодки; 5 и 11 – трубопроводы; 7 – корпус; 8 – кронштейн со сферической головкой; 12 – хомут пластинчатый; 13 – гайка самоконтрящаяся; 14 – кронштейн; 15 и 17 – половинки хомута-кронштейна; 16 – кольцо сферическое

12.2.1.7 - Неисправности трубопроводов

Наиболее часто встречающимися дефектами ТК являются усталостные поломки трубопроводов от воздействия вибраций, вызываемых вращением роторов двигателя, и механические повреждения поверхности труб. Усталостным поломкам подвержены, в основном, трубопроводы малых диаметров ($D = 6 \dots 12$ мм); поломки происходят в местах соединения трубы с концевой арматурой (с ниппелями, фланцами, штуцерами) и местах установки колодочных хомутов. Трещина развивается от поверхности трубы и постепенно распространяется на всё поперечное сечение.

При отсутствии своевременного выявления дефекта происходит полное рассоединение частей

трубопровода. Появлению усталостных поломок способствует наличие высоких статических напряжений в трубопроводах, которые могут быть вызваны некачественным монтажом, нерасчетными тепловыми нагрузками, отклонениями при изготовлении.

Механические повреждения (вмятины, забоины, риски, наклепы, выработки) связаны либо с касанием трубопроводов друг с другом или с другими элементами конструкции двигателя из-за недостаточных зазоров, либо являются следствием неосторожного обращения с трубопроводами при монтажно-демонтажных операциях (повреждения от инструмента). Чаще всего требуемый зазор не выдерживается при монтаже трубопровода, однако величина зазора может быть неправильно выбрана и при отработке конструкции ТК. Следствием

механических повреждений может стать усталостная поломка трубопровода или потеря герметичности ТК (при сквозных выработках и наклепах), поэтому величины допускаемых повреждений строго нормируются.

12.2.2 - Электрические коммуникации

12.2.2.1 - Общие сведения

Современные ГТД имеют в своем составе сложные системы автоматического управления, контроля и диагностики, включающие в себя значительное количество электрических агрегатов и датчиков, расположенных на двигателе.

Для обеспечения электрических связей этих агрегатов, датчиков и систем между собой, а также с источниками питания и органами управления двигателя, предназначены электрические коммуникации (ЭК).

Наиболее сложные ГТД имеют развитую сеть ЭК, включающих в себя десятки электрических жгутов различной степени сложности с общим объемом от 100 до 1000 и более электрических цепей и содержащих для некоторых типов двигателей до 150 электрических соединителей и до 5000 метров электрических проводов.

12.2.2.2 - Конструкция элементов

12.2.2.2.1 - Электрические жгуты

Основными элементами ЭК являются электрожгуты, состоящие из электропроводов, электрических соединителей и т.п.

Жгутом называется изделие, состоящее из двух или более проводников (проводов, кабелей), скрепляемых в пучок сплетением, связыванием или каким-либо другим способом, и других составных частей (электрических соединителей, клемм, наконечников и т.п.). Электрические провода объединяют в жгуты с чисто технологической целью: создается возможность их предварительного комплектования, скрепления и защиты; уменьшается трудоемкость монтажа на двигателе в связи с одновременной прокладкой нескольких проводов. Однако, с увеличением числа проводов в жгуте, увеличивается его диаметр и количество ответвлений. Это повышает трудоемкость изготовления и прокладки, присоединения и эксплуатации жгута. Становится трудно вписать его в ограниченное монтажное пространство двигателя, демонти-

ровать для ремонта, восстановить повреждение. Кроме того, увеличиваются геометрические размеры электрических соединителей, что в свою очередь, вызывает трудность их закрепления и сочленения-расчленения. На практике 40-50 проводов или диаметр 30-40 мм жгута считается оптимальным. Если по одной трассе прокладывается большее количество проводов, их целесообразно распределить между несколькими отдельными жгутами.

Жгуты ЭК скрепляют внешней защитной оболочкой. В зависимости от типа оболочки жгуты ЭК могут быть жесткого или гибкого исполнения.

Жесткие трубчатые оболочки изготавливают обычно из алюминиевых труб. Их применяют в случаях, когда требуется герметизация электрической проводки, защита ее от воздействия значительных растягивающих усилий. Достоинством таких оболочек является то, что они одновременно служат экранами от внешних электромагнитных полей и предохраняют двигатель от распространения пожара в случае загорания проводов при их коротком замыкании.

Металлические трубы не нашли широкого применения в ЭК из-за увеличения массы, габаритов и технологических трудностей изготовления и монтажа (необходимость изгибов по точным размерам, специальной обработки концов труб и ответвлений). В эксплуатации жесткие трубчатые оболочки затрудняют осмотр, проверку и ремонт электрических коммуникаций.

Гибкие трубчатые оболочки изготавливают из пластиковых трубок. Такие оболочки получили наибольшее распространение для защиты электрожгутов в местах, где провода могут подвергаться воздействию воздушных потоков, гидрожидкости, горюче-смазочных материалов и механических повреждений. В настоящее время в качестве трубчатых оболочек широко применяется термоусаживаемая трубка Радпласт (см. раздел 12.2.2.2.4).

К гибким оболочкам относятся также ленточные оболочки, которые изготавливают из различных синтетических лент типа ЛЭТСАР (см. раздел 12.2.2.2.4). Такие оболочки хорошо защищают провода жгутов от воздействия влаги, топлив, масел, повышенной температуры. К достоинствам ленточных оболочек можно отнести также их технологичность и ремонтпригодность: они могут быть намотаны на любой участок жгута или легко сняты со жгута, когда возникает необходимость ремонта жгута в эксплуатации.

С целью предотвращения перемещений при вибрациях, которые неизбежны при работе двигателя, электрожгуты крепятся к корпусным деталям

и трубопроводам. Широкое распространение для крепления электрожгутов получили одинарные и парные колодочные хомуты, а также хомуты пластинчатого типа, аналогичные применяемым для крепления трубопроводов (см. Рис. 12.11).

12.2.2.2.2 - Электрические провода

Электрические связи между элементами электрических систем двигателя осуществляются с помощью различных типов электропроводов. В настоящее время в ЭК двигателя, в основном, применяются медные провода. Они обладают высокой электропроводностью, хорошей механической прочностью, легко соединяются с электрическими соединителями, наконечниками, клеммами и т.п.

Провода ЭК двигателя должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к ЭК в целом, иметь минимальную массу, минимальный наружный диаметр и обладать необходимой гибкостью. Изоляция проводов не должна воспламеняться и поддерживать горение, а также слипаться в жгутах; должна быть стойкой к воздействию керосина, бензина и масел; должна сохранять эластичность и гибкость при высоких и низких температурах. Провода должны быть также стойкими к воздействию бактерий, способных разрушать изоляцию.

По типу токопроводящей жилы медные монтажные провода разделяются на однопроволочные и многопроволочные, состоящие из отдельных тонких проволок, скрученных в жилу. Более широкое применение получили провода с многопроволочными жилами, т.к. они отличаются более высокой гибкостью и более устойчивы к виброперегрузкам.

Многопроволочные провода выполняют по двум системам скрутки жил: гибкой, особо гибкой.

Многопроволочные гибкие провода применяются для неподвижной прокладки, где требуется повышенная гибкость при монтаже. Многопроволочные особо гибкие провода применяются для прокладки по подвижным элементам конструкций агрегатов и двигателя.

Электрическая изоляция, тепловая и химическая стойкость проводов обеспечиваются соответствующими изоляционными покрытиями токонесущих жил проводов.

Выбор площади поперечного сечения монтажных проводов ЭК производится в соответствии с требованием обеспечения механической прочности и в зависимости от токовой нагрузки.

При необходимости защиты ЭК от внешних электрических полей, монтажные провода ЭК по-

мещаются в экранирующие оплетки, которые изготавливаются из медных или стальных проволок.

В зонах повышенных температур (до + 300°С) в ЭК применяются специальные термостойкие провода. Жилы термостойких проводов покрываются никелем, серебром или другими металлами и сплавами, а изоляция изготавливается из стеклоткани или других термостойких материалов.

Для монтажа систем зажигания применяются специальные провода высокого напряжения. Такие провода должны иметь высокую электрическую прочность изоляции.

В таблице 12.2 приведены основные типы и характеристики проводов, получивших широкое распространение в ЭК двигателей.

12.2.2.2.3 - Электрические соединители

Электрические соединители – это электротехнические изделия, которые предназначены для соединения и разъединения электрических цепей в обесточенном состоянии. Электрические соединители получили широкое распространение в ЭК современных двигателей. Они позволяют быстро и одновременно соединять или разъединять многопроводные жгуты в местах конструктивных и технологических разъемов двигателя, обеспечивают надежный электрический контакт, достаточную механическую прочность электрического соединения.

Комплект электрического соединителя состоит из вилки и розетки. Вилка и розетка могут быть как блочного исполнения (с фланцем для крепления к прибору или технологической перегородке), так и кабельного исполнения (с патрубком для присоединения к проводам или кабелям). Вилка является ответной частью розетки. Электрическое соединение вилки и розетки осуществляется контактами типа штырь-гнездо, к хвостовым частям которых методом пайки или обжимки подсоединяют провода жгутов. Правильность электрического соединения обеспечивается конструкцией электрических соединителей, сочленение которых возможно только в одном положении (на вилке имеется шпонка, а на розетке – прорезь под нее). Взаимная неподвижность соединителей в рабочем (сочлененном) положении обеспечивается наличием накидной гайки на вилке, которая после навинчивания на корпус розетки контрится проволокой во избежание самоотвинчивания.

В последнее время широкое применение находят самоконтрящиеся соединители. Накидная гайка таких соединителей имеет храповый меха-

Основные технические характеристики некоторых типов проводов

| № п/п | Характеристика, тип провода | БФС-0,5 | БИФЭЗ-Н-2х0,5 | МСЭО 3х0,5 |
|-------|--|-----------------------|-----------------------------------|------------------------|
| 1 | Материал токопроводящей жилы – медная никелированная проволока (1), медная посеребренная проволока (2) | 1 | 1 | 2 |
| 2 | Количество жил и сечение жил провода | 1х0,5 мм ² | 2х0,5 мм ² | 3х0,5 мм ² |
| 3 | Количество и диаметр проволок жилы | 19х0,18 мм | 19х0,18 мм | 19х0,18 мм |
| 4 | Шаг скрутки изолированных жил, мм | – | 32...65 | 60 |
| 5 | Рабочее напряжение и частота тока | ~250 В, 6000 Гц | ~250 В, 2000 Гц или = 350 В | 100...500 В |
| 6 | Электрическое сопротивление изоляции (на 1 м длины), МОм | 0,5х10 ⁵ | 3х10 ³ | 2х10 ⁶ |
| 7 | Температура окружающей среды, °С | -60...+200 | -60...+200 | -60...+200 |
| 8 | Минимальная наработка проводов, час | 30 000 | 30 000 (из них 5000 при t=200 °С) | 100 000 (при t=100 °С) |
| 9 | Провода не распространяют горение | + | + | + |

низм. Усилие, которое необходимо приложить для отворачивания такой гайки больше, чем для заворачивания.

По форме корпуса электрические соединители подразделяются на прямоугольные и цилиндрические. В ЭК двигателей в настоящее время применяются цилиндрические соединители, поскольку они более удобны для компактного расположения отдельных проводов и жгутов.

В зависимости от целевого назначения по условиям эксплуатации электрические соединители выпускаются в негерметичном и герметичном исполнении.

По типу соединения вилки и розетки различают соединители резьбового (см. Рис. 12.12, 12.13) и байонетного (см. Рис. 12.14) соединения.

Резьбовое соединение осуществляется соединением по резьбе вилки и розетки с помощью специальной накидной гайкой.

Байонетное соединение – это быстровыполняемое соединение вилки и розетки посредством осевого перемещения и поворота вилки (или розетки) относительно ответной части с последующей фиксацией их взаимного положения. Байонетное соединение осуществляется быстрее, чем резьбовое, но в настоящее время в ЭК двигателя байонетное соединение применяется ограниченно из-за низкой надежности в эксплуатации - не обеспечивается требуемая устойчивость к виброперегрузкам и, следовательно, надежный электрический контакт.

По типу соединения контактов с проводами выпускаются соединители с паяемыми контактами

и с обжимными. Контакты соединителей могут иметь покрытие из различных металлов – никеля, серебра, платины, золота. Электрические соединители с обжимными контактами имеют более низкую трудоемкость присоединения проводов к контактам, меньшую массу (т.к. отсутствует припой), более высокую надежность, так как провода не подвергаются нагреву. Контакты соединителей, покрытые золотом, в меньшей мере подвержены коррозии и воздействию других неблагоприятных факторов, вследствие чего обеспечиваются более качественные контакты электрических цепей.

В настоящее время при выборе электрических соединителей для ЭК двигателя предпочтение отдается самоконтрящимся электрическим соединителям резьбового соединения с золочеными контактами под обжимку.

В таблице 12.3 приведены основные технические характеристики соединителей, нашедших широкое применение в ЭК современных двигателей.

12.2.2.2.4 - Материалы для изготовления электрических жгутов

Для изготовления оболочек электрожгутов применяются различные защитные электроизоляционные материалы, к которым предъявляются те же требования, что и для ЭК в целом (см. раздел 12.3.6).

Ниже приведены основные характеристики материалов, получивших широкое применение в ЭК.

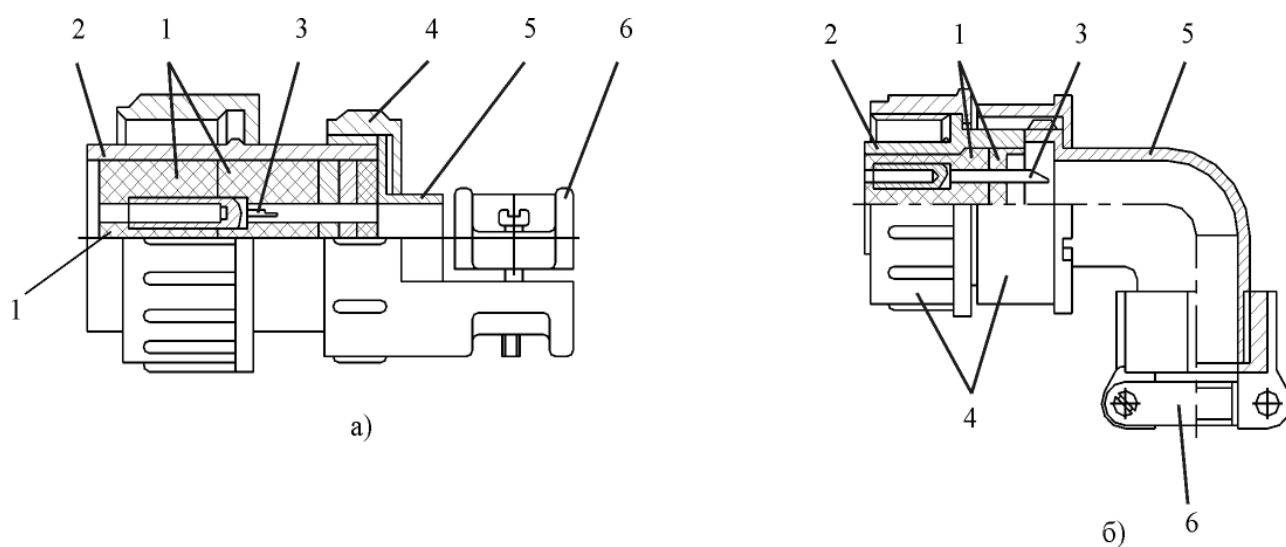


Рисунок 12.12 – Соединители

а) типа ШПЛМ с прямым патрубком; б) типа 2РМТ с угловым патрубком;

1 – изолятор; 2 – корпус; 3 – контакт (гнездо); 4 – гайка; 5 – патрубок; 6 – прижим

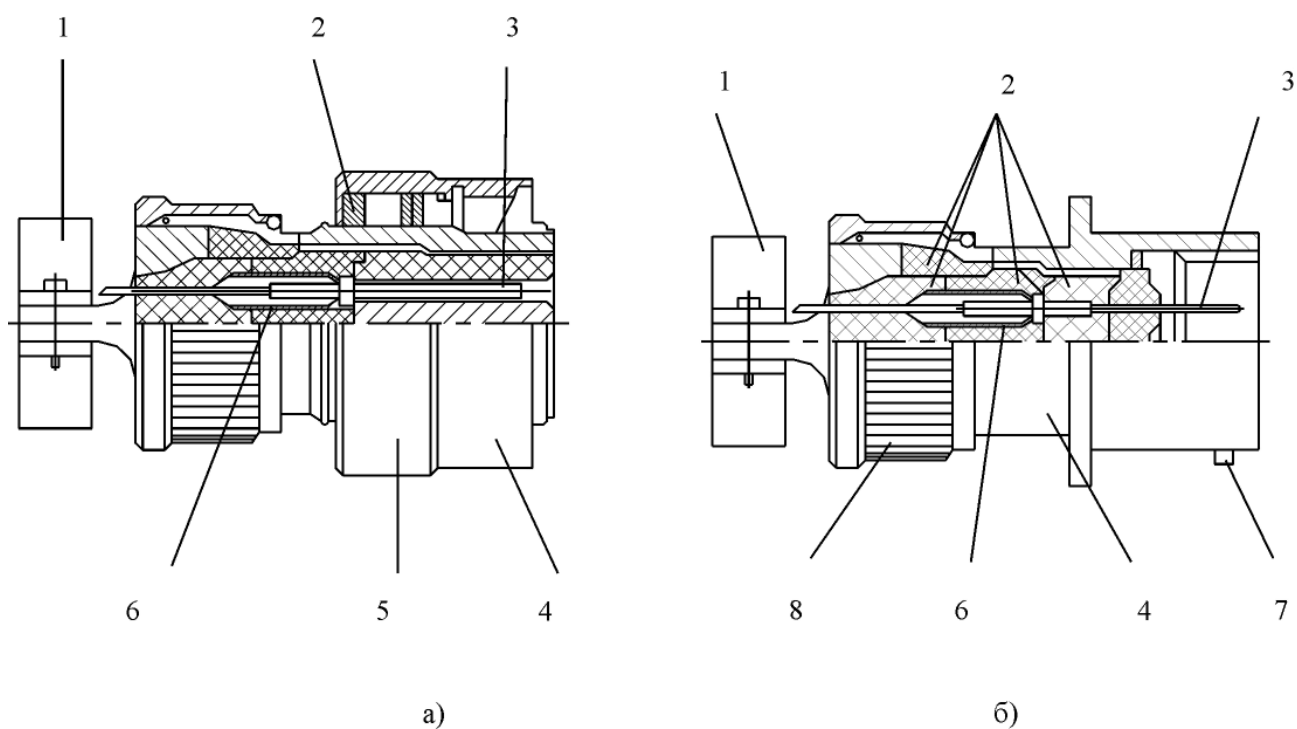


Рисунок 12.13 – Соединители типа СНЦ

а) розетка; б) вилка;

1 – прижим; 2 – изолятор; 3 – контакт (гнездо); 4 – корпус; 5 – байонетная обойма;
6 – держатель контактов; 7 – штифт; 8 – гайка

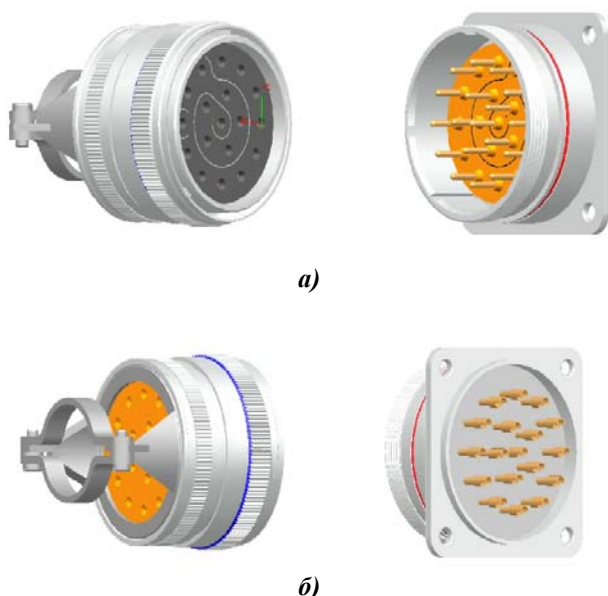


Рисунок 12.14 - Внешний вид электрического соединителя 983 серии компании «Deutsch» (Франция)
а) вид спереди; б) вид сзади

Лента ЛЭТСАР (ТУ 38.103171-73)

Л - лента

Э - электроизоляционная

Т - термостойкая

СА - самослипающаяся

Р - резиновая, радиационной вулканизации

Лента предназначена для применения в качестве изоляционного эластичного материала при изготовлении электрожгутов для бортовых электрических сетей.

Лента влагостойкая, нетоксичная, стойкая к воздействию ультрафиолетовых лучей, ряда масел, топлив и многих химических реагентов.

Лента ЛЭТСАР выпускается двух марок:

- марка «К» (лента красного цвета), предназначена для применения в интервале рабочих температур от -50 до $+250$ °С (кратковременно до $+300$ °С);

- марка «Б» (лента белого цвета), предназначена для применения в интервале температур от -50 до $+200$ °С (кратковременно до $+250$ °С).

Резиностеклоткань РЭТСАР (ТУ 38 103172-73)

Р - резиностеклоткань

Э - электроизоляционная

Т - термостойкая

СА - самослипающаяся

Р - радиационной вулканизации

Резиностеклоткань предназначена для применения в качестве изоляции элементов электрических жгутов, работающих в условиях повышенной

влажности и температурном интервале от -50 до $+250$ °С.

Резиностеклоткань имеет те же характеристики, что и лента ЛЭТСАР.

Резиностеклоткань выпускается двух марок:

- марка «А» - с двухсторонним резиновым покрытием;

- марка «Б» - с односторонним резиновым покрытием.

Термоусаживаемая трубка типа Радпласт (ТУ 6-19-051-555-85)

Термоусаживаемые трубки изготавливаются на основе полиолефинов. При нагреве трубки ее диаметр уменьшается до 50% от первоначальной величины, обеспечивая плотное облежание проводов (жгутов проводов).

Термоусаживаемые трубки предназначены:

- для монтажа и ремонта кабелей, электрических жгутов, внутриблочного монтажа приборов;

- для защиты паяного и обжимного соединения контактов электрических соединителей;

- для защиты жгутов от механических повреждений и попадания на изоляцию проводов топлива, масел, растворителей, воды, песка, снега, гидрожидкостей в процессе эксплуатации жгутов;

- в качестве маркировочных бирок отдельных проводов и жгутов.

12.2.2.3 - Неисправности электрических коммуникаций

С ростом сложности электрических систем и, соответственно, ЭК современных ГТД, возрастает интенсивность отказов ЭК в эксплуатации.

Основными видами отказов электрической цепи являются:

- «короткое замыкание»;

- потеря электрического контакта (постоянная или временная).

Неисправности типа «короткое замыкание» наиболее часто проявляются в виде замыкания токонесущих жил проводов на корпус двигателя из-за нарушения изоляции проводов и замыкания в контактах электрических соединителей. Постоянная потеря электрического контакта чаще всего происходит из-за обрывов проводов от контактов соединителей или обрывов самих проводов. Временная потеря электрической связи представляет собой нарушение контакта, которое может быть самовосстанавливаемым (трещина в паяном соединении, частицы лака, клея или песка в разъёмном соединении) или восстанавливаемым вручную путем подтяжки накидной гайки электрического соединителя или болтового соединения.

Таблица 12.3

Основные технические характеристики некоторых типов соединителей

| № п/п | Характеристика | Тип соединителя | | | |
|----------|---|--------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| | | 2РМДТ | РРН25М | СНЦ28 | Серия 983 |
| 1 | Тип- низкочастотные низковольтные цилиндрические с резьбовым сочленением. | + | + | | + |
| 2 | Исполнение – всеклиматическое | + | + | + | + |
| 3 | Покрывтие контактов – серебрение (1), золочение (2), никелирование (3) | 1 | 1 | 3 | 2 |
| 4 | Способ соединения проводов с контактами – пайкой | + | + | + | + |
| 5 | Усилие расчленения, Н | 54 | 49 | 9...108 | 45 |
| 6 | Сопротивление изоляции в нормальных условиях, МОм | 1000 | 1000 | 1000 | 5000 |
| 7 | Минимальный ток, мА | 1×10^{-4} | 1×10^{-6} | | |
| 8 | Минимальное напряжение, мВ | 1 | 4×10^{-5} | | |
| 9 | Диапазон вибраций, Гц | 1...5000 | 1...600 | 1...5000 | 5...3000 |
| 10 | Ускорение вибраций, g, не более | 40 | 10 | 40 | 40 |
| 11 | Температура окружающей среды, °С | -60...+100 | -60...+200 | -60...+155 | -60...+260 |
| 12 | Минимальная наработка, час | 1000 | 100 000 (при t=105°C) | 100 000 (при t=105°C) | 100 000 (при t=105°C) |
| 13 | Срок сохраняемости, лет | 12 | 15 | 15 | 15 |
| 14 | Число сочленений–расчленений | 500 | 200 | 500 | 500 |

Из всех неисправностей можно выделить те, которые возникают по производственным и эксплуатационным причинам. Их можно разбить на следующие группы:

1) механические повреждения электрических жгутов (перетирание изоляции или защитных материалов, подрез токонесущих жил, износ контактных поверхностей, изломы наконечников или клемм электрических разъемных соединений);

2) наличие посторонних веществ, включений в электрических коммуникациях (микровключения в паяном или обжатом электрическом соединении; следы масла, горючего, а также грязи и пыли на проводах и контактах в электрических соединителях и т.д.);

3) изменение электрических параметров и свойств электрических проводов жгутов (снижение электрической прочности изоляции из-за естественного старения изоляционных материалов, повышение переходных сопротивлений в соединениях проводов с наконечниками или клеммами из-за окисления контактных поверхностей деталей).

Практика показывает, что основной причиной отказа по вине производства может быть почти любая операция изготовления и монтажа электрических жгутов, поэтому каждый отказ должен анализироваться с принятием конкретных мер предупреждения возможности их повторения.

12.2.3 - Узлы крепления агрегатов и датчиков

Агрегаты и датчики (далее агрегаты) подразделяются на приводные и не приводные. Приводные агрегаты имеют кинематическую связь с роторами двигателя и устанавливаются на коробках приводов. Не приводные агрегаты могут размещаться на разделительном корпусе, корпусах компрессора, камеры сгорания, турбины, реверсивного устройства, сопла.

Крепление приводных агрегатов к коробке приводов осуществляется с помощью фланцев, один из которых выполняется на коробке или на устанавливаемом на коробку переходнике, а другой – на корпусе агрегата. Стяжка фланцев производится с помощью винтов, колодочных или ленточных хомутов. Вместо винтов могут применяться шпильки, вворачиваемые в коробку или в переходник. Фланцы обеспечивают центрирование агрегата и фиксацию его положения относительно коробки в угловом положении за счет установки специальных штифтов. При необходимости стык агрегата с коробкой герметизируется с помощью прокладок, уплотнительных колец или нанесения герметизирующих эмалей.

Не приводные агрегаты устанавливаются непосредственно на корпусные детали двигателя или крепятся через промежуточные узлы, именуемые

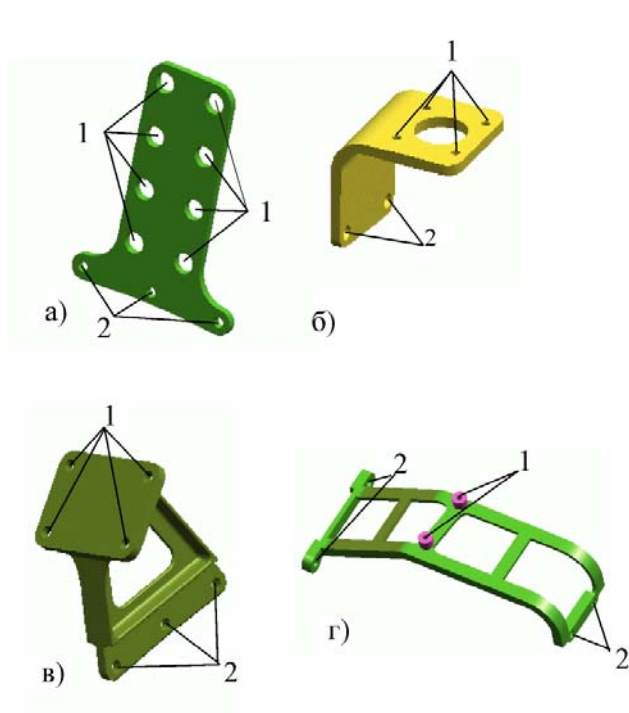


Рисунок 12.15 – Кронштейны крепления агрегатов
 а) плоский; б) Г-образный;
 в) Т-образный; г) П-образный;
 1 – отверстия для крепления агрегатов;
 2 – отверстия для крепления кронштейнов к корпусу

кронштейнами. В конструкции агрегатов для обеспечения их крепления предусматривают специальные элементы: чаще всего это резьбовые бобышки или фланцы с крепежными отверстиями. Количество бобышек или крепежных отверстий зависит от массы и габаритов агрегата и может составлять от одного до десяти и больше. В отдельных случаях агрегаты могут крепиться за поверхности, имеющие цилиндрическую или другую форму. На корпусах двигателя агрегаты крепятся либо за фланцы, образующие кольцевые или продольные стыки корпусных деталей, либо к специальным резьбовым бобышкам или дополнительным фланцам, выполненным для этого на корпусах.

Кронштейны крепления агрегатов имеют самую разнообразную форму. Наиболее распространены кронштейны плоской, Г-, Т- и П-образной формы (см. Рис. 12.15). Для уменьшения погрешности установки агрегата фиксация его положения относительно кронштейна может обеспечиваться с помощью штифтов. Если агрегат крепится за два разных фланца на корпусной детали, то для компенсации разницы в тепловых расширениях корпуса двигателя и кронштейна одно из мест крепления может быть выполнено «плавающего» типа,

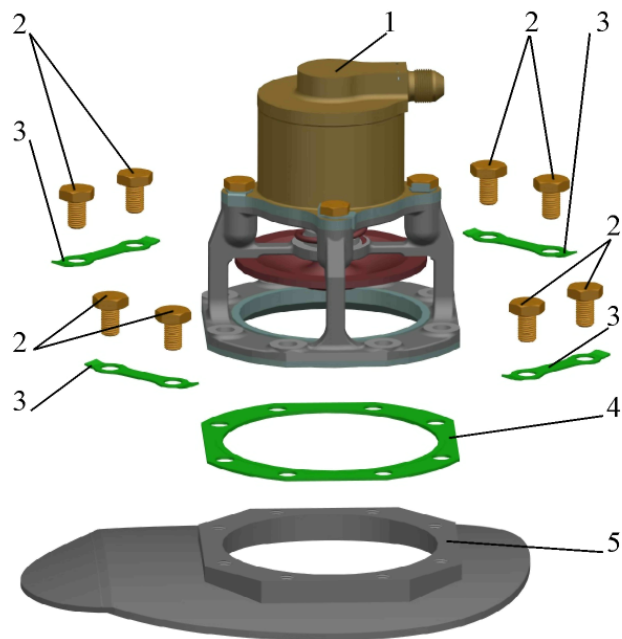


Рисунок 12.16 – Схема крепления воздушного клапана:
 1 – воздушный клапан; 2 – винты;
 3 – шайбы контровочные;
 4 – прокладка; 5 – фланец на корпусе компрессора

т.е. обеспечивать подвижность в направлении возможного теплового перемещения.

Кронштейны изготавливаются из легированных сталей и титановых сплавов, в основном, посредством литья или штамповки из листа с последующей сваркой (при необходимости).

Агрегаты могут крепиться к корпусам двигателя жестко или с определенной степенью подвижности. Подвижное крепление применяется обычно для электронных агрегатов, которые устанавливаются на специальных амортизаторах (упругих механических демпферах), позволяющих уменьшать вибронагрузки, передаваемые от корпуса двигателя к агрегату. Кроме того, подвижное крепление иногда имеют гидро- или пневмоцилиндры, при срабатывании которых происходит изменение их положения в пространстве. Агрегаты малой массы и габаритов (небольшие фильтры, клапаны) могут не иметь отдельного узла крепления за корпус, а крепятся к рядом расположенным трубопроводам. Узлы крепления агрегатов должны обеспечивать надежный электрический контакт между агрегатом и корпусом двигателя во избежание появления разности электрических потенциалов. Если это не обеспечивается, то в узле крепления предусматривается установка специальной перемычки металлизации.

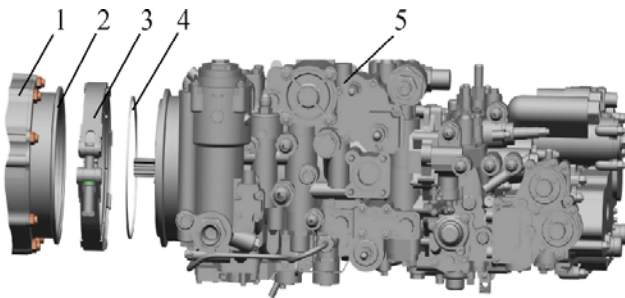


Рисунок 12.17 – Схема крепления насоса-регулятора
 1 – коробка приводов; 2 – переходник; 3 – хомут ленточный; 4 – кольцо уплотнительное резиновое; 5 – насос-регулятор

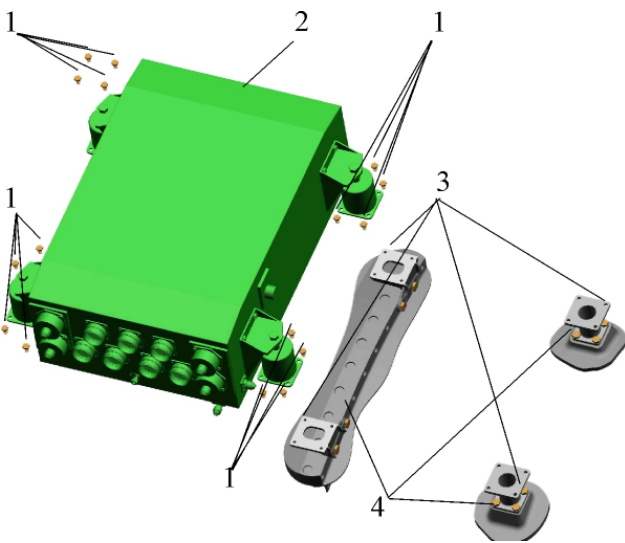


Рисунок 12.18 – Схема крепления электронного блока
 1 – винты; 2 – электронный блок с амортизаторами; 3 – кронштейны; 4 – фланцы на корпусах двигателя

Примеры крепления агрегатов приведены на Рис. 12.16...12.18.

12.2.4 - Механическая проводка управления

Механическая проводка, установленная на двигателе, является частью самолетной механической проводки управления силовой установкой, обеспечивающей кинематическую связь рычага управления двигателем с дроссельным краном топливного регулятора. Усилие, прилагаемое к рычагу управления в кабине пилота, через элементы механической проводки передается на рычаг дроссельного крана,

вызывая изменение его положения и, тем самым, изменение режима работы двигателя.

На двигателях с реверсивным устройством механическая проводка управления обеспечивает также включение и выключение реверса и управление режимом работы двигателя на обратной тяге. Кроме этого, механическая проводка может использоваться и в других целях, например, для осуществления обратной связи в системах аналогового управления ВНА или регулируемым соплом.

Различают гибкую, жесткую и смешанную механическую проводку. Гибкую проводку выполняют в виде тросов (канатов), опирающихся на ролики. Поскольку тросы могут работать только на растяжение, то гибкая проводка выполняется по двухпроводной схеме. Жесткая проводка состоит из тяг и качалок (при поступательном движении элементов), либо из карданных валов (при передаче вращательного движения). Смешанная проводка сочетает в себе гибкую и жесткую проводки. Преимуществами гибкой проводки являются малая масса и возможность размещения в «тесных» местах, преимуществами жесткой проводки – малые силы трения и более высокая точность позиционирования. Последнее объясняется тем, что в отличие от тросов у элементов жесткой проводки отсутствует вытяжка, ведущая к образованию люфтов. На практике чаще всего применяется смешанная механическая проводка.

В качестве материалов для изготовления деталей механической проводки используют стали и титановые сплавы.

Пример выполнения механической проводки управления смешанного типа схематично показан на Рис. 12.19. К ведущему ролику 1 подсоединяется карданный вал (на рисунке не показан) самолетной части проводки. С помощью трех стальных канатов (тросов) 2, 3 и 6 диаметром 3,2 мм, опирающихся на промежуточные 16, 17, 18 и 19 и направляющие 7 и 8 ролики, ведущий ролик связан с ведомым роликом 9. К нему крепятся тяга 14, идущая к рычагу дроссельного крана насоса-регулятора 15, и тяга 12, соединяющая ведомый ролик через перекидной рычаг 12 и тягу 11 с механизмом 10 управления и блокировки реверсивного устройства. При повороте ведущего ролика вращение по канатам передается на ведомый ролик и далее через тяги на рычаги соответствующих исполнительных механизмов. Для снижения трения все ролики установлены на шарикоподшипниках. Натяжение канатов осуществляется с помощью тендеров 4 и 5. Тяги имеют регулируемую длину и сферические подшипники на концах. Основная часть деталей выполнена из титановых сплавов.

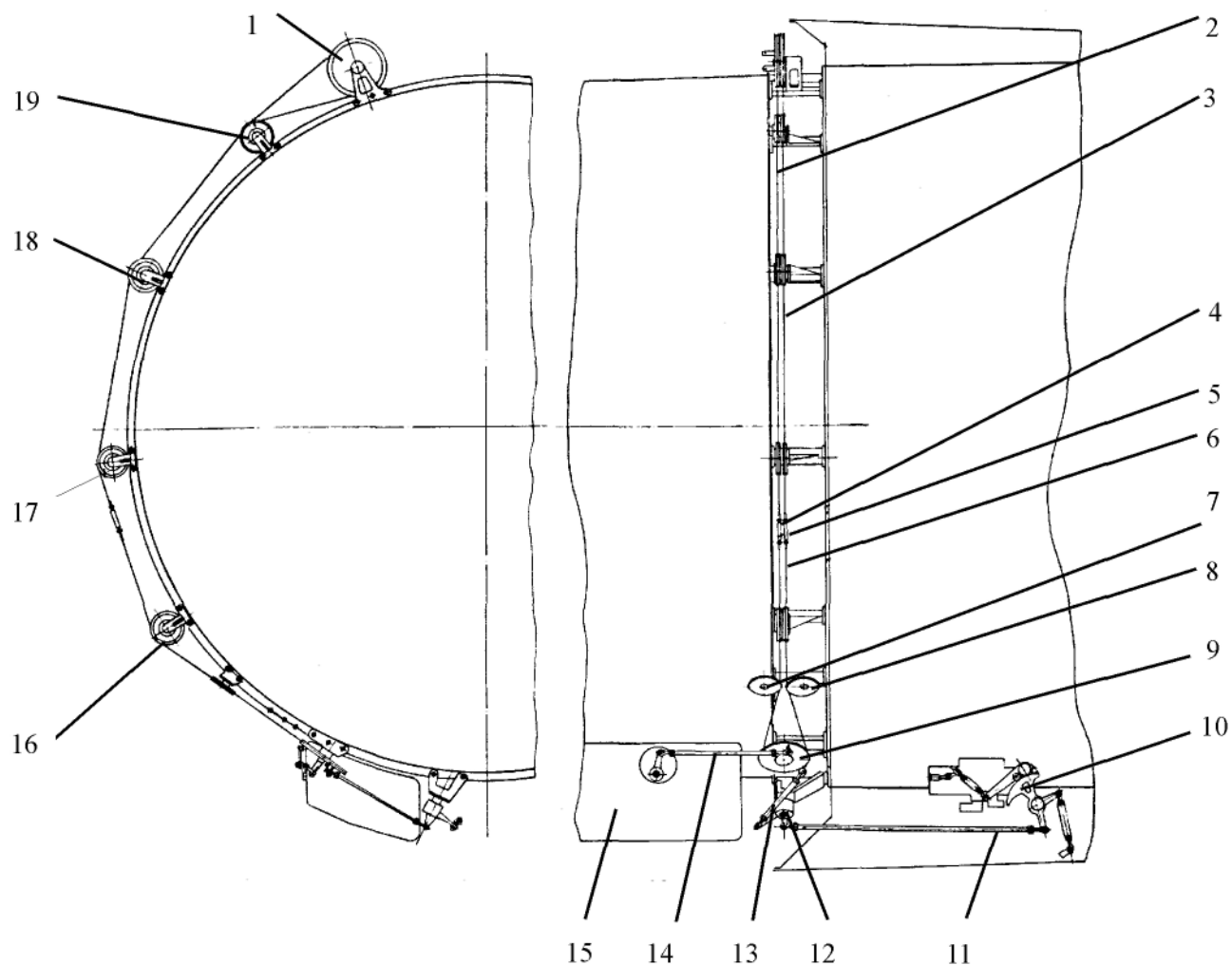


Рисунок 12.19 – Схема механической проводки управления двигателем

1 – ролик ведущий; 2, 3 и 6 – канаты; 4 и 5 – тендеры; 7 и 8 – ролики направляющие; 9 – ролик ведомый; 10 – механизм управления и блокировки реверсивного устройства; 11, 13 и 14 – тяги; 12 – рычаг перекидной; 15 – насос-регулятор; 16, 17, 18 и 19 – ролики промежуточные

12.3 - Проектирование обвязки

12.3.1 - Требования к обвязке

Технические требования можно подразделить на требования общего характера, относящиеся ко всем элементам обвязки, и требования частного характера, касающиеся ее отдельных элементов. К числу общих требований относятся ряд требований по надежности, пожаробезопасности, эксплуатационной и производственной технологичности, массе, стандартизации и унификации, технической эстетике и стоимости изготовления.

Согласно требованиям надежности, конструкция элементов обвязки (трубопроводов, электроколлекторов, узлов крепления агрегатов и датчиков и т.д.) должна обеспечивать возможность их безотказной работы в ожидаемых условиях эксплуатации в течение установленных для конкретного двигателя ресурсов, сроков службы и хранения. Элементы обвязки должны быть устойчивы к внешним воздействующим факторам (давлению, температуре, вибрациям, акустическому шуму, механическим ударам, повышенной влажности, пыли, плесневым грибам и др.), характерным для конкретного двигателя. Элементы обвязки должны быть ремонтпригодны.

Для устранения разности электрических потенциалов между элементами обязки и корпуса двигателя должен быть обеспечен надежный электрический контакт (металлизация) с малым переходным сопротивлением.

В соответствии с требованиями эксплуатационной технологичности обязка должна быть спроектирована с учетом выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту (ТО и Р) как собственно элементов обязки, так и основных узлов двигателя (обеспечение доступа к фильтрам и регулировочным устройствам агрегатов, к разъемам ТК и ЭК, к магнитным пробкам, к сливным устройствам и заправочным горловинам, к смотровым окнам (лючкам) на корпусах основных узлов; обеспечение возможности проведения монтажно-демонтажных работ по замене всех элементов обязки без съема двигателя с самолета). Основные свойства технологичной конструкции – доступность, легкоъемность, взаимозаменяемость, контролепригодность.

Обязка двигателя должна быть выполнена с учетом модульности его конструкции, т.е. должна быть обеспечена возможность разборки двигателя на модули в эксплуатации. Соединения ТК и ЭК следует располагать в плоскостях стыковки модулей. Конструкция элементов обязки должна исключать возможность ошибок обслуживающего персонала и повреждения двигателя при ТО и Р. Элементы обязки, расположенные в зонах обслуживания, не должны иметь острых углов, кромок и заусенцев или они должны быть защищены.

Что касается производственной технологичности, то конструкция элементов обязки должна быть ориентирована на использование прогрессивных технологических процессов при их изготовлении (гибка труб, а также раскройка и гибка листовых кронштейнов на станках с ЧПУ, автоматическая сварка, тонкостенное литье и т.д.).

Согласно требованиям стандартизации и унификации в конструкции обязки должны максимально применяться стандартизированные детали и узлы, использоваться минимальная номенклатура труб, разъемных соединений, электросоединителей, проводов, узлов крепления и других элементов.

Конструкция обязки должна удовлетворять требованиям технической эстетики.

Общее требование к массе и стоимости элементов обязки – обе величины должны быть по возможности минимальны (насколько это позволяют требования надежности и другие, более определяющие требования). Требования частного характера к элементам обязки рассмотрены в разделах по их проектированию.

12.3.2 - Основные принципы и порядок проектирования обязки

Под проектированием обязки понимается комплекс работ по размещению и креплению агрегатов и датчиков, разработке конструкции ТК и ЭК и механической проводки. Исторически можно выделить два подхода к проектированию обязки: «традиционный» и современный.

«Традиционный» подход к проектированию обязки сложился в 50...60 годы XX века, когда системы двигателей были относительно простыми и размещение их элементов не вызывало особых затруднений. При «традиционном» подходе обязка рассматривается как простая сумма элементов систем, и отсутствует само понятие «проектирование обязки»: проектируются основные узлы, системы, агрегаты, коробка приводов, ТК и ЭК, и в результате этого формируется конструкция обязки. Таким образом, разработка обязки представляет собой сумму в ряде случаев достаточно обособленных действий, где каждый «узловик» или «системщик» преследует прежде всего свои интересы.

Основой «традиционного» подхода является использование методов натурного макетирования для отработки конструкции обязки (см. раздел 12.3.3.1). Однако для того, чтобы изготовить натуральный макет, конструкция корпусных деталей основных узлов, коробки приводов, агрегатов и датчиков должна быть полностью определена. Но при таких условиях внесение каких-либо серьезных изменений по результатам макетирования обязки в конструкцию, например, корпуса камеры сгорания (скажем, перенос места подсоединения трубопровода) или коробки приводов (изменение расположения агрегата) может оказаться практически невозможным.

Из опыта разработки многих двигателей следует, что для получения рациональной компоновки обязки требуется неоднократная сборка макетов. Поскольку все элементы макетов изготавливаются, как правило, из металлических материалов и работа по прокладке ТК и ЭК выполняется вручную, то натуральный макет имеет достаточно высокую стоимость, а сам процесс макетирования продолжителен по времени. Кроме того, по окончании сборки макета требуется еще определенное время для выпуска необходимого объема конструкторской документации.

Существенным недостатком «традиционного» подхода является отсутствие поэтапной оценки эф-

фективности принимаемых технических решений, а также отсутствие обоснованных критериев для проведения таких оценок. Обычно конструкция обвязки оценивается по результатам сборки натурального макета.

Оценка проводится по принципу «годен – не годен» отдельно по каждому нормированному показателю (габариты, зазоры, удобство монтажа, масса и т.д.). Комплексная оценка разработанной конструкции обвязки не выполняется. В процессе оценки не исключено выявление несоответствий, для устранения которых производится переделка макета, иногда довольно серьезная.

Таким образом, основные недостатки «традиционного» подхода состоят в том, что проектирование обвязки не представляет собой единого целенаправленного процесса, «интересы» обвязки не учитываются в должной мере при разработке основных узлов и систем двигателя, оценка эффективности ее конструкции выполняется лишь на заключительном этапе, когда уже мало что можно изменить, и не является комплексной. Все это затрудняет получение рациональной компоновки обвязки.

В то же время ставка на натурное макетирование ведет к относительно позднему началу активных работ по обвязке, что удлиняет сроки проектирования двигателя, а высокая трудоемкость изготовления макетов требует относительно больших затрат сил и средств.

О недостатках «традиционного» подхода к проектированию обвязки и необходимости его совершенствования было известно уже в 70-х годах прошлого века. В частности, Н.И. Старцев [12.1], рассматривая вопросы разработки ТК, сделал ряд конкретных предложений по улучшению методологии их проектирования. Но особенно очевидным это стало при разработке двигателей IV поколения, обвязка которых заметно усложнилась. Между тем, получение рациональной компоновки обвязки является чрезвычайно важной задачей, поскольку ее конструкция может в решающей мере влиять на эксплуатационную технологичность двигателя и оказывать заметное влияние на его надежность, массу и стоимость изготовления.

Современный подход к проектированию обвязки окончательно оформился в 1990...2000 г.г., и этому в значительной мере способствовало широкое внедрение в практику проектирования компьютерных технологий. Основные положения этого подхода состоят в следующем.

Первое. При проектировании обвязка рассматривается не как сумма элементов, а как единый конструктивный модуль. Это обеспечивает комплекс-

ность, интегрированность и одинаковую целенаправленность разработки всех элементов обвязки.

Второе. Проектирование обвязки начинается вместе с началом проектирования основных узлов и систем и проводится параллельно с их разработкой. Это позволяет своевременно отслеживать «интересы» обвязки, увеличить объем схемных и конструктивных проработок ее элементов, сократить общее время проектирования двигателя.

Третье. Разработка конструкции основных узлов и систем двигателя, а также решение вопросов интеграции конструкции двигателя и самолета осуществляется с учетом «интересов» обвязки. В отношении основных узлов эти «интересы», прежде всего, распространяются на тип и расположение на корпусных деталях подсоединительных мест трубопроводов (штуцеров, фланцев) и специальных мест крепления (ребер, бобышек) элементов обвязки, а также на расположение агрегатов на коробке приводов. В отношении систем – это, обычно, требования к форме и габаритам агрегатов и датчиков, к типу и расположению на них подсоединительных мест для трубопроводов и электрожгутов и мест крепления, к расположению на агрегатах регулировочных винтов, фильтров, магнитных пробок и других элементов, задействованных при техническом обслуживании. Реализация этих требований не ухудшает функциональных характеристик основных узлов и агрегатов, но позволяет упростить и рационализировать конструкцию обвязки.

Необходимо заметить, что применительно к системам «интересы» обвязки могут иметь более глубокий характер и распространяться не только на конструктивное оформление агрегатов, но и на структуру систем. Это связано с тем, что, например, от выбора типа приводного устройства клапанов и заслонок (гидропривод, пневмопривод или электропривод) или от количества и сложности примененных агрегатов в решающей мере зависят характеристики обвязки.

Что касается интеграции конструкции двигателя и самолета, то «интересы» обвязки, как правило, распространяются на выбор размеров (диаметра) мотогондолы, определение состава размещаемых на двигателе самолетных агрегатов, расположение и тип стыковочных мест коммуникаций двигателя и самолета.

Четвертое. Основной объем работ по пространственной увязке положения агрегатов и датчиков, прокладке ТК и ЭК выполняется на «электронных» макетах (см. раздел 12.3.3.2). Натурный макет теряет свои проектные функции и начинает использоваться как габаритный макет двигателя

для примерки на самолете, а также для представительских целей. В перспективе и оставшиеся функции натурного макета может взять на себя «электронный» макет. Переход на «электронное» макетирование позволяет существенным образом сократить затраты времени и средств на проектирование обязки.

Пятое. Вводится многоступенчатая оценка эффективности принимаемых технических решений при разработке обязки, основанная на объективных критериях. К числу частных критериев относятся надежность, эксплуатационная технологичность, масса и трудоемкость изготовления. Обобщающими критериями могут выступать стоимость разработки и цена двигателя, величина затрат на его эксплуатацию. Такой подход позволяет проводить обоснованный выбор схемных и конструктивных решений, в наибольшей мере удовлетворяющих конструкторов, производственников и эксплуатантов.

Шестое. Проектирование обязки проходит под единым техническим руководством. Это обеспечивает координацию работ «узловиков» и «системщиков», задействованных в разработке обязки.

В свете изложенного, процесс проектирования обязки можно условно подразделить на четыре этапа (см. Рис. 12.20).

На первом этапе определяется общий облик обязки и осуществляется постановка задачи проектирования в виде разработки технического задания (ТЗ). ТЗ на проектирование обязки должно устанавливать цели, задачи, условия и критерии проектирования и содержать весь комплекс требований, предъявляемых на данном двигателе к обязке и, со стороны обязки, к основным узлам и системам. ТЗ формируется на основе анализа требований к разрабатываемому двигателю, положений действующей нормативно-технической документации и опыта предыдущих разработок.

На втором этапе осуществляется эскизное проектирование обязки, конечной целью которого является разработка ее плоской модели. Плоская модель обязки представляет собой схему размещения агрегатов и датчиков с разводкой всех ТК и ЭК, выполненную на развертке корпусов двигателя. Основой для построения плоской модели являются пневмогидравлические схемы систем двигателя.

На третьем этапе в результате рабочего (технического) проектирования создается объемная модель обязки. Это наиболее продолжительный и трудоемкий этап, включающий полную конструктивную проработку всех элементов обязки и выполнение всего комплекса необходимых расчетов. Объемная модель может существовать как в виде компьютерного файла, так и в виде натурного макета.



Рисунок 12.20 – Укрупнённая блок-схема проектирования обязки

На четвертом этапе выпускается конструкторская документация.

Приведенный порядок проектирования, как правило, не имеет строго последовательного характера. Например, выпуск чертежей на отдельные детали может начинаться с этапа эскизного проектирования. С другой стороны, в процессе создания объемной модели не исключены изменения в конструкции основных узлов и систем, для реализации которых может потребоваться предварительная проработка элементов обязки на плоской модели. В свою очередь, объемная модель может уточняться по результатам выпуска конструкторской документации и т.д. Параллельно-последовательный подход позволяет сократить сроки выполнения работ и широко применяется на практике.

12.3.3 - Методы отработки конструкции обязки

12.3.3.1 - Натурное макетирование

Натурное макетирование – это метод отработки конструкции обязки посредством физического моделирования ее элементов. Итогом работ является создание полноразмерного натурного макета (физической модели) обязки, соответствующего

двигателю по габаритам, присоединительным местам, размещению и креплению агрегатов, датчиков, трубопроводов и электропроводки. Общие требования к применению и изготовлению макетов ГТД изложены в ОСТ 102673-89. Конструктивно натурный макет состоит из макетов собранных корпусных деталей двигателя с установленными на них макетами коробок приводов, агрегатов, датчиков, трубопроводов и электроколлекторов. Если двигатель имеет внутреннюю и наружную обвязку, то изготавливаются два натуральных макета – наружный и внутренний.

Натурному макетированию всегда предшествуют компоновочные работы, в процессе которых проводится размещение всех приводных агрегатов и части неприводных агрегатов (обычно это агрегаты, имеющие относительно большие размеры и массу). Кроме того, осуществляется компоновка отдельных трубопроводов большого диаметра, которые могут существенно влиять на конструкцию обвязки.

Все детали натуральных макетов обычно выполняют из металлических материалов. При изготовлении макетных деталей допускается:

- упрощенное изготовление по внутренним поверхностям, невидимым снаружи и несопрягаемым при сборке с другими макетными деталями. Например, агрегат или датчик может не содержать «внутренних» деталей или вообще выполняться из цельного куска материала;
- вместо легированных сталей, никелевых и титановых сплавов использовать углеродистые стали и алюминиевые сплавы;
- применять механическую обработку и сварку вместо литья и штамповки;
- повышать шероховатость поверхностей;
- не выполнять контровку резьбовых соединений;
- сокращать технологический процесс изготовления за счет операций, не влияющих на основные характеристики макетных деталей (исключать рентгеновский контроль, проверку на герметичность и т.д.).

В то же время точность изготовления макетных деталей и сборочных единиц по местам, определяющим характерные свойства макета обвязки, должна соответствовать точности изготовления реальных деталей и сборочных единиц.

После изготовления макетных корпусных деталей, коробки приводов, ранее скомпонованных трубопроводов и получения макетов агрегатов и датчиков от предприятий-смежников начинают сборку натурального макета под отработку обвязки. При этом необязательно все детали или



Рисунок 12.21 – Натурный макет наружной обвязки двухконтурного ГТД

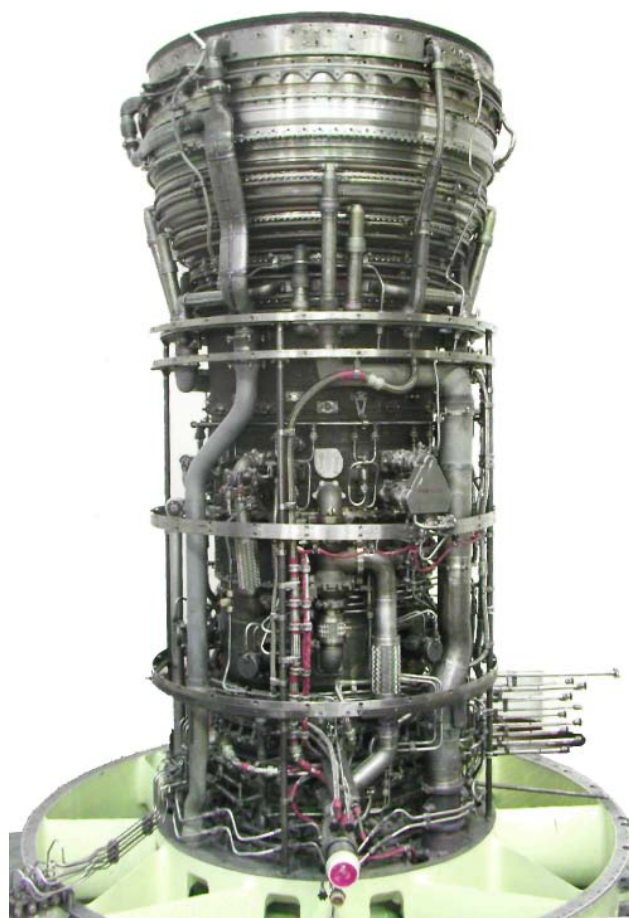


Рисунок 12.22 – Натурный макет внутренней обвязки двухконтурного ГТД

агрегаты должны быть макетными – часто используются рабочие экземпляры. Макетирование начинают с определения положения всех агрегатов и датчиков, затем выполняется прокладка ТК и на завершающем этапе осуществляется разводка ЭК.

Полностью собранный макет проходит приемку макетной комиссией с оформлением акта о его пригодности как образца (эталона) обязки двигателя. По результатам макетирования разрабатываются чертежи трубопроводов, электрожгутов, деталей крепления, монтажные чертежи агрегатов и датчиков, ТК и ЭК и другая документация. Макеты трубопроводов и электрожгутов используются как образцы (эталон) при изготовлении реальных трубопроводов и электрожгутов.

В процессе создания двигателя обычно изготавливаются несколько макетов обязки. Это связано как с изменениями в конструкции двигателя, так и с поиском наиболее рациональной компоновки обязки. Кроме того, как правило, изготавливается отдельный макет для примерки двигателя в мотогондоле самолета.

На Рис. 12.21 и 12.22 в качестве примера приведены фотографии макетов наружной и внутренней обязки двухконтурного ГТД.

Основные преимущества натурного макетирования состоят в наглядности результатов, в наличии полной гарантии возможности реализации разработанной конструкции обязки, в возможности непосредственной оценки габаритов, зазоров, уровня производственной и эксплуатационной технологичности.

К недостаткам этого метода относится достаточно высокая стоимость создания натуральных макетов (до 10% стоимости двигателя), относительно большие затраты времени на выполнение работ (от одного до нескольких месяцев непосредственно на макетирование), проблематичность получения рациональной компоновки обязки из-за ограниченных возможностей по количеству собираемых макетов.

12.3.3.2 - Электронное макетирование обязки

Еще совсем недавно натурный макет обязки рассматривался как основное средство для отработки конструкции десятков и сотен трубопроводов, определения окончательного положения многих агрегатов и датчиков, выбора длины и схемы разводки электропроводки. В 90-е годы XX века проектирование обязки поднялось на качественно новую ступень. Благодаря появлению достаточно

производительных персональных компьютеров и развитию систем САД-проектирования, на смену натурному макетированию обязки пришло макетирование электронное, ставшее важным и обязательным инструментом современной технологии создания газотурбинных двигателей [12.7]. За короткое время пройден путь от выполнения отдельных компоновок до создания полномасштабных электронных макетов обязки и непосредственного использования результатов макетирования при выпуске конструкторской документации, подготовке производства и сборке двигателей.

Примечание. Термины «электронный макет» и «электронное макетирование» нельзя назвать достаточно точными, поскольку электронный макет не является физическим объектом. Это объемная компоновка обязки, выполненная с применением средств компьютерной графики (т.е. это объект виртуальный).

Преимущества применения электронных макетов состоят не только в том, что при замене «железного» макета на виртуальный происходит сокращение затрат времени и средств на создание двигателя. Главное преимущество заключается в появлении принципиально новой ситуации, когда элементы обязки могут разрабатываться параллельно с основными узлами и системами, начиная с самых ранних стадий проектирования. Это позволяет своевременно учитывать и согласовывать требования всех заинтересованных субъектов проектирования, осуществляя разработку конструкции обязки интегрированно с другими составными частями двигателя, а также появляется возможность проработки большего числа конструктивных решений для выбора рационального варианта. В целом, открываются перспективы для существенного улучшения конструкции обязки.

В числе других очевидных преимуществ электронного макета перед натурным макетом обязки следует отметить:

- высокую точность задания и определения размеров, которая зависит только от возможностей применяемых технических и программных средств, а это намного выше практических потребностей;
- неограниченность доступа к электронному макету, как по числу пользователей, так и по времени;
- большую информативность электронного макета и оперативность получения нужной информации;
- возможность хранения всех вариантов электронного макета данного двигателя в течение всего жизненного цикла;
- минимальные расходы на копирование, пере-

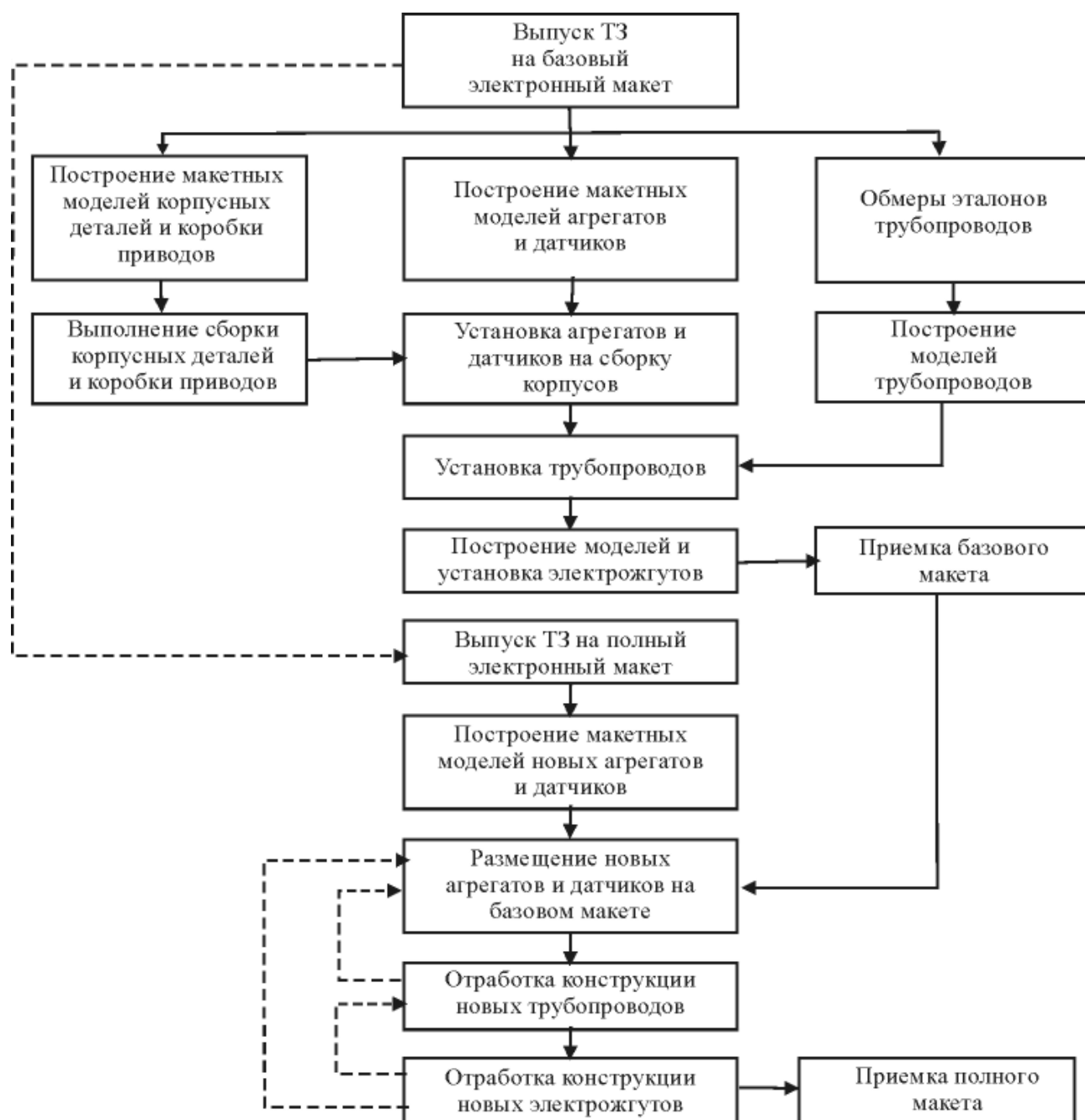


Рисунок 12.23 – Схема разработки электронного макета обязки двигателя

дачу и работу с макетом на других предприятиях;
 - отсутствие необходимости изготовления и использования эталонов трубопроводов.

Кроме того, разработанные трехмерные модели трубопроводов можно непосредственно применять для оценки частот собственных колебаний, расчета статических напряжений, анализа запасов по малоцикловой усталости, определения массы, автоматизированного выпуска чертежей и подготовки программ гибки труб, а также для разработки документации на стапели.

Электронные макеты можно подразделить на концептуальные, эскизные и технические (рабочие) – по этапам создания двигателя, а также на базовые и полные. Базовый макет – это отправная точка для проектирования обязки. Он содержит все элементы, положение и конструкция которых на момент начала проектирования определены. Поэтому, например, в одном случае базовый электронный макет может состоять из корпусов основных узлов и коробки приводов, в другом – включать практически всю обязку двигателя, кроме той ее

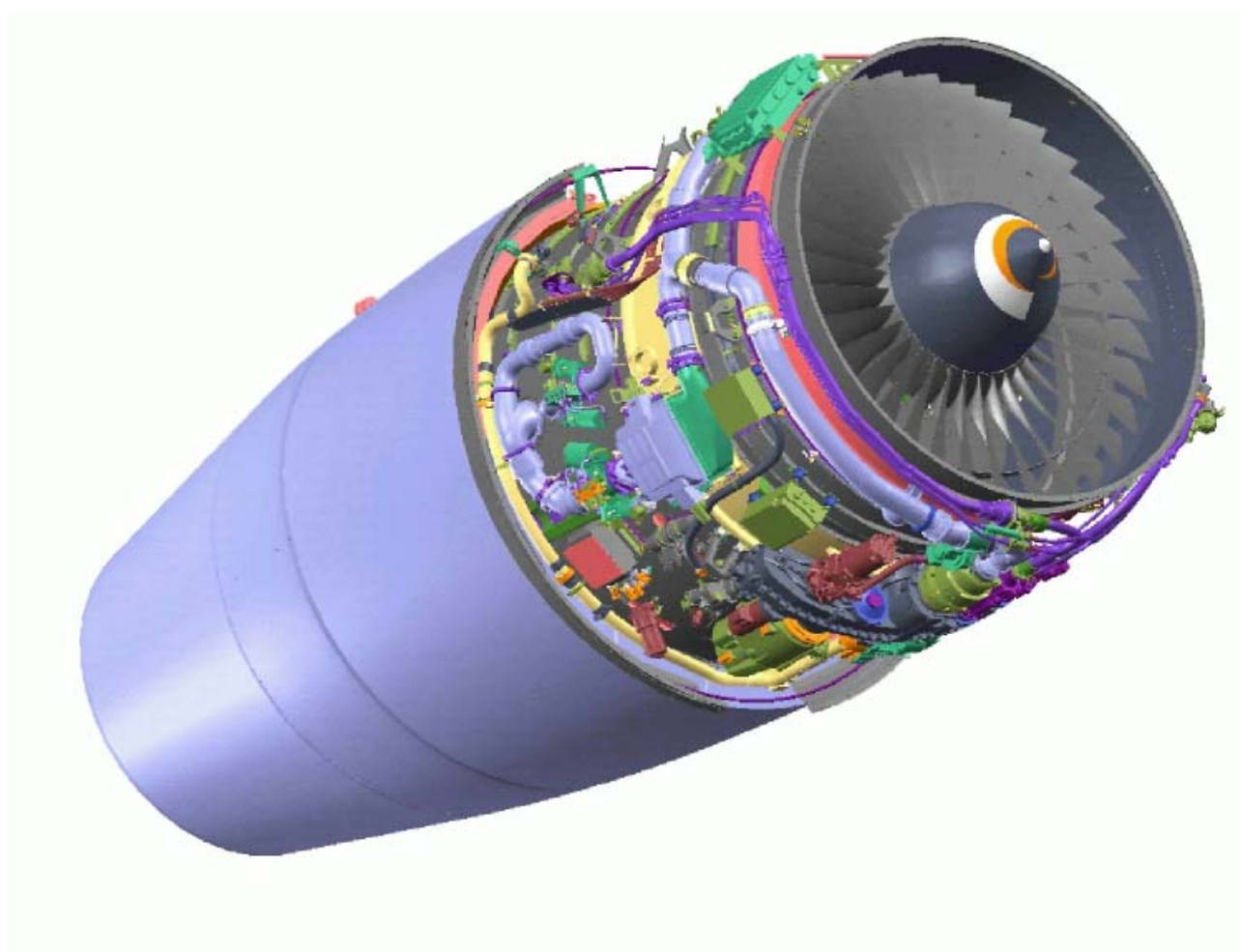


Рисунок 12.24 – Эскизный электронный макет наружной обвязки двигателя ПС-90А2 (вариант)

части, которую предстоит спроектировать. Полный макет – законченная компоновка обвязки, соответствующая конкретному этапу создания двигателя.

Рассмотрим порядок создания электронного макета на примере двигателя, подвергнутого глубокой модификации. Разработка электронного макета (см. Рис. 12.23) начинается с выпуска ТЗ на базовый макет, определяющего цели и задачи его создания и предъявляемые требования. Собственно работы по базовому макету открываются с параллельного создания макетных моделей деталей и узлов, входящих в базовый макет (корпусные детали основных узлов, коробка приводов, агрегаты, датчики, типовые элементы ТК и электропроводки и др.). Проводятся обмеры геометрии эталонов трубопроводов и строятся их макетные модели. Следующими шагами являются «сборка» корпусов двигателя, «установка» коробки приводов, агрегатов, датчиков и трубопроводов. Завершающее действие – «прокладка» электрожгутов, которая выполняется с ориентировкой на рабочий двигатель или натурный макет. Законченный базо-

вый электронный макет проходит приемку на соответствие ТЗ.

На полный макет выпускается отдельное ТЗ. Работы начинаются с построения макетных моделей новых агрегатов и датчиков. Затем выбирается их расположение на базовом макете. После чего выполняется отработка конструкции новых ТК и электрожгутов. При этом с целью рационализации конструкции обвязки возможны неоднократные возвраты на предыдущие этапы (выбор нового положения агрегатов и датчиков, корректировка конфигурации трубопроводов, уточнение разводки электропроводки и т.д.), а также частичное изменение конструкции элементов, относящихся к базовому макету. Приемка полного макета включает проверку соответствия спроектированной обвязки требованиям по назначению, надежности, эксплуатационной и производственной технологичности, габаритам, массе и др.

Представленный порядок разработки электронного макета обвязки можно рассматривать как общий случай, из которого возможны исключения.

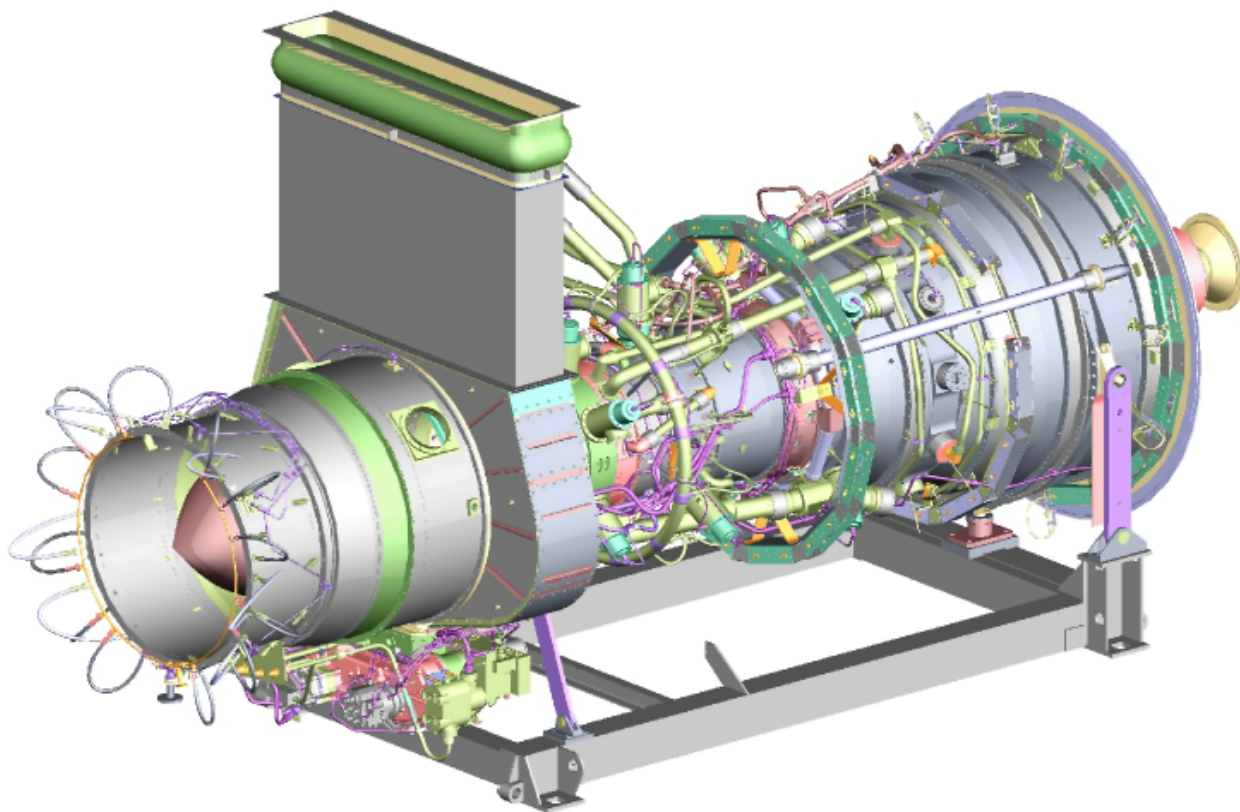


Рисунок 12.25 – Полный технический электронный макет обвязки двигателя ПС-90ГП-25

Если разрабатывается совершенно новый двигатель, то все работы по созданию макетных моделей агрегатов и датчиков, их размещению, прокладке трубопроводов и электрожгутов могут относиться к полному макету. С другой стороны, если проводится модификация двигателя, имеющего полный электронный макет обвязки, то макетные модели необходимо создавать только для новых агрегатов и датчиков, а новый базовый макет получается из «старого» полного электронного макета за счет снятия «лишних» элементов. При разработке новых агрегатов с применением средств компьютерной графики макетные модели создаются в процессе разработки, и необходимость в их специальном построении отпадает.

В качестве примера на Рис. 12.24 показан один из вариантов полного эскизного электронного макета наружной обвязки двигателя ПС-90А2, а на Рис. 12.25 представлен полный технический электронный макет двигателя ПС-90ГП-25. Количественная характеристика макетов дана в таблице 12.4.

Цель создания эскизного макета двигателя ПС-90А2 состояла в предварительном выборе рационального расположения новых агрегатов, датчиков и основных ТК. На макете показаны не все элементы обвязки, а только те, которые необходимы для решения поставленных задач. В изображении ротора вентилятора, обводов реверсивного устройства и сопла в данном случае нет необходимости. Это выполнено в эстетических целях для рекламного представления макета обвязки.

Технический макет двигателя ПС-90ГП-25 создавался с целью окончательной отработки конструкции обвязки. На макете присутствуют все ее необходимые элементы.

По трудоемкости создания первые электронные макеты существенно более трудоемки, чем последующие. Во-первых, это связано с тем, что с созданием первых макетов одновременно разрабатываются макетные модели типовых деталей и узлов обвязки. Для ТК, например, это ниппели, штуцеры, фланцы, накидные гайки, проходники, тройники, компенсаторы, узлы крепления и т.д.

Таблица 12.4

Характеристика электронных макетов обязки двигателей ПС-90А2 и ПС-90ГП-25

| Показатель | Количественное значение | |
|---|-------------------------|-------------|
| | ПС-90А2 | ПС-90ГП-25 |
| Назначение макета | Эскизный | Технический |
| Количество агрегатов и датчиков, шт. | 45 | 39 |
| Количество трубопроводов, шт. | 40 | 236 |
| Количество элементов соединительной арматуры (проходников, тройников и т.д.), шт. | – | 261 |
| Количество узлов крепления трубопроводов, шт. | – | 289 |
| Общее количество макетных моделей, шт. | 1724 | 4617 |
| Суммарный объем файлов, Гб | 1,2 | 1,7 |

В составе обязки доля макетных моделей типовых деталей и узлов составляет до 70%. Во-вторых, при создании первых электронных макетов отрабатывается методика электронного макетирования и происходит отладка организационного взаимодействия между различными подразделениями ОКБ. В дальнейшем трудоемкость создания электронного макета зависит от того, является ли данный двигатель новым или это модификация. Для нового двигателя необходима разработка новых макетных моделей корпусных деталей, коробки приводов, агрегатов и датчиков. Если это модификация двигателя, имеющего полный технический электронный макет, то для сборки базового макета используется большинство уже созданных макетных моделей с необходимыми доработками.

12.3.4 - Размещение агрегатов, датчиков и проектирование узлов крепления

Размещение агрегатов и датчиков оказывает определяющее влияние на конструкцию обязки и этому вопросу уделяется особое внимание.

При размещении агрегатов и датчиков необходимо соблюдать следующие основные требования (в дополнение к разделу 12.3.1):

- между агрегатом и мотогондолой должны быть обеспечены достаточные зазоры;

- максимальная окружающая температура в зоне размещения не должна превышать предельных для данного агрегата значений. Особенно это касается электронных агрегатов и датчиков, для которых окружающая температура должна быть не выше 80...90°C;

- для снижения пожароопасности агрегаты масляной и топливной систем по возможности должны размещаться вне «горячих» зон двигателя или должны быть предусмотрены соответствующие мероприятия;

- должна быть обеспечена монтажная независимость агрегатов и датчиков, возможность их замены в эксплуатации без съема двигателя с самолета, удобный доступ для проведения технического обслуживания, как агрегатов, так и основных узлов двигателя;

- расположение агрегатов должно обеспечивать минимальные длины ТК и ЭК;

- должна быть сведена к минимуму возможность попадания на электрические элементы агрегатов рабочих жидкостей при проведении работ по техническому обслуживанию и ремонту.

В первую очередь размещаются приводные агрегаты и датчики (топливные, масляные и гидравлические насосы, насосы-регуляторы, электри-

ческие генераторы, стартеры, датчики-тахометры и т.д.). Это происходит при эскизном проектировании коробок приводов. В целом, расположение приводного агрегата на двигателе зависит от его положения на коробке приводов и от размещения самой коробки. Выбор положения агрегата на коробке определяется передаваемой мощностью, его габаритными размерами, возможностью подвода ТК и ЭК, требованиями эксплуатационной технологичности и другими обстоятельствами. На размещение коробки приводов оказывает влияние тип двигателя, его компоновочная схема, особенности основных узлов, вариант крепления двигателя на самолете и многие другие условия. На большинстве современных двигателей применяется одна, реже две коробки приводов. На двигателях с одной коробкой она может располагаться снизу (преимущественно), сверху или сбоку двигателя. У двухконтурных ГТД большой тяги коробка приводов может устанавливаться на газогенераторной части двигателя.

При размещении неприводных агрегатов (регуляторы подачи топлива, агрегаты управления соплом и реверсивным устройством, фильтры, теплообменники, клапаны и заслонки, электронные регуляторы, датчики температуры и давления и т.д.) руководствуются следующим:

- электронные агрегаты устанавливают преимущественно на наружных корпусах вентилятора и разделительном корпусе, поскольку здесь минимальные окружающие температуры и низкий уровень вибраций;

- воздушные клапаны и заслонки размещаются по ходу магистралей подачи воздуха, исходя из получения минимальных длин трубопроводов;

- основную часть топливных и масляных агрегатов располагают на наружных корпусах двигателя или корпусах газогенератора в зависимости от расположения коробки приводов. Цель та же – минимизация длин ТК.

Большую часть датчиков измерения параметров составляют датчики измерения температуры и давления. Датчики температуры размещаются непосредственно в месте измерения параметра: на корпусах основных узлов, агрегатов или на трубопроводах. Датчики, а также сигнализаторы давления применяются, в основном, дистанционного типа и устанавливаются в зонах с невысокой температурой окружающей среды и минимальными вибрациями (передняя часть газогенератора, наружные корпуса двигателя). С целью исключения дополнительной электрической проводки некоторые датчики давления (например, измерения давления воздуха на входе в двигатель и за компрессором)

могут быть непосредственно встроены в конструкцию электронного регулятора двигателя.

На современных двигателях обычно размещается часть неприводных агрегатов самолетных систем (например, заслонки, регуляторы и теплообменники начального участка системы кондиционирования воздуха, обратные клапаны гидросистемы и т.д.). Агрегаты могут устанавливаться снаружи двигателя или на корпусах газогенератора – в зависимости от конкретной компоновки системы.

В качестве преимуществ «внутреннего» расположения коробки приводов и, соответственно, большей части агрегатов и трубопроводов топливной, масляной и воздушных систем отмечается возможность уменьшения диаметра мотогондолы и меньшая пожароопасность наружной обвязки. Недостаток такой компоновки состоит в том, что усложняется доступ к агрегатам при техническом обслуживании и ремонте, в том числе и по причине высокой плотности обвязки из-за относительно малого диаметра корпусных деталей газогенератора (см. Рис. 12.1). Кроме того, корпусные детали имеют здесь более высокую температуру, чем наружные корпуса двигателя. А поскольку элементы внутренней обвязки обычно закрывают кожухами, образующими внутреннюю стенку канала наружного контура, то для создания приемлемых температурных условий для работы агрегатов и снижения пожароопасности должна быть обеспечена эффективная продувка зоны размещения обвязки воздухом, отбираемым из-за вентилятора или КНД.

На некоторых двигателях (например, на двигателях серий CF6-80 и GE-90) коробку приводов с приводными и частью неприводных агрегатов, трубопроводов и электропроводки защищают от «горячих» корпусов с помощью металлического экрана. В результате образуется отдельный отсек агрегатов, в котором за счет продувки воздухом поддерживаются необходимые температурные условия.

Узлы крепления агрегатов и датчиков должны соответствовать следующим основным требованиям (в дополнение к разделу 12.3.1):

- иметь достаточную прочность и жесткость. Не допускается передача нагрузок от агрегатов и датчиков на подсоединяемые трубопроводы;

- обеспечивать положение агрегата с заданной точностью;

- обеспечивать возможность удобного и многократного монтажа и демонтажа агрегата;

- обладать малой массой.

Узлы крепления неприводных агрегатов и датчиков разрабатываются на этапе рабочего проек-

тирования обязки, и в общем случае порядок работ может быть следующим:

- выбирается тип крепления (жесткое или упругодемпферное);
- определяется схема крепления (непосредственно к корпусу двигателя или через кронштейны, количество и вид кронштейнов);
- выбираются материалы крепежных деталей;
- отрабатывается конструкция узла крепления с выполнением необходимых прочностных оценок (учет действия функциональных, весовых, инерционных, аэродинамических и других нагрузок);
- выпускаются чертежи деталей и сборочных единиц узла крепления и монтажный чертеж агрегата или датчика.

12.3.5 - Проектирование трубопроводных коммуникаций

Целью проектирования ТК является создание работоспособной конструкции коммуникаций, отвечающей поставленным требованиям.

К ТК предъявляются следующие требования (в дополнение к разделу 12.3.1):

- по пропускной способности. Должна обеспечиваться возможность подачи рабочих жидкостей и газов с заданными расходами при потерях давления в магистрали, не превышающих установленные величины;
- по герметичности. Разъемные соединения должны обеспечивать заданную степень герметичности в течение установленного ресурса без дополнительных подтяжек в эксплуатации;
- по прочности. Элементы трубопроводов должны иметь трехкратные запасы по статической и усталостной прочности;
- по исключению механических повреждений. Должна быть исключена возможность касания элементов коммуникаций друг с другом, с деталями агрегатов, с корпусными деталями двигателя, с электрожгутами за счет обеспечения гарантированных зазоров;
- по пожаробезопасности. ТК, содержащие горючие жидкости или их пары, ТК гидросистем и систем пожаротушения, а также воздушные коммуникации, разрушение которых при пожаре может привести к подаче воздуха в мотогондолу, должны быть выполнены из огнестойких материалов или защищены от воздействия высоких температур. Трубопроводы, имеющие температуру стенок выше 200°C и расположенные в мотогондоле, должны быть теплоизолированы. Теплоизоляционное покрытие трубопроводов не должно впитывать

рабочие жидкости. Трубопроводы с горючими жидкостями должны по возможности располагаться таким образом, чтобы в случае утечки исключить попадание этих жидкостей на горячие поверхности корпусов двигателя.

К некоторым ТК предъявляются особые требования в силу специфических условий их работы:

- трубопроводы всасывания и откачки масла от опор двигателя, а также безнапорные дренажные трубопроводы должны выполняться с уклоном по потоку жидкости и не иметь колен и петель в вертикальной плоскости для исключения образования в них воздушных пробок;
- ТК пневмосистем, а также датчиков измерения давления воздуха и газа должны выполняться с мероприятиями по предотвращению накапливания и замерзания в них конденсата;
- в ТК, расположенных после масляных фильтров, должны отсутствовать «карманы», в которых могут накапливаться загрязнения.

Процесс проектирования ТК содержит те же этапы, что и проектирование обязки в целом (см. раздел 12.3.2). На этапе концептуального проектирования определяется общий конструктивный облик коммуникаций и разрабатывается техническое задание на проектирование, которое является частью технического задания на проектирование обязки. Определение общего конструктивного облика включает предварительный выбор материалов для деталей ТК, определение разрешенной к применению номенклатуры труб (по диаметрам и толщине стенки), типов неразъемных и разъемных соединений, узлов крепления, компенсаторов и других элементов, оценку необходимости разработки новых или модификации существующих конструкций элементов ТК для улучшения их характеристик и решение других вопросов.

На этапе эскизного проектирования после разводки коммуникаций на плоской модели обязки определяются диаметры и толщины стенок труб, уточняется выбор материалов, типов разъемных соединений и узлов крепления. Предварительно оценивается надежность, уровень эксплуатационной технологичности и масса.

Внутренний диаметр расходных ТК определяется на основании гидравлического расчета магистрали, исходя из условия обеспечения $\Delta P_{\text{ТК}} \leq \Delta P_{\text{ТКдоп}}$ при заданном значении расхода жидкости или газа ($\Delta P_{\text{ТК}}$ – фактические, а $\Delta P_{\text{ТКдоп}}$ – допускаемые потери давления в магистрали).

Для нерасходных ТК применяются трубы с минимальным диаметром, разрешенным к применению на данном двигателе (обычно D_{min} составляет 6 или 8 мм).

Толщина стенки трубы определяется из расчета на прочность от внутреннего давления, исходя из условия обеспечения трехкратного запаса (n) по разрушающему давлению, т.е.

$$n = P_{\text{РАЗР}} / P_{\text{РАБmax}} \geq 3,$$

где $P_{\text{РАБmax}}$ – максимальное рабочее давление жидкости или газа в трубопроводе;

$P_{\text{РАЗР}}$ – величина разрушающего давления для трубы с данной толщиной стенки.

Если полученная толщина стенки трубы (S) меньше минимально допустимой (S_{min}) для данного двигателя, то принимают $S = S_{\text{min}}$ (обычно $S_{\text{min}} = 0,6 \dots 1$ мм). Если полученная толщина стенки больше S_{min} , то принимается ближайшее большее ее значение из разрешенной к применению номенклатуры труб.

Примечание – Ограничения по D_{min} и S_{min} устанавливаются обычно, исходя из опыта для повышения запасов усталостной прочности и уменьшения механической повреждаемости трубопроводов.

На этапе технического проектирования разрабатывается окончательная конструкция ТК в виде объемной модели, создаваемой средствами компьютерной графики или посредством натурного макетирования (см. раздел 12.3.3).

При создании объемной модели отрабатывается окончательная конфигурация трубопроводов, размещаются узлы крепления и промежуточные разъемные соединения, решаются вопросы компенсации монтажных неточностей и тепловых расширений, выполняются проверочные гидравлические и прочностные расчеты, а также проводится частотная отстройка трубопроводов. При необходимости трубопроводы рассчитываются на малоцикловую усталость.

В случае отсутствия возможности применения типовых элементов разрабатываются новые соединения, узлы крепления, компенсаторы. Оценивается масса ТК, уровень надежности и эксплуатационной технологичности.

Целью частотной отстройки является снижение вибронпряжений в трубопроводах. Полученная расчетом частота собственных колебаний любого участка трубопровода сравнивается с частотой наиболее вероятных источников возбуждения (обычно это вращающиеся роторы двигателя). Если различие между частотами меньше 25%, то предпринимаются конструктивные меры по изменению собственной частоты за счет изменения схемы крепления трубопровода, его конфигурации или устанавливаются узлы крепления с демпфированием колебаний.

При расчетах на малоцикловую усталость оценивается фактический ресурс трубопровода в циклах при наличии упруго-пластических деформаций (вызванных, например, тепловым расширением корпусов). Если ресурс меньше требуемого с учетом установленного запаса, изменяется конструкция трубопровода или условия крепления для снижения величины возникающих напряжений.

В случае если результаты проектирования удовлетворяют поставленным требованиям, проводится выпуск конструкторской документации: чертежей деталей и сборочных единиц ТК, сборочных чертежей ТК, технических условий на изготовление и монтаж трубопроводов и других документов.

Следует отметить, что на этапе документирования проектирование ТК фактически не заканчивается. По результатам вибропрочностной и ресурсной доводки трубопроводов на двигателях неизбежны отдельные уточнения их конструкции. Кроме того, в процессе доводки двигателя изменяется облик его основных узлов и систем, что также неизбежно приводит к необходимости перепроектирования части ТК.

Главным критерием эффективности конструкции ТК является надежность (безотказность), поскольку отказ (поломка) даже одного трубопровода (из нескольких сотен!) может привести к выключению двигателя в полете. Поэтому важнейшей задачей при проектировании ТК является обеспечение их надежной работы.

С точки зрения надежности ТК можно отнести к простым системам, надежность которых будет тем выше, чем меньше они содержат элементов и чем больше надежность каждого из таких элементов. С учетом этого весь комплекс мероприятий, направленных на повышение надежности коммуникаций при проектировании, можно поделить на две группы. К первой группе относятся мероприятия по упрощению компоновки ТК путем уменьшения длины и сокращения количества применяемых деталей и узлов и их типоразмеров. Вторую группу составляют мероприятия по повышению физической надежности трубопроводов.

Мероприятия первой группы реализуются как за счет внешних факторов: уменьшения числа применяемых агрегатов и датчиков, количества жидкостных и газовых связей, так и за счет рациональной трассировки коммуникаций. Конкретными шагами в этом направлении могут быть, например, объединение электронных блоков систем управления и контроля и некоторых датчиков в одном агрегате, аналогичное объединение топливных насосов низкого и высокого давления, исключение дублирующего гидромеханического контура уп-

равления, уменьшение количества перепускных клапанов на компрессоре за счет увеличения их размеров, использование одного фланца на компрессоре для отборов воздуха на ПОС и СКВ и др. В целом, упрощение компоновки ТК оказывает положительное влияние не только на надежность, но и на массу, эксплуатационную технологичность и стоимость изготовления.

Физически надежность ТК можно охарактеризовать через запасы статической и усталостной прочности, устойчивость к повреждаемости и потере герметичности. Анализ опыта эксплуатации двигателей показывает, что определяющую роль в обеспечении физической надежности коммуникаций играют запасы усталостной прочности, так как в общем числе дефектов доля усталостных поломок трубопроводов от механических вибраций намного превышает все остальные дефекты, приводящие в конечном итоге к разгерметизации коммуникаций (см. раздел 12.2.1.7).

Величина запаса усталостной прочности (n_v) полагается достаточной, если выполняется условие [12.1]:

$$n_v = (\sigma_{-1} - \psi \sigma_m) / \sigma_v \geq 3,$$

где σ_{-1} – предел выносливости элемента трубопровода при симметричном цикле нагружения;

σ_m – среднее напряжение цикла;

σ_v – максимальное измеренное напряжение;

ψ – коэффициент.

Из приведенного выражения следует, что для повышения физической надежности элементов трубопроводов необходимо: увеличивать предел выносливости, совершенствуя их конструкцию, технологию изготовления и применяемые материалы; снижать средние напряжения в цикле, имеющие монтажный, тепловой или иной характер; уменьшать величину переменных напряжений путем частотной отстройки или демпфирования колебаний.

Уровень надежности тесно связан с другими характеристиками ТК и, прежде всего, с уровнем их эксплуатационной технологичности. Неудобство монтажа трубопровода может привести:

- к его установке с высокими монтажными напряжениями и, как следствие, к усталостной поломке;

- к механическим повреждениям трубопровода при монтажно-демонтажных операциях в виде нарушения геометрических размеров или образования вмятин, царапин, забоин, следствием чего также может стать усталостная поломка;

- к установке трубопровода с недостаточными зазорами. В результате чего может произойти механическое повреждение стенки трубы (наклеп или выработка вплоть до появления сквозного отверстия);

- к некачественной затяжке разъемных соединений, что может стать причиной разгерметизации соединений.

Таким образом, обеспечение достаточного уровня эксплуатационной технологичности ТК является необходимым условием для обеспечения их безотказной работы.

Здесь были кратко рассмотрены лишь отдельные вопросы, касающиеся проектирования ТК. Более подробные сведения можно найти в специальной литературе (см. раздел 12.6).

12.3.6 - Проектирование электрических коммуникаций

12.3.6.1 - Требования к электрическим коммуникациям

Целью проектирования ЭК является создание работоспособной конструкции ЭК, отвечающей поставленным требованиям.

Общие требования к ЭК изложены в разделе 12.3.1. Ниже приведены требования к ЭК частного характера.

1. Требования по надежности.

Конструкция и состав ЭК должны обеспечивать возможность их работы без поломок, потерь электрических параметров электрических цепей (электропроводимость, сопротивление изоляции) в ожидаемых условиях эксплуатации в течение установленных для ГТД сроков службы, хранения и ресурсов.

2. Требования по эксплуатационной технологичности.

Конструкция ЭК должна удовлетворять требованиям по доступности, легкосъемности, взаимозаменяемости и контролепригодности. Все разъемные электрические соединения и узлы крепления должны располагаться в местах, доступных для проведения монтажно-демонтажных работ (например, должно быть обеспечено необходимое монтажное пространство для возможности соединения-разъединения электрических соединителей).

В целях удобства прокладки и лучшей ремонтопригодности электрические жгуты, как правило, должны иметь диаметры, не превышающие 40 мм для одиночного жгута и 70 мм для группы жгутов.

Для проводов, выходящих из жгута к агрегатам и жгутов, подходящих к электрическим соединителям, необходимо предусмотреть эксплуатационный запас по длине, позволяющий производить повторные заделки проводов при ремонте не менее трех раз с каждого конца. Нарращивание проводов отдельными участками не допускается.

Электрические жгуты и соединители должны иметь опознавательную маркировку в соответствии с электрической схемой. Опознавательная маркировка должна располагаться на участках жгутов, доступных для визуального контроля и быть удобной для зрительного восприятия при горизонтальном расположении двигателя. Маркировка должна быть механически прочной. Электрические жгуты рекомендуется маркировать с двух сторон.

3. Требования по производственной технологичности.

Детали и сборочные единицы ЭК должны соответствовать требованиям производственной технологичности:

- конструкция электрических жгутов должна обеспечивать возможность автоматизации процессов изготовления и контроля параметров электрических цепей;

- контроль параметров жгутов на собранном двигателе должен осуществляться, как правило, автоматизированными средствами контроля.

4. Требования по стандартизации и унификации

В конструкции ЭК должны максимально использоваться стандартные и унифицированные детали и сборочные единицы. По возможности, должна использоваться минимальная номенклатура покупных материалов: электрических соединителей, проводов, изоляционных материалов и крепежных элементов.

5. Конструктивные требования

При проектировании электрических жгутов необходимо применять провода с медными жилами сечением не менее $0,35 \text{ мм}^2$. Это минимальное значение сечения проводов определено исходя из условия механической прочности проводов. Тип и сечение проводов выбираются исходя из температурного диапазона работы, определяемого температурой окружающей среды и температурой разогрева от тока.

Для ответственных электрических цепей управления и контроля двигателя следует предусматривать запасные провода.

Применяемые металлические материалы должны быть коррозионностойкими или иметь антикоррозионные покрытия; неметаллические материалы должны быть устойчивыми к воздействию

топлив, масел и не должны выделять токсичных газов при нагреве и возгорании.

Прокладку электрических жгутов, являющихся источниками радиопомех и жгутов с цепями, чувствительными к радиопомехам, следует выполнять в металлорукавах или металлических оплетках, которые должны быть надежно соединены с корпусом двигателя.

Площадь внутреннего сечения защитных трубок и металлорукавов должна быть больше суммарной площади сечения жгута не менее чем на 15%.

Необходимо защищать электрические жгуты от механических, термических и других повреждений в местах, где внешние воздействия могут привести к их повреждениям. Жгуты, как правило, прокладываются поверх трубопроводов гидравлической, топливной и масляной систем.

Между элементами конструкции двигателя и жгутами необходимо оставлять достаточные зазоры (см. таблицу 12.5).

Не допускается касание жгутов об острые кромки агрегатов, корпусов и узлов двигателя.

Провода электрических систем постоянного и переменного тока необходимо прокладывать раздельно. Провода от двух и более источников питания не должны находиться в одном жгуте.

Жгуты от дублированных агрегатов следует прокладывать раздельно друг от друга.

Жгуты от амортизированных блоков должны иметь провисание, исключающее натяг проводов при наибольшем перемещении блоков при вибрациях.

Экранированные высоковольтные провода системы зажигания необходимо прокладывать отдельно от других электрожгутов. Параллельная прокладка высоковольтных экранированных проводов системы зажигания допускается, как правило, на расстоянии не менее 100 мм от проводов других систем двигателя с целью исключения электромагнитных помех.

Крепить жгуты хомутами необходимо таким образом, чтобы при снятии хомутов не требовалось демонтировать установленные рядом агрегаты.

Хомуты рекомендуется устанавливать на расстоянии, указанном в таблице 12.6.

12.3.6.2 - Порядок проектирования электрических коммуникаций

Процесс проектирования ЭК содержит те же этапы, что и проектирование обвязки в целом. Основные принципы и порядок проектирования ЭК подробно изложены в разделе 12.3.2.

Таблица 12.5
Допускаемые зазоры между электрожгутами
и элементами конструкции двигателя

| Наименование зазора | Величина зазора, мм, не менее |
|--|-------------------------------|
| Между жгутами и трубами горячего воздуха без защиты теплоизоляцией | 40 |
| Между жгутами и трубами горячего воздуха, защищенными теплоизоляцией | 10 |
| Между жгутами и трубами холодного воздуха | 5 |
| Между жгутами и амортизированными блоками при полном смещении блоков | 10 |
| Между жгутами и неамортизированными блоками | 8 |
| Между жгутами и подвижными частями элементов конструкции | 10 |
| Между жгутами и тросами (тягами) управления | 15 |
| Между жгутами и элементами конструкции двигателя | 5 |

Таблица 12.6
Рекомендуемые расстояния между хомутами

| Наружный диаметр жгута (рукава), мм | Расстояние между хомутами, мм, не более |
|-------------------------------------|---|
| до 10 | 300 |
| 10 ... 20 | 350 |
| 20 ... 30 | 400 |
| 30 ... 40 | 500 |
| свыше 40 | 550 |

Ниже изложены особенности проектирования ЭК при «традиционном» подходе. Для отработки конструкции ЭК при таком подходе используется метод натурального макетирования (см. раздел 12.3.3.1)

Проектирование ЭК представляет собой многоступенчатый процесс: на первом этапе разрабатываются электрические схемы (принципиальная схема, схема соединений), на их основе разрабатывается монтажная схема, а затем чертежи электрических жгутов ЭК.

По разработанным электрическими схемами намечают трассу, т.е. путь прокладки проводов на макете двигателя, на котором размещены все электрические агрегаты систем двигателя. После выбора трассы определяются конструктивные особенности ЭК: места и способы крепления электрожгутов, тип оболочки жгутов, места, требующие дополнительного усиления или защиты. Крайние пункты трассы жгута определяются размещением электроагрегатов на двигателе. Затем намечаются промежуточные участки. При выборе промежуточных участков трассы следует соблюдать следующие требования:

- жгуты должны прокладываться, по возможности, кратчайшим путем. При этом уменьшаются вес и стоимость электропроводки, потери энергии в ней.

- при прокладке трассы электрожгутов следует учитывать расположение других элементов обвязки, чтобы исключить соприкосновения жгутов с трубопроводами, тягами и агрегатами. При этом возможно объединение в один жгут параллельно идущих проводов от различных электроагрегатов или применение для них общих крепежных элементов.

- тип крепления выбирается в зависимости от места крепления, числа жгутов и их оболочки. При этом, необходимо учитывать монтажные и эксплуатационные усилия, воздействующие на жгут.

Проектирование ЭК заканчивается разработкой конструкторской документации, необходимой для изготовления, сборки, монтажа и эксплуатации ЭК.

В настоящее время наряду с натурным макетированием применяется метод электронного макетирования. Электронное макетирование обвязки двигателя, в том числе и электронное макетирование ЭК, подробно изложено в разделе 12.3.3.2.

Этапы и порядок проектирования при электронном макетировании такие же, как и при натурном макетировании. При натурном макетировании используется натуральный макет (физическая модель) двигателя, а при электронном макетировании электронный макет – трехмерное описание двигателя (геометрическая модель двигателя). Предварительно создается плоская модель ЭК (схема разводки ЭК), построенная на развертках корпусов двигателя, затем создается объемная электронная модель ЭК двигателя. Преимущества и недостатки обоих

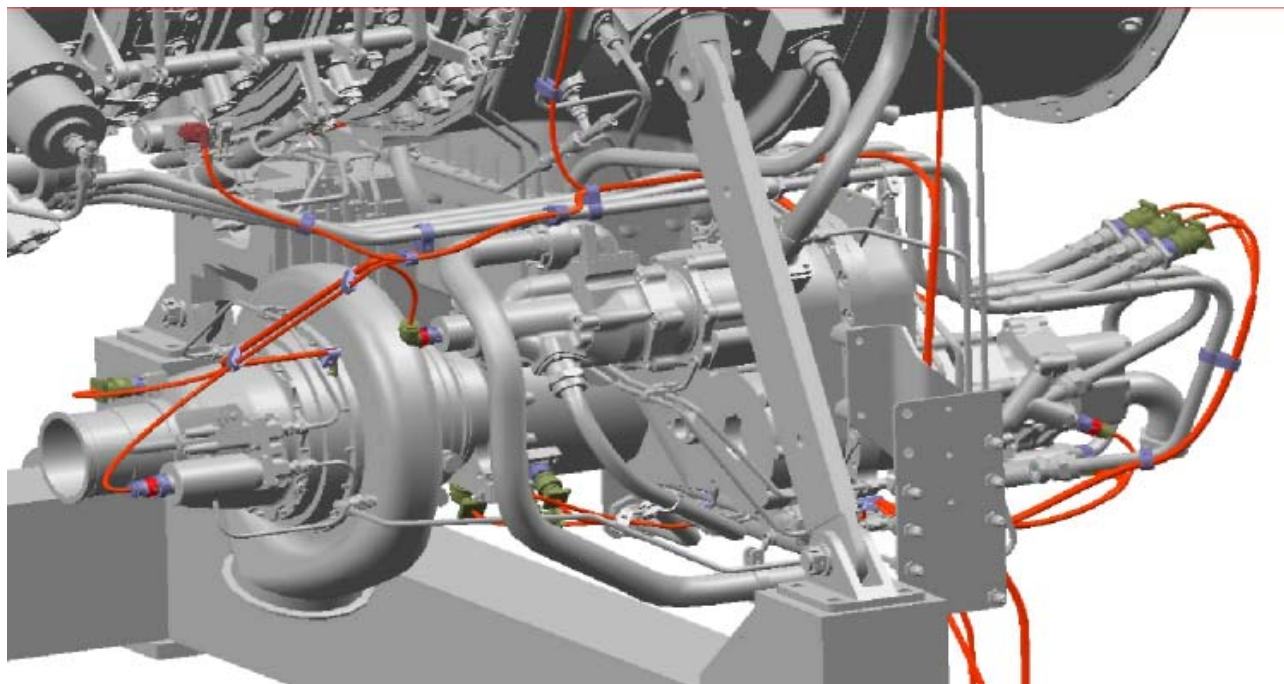


Рисунок 12.26 – Пример прокладки электрожгутов в районе коробки приводов

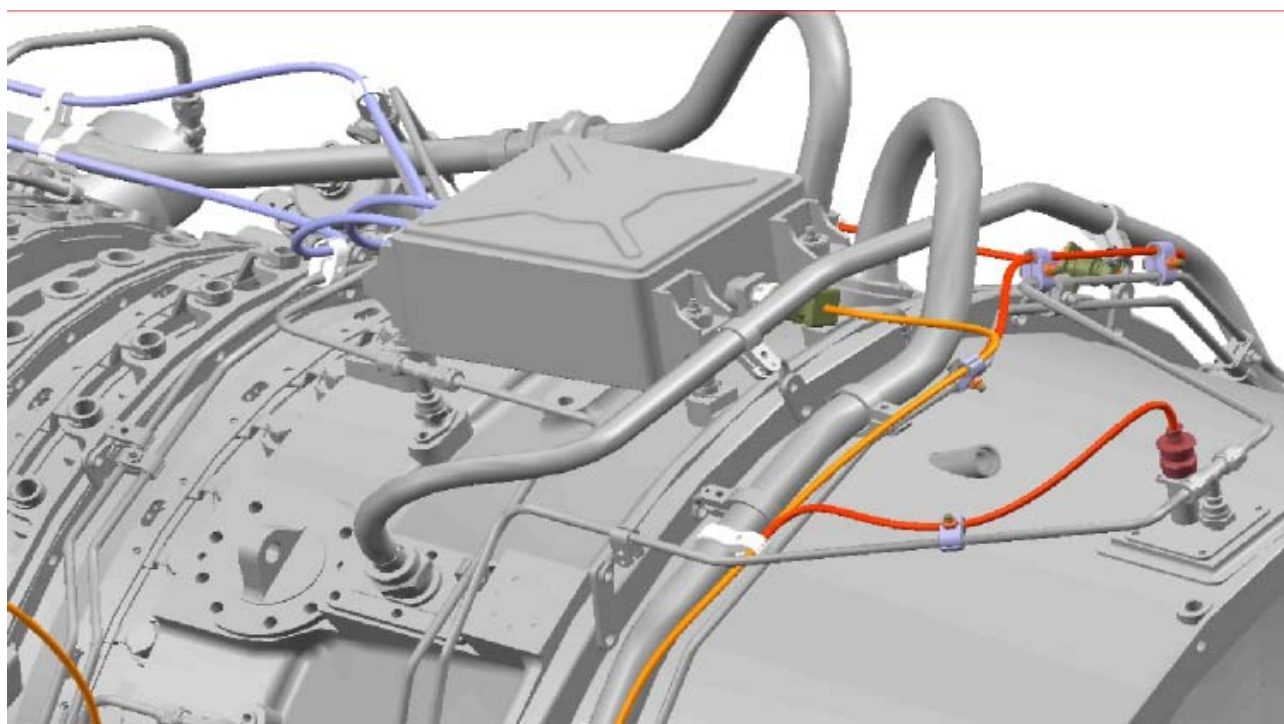


Рисунок 12.27 – Примеры прокладки электрожгутов в верхней части двигателя

методов в сравнении представлены в разделе 12.3.3.2. Примеры прокладки электрожгутов на электронном макете обвязки двигателя показаны на Рис. 12.26 и 12.27.

12.3.6.3 - Разработка электрических схем

Процесс проектирования ЭК двигателя начинается с разработки электрических схем двигателя. Электрические схемы разрабатываются на основании частных электрических схем отдельных систем и электроагрегатов двигателя.

Разрабатываются следующие типы электрических схем:

- принципиальная схема;

- схема соединений;

- схема подключений (при необходимости).

При разработке электрических схем необходимо соблюдать следующие основные требования:

- сеть ЭК двигателя выполняется, как правило, двухпроводной без вывода минусового провода на корпус двигателя.

- постоянно находящиеся под напряжением (+27 В) провода не должны находиться в одном электрическом соединителе с проводами особо ответственных цепей или, в крайнем случае, должны быть удалены друг от друга на максимально возможное расстояние в одном соединителе.

- использование клемм потребителей, коммутационной аппаратуры (в том числе электрических соединителей) и т.п. в качестве контактов для раз-

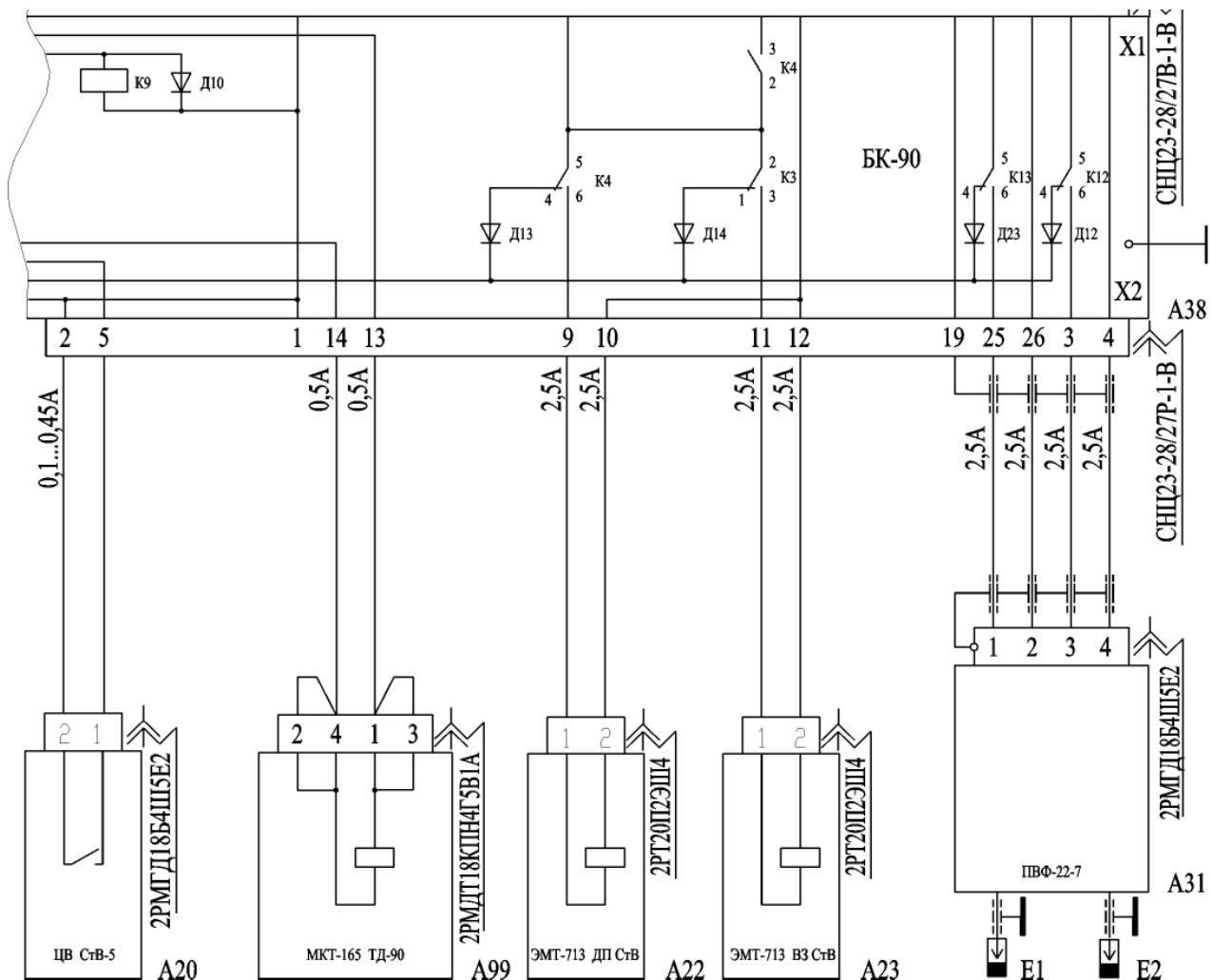


Рисунок 12.28 – Схема электрическая принципиальная двигателя (фрагмент)

ветвления (размножения) проводов не допускается. Для этой цели необходимо применять специальные клеммные колодки.

- силовые жгуты (провода источников питания) электрических систем постоянного и переменного тока необходимо прокладывать отдельно.

Схема электрическая принципиальная отражает полный состав электрических элементов двигателя (датчиков, агрегатов и т.п.) и дает детальное представление о принципе работы всех электрических систем двигателя. Принципиальная схема является наиболее полным документом для изучения и анализа работы электрических систем двигателя.

На принципиальной схеме изображают:

- все электрические элементы и устройства, необходимые для функционирования и контроля двигателя;

- все электрические связи между ними;

- элементы, которыми заканчиваются входные и выходные электрические цепи (электрические соединители, клеммы и т.п.) без учета их действительного расположения на двигателе.

Для изображения элементов используются условные графические символы, которым присваиваются индивидуальные позиционные обозначения. Принципиальная схема является первичным источником информации о маркировке электроагрегатов, типах проводов и их сечений, системе питания и присоединений проводов.

Принципиальная схема служит основой для разработки других конструкторских документов – схемы соединений, монтажной схемы, чертежей конструкции ЭК.

На Рис. 12.28 представлен фрагмент схемы электрической принципиальной двигателя.

На **схеме соединений** изображают электрические устройства и элементы, входящие в состав двигателя, их входные и выходные элементы (электрические соединители, клеммы и т.п.), а также электрические соединения между этими устройствами и элементами. Элементы и устройства на схеме представляют в виде внешних очертаний или условных графических символов, входные и выходные элементы – в виде условных графических обозначений или таблиц, установленных в стандартах единой системы конструкторской документации (ЕСКД). На схеме у графических обозначений устройств указывают позиционные обозначения, присвоенные им на принципиальной схеме. Допускается также указывать наименование, тип, основные параметры элементов и устройств.

Провода, группы проводов, жгуты и кабели на схеме должны быть показаны отдельными ли-

ниями. Для упрощения графики схемы допускается объединять отдельные провода, идущие на схеме в одном направлении, в общую линию. При подходе к контактам каждый провод изображают отдельной линией. Для проводов на схеме должны быть указаны марка, сечение, при необходимости расцветка. Для кабелей – марка, количество и сечение жил.

На поле схемы допускается помещать необходимые технические требования - об особенностях подключения отдельных систем, о недопустимости совместной прокладки некоторых проводов и жгутов, требования к источникам питания и др.

Схема подключения показывает внешние подключения электрических устройств и систем двигателя. На схеме должны быть изображены электрические устройства и системы двигателя, входные и выходные элементы этих устройств и систем (клеммные зажимы, электрические соединители и т.п.), подводимые к ним концы проводов внешнего монтажа, данные о подключении изделия (адреса и характеристики внешних электрических цепей).

12.3.6.4 - Разработка монтажных схем

Монтажные схемы являются сборочными чертежами (основными конструкторскими документами), необходимыми для прокладки электрожгутов, их раскрепления и подсоединения к электроагрегатам на двигателе.

Электроагрегаты двигателя наносят в условном графическом виде на развертку двигателя с сохранением упрощенных наружных контуров агрегатов и их примерного относительного расположения на двигателе. Монтажная схема отображает размещение и раскрепление всех ЭК на двигателе. Монтажная схема имеет спецификацию, в которую включены все изображенные на схеме агрегаты, жгуты и необходимые для них крепежные элементы.

В монтажных схемах указывается маркировка всех электроагрегатов, жгутов, электрических соединителей и проводов, которая соответствует маркировке в электрической схеме. Этим достигается увязка этих конструкторских документов. Это облегчает присоединение проводов, отыскание повреждений в эксплуатации и контроль.

На основе монтажных схем разрабатываются чертежи отдельных электрожгутов ЭК двигателя.

На Рис. 12.29 представлен фрагмент монтажной схемы ЭК двигателя.

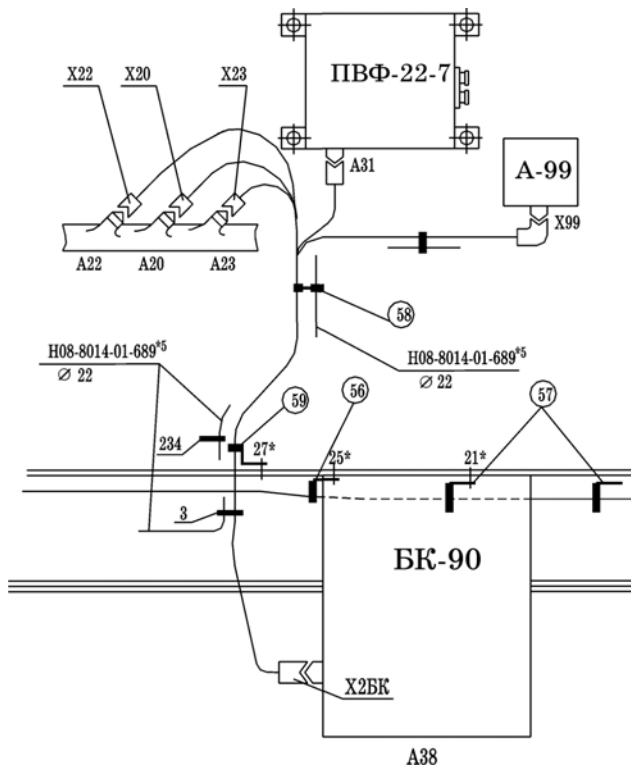


Рисунок 12.29 – Монтажная схема ЭК двигателя (фрагмент)

12.3.6.5 - Разработка чертежей электрических жгутов

Чертеж жгута – это сборочный чертеж, выполняемый по правилам, установленным ЕСКД. Разработка чертежей электрических жгутов осуществляется после разработки монтажной схемы. Чертеж жгута должен содержать всю необходимую информацию для его изготовления и монтажа:

- расположение и связи составных частей электрожгута (проводов, электрических соединителей, клемм, наконечников, маркировочных бирок и т.п.);
- размеры и предельные отклонения длин всех участков жгута;
- номера позиций всех составных частей электрожгута;
- указания о присоединении проводников;
- технические требования к контролю и изготовлению жгута.

Направление ответвлений, расположение жгута и его элементов на поле чертежа должны соответствовать фактическому их положению в готовом жгуте.

Основным пунктом технических требований является ссылка на нормативный документ (государственный или отраслевой стандарт), устанавливающий правила изготовления и монтажа электрожгута. Стандарты отражают способы заделки проводов в электрические соединители, устанавливают минимальные внутренние радиусы изгибов жгутов проводов, требования к обработке концов монтажных проводов в зависимости от типа проводов, требования к заделке запасных проводов и другие требования.

В спецификации чертежа жгута отражается полный перечень всех элементов, входящих в состав жгута и конструкторских документов конкретного жгута. Форма и порядок заполнения спецификации устанавливается ГОСТ 2.108-68.

На Рис. 12.30 показан пример оформления чертежа жгута.

12.4 - Особенности конструкции и проектирования обвязки наземных ГТД

Обвязка наземных ГТД имеет некоторые отличия от обвязки авиационных двигателей. С целью уменьшения вибрационных и тепловых нагрузок на агрегаты и датчики и улучшения доступа к ним при техническом обслуживании и ремонте часть из них вместе с соответствующими трубопроводами и электропроводкой устанавливается вне двигателя – на рамах ГТУ и ГПА, на стенках фургонов, в шкафах агрегатов и датчиков, а также в цеховых помещениях. В результате обвязка наземных двигателей получается менее сложной.

Другое отличие состоит в том, что в обвязке практически не применяются детали из титановых сплавов – они заменены на стальные. Это сделано для снижения стоимости двигателя. Увеличение массы при этом не является актуальной проблемой для ГТД наземного применения в отличие авиационных двигателей.

В остальном конструкция обвязки наземных двигателей и подходы к ее проектированию такие же, как на авиационных двигателях.

[illegible]

Рисунок 12.30 – Сборочный чертеж жгута проводов

Контрольные вопросы

1. Какие элементы входят в состав трубопроводных коммуникаций?
2. Какие материалы используются для изготовления труб?
3. Какие типы неразъемных и разъемных соединений используются в трубопроводных коммуникациях ГТД?
4. Для чего в трубопроводных коммуникациях ГТД применяются компенсирующие элементы?
5. В чем состоят достоинства и недостатки основных типов компенсирующих элементов?
6. Что представляет собой металлорезина и для чего она используется в трубопроводных коммуникациях?
7. В чем состоят достоинства и недостатки жестких и гибких жгутов электрических коммуникаций ГТД?
8. Какие требования предъявляются к проводам электрических коммуникаций ГТД?
9. В чем состоят достоинства и недостатки основных типов электрических соединителей?
10. Что представляет собой механическая проводка управления ГТД?
11. В чем состоят основные положения современного подхода к проектированию обязки?
12. В чем состоят основные достоинства электронного макетирования обязки?
13. В чем состоят основные отличия обязки наземных ГТУ от авиационных ГТД?

Англо-русский словарь-минимум

bracket - кронштейн
cable - кабель
clamp - хомут, зажим
conductor, wire - провод
connector diagram - схема электрическая
electrical communication lines - электрические коммуникации
electrical connector - электрический соединитель
electrical wiring - электрическая проводка
flange - фланец
fitting - любой элемент концевой или соединительной арматуры ТК (штуцер, тройник, проходник и т.д.)
mockup - макет
pipe - труба
piping - трубопровод, трубопроводная обязка
piping connection - трубопроводное соединение
pipeline - трубопровод
plumbing - обязка

ring seal - уплотнительное кольцо
tubing - трубопровод, колено трубы (патрубок)
wiring diagram - схема монтажная

Перечень использованной литературы

- 12.1 Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976, 272 с.
- 12.2 Комаров А.А., Сапожников В.М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. - М.: Машиностроение, 1967, 232 с.
- 12.3 Сапожников В.М. Монтаж и испытания гидравлических и пневматических систем летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1979, 256 с.
- 12.4 Сапожников В.М., Лагосюк Г.С. Прочность и испытания трубопроводов гидросистем самолётов и вертолёт. - М.: Машиностроение, 1973, 244 с.
- 12.5 Конструктивно-технологическая отработка трубопроводных коммуникаций, изготовление и контроль труб и патрубков. РТМ 1.4.1638-86. - М.: НИАТ, 1988, 576 с.
- 12.6 Изготовление трубопроводов гидрогазовых систем летательных аппаратов /Б.Н. Марьин, В.М. Сапожников, Ю.Л. Иванов и др. - М.: Машиностроение, 1988, 400 с.
- 12.7 Основы технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов /Под ред. А.Г.Братухина, Ю.Е.Решетникова и А.А. Иноземцева. - М.: Авиатехинформ, 1999, 544 с.
- 12.8 Цибизов Н.И. Изготовление и монтаж электрожгутов авиадвигателей. - М.: Машиностроение, 1978, 132 с.
- 12.9 Сапиро Д.Н. Монтаж и испытание электрорадиооборудования самолетов. - М.: Машиностроение, 1969, 284 с.

Глава 13 - Уплотнения в ГТД

Уплотнения предназначены для уменьшения вредных утечек воздуха (газа) из газозвдушного тракта двигателя, для уменьшения внутренних перетеканий воздуха (газа) из области с повышенным в область с пониженным давлением газового тракта двигателя, для уменьшения или полного устранения утечек жидкостей в агрегатах и опорах валов, для исключения утечек в сочленениях корпусов, трубопроводов и т.п.

Уменьшение утечек и перетечек воздуха (газа) в газозвдушном тракте двигателя ведет к повышению эффективности ГТД как тепловой машины. Однопроцентная утечка воздуха из-за компрессора высокого давления на двигателе ПС-90А, например, ведет к увеличению расхода топлива на 0,72% (при поддержании тяги двигателя постоянной), а на взлетном режиме к увеличению температуры газов перед турбиной на 0,72% (от температуры газов перед турбиной в градусах Кельвина).

Уплотнения подразделяются на уплотнения неподвижных соединений и уплотнения подвижных соединений.

13.1 - Уплотнение неподвижных соединений

Герметизацию неподвижных соединений осуществляют преимущественно контактными, реже диафрагменными уплотнениями и уплотнениями с герметиками, а так же точно соприкасающимися (притертыми) поверхностями. Назначение уплотнения неподвижного (УН) - исключить взаимное проникновение сред (утечки) через соединение при сохранении возможности его разборки.

По специфике механизма герметизации контактные УН подразделяют на эластомерные прокладки и кольца, металлические уплотнения линейного контакта, металлические и неметаллические прокладки, газонаполненные кольца и комбинированные уплотнения. Эластомерные, пластмассовые и газонаполненные уплотнения и комбинированные уплотнения устанавливают в замкнутые канавки, что позволяет реализовать эффект самоуплотнения при повышении давления в герметизируемой полости. Такие уплотнения называют активными. Для открытых с торцов прокладок, помещаемых между двумя поверхностями без замкнутых канавок, не характерен эффект самоуплотнения, поэтому для таких уплотнений приходится ограничивать допустимое давление среды, иначе их выдувает. Такие уплотнения называют пассивными.

В контактных УН механизм герметизации определяется характером контакта уплотняемых поверхностей соединения и уплотнителя, поэтому важное значение имеет шероховатость поверхностей и структура стыка при их сближении под действием сил, создающих контактное давление P_k . Характер контакта жестких поверхностей (металл - металл), эластомеров, пластмасс или композиционных материалов с твердой поверхностью различен.

Особенности активных уплотнений с эластомерными кольцами (в частности, резины) в замкнутых канавках определяются специфическими свойствами эластомера. Вследствие большой эластичности и практически неизменного объема при деформациях эластомеры подобны сильно вязкой жидкости, способной передавать давление среды на контактирующие поверхности (см. Рис. 13.1). Однако, уже в первые часы после монтажа уплотнения вследствие релаксации напряжений начальное монтажное давление $P_{ко}$ снижается. В дальнейшем (в течение нескольких лет) происходит дальнейшее снижение контактного давления $P_{ко}$ вследствие старения, и поверхность кольца принимает форму поверхностей, контактирующих с ней.

Для прокладок из мягких металлов и многих пластмасс основным механизмом деформации является пластический контакт при котором (при монтажном давлении $P_k = HB$, где HB - твердость по Бринеллю) поверхность прокладки практически принимает форму поверхности контактирующей с ней твердого тела (см. Рис. 13.2).

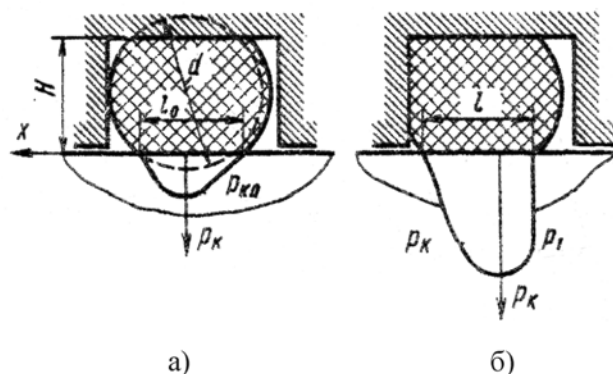


Рисунок 13.1 – Кривые распределения контактного давления P_k
а) при установке кольца; б) при действии давления среды

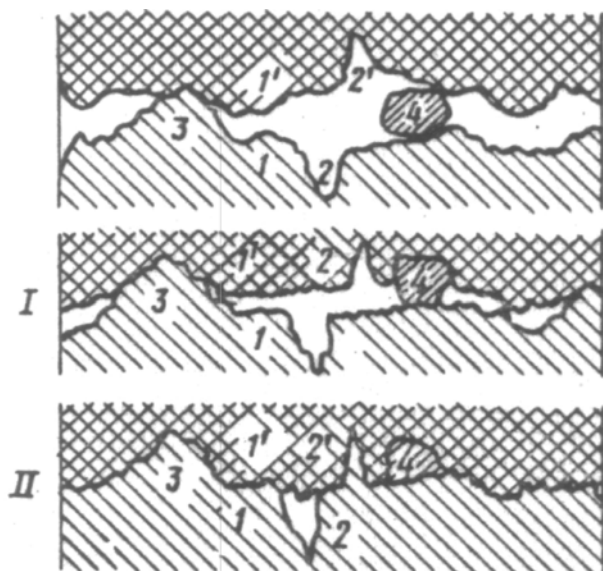


Рисунок 13.2 – Схема сближения двух контактирующих поверхностей под малым (I) и большим (II) давлением
 1, 1' – регулярные микронеровности;
 2, 2' – риски, трещины и прочие отдельные дефекты; 3 – выступы; 4 – посторонние частицы

Для уплотнений периодического действия, главным образом клапанных уплотнений, где пластический контакт недопустим, контактирующие элементы изготавливают из материалов с высокой твердостью (закаленной стали) и обрабатывают для герметизации очень точно (притирают с пастой).

Вредные утечки из газозооушного тракта ГТД через неподвижные соединения бывают внешними и внутренними. Внешние утечки связаны с негерметичностью корпусов (фланцевые соединения, элементы реверсивного устройства и т.п.). Внутренние утечки – это перетекание воздуха (газа) из области газозоушного тракта с повышенным давлением в область тракта с пониженным давлением не выходя за пределы корпусов, но минуя основную проточную лопаточную часть тракта. Внутренние утечки связаны прежде всего с негерметичностью по стыкам в местах крепления лопаток, как рабочих, так и сопловых, спрямляющих.

Внешние утечки через фланцевые соединения не допускаются, т.е. уплотнения должны быть полностью герметичны. Наиболее распространенным средством уплотнения фланцевых соединений является тщательная обработка фланцев и выбор шага и затяжки болтов с целью предотвращения раскрытия фланцев на участке между болтами,

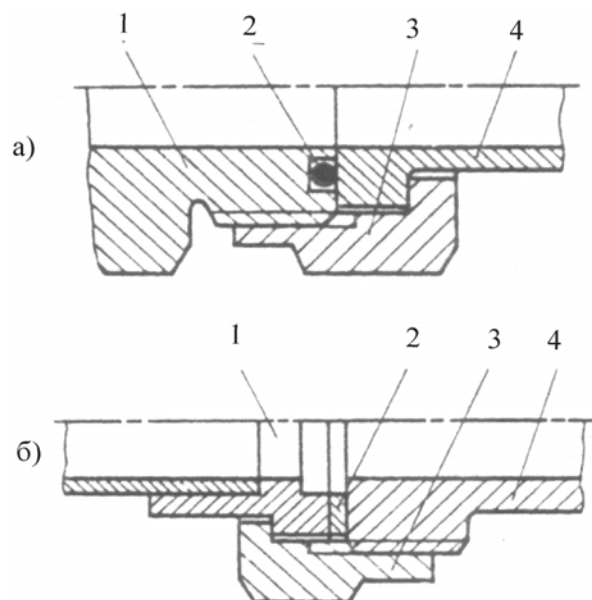


Рисунок 13.3 – Уплотнения соединений трубопроводов
 а) эластомерным O-образным кольцом; б) плоской прокладкой;
 1 и 4 – детали трубопровода;
 2 – O-образное кольцо; 2' – прокладка;
 3 – накидная гайка

а там где этого недостаточно – применение сжимаемых (медных, медно-асбестовых, стальных и т.п.) прокладок, иногда покрытых серебром, алюминием и т.д.

На поверхности фланца под пассивную прокладку протачивают концентрические канавки глубиной ~ 0,3 мм на расстоянии 0,8...1,0 мм друг от друга. Количество и диаметр болтов (или винтов) определяются в зависимости от избыточного давления среды (воздуха, газа, масла), характера нагрузки (статическая или динамическая) упругости материала прокладок. Учитывая большие диаметры корпусов газотурбинных двигателей и их большую массу при перепадах давлений более 0,2 МПа, не рекомендуется шаг болтов, стягивающих фланцы, делать более 40 мм, а диаметр болтов менее 6...8 мм. Обычно, в зависимости от перепада давлений, шаг болтов равен 15...30 мм.

В трубопроводах арматуры, в резьбовых соединениях уплотнение двух сопрягаемых трубопроводов часто создается посредством контакта металлов с различными пределами текучести (соединения с так называемым шаровым ниппелем). Применяются также уплотнения с прокладками и втулками из цветного металла (см. Рис. 13.3 и 13.4).

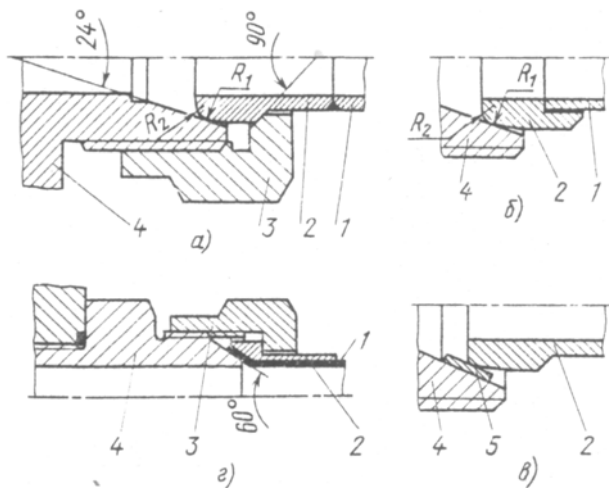


Рисунок 13.4 - Уплотнения резьбовых соединений трубопроводов
1 – труба; 2 – ниппель; 3 – накладная гайка; 4 – деталь арматуры;
5 – коническая прокладка

Предельное допустимое монтажное контактное давление $P_{K \max}$ на пассивную прокладку должно быть приблизительно в 10 раз больше давления рабочей среды P_{\max} . При этом нужно иметь ввиду, что монтажное контактное давление, которое может выдержать сама пассивная прокладка, составляет:

| Материал прокладки | $P_{K \max}$, МПа | t , °C |
|------------------------|--------------------|-------------|
| Резинотканевая | 20 | 20 |
| Паронитовая | 130 | 20 |
| Из асбестового картона | 130 | 20 |
| Фторопластовая | 30...10 | +50 ...+200 |

Для герметизации фланцевых соединений прокладками применяются:

- плоские (листовые) прокладки для соединяемых корпусов машин в условиях низкого рабочего давления (см. Рис. 13.5),
- плоские кольцевые прокладки, подразделяющиеся по конструкции уплотнений на пассивные открытые (см. Рис. 13.6, а) и активные закрытые замком (см. Рис. 13.6, б) канавкой «шип-паз» (см. Рис. 13.6, в, г),
- линзовые прокладки (см. Рис. 13.7, а) для уплотнения линейного контакта конус-сфера,
- гребенчатые прокладки, имеющие острые кольцевые выступы (см. Рис. 13.7, б), металлические кольцевые рессорные прокладки, например К-

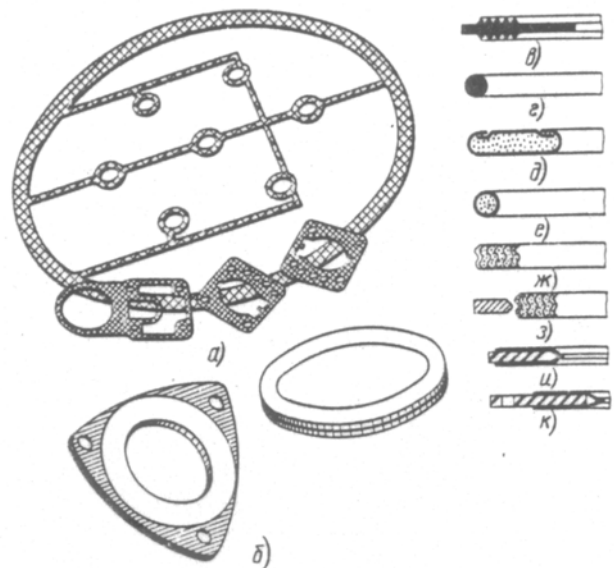


Рисунок 13.5 – Уплотнители-прокладки
а) листовые; б) кассетные с оболочкой из фторопласта; в) металлические гребенчатые; г) металлические проволочные; д, и, к) кассетные; е) газонаполненные; ж, з) спирально-навитые.

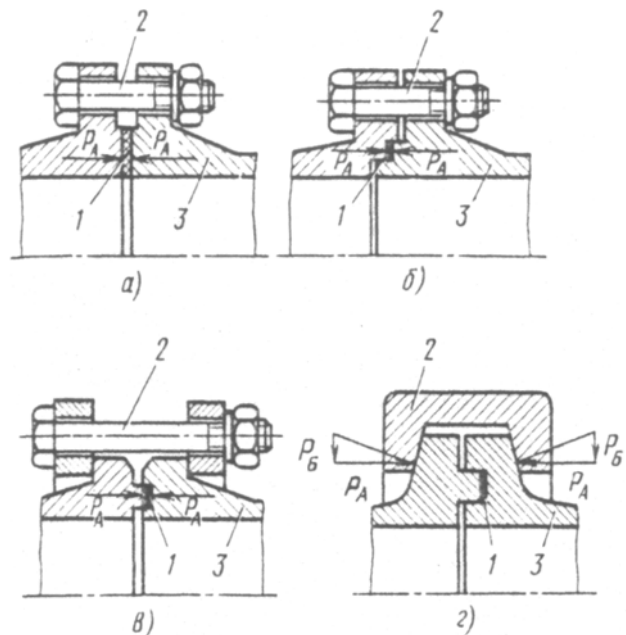


Рисунок 13.6 – Фланцевые соединения с прокладками
а) открытыми; б) закрытыми замком; в) закрытыми в канавке шип-паз; г) то же, с бугельным обжатием;
1 – прокладка; 2 – болтовой или бугельный силовой элемент;
3 – фланец трубопровода

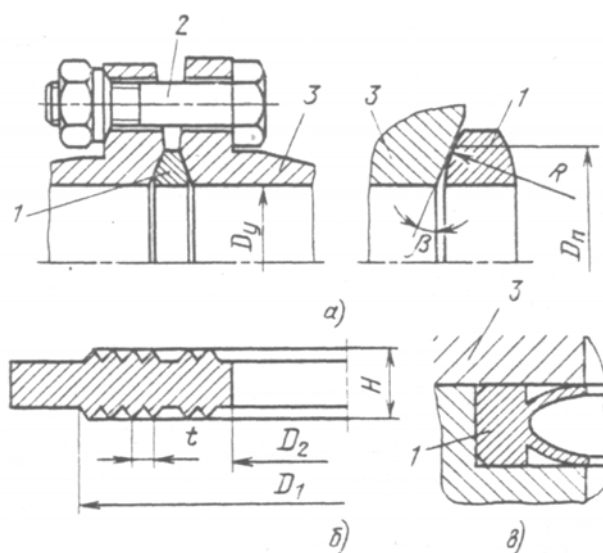


Рисунок 13.7 – Уплотнения линейного контакта
 а) с линзовой прокладкой;
 б) с гребенчатой; в) с рессорной К-образной прокладкой;
 1 – прокладка; 2 – силовой элемент;
 3 – фланец

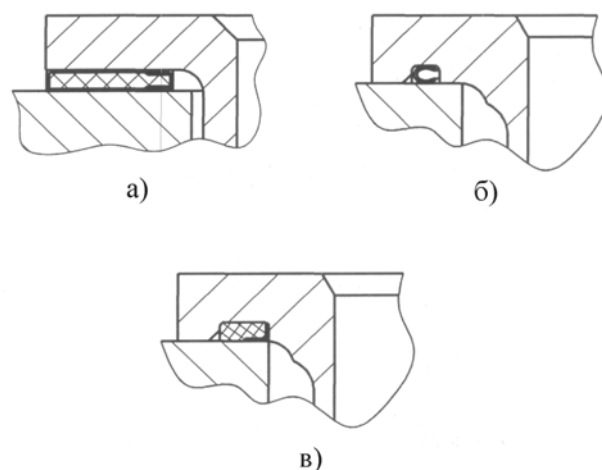


Рисунок 13.8 – Герметизирующие элементы фланцев камер сгорания
 а) паронитовая окантованная прокладка; б) С-образное металлическое кольцо; в) кольцо из терморасширенного графита

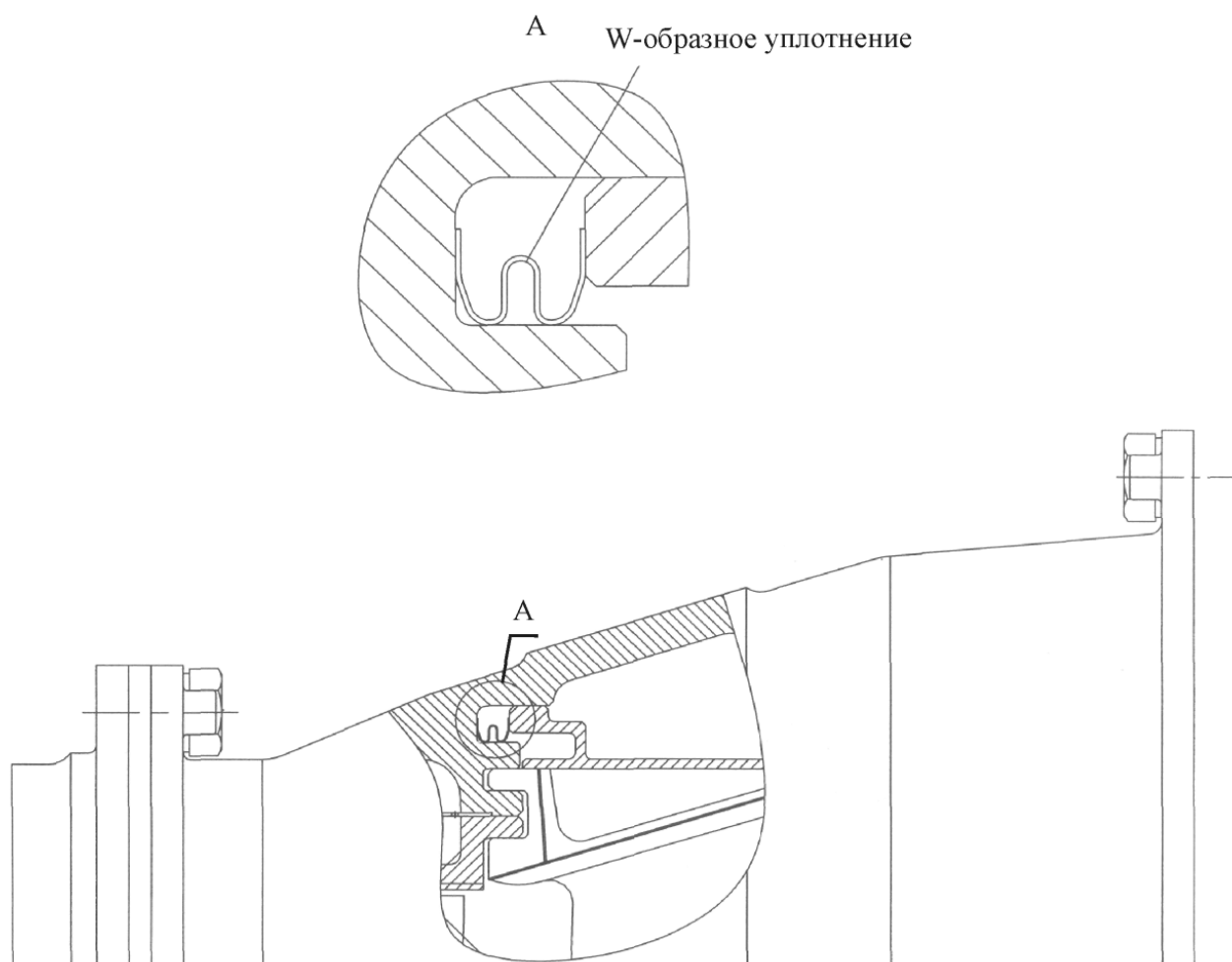


Рисунок 13.9 – Уплотнение стыков между статорными деталями W – образным в сечении кольцом

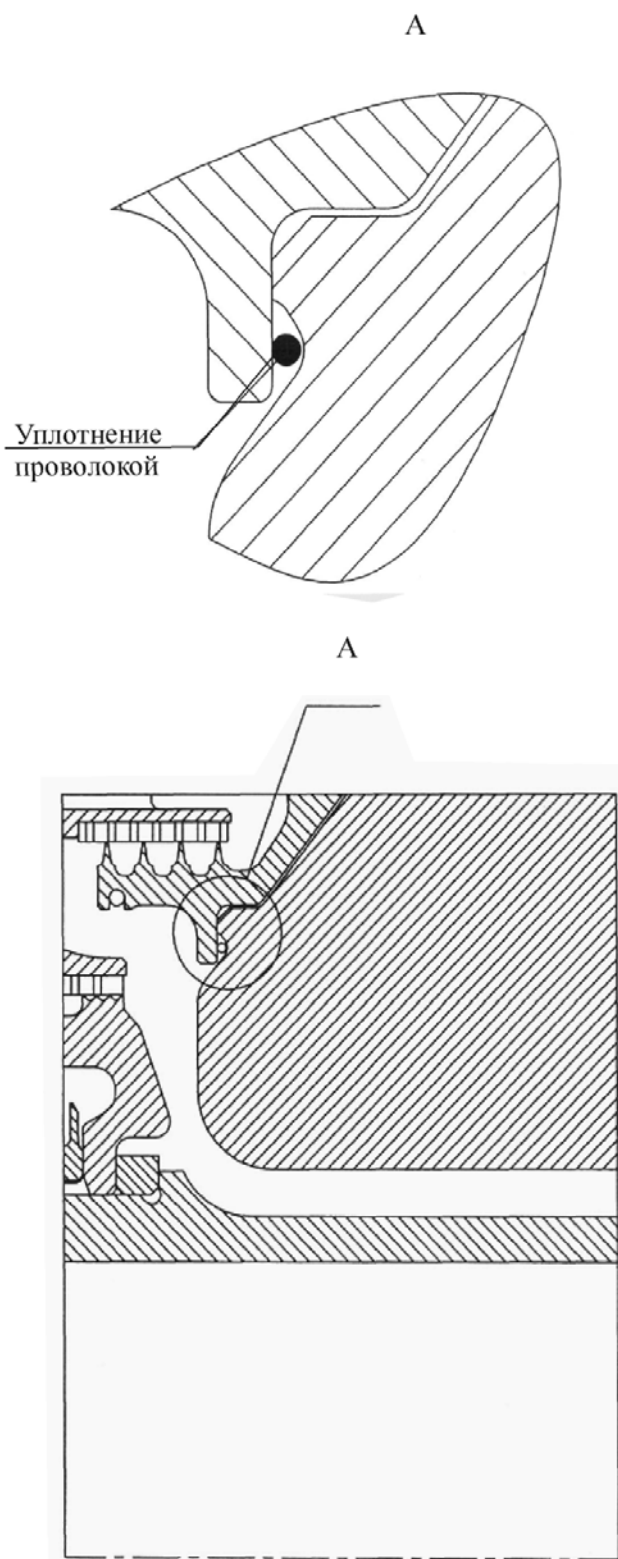


Рисунок 13.10 – Уплотнение стыков между роторными деталями проволокой

образного профиля (см. Рис. 13.7, в) или С-образного фирмы Nicholsons (см. Рис. 13.8)

В неподвижных соединениях арматуры с корпусами, в пробках и т.п. для уплотнения применяются также коническая резьба, обеспечивающая герметичность до давления 15...20 МПа.

Листовые неметаллические прокладки (см. Рис. 13.5) изготавливают из бумаги, картона, резины, фибры, паронита, кожи, пробковых материалов, армированного полотна, фторопласта и других материалов. Металлические прокладки изготавливают из алюминия, меди, латуни, стали, никелевых сплавов.

В ОАО «Авиадвигатель» г.Пермь применяют главным образом прокладки из паронита, металлов, и прокладки из терморасширенного графита. Например, во фланцах камер сгорания при давлениях выше 1,5 МПа - это активные С-образные металлические кольца фирмы Nicholsons или прокладки из терморасширенного графита (нового графитового материала, сохраняющего упругость в пределах 10 % до давления 20 МПа). При давлениях до 1,0 МПа включительно - это пассивные паронитовые прокладки, окантованные фольгой из материала 12Х18Н10Т (см. Рис. 13.8)

В турбинах для уплотнения стыков между старторными деталями применяются упругие кольцевые уплотнения, например, W-образные в сечении уплотнения (см. Рис. 13.9), а для роторных деталей - уплотнения проволокой, которая за счет собственной центробежной нагрузки уплотняет стык (см. Рис. 13.10).

Уплотнение внутренних утечек в газовом тракте рассматривается в разделе 13.4 на примере 2.

13.2 - Уплотнения подвижных соединений

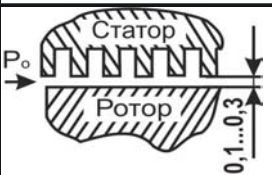
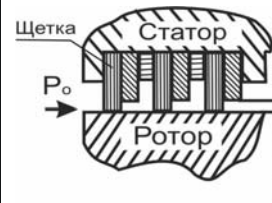

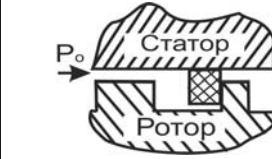



Уплотнения подвижных соединений, применяемые в авиадвигателях, можно подразделить на бесконтактные (или щелевые) и контактные. Основные из них представлены в таблице 13.1.

В первой строке таблицы 13.1 представлены лабиринтные уплотнения, у которых гидравлическое сопротивление утечкам выполняется многократным чередованием щелей (зазоров) и расширительных камер при отсутствии контакта между подвижной (обычно вращающейся) и неподвижной частями уплотнения.

Лабиринтные уплотнения не имеют ограничений по температуре и давлению уплотняемой среды, по относительной скорости скольжения

Таблица 13.1

Параметры уплотнений подвижных соединений

| Класс | | Тип уплотнения | Схема уплотнения (зазор в мм) | Ограничения | | | Эфф. зазор, мкм |
|-------------------------|---|---|---|-------------|---|---------------------------|-----------------------|
| | | | | V, м/с | T, К | P, МПа | |
| Бесконтактные (щелевые) | 1 | Лабиринтное |  | Нет огр. | 1200 и выше | Нет огр. | 50...200 |
| | 2 | Щеточное |  | 400 | 1000 | 1,2 на один ряд щеток | 40...165 |
| | 3 | Графитовое бесконтактное |  | 180 | 700 | 25 | 3...12 |
| Контактные | 4 | Графитовое контактное |  | 100 | 700 | $P \cdot V = 50$ МПа·м/с | 10...20 |
| | 5 | Поршневые кольца, металлические набивки сальников |  | 80...100 | 500 | 0,1 | 5...15 |
| | 6 | Притертые пары, мягкие набивки сальников |  | 3 | Притертые пары 20...500 сальники 363...343 | 500 | 0 |
| | 7 | Манжеты (кожа, резина) |  | 1 | 310 | 600 (несколько манжет) | 0 |

и поэтому они находят самое широкое применение. При доводке лабиринтных уплотнений иногда возникают прочностные проблемы в том числе вибрационного (автоколебательного) происхождения, но они конструктивно устранимы. К недостаткам лабиринтных уплотнений относится самая большая, по сравнению с другими уплотнениями, утечка (самый большой эффективный зазор).

Во второй строке таблицы 13.1 представлены щеточные уплотнения, являющиеся комбинацией лабиринтного и щеточного уплотнений. В этих уплотнениях вход воздуха в каждую щель лабиринтного уплотнения загромождается проволоочными щетками, упруго скользящими по вращающейся части уплотнения. Щетки увеличивают гидравлическое сопротивление утечкам на 20...40%.

В третьей строке таблицы 13.1 представлены графитовые (или из других материалов) воздушные (газовые) уплотнения, у которых на каждом режиме работы машины, для уменьшения утечки воздуха, автоматически минимизируется торцевой зазор между вращающейся и неподвижной частями уплотнения и они работают на воздушной (газовой) смазке толщиной 5...10 мкм. В этих бесконтактных уплотнениях невращающаяся часть уплотнения имеет некоторую свободу осевых перемещений для того, чтобы отслеживать изменения (хотя и небольшие ~0,2...2,5 мм) положений вращающейся части уплотнения.

Поверхности уплотнений должны выполнять исключительно точно и быть зеркально гладкими, чтобы не повреждаться от тепловыделения трением при возможных импульсных задеваниях (в основном при изменении режима работы). Для этого поверхности должны быть тугоплавкими и в меру антифрикционными.

В четвертой строке таблицы 13.1 представлены графитовые контактные уплотнения. В этих уплотнениях произведение давления P в контакте на скорость скольжения V не должно превышать 50 МПа м/с

Кроме того, сама скорость скольжения не должна превышать 100 м/с, а температура уплотняемой среды должна быть не выше 400°C (673 К).

Требования к поверхностям уплотнения такие же, как к поверхностям уплотнений третьей строки.

В пятой строке таблицы 13.1 представлены уплотнения поршневыми кольцами, сальниками с металлической набивкой. Кроме ГТД поршневые кольца широко применяют во многих областях машиностроения, в частности, в поршневых двигателях. Они применяются до средних скоростей скольжения порядка 15...80 м/с и требуют смазки.

В шестой строке таблицы 13.1 представлены притертые поршневые пары (плунжеры) и сальники с мягкой набивкой. Применение сальников с мягкой набивкой ограничивается относительной скоростью скольжения 2...3 м/с и температурой 20...50 °C (293...323 К).

В седьмой строке таблицы 13.1 представлены уплотнения кожаными манжетами, резиновыми разжимными кольцами и т.п.

Применение их при больших давлениях уплотняемой среды ограничено скоростью скольжения не более 1 м/с и температурой не более 40°C (313 К). При малых избыточных давлениях уплотняемой среды порядка 0,05 МПа и менее манжетные уплотнения могут применяться до более высоких скоростей скольжения (до 20 м/с) при наличии смазки.

В ГТД, которые эксплуатируются в различных климатических и высотно-скоростных условиях, практически не встречается случаев, где уплотняемая среда не достигала бы температуры 100°C (393 К) и более. Поэтому в ГТД применяются главным образом уплотнения, представленные в первых пяти строках таблицы 13.1.

В таблице 13.1 приводятся ориентировочные границы применения уплотнений по скоростям скольжения (столбец 4), температурам (столбец 5), давлениям (столбец 6), а также по герметичности (столбец 7) причем герметичность оценивается эффективным зазором $\delta_{эф}$, о котором будет сказано далее. Здесь лишь заметим, что $\delta_{эф}$ в большинстве случаев определяется экспериментально через измеренную утечку.

13.2.1 - Гидравлический расчет уплотнений подвижных соединений

Расчет утечек через уплотнения подвижных поверхностей с достаточной для практики точностью производится по уравнениям гидравлики для случая истечения жидкостей через отверстия и щели. Как известно, скорость C истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке:

$$C = \varphi \sqrt{2 \frac{P_o - P_1}{\rho}} \quad (13.1)$$

где φ - безразмерный коэффициент скорости;
 P_o, P_1 - давление перед и за щелью, Па
 (1 кг/см² = 98066,5 Па);
 ρ - плотность истекающей жидкости, кг/м³.
 Секундный объемный расход жидкости Q м³/с:

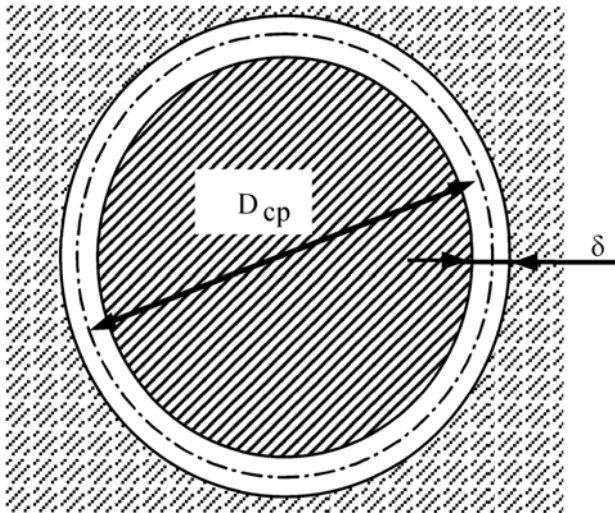


Рисунок 13.11 - Круговая щель

$$Q = Cf\varepsilon = f\varepsilon\varphi\sqrt{2\frac{P_0 - P_1}{\rho}} \quad (13.2)$$

где ε - безразмерный коэффициент сжатия струи;
 f - площадь отверстия через которую
 истекает жидкость, м².

Произведение

$$\varphi\varepsilon = \mu_0 \quad (13.3)$$

называется коэффициентом расхода μ_0 через отверстие. Чем этот коэффициент меньше, тем утечка Q меньше.

При определении объемного расхода Q жидкости через щели применяется та же формула (13.2), что и для отверстия, однако коэффициент расхода при этом зависит уже и от конфигурации и от длины щели. Его обозначим $\mu_{щ}$. Тогда

$$Q = \mu_{щ} f \sqrt{2\frac{P_0 - P_1}{\rho}} \quad (13.4)$$

Площадь f для круговой щели (см. Рис.13.11)

$$f = \pi D_{cp} \delta$$

где D_{cp} - средний диаметр щели, м;
 δ - радиальный зазор (толщина) щели, м.

Секундный массовый расход m жидкости через круглое уплотнение (круговую щель):

$$\begin{aligned} m = Q\rho &= \mu_{щ}\pi D_{cp}\delta\rho\sqrt{2\frac{P_0 - P_1}{\rho}} = \\ &= \mu_{щ}\pi D_{cp}\delta\sqrt{2(P_0 - P_1)\rho} \end{aligned} \quad (13.5)$$

Произведение коэффициента расхода на физический зазор $\mu_{щ}\delta$ называется эффективным зазором $\delta_{эф}$:

$$\delta_{эф} = \mu_{щ}\delta \quad (13.6)$$

Эффективный зазор интегрально характеризует уплотнение: чем он меньше, тем утечки меньше.

Для уменьшения эффективного зазора $\delta_{эф}$ стремятся уменьшать как физический зазор δ , так и коэффициент расхода $\mu_{щ}$ (последнее означает увеличение гидравлического сопротивления).

С учетом (13.5) для секундного массового расхода жидкости через круговую щель имеем:

$$m = \pi D_{cp} \delta_{эф} \sqrt{2(P_0 - P_1)\rho} \quad (13.7)$$

Эффективный зазор $\delta_{эф}$ легко определить экспериментально, задав давления перед и за уплотнением (P_0 и P_1) и измерив утечку жидкости m . Тогда:

$$\delta_{эф} = \frac{m}{\pi D_{cp} \sqrt{2(P_0 - P_1)\rho}} \quad (13.8)$$

Сравнивать между собой любые уплотнения (в том числе такие, в которых явно не просматривается физический зазор δ , например контактные, щеточные и т.п.) будем в дальнейшем производить по эффективным зазорам $\delta_{эф}$, определяемым по (13.8).

Примечание.

Коэффициент расхода $\mu_{щ}$, а значит и эффективный зазор $\delta_{эф}$ при турбулентном режиме движения обычно практически постоянны.

При ламинарном движении $\delta_{эф}$ непрерывно уменьшается по мере снижения числа Рейнольдса (Re). Число Re для щелей подсчитывается по формуле:

$$Re = \frac{2\delta Q}{f\nu} \quad (13.9)$$

где обозначения приведены выше, а ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Ламинарный режим при подсчете Re по формуле (13.9) имеет место при $Re \leq 500$. Можно для расчетного нахождения утечки жидкости при ламинарном режиме пользоваться формулой:

$$m = 26,17 \frac{\delta^3 D_{CP} (P_0 - P_1) \rho}{\ell \nu} \quad (13.10)$$

где ℓ - длина уплотнения, м;
 δ - радиальный зазор в уплотнении, м;
 D_{CP} - средний диаметр уплотнения, м;
 P_0, P_1 - давление перед и за уплотнением, Па;
 ρ - плотность жидкости, кг/м³;
 ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Выше рассмотрены формулы для нахождения утечек жидкости. Переходим к расчету утечек газов.

Для воздуха или газа учитывают зависимость плотности газа ρ от давления P и температуры T :

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (13.11)$$

где R - газовая постоянная.

Если в уравнение (13.11) подставить среднее давление воздуха $P_{CP} = (P_0 + P_1)/2$ перед и за уплотнением и температуру воздуха T_0 перед уплотнением, то средняя плотность ρ_{CP} будет равна:

$$\rho_{CP} = \frac{P_0 + P_1}{2RT_0} \quad (13.12)$$

Подставив эту среднюю плотность ρ_{CP} в уравнение (13.7) получим расчетную формулу для нахождения секундной массовой утечки воздуха (газа) через уплотнение подвижных поверхностей

$$m = \pi D_{CP} \delta_{\text{эф}} \sqrt{\frac{P_0^2 - P_1^2}{RT_0}} \quad (13.13)$$

где $\delta_{\text{эф}}$ - эффективный зазор в уплотнении, м;
 D_{CP} - средний диаметр уплотнения, м;
 P_0, P_1 - давление перед и за уплотнением, Па;
 R - газовая постоянная (для воздуха $R = 287$), Дж/(кг К);
 T_0 - температура воздуха (газа) перед уплотнением, К.

Формула (13.11) предложена А. Стодолой

и носит его имя.

Примечание.

Заметим, что скорость воздуха (газа) в уплотнении не может превысить скорости звука. При трансзвуковом истечении, т.е. тогда, когда $(P_1/P_0) \leq \beta_{KP}$, в формулу (13.13) надо вместо P_1 подставлять давление $P = P_0 \beta_{KP}$, где

$$\beta_{KP} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

k - показатель адиабаты.

Для воздуха ($k=1,4$) $\beta_{KP}=0,528$. Для газа ($k=1,29$) $\beta_{KP} = 0,548$.

При экспериментальном определении эффективного зазора в любом воздушном (газовом) уплотнении его ставят на специальную установку, где произвольно задают давления перед P_0 и за P_1 уплотнением, температуру воздуха T_0 перед уплотнением и измеряют утечку через уплотнение m .

Тогда из формулы (13.11):

$$\delta_{\text{эф}} = \frac{m}{\pi D_{CP} \sqrt{\frac{P_0^2 - P_1^2}{RT_0}}} \quad (13.14)$$

В заключение еще раз отметим, что режим течения воздуха (газа) в уплотнениях ГТД практически всегда является турбулентным и эффективный зазор $\delta_{\text{эф}}$ можно считать практически постоянным при любых расходах m .

13.3 - Уплотнение газового тракта между ротором и статором ГТД

Любые утечки воздуха (газа) из газового тракта двигателя, в том числе утечки из области с более высоким давлением в область с меньшим давлением, как правило, снижают КПД двигателя.

Утечки бывают необходимыми, с которыми приходится мириться (отбор воздуха на наддув кабины самолета, на обогрев или охлаждение деталей, в том числе самого двигателя, на перепуски, пневмоприводы и т.п.) и паразитными. Паразитные утечки по стыкам неподвижных деталей (корпуса, фланцы, трубопроводы, каналы и т.п.) недопустимы. Они устраняются соответствующими затяжками болтов, выбором их количества, а там где этого недостаточно, применением прокладок между стягиваемыми деталями.

Паразитные утечки между роторами и корпусами, к сожалению, имеют место и для их минимизации применяются радиальные, торцевые или комбинированные (радиально-торцевые) уплотнения. Диаметры D уплотнений в ГТД зависят от габаритов двигателя и изменяются от ~ 5 до 1000 мм и более. Зазор δ изменяется от 3...5 до 300 мкм в зависимости от конструкции и диаметра уплотнения.

В турбомашинах, в том числе в компрессорах и турбинах ГТД, применяются или находятся в стадии разработки следующие виды уплотнений типа «воздух-воздух» («газ-газ») между ротором и статором:

- лабиринтные уплотнения;
- щеточные уплотнения;
- скользящие сухие уплотнения газодинамические;
- скользящие сухие уплотнения газостатические.

Последнее уплотнение доведено и исследовано пока лишь на лабораторном стенде, хотя имеется компоновка одного из американских ГТД с этим уплотнением. Рассмотрим последовательно перечисленные уплотнения между ротором и статором ГТД.

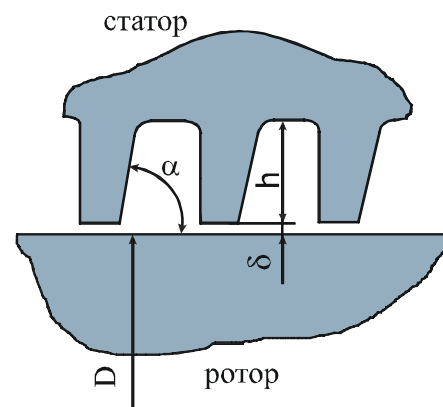


Рисунок 13.12 – Основные геометрические параметры камеры лабиринтного уплотнения

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}$$

Для многозубого уплотнения с одноименными (одинаковыми) Z местными сопротивлениями как на Рис. 13.12:

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1+Z\xi}} \quad (13.15)$$

Для многозубого сложного уплотнения с разными конфигурациями зубцов гребешков коэффициент расхода будет:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\sum_{i=1}^Z \xi_i}}, \quad (13.16)$$

где Z - число разных местных сопротивлений;
 ξ_i - коэффициенты местных сопротивлений.

В простых гребешках (см. Рис. 13.12) с зазором δ между зубом гребешка и ротором и высотой зуба гребешка h , коэффициент сопротивления ξ на зубе можно определить по формуле, применяющей-

13.3.1 - Лабиринтные уплотнения

На Рис. 13.12 представлена схема простого лабиринтного уплотнения с числом зубцов $Z=3$.

При теоретическом определении коэффициента расхода μ канал этого лабиринтного уплотнения представляют лишь как совокупность последовательных местных сопротивлений в виде сужений и внезапных расширений.

Коэффициент расхода μ_1 одного местного сопротивления является произведением коэффициента сжатия струи на коэффициент скорости $\mu_1 = \epsilon \varphi$. Полагая коэффициент сжатия ϵ для газа равным единице получим

$$\mu_1 = 1 \cdot \varphi$$

Учитывая, что для одного местного сопротивления

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}},$$

где ξ - коэффициент потерь местного сопротивления [13.2], получим для однозубого уплотнения .

ся при внезапном расширении потока с малой поперечной площади f на большую площадь F :

$$\xi = a' \left(1 - \frac{f}{F} \right)^2. \quad (13.17)$$

Коэффициент a' в этой формуле зависит от плавности перехода с кольцевой площади f на кольцевую площадь F и для внезапного расширения он равен единице. Поэтому принимаем $a' = 1$, тогда (см. Рис. 13.12):

$$\begin{aligned} \xi &= \left(1 - \frac{f}{F} \right)^2 = \\ &= \left(1 - \frac{\pi \cdot (D + \delta) \cdot \delta}{\pi \cdot (D + \delta + h) \cdot (\delta + h)} \right)^2. \end{aligned} \quad (13.18)$$

Учитывая, что $\frac{D + \delta}{D + \delta + h} \approx 1$ получим:

$$\begin{aligned} \xi &= \left(1 - \frac{\delta}{h + \delta} \right)^2 = \left(\frac{h}{h + \delta} \right)^2 = \\ &= \frac{1}{\left(\frac{h + \delta}{h} \right)^2} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\delta}{h} \right)^2} \end{aligned} \quad (13.19)$$

Коэффициент расхода на одном зубе гребешка:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{\delta}{h} \right)^2}}} = \\ &= \frac{1 + \frac{\delta}{h}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\delta}{h} \right)^2 + 1}}. \end{aligned} \quad (13.20)$$

Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения с числом Z одинаковых зубцов:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + Z \cdot \xi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{Z}{\left(1 + \frac{\delta}{h} \right)^2}}} = \frac{1 + \frac{\delta}{h}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\delta}{h} \right)^2 + Z}} \quad (13.21)$$

Как видно из формулы (13.21), коэффициент расхода μ лабиринтного уплотнения снижается (а значит - снижается утечка) при уменьшении отношения δ/h (зазора δ к высоте зуба гребешка h) и увеличении числа Z зубьев в уплотнении. Отсюда стремление конструкторов уменьшать зазор δ и увеличивать высоту зуба h , а также увеличивать по возможности число зубцов Z .

Бывают случаи, когда известен коэффициент расхода μ и требуется определить коэффициент сопротивления ξ на зубе гребешка. Он находится из

формулы $\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi \cdot Z}}$ преобразованной к виду:

$$\xi = \frac{1 - \mu^2}{Z \cdot \mu^2} \quad (13.22)$$

Лабиринтные уплотнения получили наибольшее распространение ввиду их простоты и надежности. К недостаткам лабиринтных уплотнений можно отнести ухудшение их эффективности в процессе эксплуатации, связанное с износом уплотняющих деталей статора и ротора и относительно большие утечки в сравнении с уплотнениями других типов.

Во время приработки гребешки контактируют с ответной частью уплотнения, что приводит к взаимному износу деталей и увеличению утечек. Самый значительный износ происходит на переходных режимах двигателя (когда скорости охлаждения или нагрева статорной и роторной частей уплотнения сильно различаются). Для облегчения приработки в компрессорах применяют графито-алюминиевые или графито-талевые покрытия, а при высоких температурах содовые покрытия из металлической фольги, припаяваемой к статорной части уплотнения (см. Рис. 13.13), а в турбинах керамические покрытия.

Для уменьшения износа зубцов лабиринтного уплотнения на зубцы наносится упрочняющее покрытие - плазменным напылением или электроискровым легированием (см. Рис. 13.14). Во время



Рисунок 13.13 – Сотовое покрытие статорной части лабиринтного уплотнения

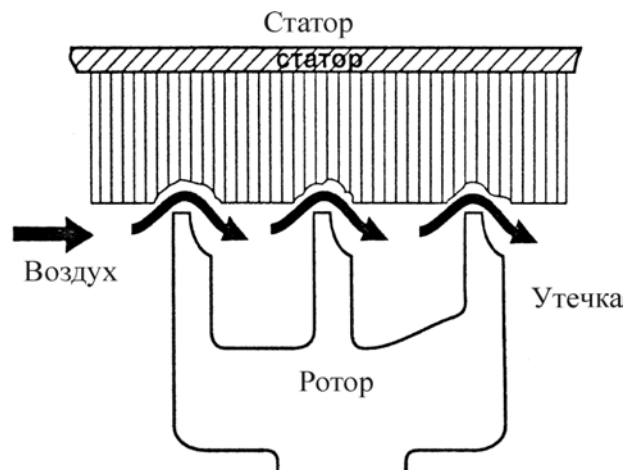


Рисунок 13.15 - Врезание гребешков лабиринта в сотовое уплотнение



Рисунок 13.14 – Зубцы лабиринта, упрочненные электроискровым легированием – ЭИЛ Т15К6

работы зубцы врезаются в покрытия и образуют в нем канавки (см. Рис. 13.15).

Существуют разные виды лабиринтных уплотнений (см. Рис. 13.16, а, б, в, г, д).

Самое простое, но наименее эффективное из всех лабиринтных уплотнений - прямоточное (см. Рис. 13.16, а, $\xi = 0,471$). Расположение гребешков под углом к потоку несколько повышает его эффективность (см. Рис. 13.16, б, $\xi = 0,615$).

При расположении гребешков на поверхности с уступами или наклонной поверхности к эффекту полезных потерь при дросселировании гребешками, добавляются потери от изменения направления потока, что способствует уменьшению утечек (см. Рис. 13.16, д, $\xi = 1,27$) и т.д.

На Рис. 13.16 приведены также коэффициенты расхода μ , определенные по формуле (13.16) при $Z=7$. Коэффициенты сопротивления ξ повторяющихся элементов уплотнения обведены на Рис. 13.16 кружками. Заметим, что для варианта г таким повторяющимся элементом является сочетание двух разных по размерам зубцов, поэтому для этого уплотнения коэффициент обозначен ξ_2 , а число (пар) Z для уплотнения г равно 3,5. Как видно из Рис. 13.16 наименьший коэффициент расхода $\xi = 0,265$ имеет уплотнение «г», что объясняется большим коэффициентом потерь $\xi_2 = 5,4$ на каждой паре зубцов, между которыми поток претерпевает удары в преграды и повороты, т.е. имеет дополнительные (к внезапным расширениям) потери.

Значения коэффициентов расхода μ в лабиринтных уплотнениях при числе зубцов $Z \leq 10$ лежат в пределах 0,2...0,8.

Эффективность лабиринтных уплотнений, напомним, повышают за счет уменьшения эффективных зазоров $\delta_{эф} = \delta\mu$, то есть

- уменьшением физического зазора δ ;
- уменьшением коэффициента расхода

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + Z \cdot \xi}}$$

за счет увеличения числа зубцов Z и коэффициента сопротивления ξ (см. Рис. 13.17).

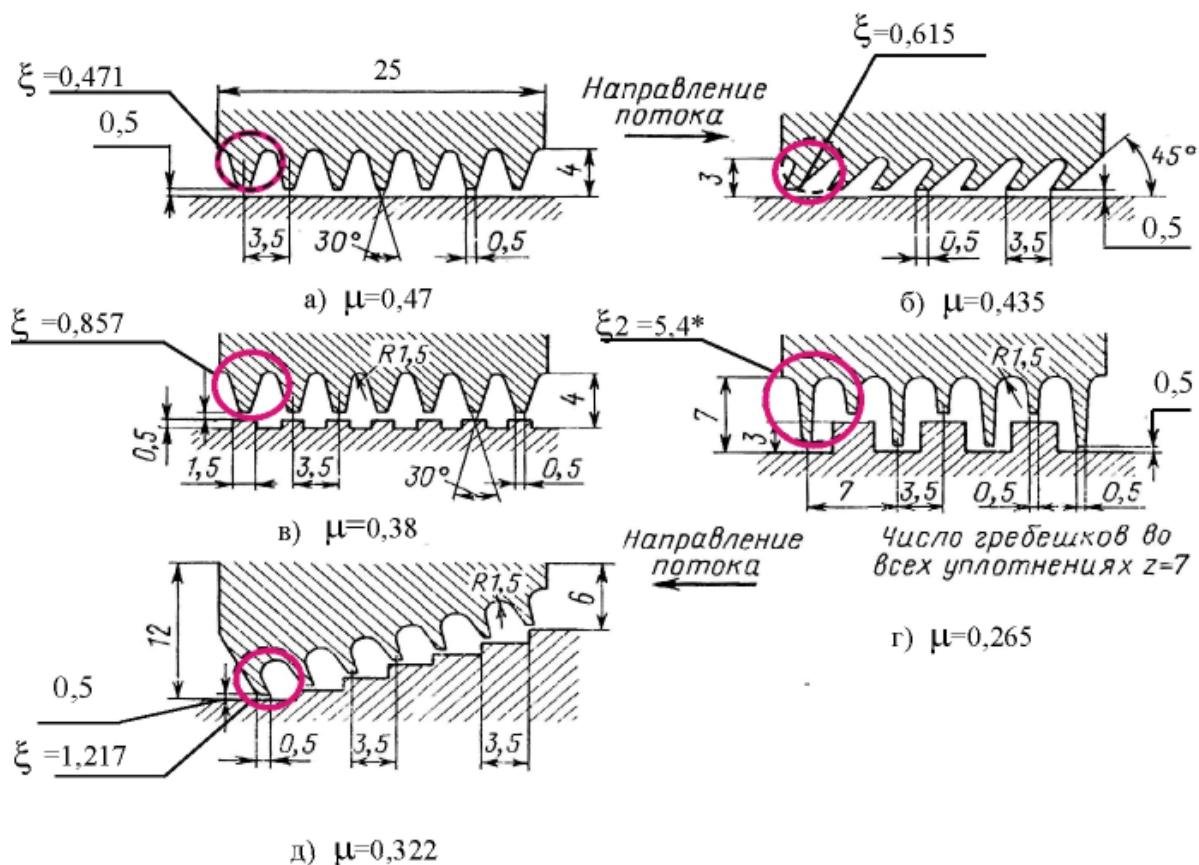


Рисунок 13.16 – Разновидности конструкций лабиринтных уплотнений

а) с прямыми гребешками; б) с наклонными гребешками; в) с уступами напротив гребешков; г) с уступами во впадинах гребешков; д) с наклонными ступенчатыми гребешками; μ – коэффициент расхода; ξ – коэффициент сопротивления

13.3.2 - Щеточные уплотнения

Щеточные уплотнения являются лабиринтно-контактными уплотнениями, у которых гибкие металлические щетки непрерывно касаются (под углом приблизительно в 45°) вращающейся части уплотнения. Щетки изготавливаются из кобальтовых (кобальтовый сплав) проволоочек диаметром $0,025 \dots 0,1$ мм, причем на 1 мм длины в окружном направлении располагается до 300 щетинок. Схема двухрядного щеточного уплотнения показана на Рис. 13.18.

Каждый ряд состоит из щеток, зажатых и закрепленных между малым и большим плоскими кольцами (пластинами). Между большими пластинами и ротором имеет место зазор, как в обычном лабиринтном уплотнении и, в случае обрыва щеток, уплотнение превращается в обычное лабиринтное. Щетки загромождают вход в зазор « δ » каждой секции (ряда) лабиринтного уплотнения и уменьшают утечки на 20...40%.

На Рис. 13.19 показана более подробно, одна секция (ряд) щеточного уплотнения в свободном

(без ротора) состоянии. Диаметр ротора (поз.4) условно показан пунктиром. При сборке перекрытие щеток «П» (поз.5) выбирается и щетки своей упругостью обеспечивают контакт с ротором. Когда изменяются в процессе эксплуатации радиальные и осевые зазоры, щетки легко адаптируются к этим изменениям, обеспечивая непрерывный контакт с ротором.

Свободная длина щетинок (поз.9), выступание щетинок (поз.6), диаметр щетинок и их плотность являются основными характеристиками щеточного уплотнения:

- чем больше диаметр щетинок, тем больший перепад давлений выдерживает уплотнение, но при этом увеличивается утечка.

- выступание щетинок (поз. 6), рассматриваемое совместно с диаметром проволоочных щетинок оказывает наибольшее влияние на герметизацию (эффективный зазор) уплотнения. Перепад давлений, выдерживаемый уплотнением, с увеличением выступания щетинок значительно снижается.

- удвоение плотности щетинок снижает утечку приблизительно на 30 %, при этом перепад дав-

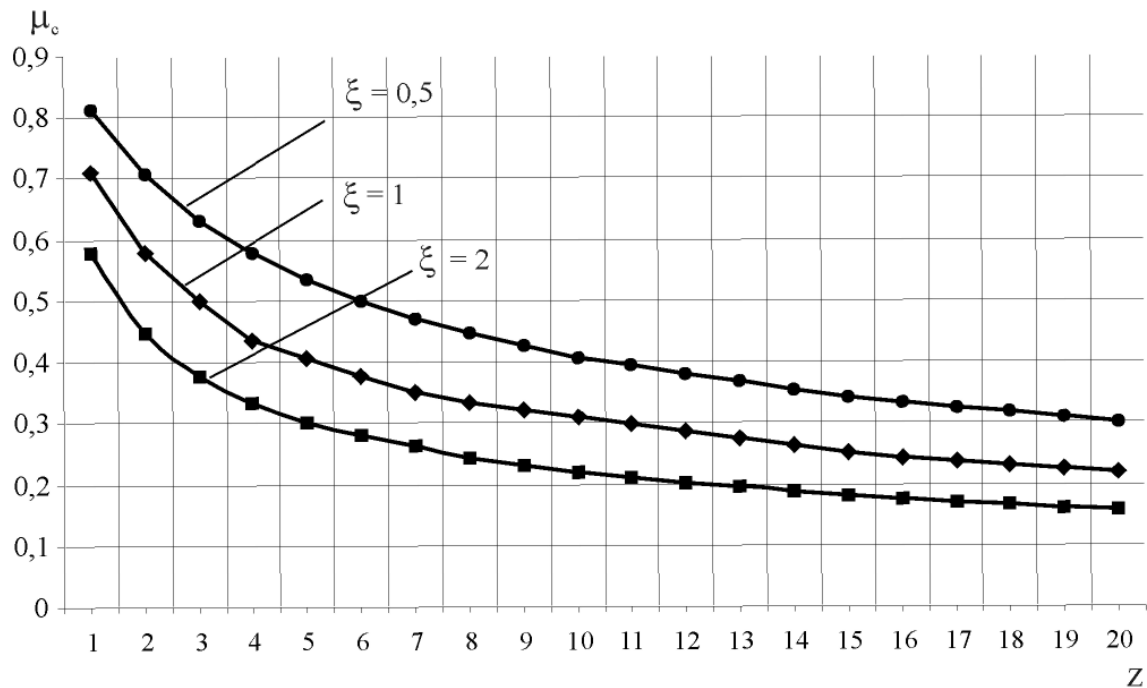


Рисунок 13.17 – Зависимость коэффициента расхода μ лабиринтного уплотнения от числа зубьев Z и коэффициент местного сопротивления на зубе ξ .

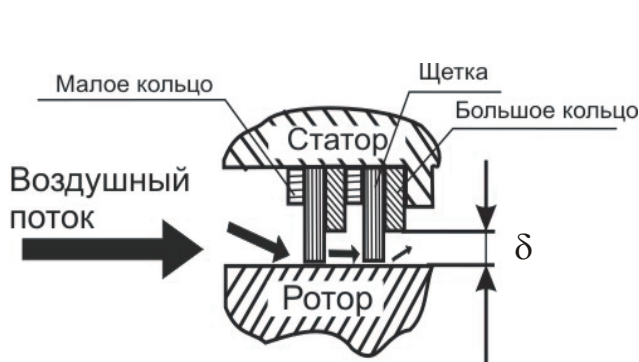


Рисунок 13.18 – Щеточное уплотнение

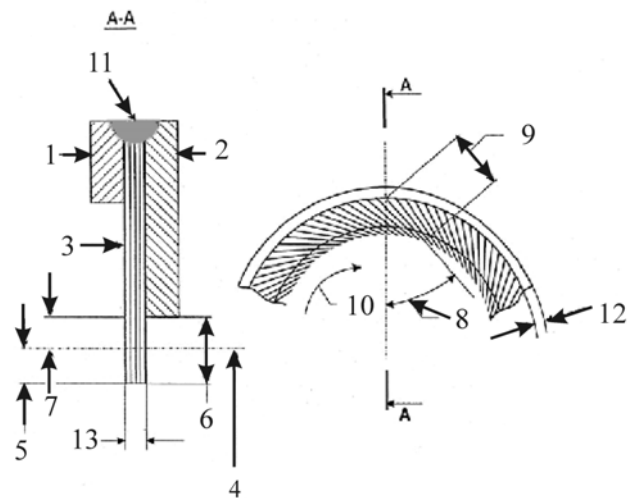
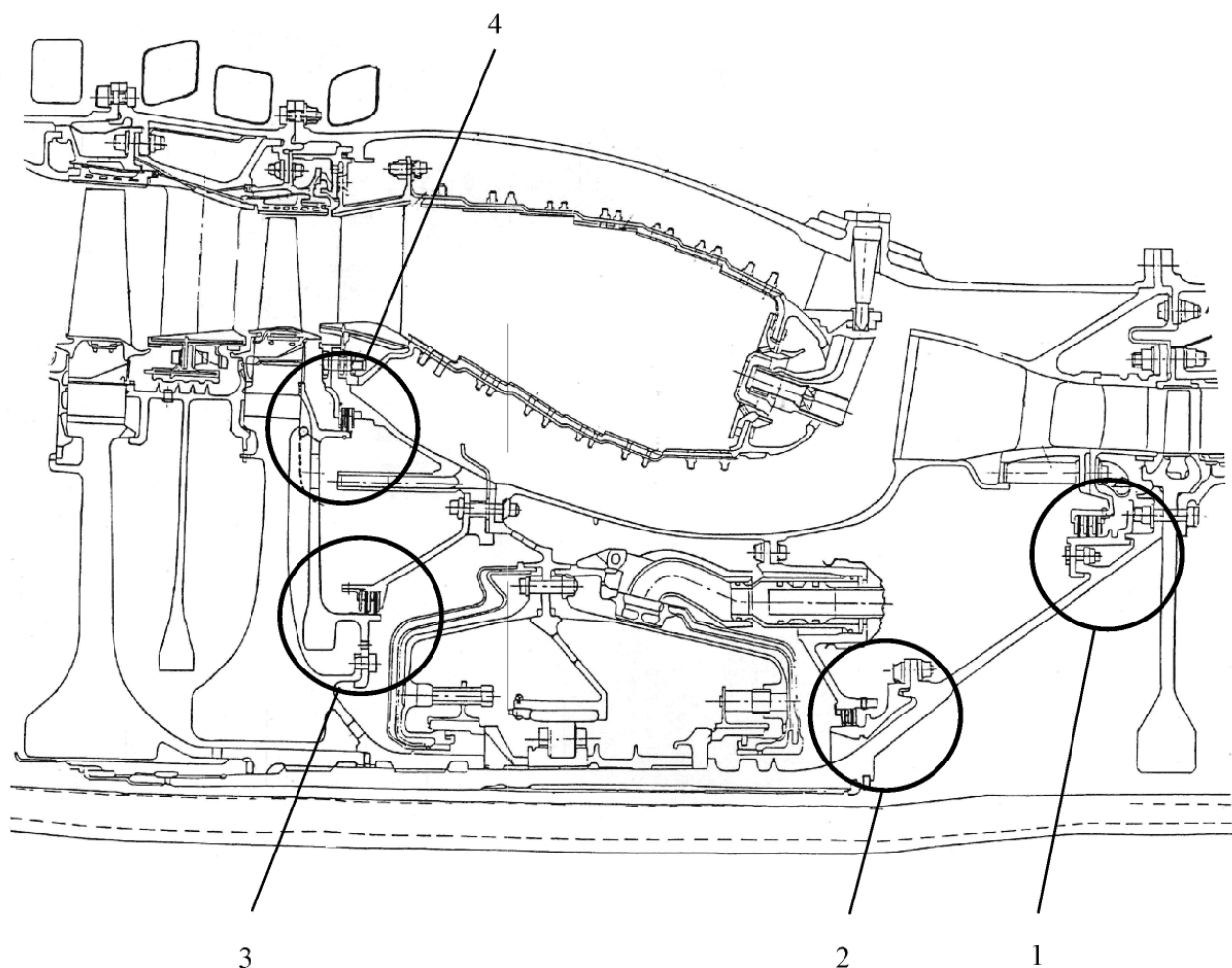


Рисунок 13.19 – Схема щеточного уплотнения
 1 – передняя пластина; 2 – задняя пластина; 3 – пакет проволочных щетинок; 4 – диаметр ротора;
 5 – перекрытие щетинок (радиальное); 6 – выступание щетинок (радиальное); 7 – зазор «δ» по задней пластине; 8 – угол расположения щетинок в свободном состоянии;
 9 – свободная длина щетинок; 10 – направление вращения ротора; 11 – сварка; 12 – радиальная высота передней пластины 1; 13 – толщина пакета щетинок

лений, выдерживаемый уплотнением, более чем удваивается.

- при уменьшении свободной длины щетинок (поз. 9) выдерживаемый перепад давлений увеличивается, а утечка снижается. Однако, это приводит к увеличению жесткости щеточного уплотнения, увеличению тепловыделения от трения щеток по ротору и снижению ресурса щеток. Поэтому для каждого уплотнения существует своя оптимальная жесткость щеток и специалисты по уплотнениям тщательно их анализируют. Обычно нежелательно и, в отдельных случаях, невозможно по условиям работоспособности уплотнения оптимизировать утечку уменьшением свободной длины щетинок.



| 1 | 3 | параметра |
|------------------------------|--------------------|-----------|
| Окружная скорость скольжения | не более 400 м/с | |
| Температура | не более 1023 К | |
| Перепад давления | не более 1200 кПа | |
| Ресурс | не менее 10000 час | |

Щеточные уплотнения начали находить применение в различных областях техники, включая паровые и газовые турбины и газотурбинные двигатели.

Например, американская фирма Pratt & Whitney ставит два закомпрессорных и два предтурбинных щеточных уплотнений на двигатели PW4077, PW4084 и др. (см. Рис. 13.20).

Несмотря на положительные результаты эксплуатации щеточных уплотнений, существуют проблемы, с которыми приходится сталкиваться при их использовании в авиационных двигателях, главная из которых - невысокий ресурс в тяжелых условиях работы (высокие окружные скорости, высокие температуры и большие перепады давления) из-за износа, обгорания и обрыва проволоочек-щетин.

Таблица 13.3
Параметры щеточных уплотнений

13.3.3 - Скользящие сухие уплотнения газодинамические

Уплотнения «воздух-воздух», которые работают на принципе подшипника скольжения на газовой смазке, называют, в отличие от жидкостных, скользящими сухими уплотнениями.

В авиационных ГТД сухие уплотнения применяются пока лишь для уплотнения подшипниковых опор на валах при температурах воздуха до 700 К, окружных скоростях 100...150 м/сек и диаметрах 100...200 мм. Применяются также обычные контактные уплотнения (см. раздел 13.3.5).

В опорах компрессоров промышленных ГТД с 1976 г. наибольшее распространение получили сухие торцевые газодинамические уплотнения английской фирмы «Джон Крейн».

Сухое газовое уплотнение может быть одиночным, сдвоенным (тандем), строенным и т.п.

Одиночное сухое газовое уплотнение фирмы Джон Крейн содержит следующие основные детали (см. Рис. 13.21):

1 - Вращающаяся пята (седло) из карбида вольфрама. На торце контактной поверхности пяты выполнены (для газа) подъемные площадки (микроканавки) глубиной 5...20 мкм. Форма и размеры площадок бывают разной конфигурации, которая меняется в зависимости от конструкции и назначения уплотнения. Фирма Джон Крейн применяет спиральные микроканавки, форма которых показана на Рис. 13.21 справа.

2 - Статорное кольцо, выполненное из графита, пропитанного смолой.

3 - Пружины из материала «Хастеллой» [13.7.2], поджимающие статорное кольцо 2 к вращающемуся седлу.

4 - Кольца из фторуглеродистого эластомера, уплотняющие зазоры между деталями.

При стоянке статорное кольцо 2 слегка прижато пружинами 3 к пяте 1. При вращении благодаря возникающему вязкостному газодинамическому давлению между уплотняющими поверхностями пяты 1 и кольца 2, усиливаемому благодаря наличию микроканавок, кольцо 2 всплывает над пятой 1 на несколько микрон и уплотнение работает на газовой смазке без износа (при зазоре ($d \sim 0,005$ мм)).

Если газ содержит частицы размером более 5 микрон, то затворный закомпрессорный газ, поступающий в уплотнение под давлением P , очищается в фильтре до поступления в уплотнение.

Уплотнение может работать при осевых перемещениях вала относительно корпуса до 2,5 мм и радиальных до 0,6 мм.

Фирма «Джон Крейн» отработала сухие уплотнения до давлений 25 МПа, окружных скоростей до 180 м/с и температур до 400°C.

13.3.4 - Скользящие сухие уплотнения газостатические

Выше были рассмотрены торцевые газодинамические сухие уплотнения, у которых повышенное вязкостное газодинамическое давление в газовом (воздушном) слое, образующимся при скольжении (вращении) роторной части уплотнения относительно статорной является следствием этого скольжения.

Работа газостатического уплотнения, к описанию которого мы переходим, основана на принципе работы газостатического подпятника, у которого давления в газовом слое (в воздушной подушке) создается специальным насосом.

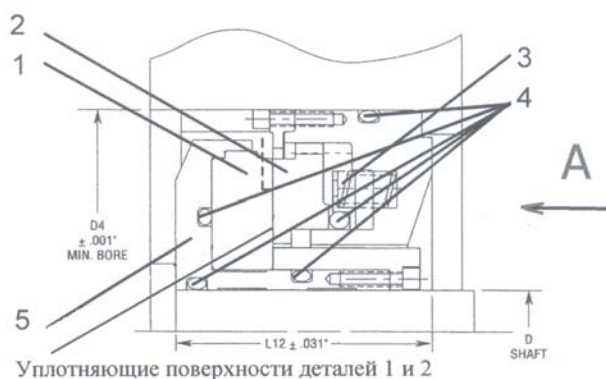


Рисунок 13.21 - Сухое газовое уплотнение Джон Крейн

1 – седло из карбида вольфрама; 2 – кольцо графитовое; 3 – пружины; 4 – вторичные уплотнения; 5 – металлические детали

Газостатические подпятники (или подшипники) требуют меньшей точности изготовления, чем газодинамические, лучше выдерживает постоянные и пульсирующие нагрузки, так как зазор в них несколько больше, чем в газодинамических.

Главным недостатком, ограничивающим применение газостатического подшипника для целей уплотнения, является необходимость установки воздушного (газового) насоса, развивающего запорное давление, превышающее давление уплотняемой среды. Фирма Stein Seal (США) изготовила газостатическое уплотнение в комбинации с обычным лабиринтным однозубым уплотнением, за которым давление P_1 при работе, естественно, оказывается пониженным по отношению к давлению P_0 уплотняемой среды.

Давление P_0 и используется как запорное для наддува газостатического уплотнения, которое располагается после лабиринтного (однозубового), где давление ниже, чем P_0 . Перепад давлений, возникающий на однозубовом уплотнении используется также для автоматического подсоса подвижной в осевом направлении статорной части уплотнения к роторной до получения расчетного торцевого за-

зора δ между ними. Это комбинированные (первое однозубовое и за ним газостатическое) уплотнение в целом называется подсасываемым или аспираторным (от английского aspiration), а зуб первого уплотнения называют зубом аспиратора или просто аспиратором (подсасывателем). На Рис. 13.22 показано аспираторное уплотнение, испытываемое для GE Stein Seal.

Главными деталями уплотнения являются две короткие оболочки 1 и 2, называемые для краткости кольцами (см. Рис. 13.22).

Наружное кольцо 2 крепится справа к корпусу двигателя. Внутреннее кольцо 1 своим цилиндрическим участком входит с большим зазором в кольцо 2 не касаясь его, так как оно центрируется относительно кольца 2 несколькими направляющими штифтами 3, закрепленными во фланце кольца 1 и свободно скользящими в осевом направлении в отверстиях левого фланца кольца 2.

Податливыми пружинами 4, надетыми на штифты 3, кольцо 1 на остановленном двигателе отодвинуто на несколько миллиметров от ротора в осевом направлении. Между цилиндрическими участками колец 1 и 2 выполнено радиально-тор-

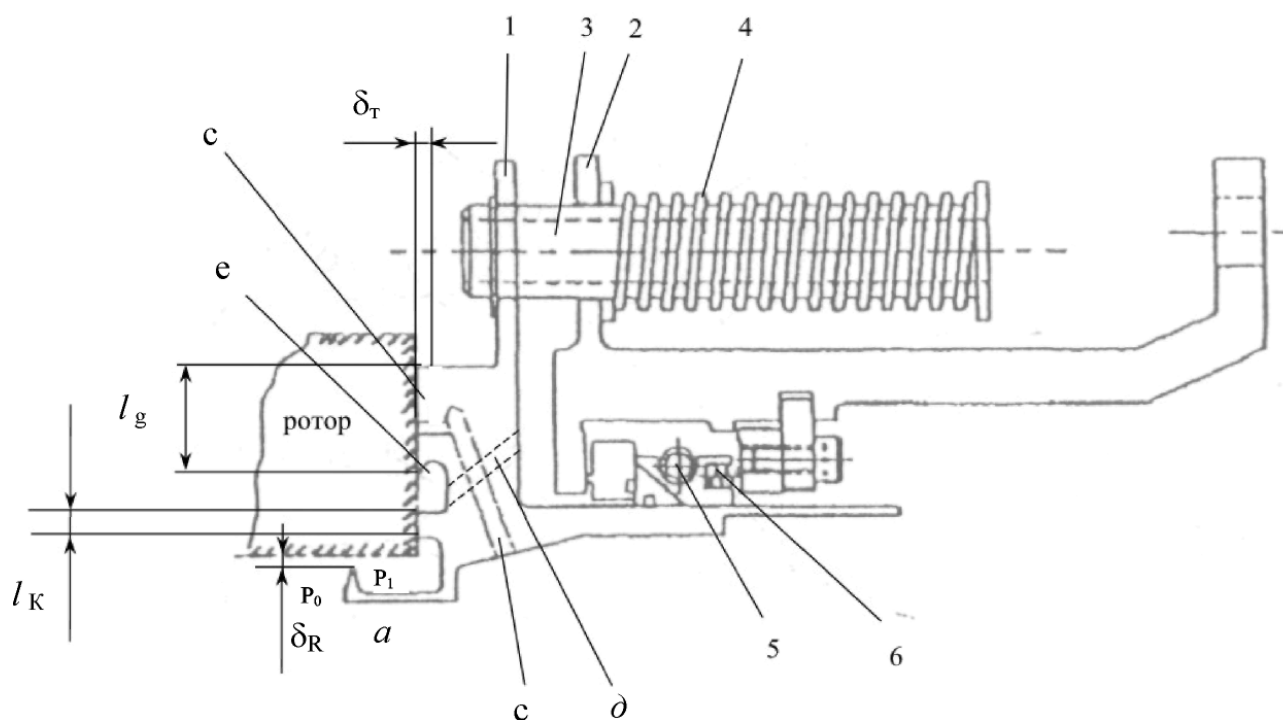


Рисунок 13.22 – Аспираторное уплотнение

1 – кольцо подвижное; 2 – кольцо неподвижное; 3 – штифты направляющие; 4 – пружина; 5 – браслетная пружина; 6 – пружинки; а – зуб аспиратора; с – жиклерные отверстия; д – каналы сброса давления; е – проточка.

цевое уплотнение кольцами поршневого типа (подпружиненные в радиальном направлении браслетной пружиной 5, а в осевом - несколькими пружинками 6, равномерно расположенными по окружности), препятствующее перетеканию уплотняемого воздуха между кольцами 1 и 2 (вторичное уплотнение).

На кольце 1 выполнен зуб аспиратора *a*, образующий с ротором радиальное уплотнение с зазором δ_R .

Радиальный зазор δ_R остается постоянным при осевых перемещениях δ кольца 1. В кольце 1 выполнены каналы через которые по нескольким сотнями жиклерных отверстий *c* подводится воздух с давлением P_0 в собственно газостатическое уплотнение, имеющее радиальную протяженность l_g .

В торцевой уплотнительной части кольца 1 выполнена проточка *e*, которая многими каналами δ соединена с областью низкого давления за уплотнением. Через эту проточку *e* сбрасывается воздух, просачивающийся по короткой части щели l_k из-за зуба аспиратора, а также частично из газостатического уплотнения (из длинной части щели l_g).

Утечка воздуха через описанное торцевое уплотнение в основном является по сути расходом, необходимым для питания газостатического подшипника. Этот расход (утечка) тем меньше, чем меньше торцевой зазор δ_T в уплотнении, который на Рис. 13.22 показан условно.

Работает уплотнение так:

- на неработающем двигателе давление везде равно атмосферному и статорное кольцо 1 отведено от торцевой поверхности ротора в осевом направлении пружинами 4 на несколько миллиметров (2...6 мм),

- после запуска двигателя появляется давление газового тракта перед зубом аспиратора «*a*» и течение воздуха через зазор δ_R . Возникающий на зубе *a*, перепад давлений воздуха действует на кольцо 1 и начинает подсасывать (пододвигать) кольцо 1 к ротору, преодолевая усилия пружин 9.

- приближение кольца 1 к ротору, и образование щели (с зазором δ_T) между ним и ротором сопровождается нарастанием давления в этой щели (в газостатическом подшипнике l_g), питаемой по жиклерным каналам *c* воздухом с давлением P_0

- уже на режиме малого газа и далее на всех режимах кольцо 1 достигает рабочего положения, т.е. останавливается у ротора при маленьком зазоре δ_T , равном 30...60 мкм в положении статического равновесия, когда силы от перепада давлений на кольцо, действующие справа налево, автоматически уравновешиваются силой, возникшей в гидростатическом подшипнике и действующей слева направо.

Компания Stein Seal исследовала уплотнение диаметром 36 дюймов (0,9144 м под необходимые размеры двигателя GE-90) на специальном стенде. Эти исследования показали, что торцевой зазор δ_T (см. Рис. 13.22, где этот зазор показан условно) между ротором и кольцом 1 практически не зави-

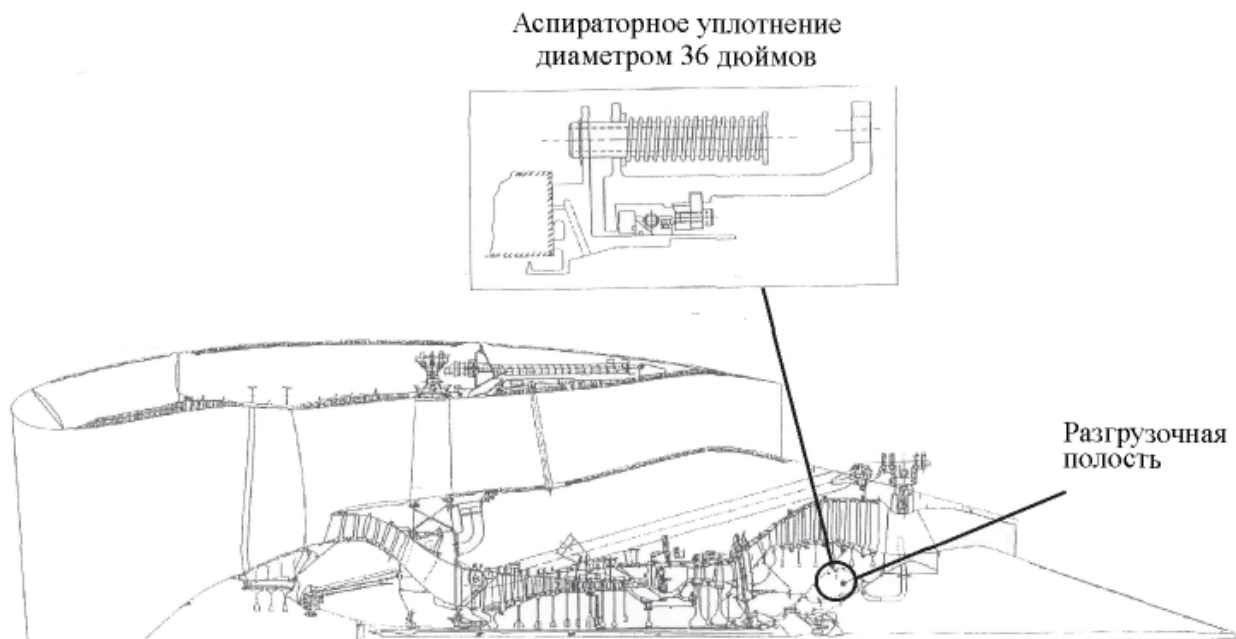


Рисунок 13.23 - Уплотнение в GE-90

висит от усилий пружин малой жесткости 4, а зависит от конкретного конструктивного выполнения уплотнения, радиального зазора « δ_R » между ротором и зубом аспиратора «а», количества и расположения жиклерных отверстий «с» для подвода воздуха из предлабиринтной области в щель I_g , т.е. в гидростатический подшипник.

В окончательном варианте конструкции уплотнения Stein Seal получен физический зазор $\delta_r \cong 60$ мкм, что при полученном коэффициенте расхода $\mu = 0,75$ соответствует неплохому эффективному зазору $\delta_{эф} = \mu \delta_r = 45$ мкм. И относительный эффективный зазор равен

$$\bar{\delta}_{эф} = \frac{\delta_{эф}}{D} = 0,0492 \cdot 10^{-3}$$

На Рис. 13.23 показана компоновка уплотнения на двигателе GE-90.

Необходимо заметить, что надежность уплотнения, несмотря на то, что оно задумано как бесконтактное, все же будет зависеть от возможных торцевых контактов кольца 1 и ротора. Такие, хотя и очень кратковременные, контакты возможны вследствие перегрузок, при перемене режимов работы, газодинамических неустойчивостях двигателя, когда возможна пульсации давления в газовом тракте и т.п. Эти контакты не должны приводить к повреждению уплотнения. Поэтому в уплотнении должны быть подобраны контактирующие со скольжением материалы (или покрытия) обладающие хорошими трибологическими характеристиками в условиях работы уплотнения (главными из которых являются температура и скорость скольжения).

13.3.5 - Сравнение эффективностей уплотнений газового тракта между ротором и статором ГТД

Корректно сравнивать уплотнения по эффективным зазорам $\delta_{эф}$ можно при одинаковых диаметрах $D_{ср}$ уплотнений, т.к. чем больше диаметр уплотнения, тем эффективный зазор получается больше, что обусловлено технологическими возможностями изготовления уплотнений.

На Рис. 13.24 представлены исследованные в ОАО «Авиадвигатель» г.Пермь три разные типа уплотнений одного диаметра 0,168 м. [13.7.4].

Тип I. Графитовое контактное уплотнение, состоящее из нигранового кольца 2, стальных втулки 3 и пяты 4. Кольцо 2 при работе поджимается давлением воздуха Р своим левым торцевым буртиком к вращающейся пяте 4, а по цилиндричес-

кой поверхности еще и силами упругости к втулке 3. Пята 4 охлаждается маслом; для улучшения охлаждения в ней выполнены слегка наклонные радиальные отверстия.

Уплотнение предназначено для ограничения проникновения горячего ($T = 600...700K$) воздуха давлением $P \cong 0,5$ МПа в масляную полость ролкоподшипника реального двигателя.

Тип II. Графитовое бесконтактное уплотнение, состоящее из тех же деталей, что и уплотнение I, однако у пяты 4 уплотнения II на торцевой поверхности выполнено 40 подъемных площадок глубиной 10...15 мкм (называемых камерами Релея), форма которых показана внизу на эскизе II Рис. 13.24. Торцевая поверхность кольца 2 выполнена плоской (без буртика).

Благодаря подъемным площадкам Релея между торцами вращающейся пяты 4 и неподвижного кольца 2, возникает повышенное вязкостное газодинамическое давление, в результате кольцо 2 отходит от пяты 4 и уплотнение переходит на режим воздушной (газовой) смазки с толщиной газовой пленки в несколько микрон.

Тип III. Обычное пятизубое лабиринтное уплотнение. Результаты обработки испытаний, описанных выше уплотнений I, II и III одинакового диаметра 168 мм представлены в таблице 13.4.

Как видно из таблицы 13.4 графитовое уплотнение типа II (т.е. с камерами Релея на пяте) имеет эффективный зазор в 2,5 раза меньший чем в контактном графитовом уплотнении (тип I) и в 6,5 раза меньше, чем в лабиринтном уплотнении.

На первый взгляд необычно, что контактное графитовое уплотнение оказывается менее эффективным, чем бесконтактное графитовое. В действительности это объясняется тем, что графитовое кольцо в контактном уплотнении ерзает и проворачивается, а в бесконтактном - оно неподвижно.

При сравнении уплотнений разных диаметров следует дополнительно использовать значение относительных эффективных зазоров

$$\bar{\delta}_{эф} = \frac{\delta_{эф}}{D}$$

представляющих собой безразмерные отношения эффективных зазоров к средним диаметрам уплотнений. Имеющиеся в нашем распоряжении публикации, рекламные и собственные материалы сведены в таблицу 13.5. Из нее видно, что на первом месте по эффективности стоит скользящее уплотнение фирмы Джон Крейн $\delta_{эф} = 3,52$ мкм, ($\bar{\delta}_{эф} = 0,0176 \cdot 10^{-3}$), но применение его ограничено температурой 673 К и окружной скоростью 180 м/с.

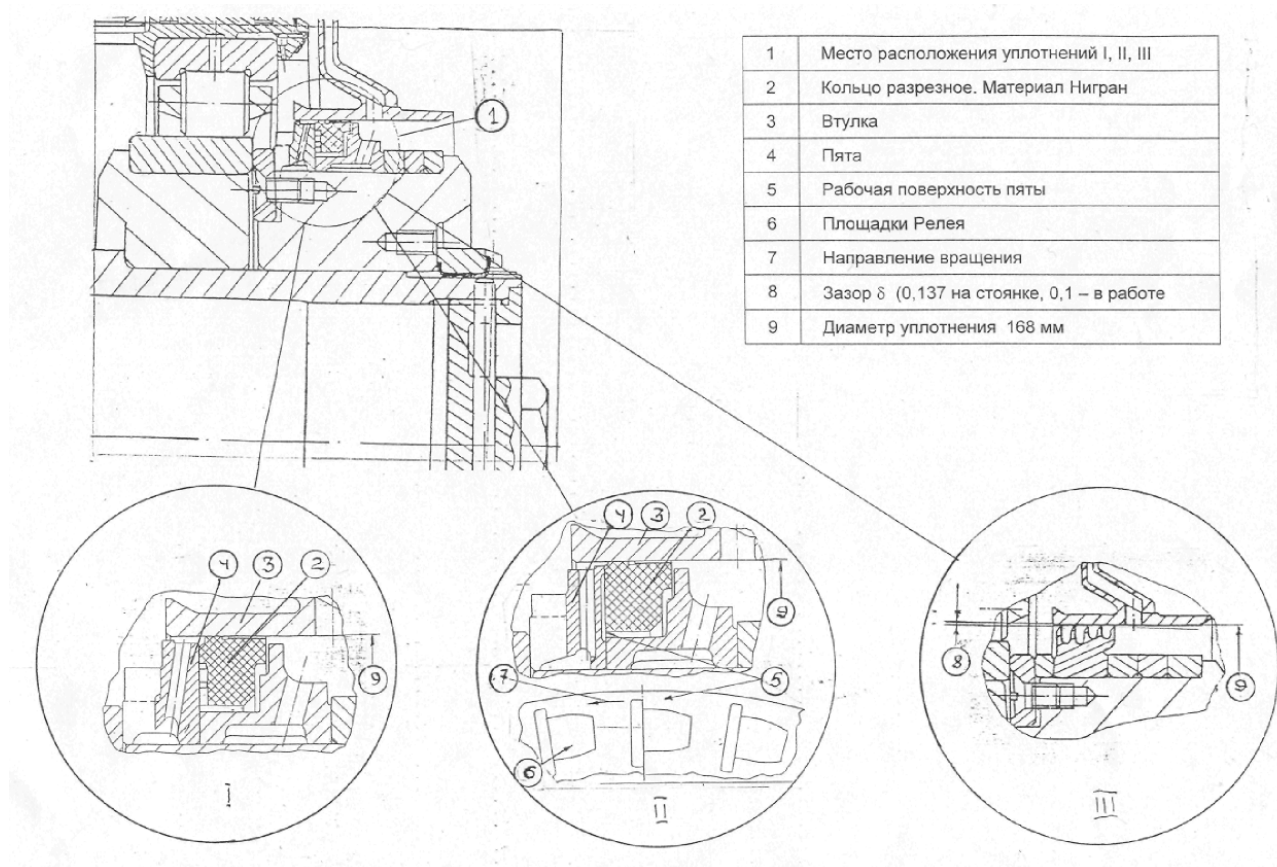


Рисунок 13.24 – Варианты уплотнений одного диаметра, исследованные в ОАО «Авиадвигатель»

Таблица 13.4

Сравнение уплотнений одного диаметра 168 мм.

| Уплотнение | Температура Т, К | Окружная скорость U, м/с | Перепад давлений ΔP , МПа | Физич. зазор в уплотнении, мкм | Коэфф. расхода μ | Эфф. зазор, мкм | Отнош. $\frac{\delta_{\text{эф}}}{8,65}$ |
|---|---------------------|--------------------------------|---|--------------------------------------|----------------------------|-----------------------|---|
| Тип I Обычное контактное графитовое | до 600...700 | ~ 100 | 0,3...0,5 | - | - | 21,6 | 2,5 |
| Тип II Бесконтактное графитовое (с площадками Релея на пятах) | до 600...700 | ~ 100 | 0,3...0,5 | - | - | 8,65 | 1 |
| Тип III Обычное лабиринтное пятизубое уплотнение | до 600...700 | ~ 100 | 0,3...0,5 | ~ 0,1 (n = 10000 об/мин) | 0,563 | 56,3 | 6,5 |

Таблица 13.5

Освоенные параметры уплотнений типа «воздух-воздух»

| Фирма | Тип уплотнения | Диаметр D, м | Темпер. Т, К | Перепад давления ΔP , МПа | Окруж. скор. U, м/с | Физич. зазор, мкм | Кэфф. расхода μ | Эффект. зазор $\delta_{эф}$, мкм | Отн. эфф. зазор $\delta \cdot 10^3$ | Место по эффек. |
|------------------------|---|------------------|------------------|---|------------------------|----------------------|------------------------|---|--|--------------------|
| АД | Лабиринтное | Менее 0,2 | До 1000 | 0,3...0,5 | 100 | (в работе) | 0,563 | 56,3 | 0,336 | |
| | | Более 0,35 | До 1000 | До 2,5 | 400 | 370 | 0,533 (на ПС-90А) | 198 | 0,495 | 6 |
| | Радиально- торцевое контактное РТКУ | До 0,16 | До 700 | 0,3...0,5 | 50...100 | - | - | 21,6 | 0,1292 | 4 |
| | Радиально- торцевое бесконтактн. РТБКУ | До $\approx 0,2$ | До 700 | 0,3...0,5 | 100 | - | - | 8,65 | 0,0515 | 2 |
| PW | Щеточное | 0,2...0,6 | Не более 1023 | Не более 1,2 на один ряд щеток | Не более 400 | - | - | $\approx 165,5$ | 0,27 | 5 |
| Stein Seal (для GE) | Аспираторное* | 0,9...1 | ≈ 800 | 0,5...0,6 | ≈ 400 | 60 | 0,75 | 45 | 0,0492 | 3 |
| Джон Крейн | ТБКУ для ГПА | До 0,2 | Не более 673 | До 25 | Не более 180 | 5 | 0,705 | 3,52 | 0,0176 | 1 |

* Примечание. Подготовлено для двигателя GE-90

Второе место, но тоже с ограничением до 700 К, принадлежит скользящему бесконтактному уплотнению АД ($\delta_{\text{эф}} = 8,65$ мкм, $\bar{\delta}_{\text{эф}} = 0,0545 \cdot 10^{-3}$). Третье место ($\delta_{\text{эф}} = 45$ мкм, $\bar{\delta}_{\text{эф}} = 0,0492 \cdot 10^{-3}$) занимает скользящее аспираторное уплотнение большого диаметра $D=914$ мм не имеющее существенных ограничений по применению. Четвертое - с ограничением по скорости скольжения $U \leq 100$ м/с - занимает скользящее контактное уплотнение АД. Наконец, пятое ($\delta_{\text{эф}} = 165,5$ мкм, $\bar{\delta}_{\text{эф}} = 0,27 \cdot 10^{-3}$) и шестое ($\delta_{\text{эф}} = 198$ мкм, $\bar{\delta}_{\text{эф}} = 0,495 \cdot 10^{-3}$) занимают соответственно щеточное и лабиринтное уплотнения преимуществом которых является отсутствие ограничений по потребной температуре.

Применение скользящих уплотнений для уплотнения газового тракта авиадвигателей сулит большие экономические выводы. К сожалению, для температур 900...1000 К и выше и окружных скоростей 400...450 м/с скользящие уплотнения пока не разработаны.

Отметим, что сравнение уплотнений, приведенное в [13.2] по параметру

$$\frac{m\sqrt{T_o}}{\pi DP_o},$$

который пропорционален эффективному зазору

$$\delta_{\text{эф}} = \frac{m\sqrt{RT_o}}{\pi D\sqrt{P_o^2 - P_1^2}}$$

(обозначения см. в разделе 13.3.1) в принципе подтверждает распределение мест по эффективности уплотнений, приведенное в таблице 13.5.

Напомним, что коэффициент расхода μ , а значит и эффективный зазор $\delta_{\text{эф}} = \mu\delta$, зависит от числа Рейнольдса Re , однако для реальных условий работы уплотнений, характеризующихся большими числами Re , распределение мест по эффективности уплотнений соответствует таблице 13.5.

13.4 - Примеры уплотнений газового тракта ГТД

13.4.1 - Пример 1

На Рис. 13.25, а и б цифрами показаны лабиринтные уплотнения между ротором и статором двухконтурного двигателя ПС-90А. Лабиринты 1, 2, 3 предназначены для уменьшения перетекания из-за соответствующей направляющей лопатки компрессора низкого давления (КНД) на вход этой

лопатки. Лабиринты 6 и 7 служат для этой же цели в КВД. Лабиринты 4 и 8 - закомпрессорные уплотнения КНД и КВД, 9 - лабиринт для уменьшения утечек после закомпрессорного уплотнения 8. Воздух, просочившийся из-за уплотнения 8, сбрасывается в наружный контур. Лабиринты 10 и 11 уменьшают утечки охлаждающего воздуха, поступающего на охлаждение диска турбины и лопаток ТВД. Лабиринты 12 и 13 снижают перетечки газа в обход газового тракта.

Лабиринты 14...21 служат для уплотнения газового тракта турбины низкого давления (ТНД), причем лабиринты 18, 19, 20 и 21 выполнены над полочками рабочих лопаток ТНД. Масляные уплотнения представлены в разделе 13.5.

Над всеми рабочими лопатками компрессора и турбины применены истираемые, при задевании их лопатками, покрытия, обеспечивающие радиальный зазор между лопатками и корпусами при задеваниях.

Для уменьшения радиальных зазоров между рабочими лопатками и корпусами на основных режимах работы двигателя, корпуса турбины охлаждаются воздухом, отбираемым из-за соответствующих ступеней компрессора, что приводит к температурной усадке диаметров корпусов, т.е. к уменьшению зазоров. Охлаждение корпусов автоматически отключается при переходе на низкие режимы работы двигателя.

Аналогично охлаждается корпус компрессора над тремя последними рабочими лопатками КВД воздухом, отбираемым от КНД.

13.4.2 - Пример 2. Уплотнение статорной и роторной частей турбины

Прежде всего, отметим, что ликвидация, точнее - сведение к возможному минимуму, непроизводительных утечек газа и охлаждающего воздуха представляет собой одну из наиболее важных и наиболее значительных по получаемому эффекту задач при проектировании турбины.

Утечка каждого процента расхода газа в радиальный зазор (как рабочего колеса, так и соплового аппарата) приводит к равному по величине (в процентах) уменьшению к.п.д. ступени турбины.

Утечка в проточную часть турбины каждого процента охлаждающего воздуха, отбираемого за компрессором высокого давления (для двигателя типа ПС-90А) приводит к увеличению удельного расхода топлива на 0,3% и увеличению температуры газа перед ротором ТВД на 10°C. Кроме того, сама утечка охлаждающего воздуха в основной

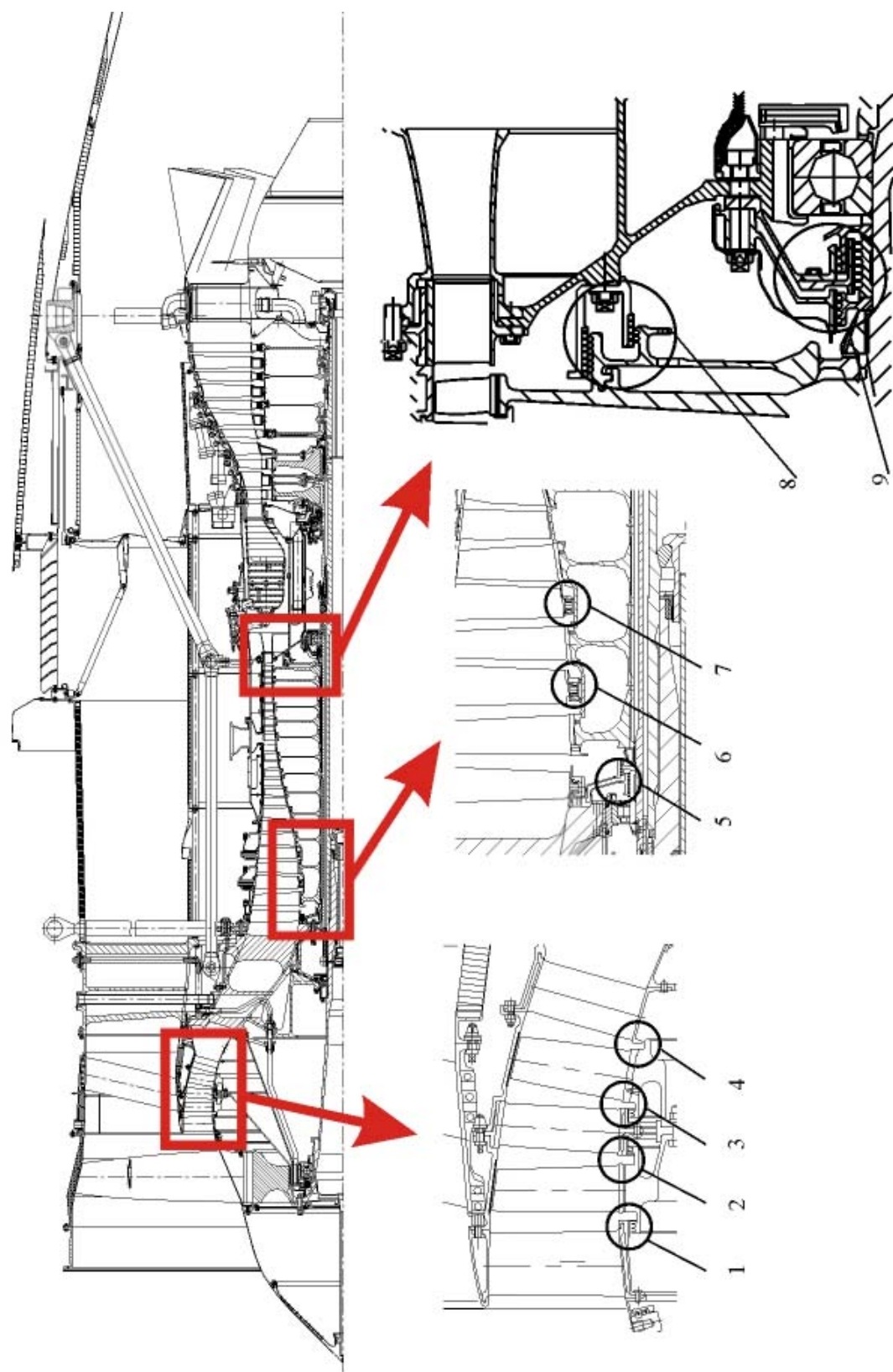


Рисунок 13.25 - а) Лабиринтные уплотнения между ротором и статором двигателя ПС-90А

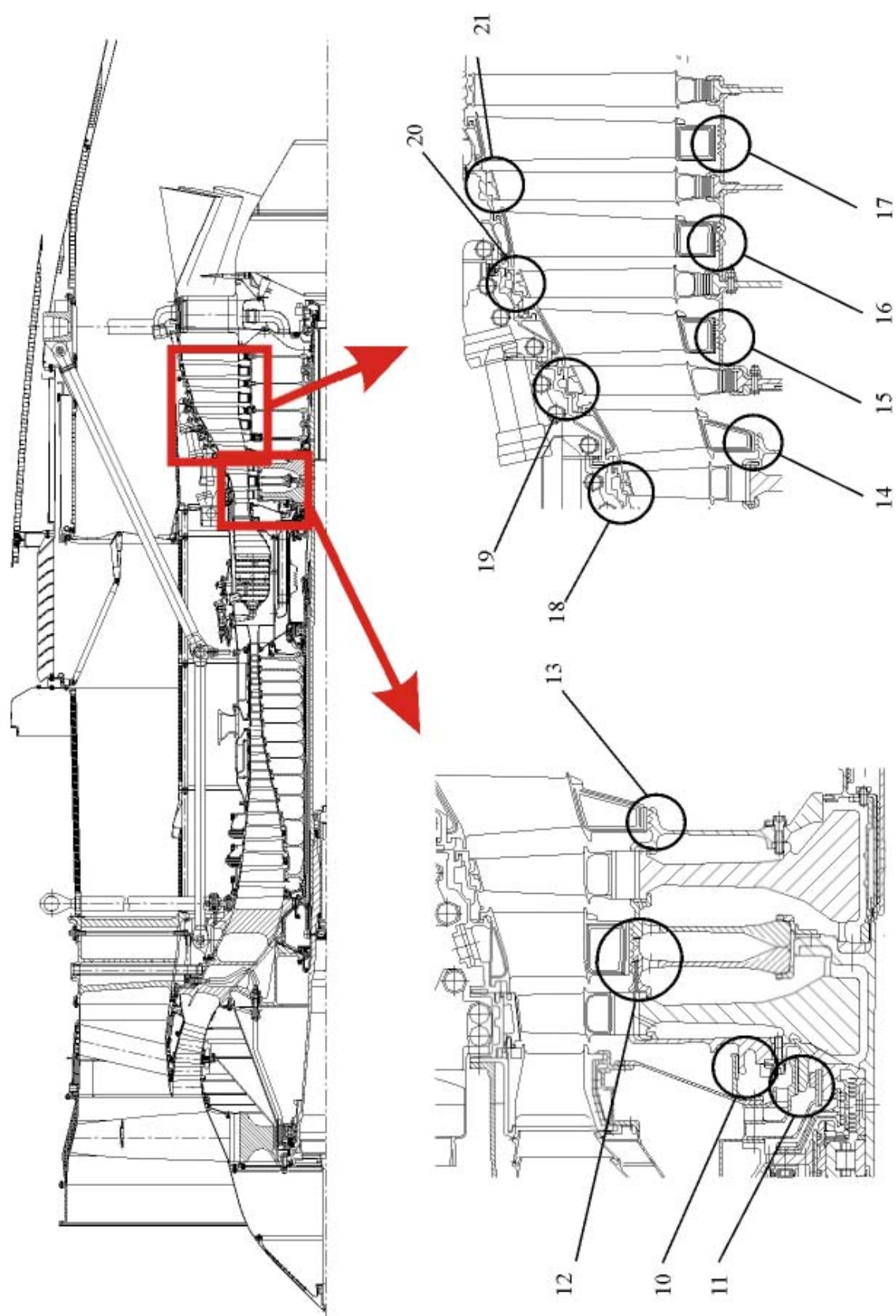


Рисунок 13.25 - б) – Лабиринтные уплотнения между ротором и статором двигателя ПС-90А

поток, особенно в область больших скоростей (например, в осевой зазор между СА и РК), способна привести к дополнительным потерям к.п.д. - до 1,5% к.п.д. ступени на каждый процент утечки охлаждающего воздуха.

Рассмотрим схему проточной части ТВД, ротор и статор которой имеют практически все виды уплотнений, которые применяются в современных турбинах (см. Рис. 13.26).

Для герметизации стыков деталей ротора и статора от утечек в проточную часть охлаждающего воздуха используются:

1) конусные упругие кольца 1 - для уплотнения значительных осевых зазоров.

2) гофрированные пружинные пластинки 2 - уплотнение стыков между деталями статора, в ко-

торых необходим зазор по условиям сборки (которые не стягиваются болтовыми соединениями).

3) так называемые «перьевые» уплотнения 3 между верхними и нижними полками сопловых лопаток - для уплотнения воздушной полости над СА и под СА от утечек в проточную часть и утечек газа и воздуха между нижними полками 2 СА.

«Перьевые» уплотнения состоят из тонкой (примерно 0,3 мм) гибкой металлической полоски (перышка), помещаемой одновременно в две параллельные канавки, прорезанные в смежных деталях (торцах полок лопаток). Разница давлений между полостями сверху и снизу полок прижимает пластинки к стенкам канавок и уплотняет зазор. Из принципа действия «перевых» уплотнений ясно, что чем более гибкой является пластинка

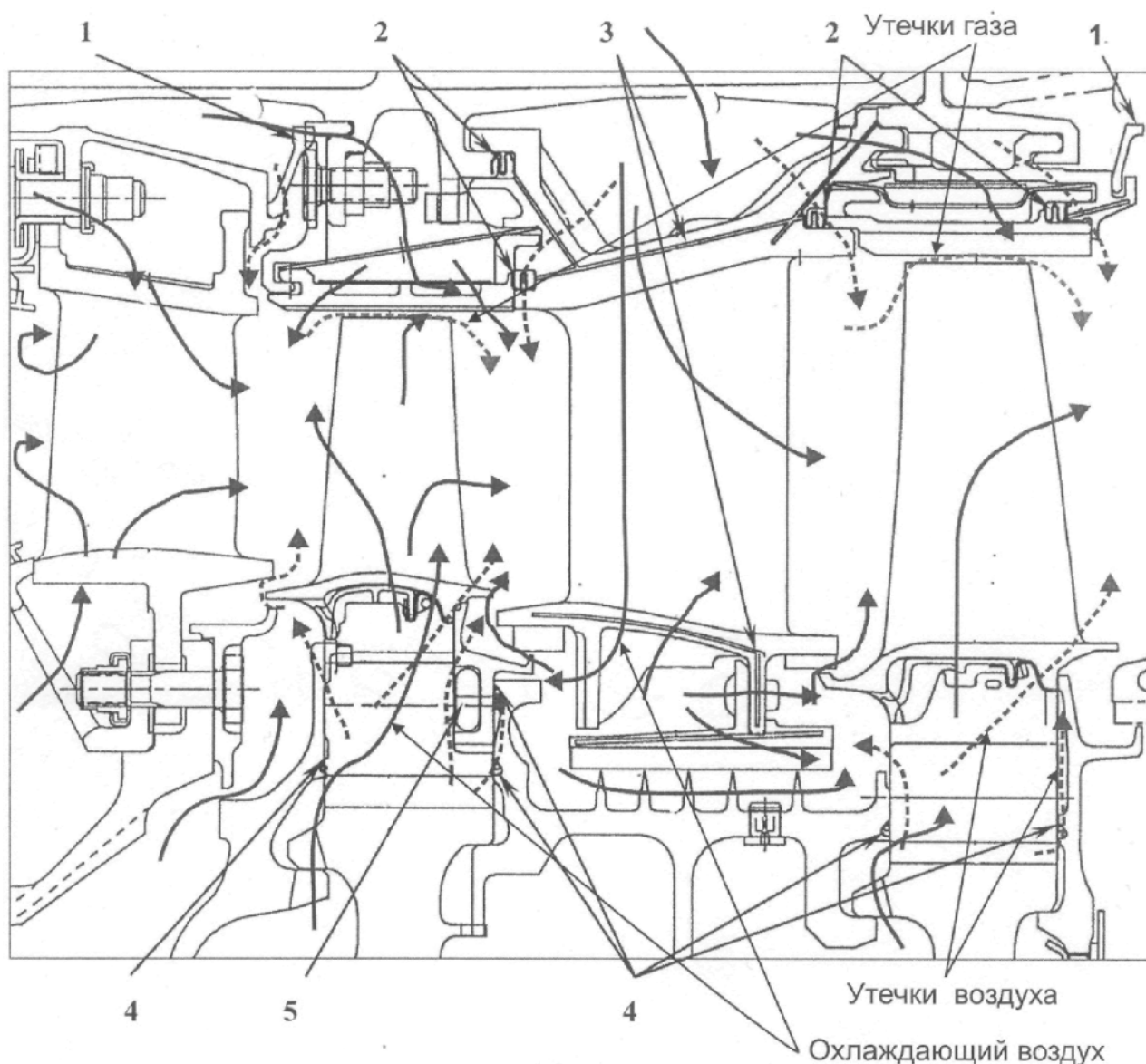


Рисунок 13.26 - Проточная часть ТВД V25—(Pratt&Whitney)

1 – конусное кольцо; 2 – гофрированные пластины; 3 – «перьевые уплотнения»; 4 – проволока; 5 – трубка

и чем более ровной является поверхность канавок, тем лучше прилегание и уплотнение. Поэтому канавки изготавливают методом шлифования и имеют они преимущественно прямолинейную форму.

4) кольцевые пазы с вставленной в них проволокой 4 - для уплотнения стыков деталей ротора (в переднем и заднем дефлекторах и промежуточном диске - на поверхностях, прилегающих к боковым поверхностям 1 и 2 дисков). Под действием центробежной силы проволока уплотняет стык роторных деталей.

5) деформируемая трубка 5 - для уплотнения полости внутри лабиринтного уплотнения за рабочей лопаткой 1 ступени использована сжатая при сборке трубка.

13.5 - Уплотнения масляных полостей опор роторов, редукторов, коробок приводов

В процессе работы каждого ГТД происходит потеря масла вследствие его утечек из масляных полостей в проточную часть двигателя, а также выброса в атмосферу мелко распыленных частиц

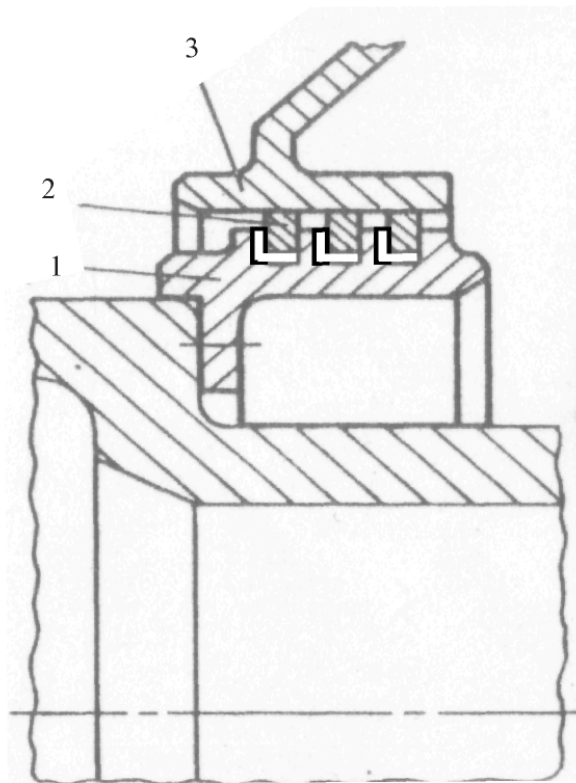


Рисунок 13.27 - Контактное металлическое кольцевое уплотнение
1 - кольцедержатель; 2 – разрезные упругие кольца ; 3 – втулка

масла (тумана) из суфлируемых масляных полостей. Утечки масла образуются в местах стыков вращающихся и неподвижных элементов опор роторов. Тем же путем в масляные полости поступают газы и воздух повышенного давления и температуры из смежных полостей двигателя. Проникая в масляную полость, эти газы и воздух дополнительно нагревают масло и увеличивают массу воздуха, удаляемого при суфлировании. Расход масла существенно зависит от степени совершенства конструкций уплотнений масляных полостей.

Уплотнения масляных полостей бывают контактными и бесконтактными.

К контактными уплотнениям относятся: металлические кольцевые, радиальные секционные графитовые, торцовые контактные уплотнения (ТКУ), радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ). Они обеспечивают требуемую герметичность масляных полостей опор роторов ГТД, обладают незначительными потерями на трение и необходимой надежностью, но по-разному чувствительны к перепадам давлений и температуре окружающего воздуха, к величине окружной скорости скольжения в контакте.

К бесконтактным уплотнениям относятся: лабиринтные уплотнения, торцевые графитовые бесконтактные (см. раздел 13.3.5), маслоотгонные винтовые втулки в виде многозаходной резьбы, маслоотражательные кольца. Лабиринтные уплотнения в ряде случаев используют для совместной работы с контактными уплотнениями. Такая потребность возникает при слишком высоких перепадах давлений в смежных воздушной и масляной полостях (при отсутствии перепада и отсосе на вход в компрессор). Задача решается путем создания промежуточных суфлируемых или наддуваемых полостей перед контактными уплотнениями, отделяемых дополнительными лабиринтными уплотнениями.

Рассмотрим некоторые встречающиеся в ГТД типы контактных уплотнений. Конструкция контактного металлического кольцевого уплотнения представлена на Рис. 13.27. В канавках кольцедержателя 1 размещаются неподвижные разрезные упругие кольца 2, плотно прижатые силой упругости к неподвижной втулке 3. Число колец обычно не превышает трех. Перетеканию масла из масляной полости и проникновению в нее воздуха или газа извне препятствует боковое прилегание кольца к боковой поверхности канавки. Для уменьшения трения и износа соприкасающихся поверхностей к ним подводят масло через отверстия (около 1 мм) в кольцедержателях. Для хорошего уплотнения масла перепад давлений воздуха должен дей-

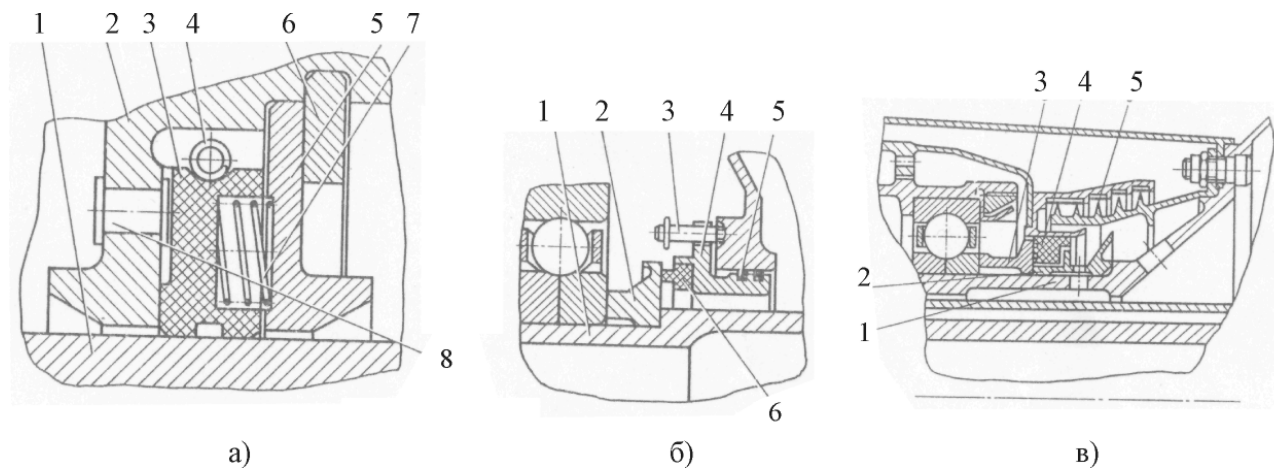


Рисунок 13.28 - Пример конструкций графитовых уплотнений

а) радиальное секционное уплотнение;

1- вал ротора; 2 – корпус уплотнения; 3 – графитовые сегменты; 4 – пружина браслетная; 5 – стальная шайба; 6 – разжимное кольцо; 7 – пружина осевая; 8 – стопор;

б) торцовое контактное уплотнение; 1 – вал ротора; 2 – втулка уплотняющая; 3 – направляющие штифты; 4 – втулка прижимная; 5 – кольца уплотнительные; 6 – графитовое кольцо;

в) уплотнение опоры компрессора; 1 – вал ротора; 2 и 3 – стальные кольца; 4 – графитовое уплотняющее кольцо; 5 – воздушное лабиринтное уплотнение

ствовать внутри масляной полости, но не быть чрезмерным во избежание недопустимых износов колец (рекомендуется 0,05...0,08 МПа). Контактующие поверхности стальных колецдержателя и втулки корпуса цементируют или азотируют. Упругие чугунные кольца подвергают пористому хромированию.

Кольцевые уплотнения требуют высокой точности изготовления, соблюдения указанных перепадов давлений и окружных скоростей не более 60...80 м/с (иногда до 100 м/с).

В конструкциях современных ГТД вместо металлических уплотнительных колец находят применение графитовые уплотнения различных типов, отличающиеся большей надежностью и умеренными износами при более высоких нагрузках (см. раздел 13.3.5).

На Рис. 13.28, а приведен пример конструкции радиального секционного графитового уплотнения. Графитовые сегменты 3 обжимают поверхность вала 1 посредством пружины браслетного типа 4, а пружинами 7 прижимаются к торцу неподвижного корпуса 2. От проворота графитовые сегменты удерживаются стопорами 8. Геометрические размеры, форма и число элементов довольно широко варьируются. Так, графитовые радиальные уплотнения выполняются однорядными, как показано на рисунке, или двухрядными с большим числом элементов и перекрытием стыков между ними

путем расположения их в шахматном порядке. Число сегментов в одном ряду рекомендуется от четырех до шести. Действующие на уплотнение перепады давлений рекомендуются в пределах не более 0,25 МПа.

Усилие растяжения браслетных пружин принимают пропорциональным диаметру посадочного места элементов:

$$P=0,02D,$$

где D - диаметр, мм;

P - усилие, Н.

Осевые пружины применяют с усилием 3...6 Н.

Из применяемых материалов можно указать углеграфит Нигран-В (для температур воздуха до 300°C), АГ-1500 и пирографит ПГИ (для температур до 350...400°C); ответные стальные детали изготавливают из 38ХМЮА, 13Х11Н2В2МФ с азотированием контактных поверхностей на глубину 0,1...0,35 мм, пружины - из проволоки 40КХНМ диаметром 0,5 мм. Такие уплотнения допускают значительные относительные осевые перемещения и скорости скольжения до 120 м/с.

На Рис. 13.28, б приведен пример торцового контактного уплотнения. Уплотнительное кольцо 6, приклеенное к стальной втулке 4, перемещается под действием осевых пружин по направляющим штифтам 3, создавая контакт с торцом вращающей-

ся стальной втулки 2 на валу ротора 1. Удельное давление в контакте должно превосходить перепад давлений воздуха при работе ГТД. Уплотнение втулки 4 в крышке опоры осуществляется резиновыми манжетами 5.

Для надежной работы ТКУ необходима высокая точность изготовления деталей и отсутствие перекоса торцов в контакте; втулка 2 должна охлаждаться струей масла (от 2,5 до 4,5 л/мин). Относительные осевые перемещения при ТКУ ограничены. Допускаются большие перепады давлений воздуха до 0,4 МПа (при температуре 200°C и скорости скольжения до 75 м/с). При этом рекомендуется выдерживать параметр $pV \leq 50$, где p - удельное давление в контакте (МПа), V - относительная скорость скольжения (м/с). В числе других применяемых конструкций ТКУ следует упомянуть уплотнение между двумя вращающимися валами, а также ТКУ с подвижным самоустанавливающимся сферическим кольцом. Последнее обладает заметно лучшими уплотняющими свойствами.

На многих ГТД применяют радиально-торцевые контактные уплотнения различной конструкции. Применяют РТКУ, состоящие из набора последовательно чередующихся графитовых и стальных колец, с разделением функций торцевого и радиального уплотнений, а также имеющие всего одно кольцо. Существенное значение для выбора конструкций графитового уплотнения имеет место расположения уплотнения, связанное с условиями его работы (параметр pV , t воздуха или газа, теплоотвод).

На Рис. 13.28 в приведен пример конструкции графитового уплотнения опоры компрессора с одним кольцом 4. Вместе с валом ротора t вращаются стальные кольца 2 и 3. Графитовое кольцо осуществляет уплотнение в плоскости торца и внешней цилиндрической поверхности. На величину давления воздуха перед уплотнением влияет наличие лабиринтного уплотнения 5.

В конструкциях РТКУ для ГТД с большим ресурсом с целью сокращения износов по торцам, выгодно применять «подъемные площадки». Их выполняют на торцах стальных вращающихся колец, и подводят по радиальным пазам воздух, образующий при работе зону повышенного давления в стыке торцов («воздушную подушку»). В результате этого уплотнительное кольцо отходит от торца и износ практически отсутствует (см. раздел 13.3.5).

Контрольные вопросы

1. Из каких материалов изготавливаются прокладки в уплотнении неподвижных соединений?
2. Назовите основные типы контактных уплотнений подвижных соединений.
3. Назовите основные типы бесконтактных уплотнений подвижных соединений.
4. Для чего в статорной части лабиринтного уплотнения выполняется сотовое покрытие?
5. От каких параметров зависит коэффициент расхода лабиринтного уплотнения?
6. В чем достоинства и недостатки щеточных уплотнений по сравнению с лабиринтными?
7. Поясните принцип работы сухого газодинамического уплотнения.
8. В чем достоинства и недостатки сухого газостатического уплотнения по сравнению с газостатическим?
9. Какие типы уплотнений используются для уплотнения масляных полостей?

Англо-русский словарь-минимум

aspirating face seal - подсасываемое торцевое уплотнение
seal - уплотнение
air seal - воздушное уплотнение
brush seal - щеточное уплотнение
cup seal - манжетное уплотнение
carbon seal - графитовое уплотнение
carbon-face seal - торцевое графитовое уплотнение
carbon-ring seal - уплотнение с графитовыми кольцами
contact seal - контактное уплотнение
face seal - торцевое уплотнение
flowpath seal - уплотнение проточной части
gas seal - газовое уплотнение
glass seal - стеклогерметик
honeycomb seal - сотовое уплотнение
hydraulic seal - гидравлический затвор
intershroud seal - межсекторное (межсегментное) уплотнение
interstage seal - межступенчатое уплотнение
knife-edge seal - лабиринтное уплотнение с выступом, имеющим острую (ножевую) кромку
labyrinth seal - лабиринтное уплотнение
magnetic seal - торцевое уплотнение с поджатым магнитом
oil seal - уплотнение масляной полости
pressure balance seal - уплотнение разгрузочной полости

ring seal - кольцевое уплотнение
rotating seal - вращающаяся часть уплотнения
rub-in seal - истираемое уплотнение
split-ring seal - уплотнение с разрезными кольцами
spring-loaded seal - уплотнение с поджатием пружиной
stationary seal - неподвижная часть уплотнения
stepped seal - ступенчатое уплотнение
thread seal - резьбовое уплотнение

Перечень использованной литературы

- 13.1 Г.С. Скубачевский. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. - М.: Машиностроение, 1974.
- 13.2 С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. Торцевые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов.
- 13.3 Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Под редакцией Д.В. Хромина- М.: Машиностроение. 1989 г.
- 13.4 Классификация и перспективы развития уплотнений типа «воздух-воздух» в газотурбинных двигателях. /А.А.Иноземцев и др. //Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника 17/2004. Пермь, 2004.
- 13.5 Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. Под редакцией А.И.Голубева, Л.А.Кондакова.- М.: Машиностроение. 1994 г.
- 13.6 Рекламные буклеты и статьи фирм-изготовителей уплотнений.
- 13.7 Turnquist Norman A., Tseng Tom, McNicle A.D. Analysis and full testing of an aspirating face seal with improved flow isolation. A 98-35139, AIAA Paper, 98-3285.

Глава 14 - Газотурбинные двигатели как силовой привод

Газотурбинные двигатели (ГТД), первоначально применявшиеся благодаря своим высоким удельным характеристикам только в авиации, нашли применение и в других транспортных средствах. Сначала как ускорительные двигатели в торпедных катерах, затем в качестве маршевых для противолодочных и других кораблей, танковых ГТД, для большегрузных карьерных автомобилей и локомотивов.

С 70-х годов в связи с начавшейся широкой добычей полезных ископаемых в труднодоступных районах ГТД стали применяться в качестве силового привода в передвижных газотурбинных электростанциях (ГТЭС), размещаемых в автомобильных прицепах, энергопоездах и баржах, а также в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) для транспортировки газа. На базе ГТД были созданы ГПА мощностью 25 МВт и более.

Самые большие ГТД мощностью до 270 МВт созданы для ГТЭС. Они имеют к.п.д. до 42%, а с утилизацией тепла - до 86%. Их ресурс достигает 200000 часов.

14.1 - ГТД в силовом приводе ГТЭС и ГПА

Двигатели наземного применения, даже созданные на базе авиационных имеют некоторые конструктивные особенности. Это связано с тем, что они должны работать без остановки несколько тысяч часов, а также с тем, что требования по весу и габаритам не такие высокие, как у авиационных. Поэтому за счет увеличения массы и габаритов двигателя, можно обеспечить:

- удобный доступ для осмотра двигателя в эксплуатации и замены его частей, вплоть до полной разборки двигателя и выемки его ротора с заменой дисков и лопаток турбины в эксплуатации;
- более высокий ресурс;
- возможность применения более дешевых материалов;

Создание специальных двигателей для наземного применения требует длительного времени и больших затрат на освоение его в производстве, поэтому у предприятий, производящих авиационные двигатели есть возможность изготавливать наземные двигатели доработкой авиационных, что позволяет:

- сократить время на разработку;
- использовать узлы авиационных двигателей бывших в эксплуатации, так как они имеют достаточный остаточный ресурс, а повреждаемость двигателей наземного применения от эксплуатационных режимов в десятки раз меньше чем в авиации;
- получить двигатели наземного применения с достаточно невысокой массой и габаритами. Это дает возможность при небольших затратах на транспортировку значительную часть ремонтных работ выполнять на заводе-изготовителе, что обеспечивает их высокое качество.

Общая компоновка двигателя определяется тем, что большинство двигателей создается для реконструкции уже существующих электростанций и газоперекачивающих агрегатов, что определяет расположение выходного вала.

Так на передвижных электростанциях, установленных в труднодоступных районах применяется дизельное топливо. При этом топливная система двигателя сохраняется авиационная. В стационарных ГТЭС и ГПА, использующих в качестве топлива природный или попутный нефтяной газ, топливные агрегаты могут располагаться как на двигателе, так и рядом с ним - на стене в отсеке двигателя или в специальном шкафу.

Если у электростанций работающих, в основном, на газообразном топливе в качестве резервного используется жидкое топливо, то в таком случае оба комплекта топливной аппаратуры располагаются в отдельном шкафу, при этом топливные насосы приводятся во вращение электромоторами.

Маслосистема двигателей наземного применения по составу аналогична авиационной, но расположение агрегатов отличается. Это обусловлено тем, что межремонтные периоды работы двигателя составляют 1500 часов и более без остановки. Маслобаки и фильтры располагаются не на двигателе, а в отдельной маслокомнате, воздушные маслоохладители - на крыше отсека двигателя. Емкость маслобака позволяет двигателю работать без дозаправки весь межремонтный период, или обеспечивается возможность дозаправки маслобака во время работы двигателя. Фильтры выполняются двухсекционными, что позволяет заменять секции во время работы двигателя.

Возможна также компоновка, когда все маслоагрегаты устанавливаются не на двигателе, и приводятся во вращение электромоторами. Этот вариант позволяет полностью продублировать все маслоагрегаты для повышения надежности системы смазки.

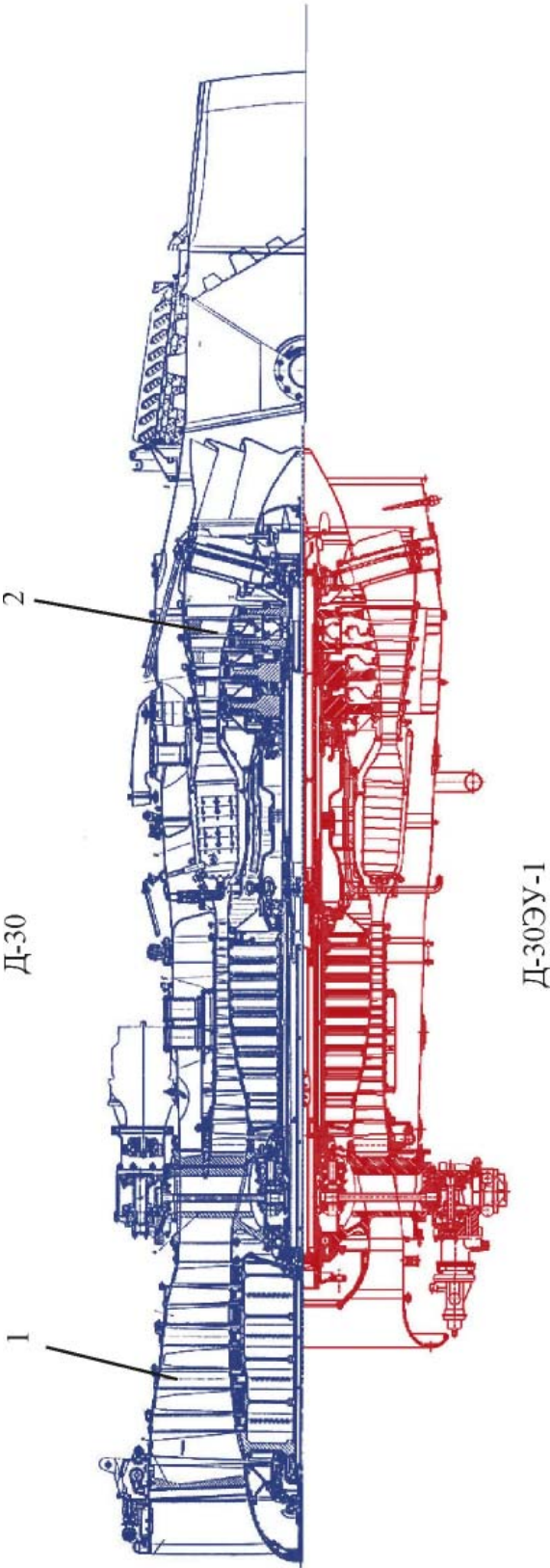


Рисунок 14.1 - Продольный разрез двигателей Д-30 и Д-30ЭУ-1
1 - компрессор низкого давления; 2 - турбина низкого давления

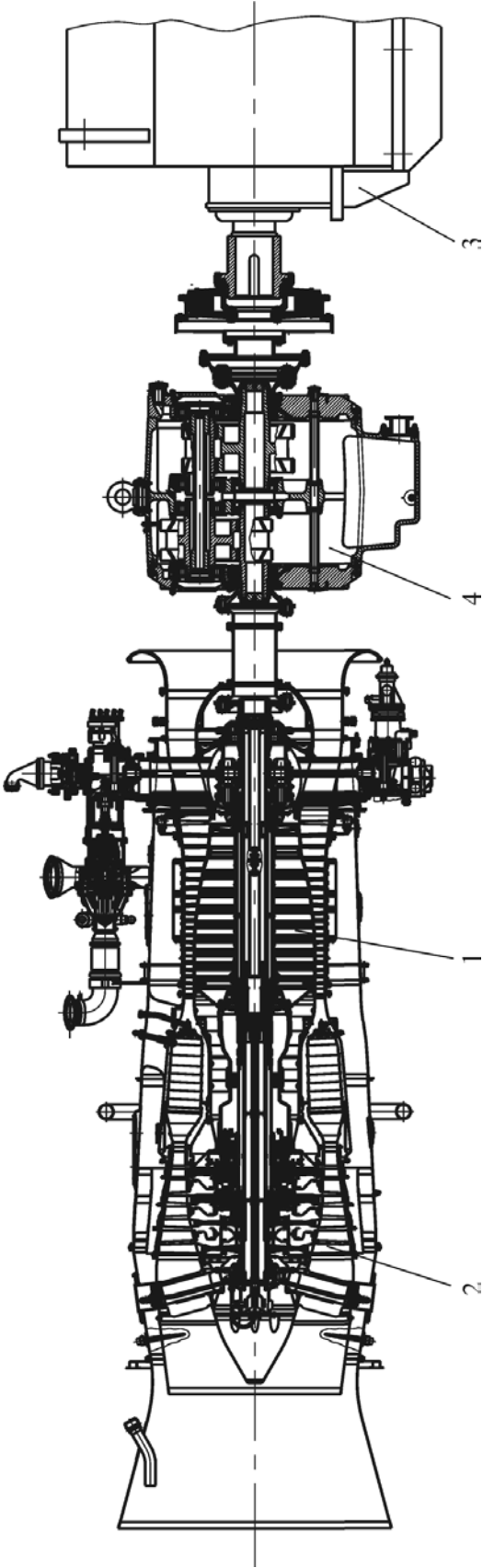


Рисунок 14.2 - Продольный разрез двигателя Д-30ЭУ с редуктором
1 - компрессор; 2 - турбина низкого давления; 3 - электрогенератор; 4 - редуктор

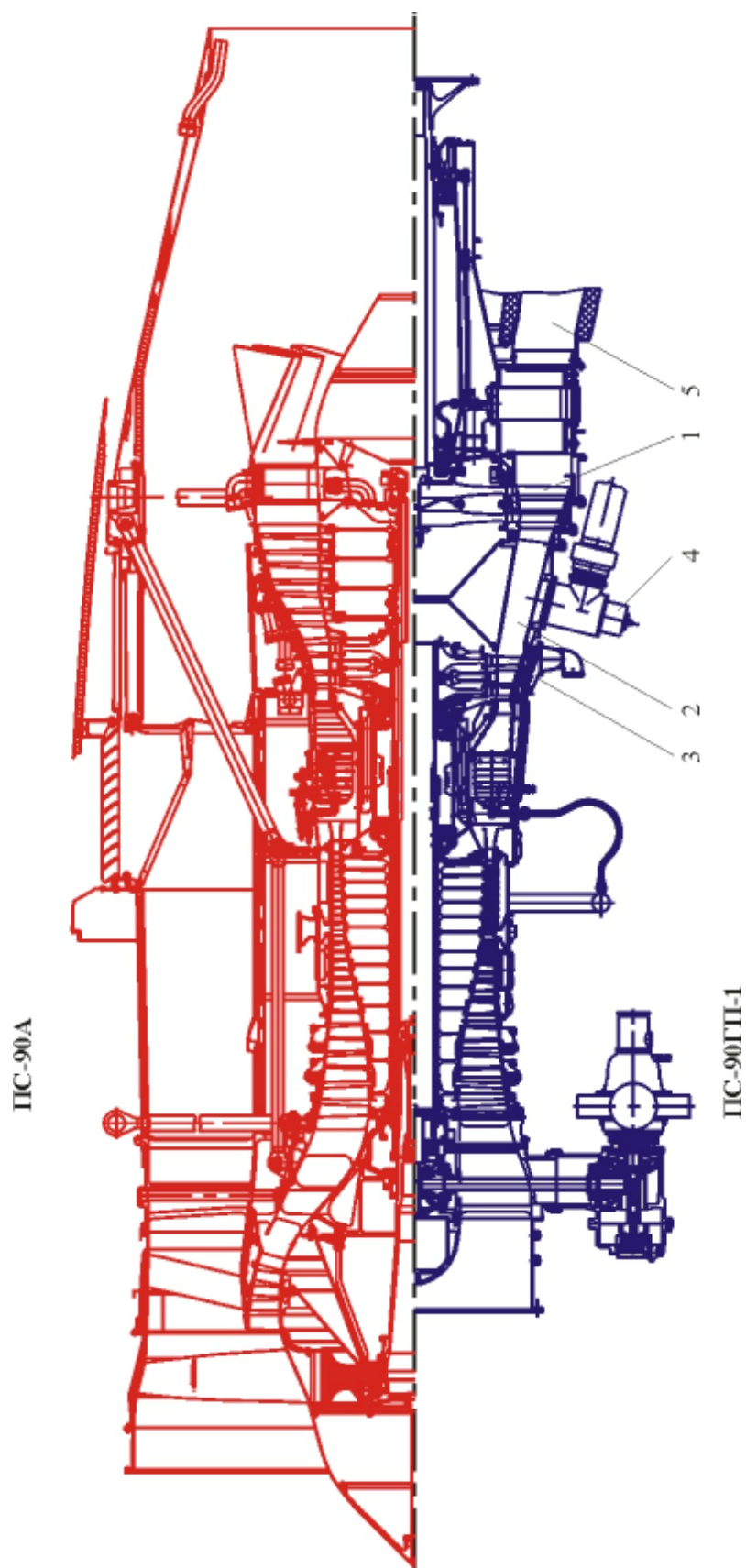


Рисунок 14.3 - Продольный разрез двигателей ПС-90А и ПС-90ГТ

1 - свободная турбина; 2 - переходный канал; 3 - турбина высокого давления; 4 - клапан; 5 - выходное устройство

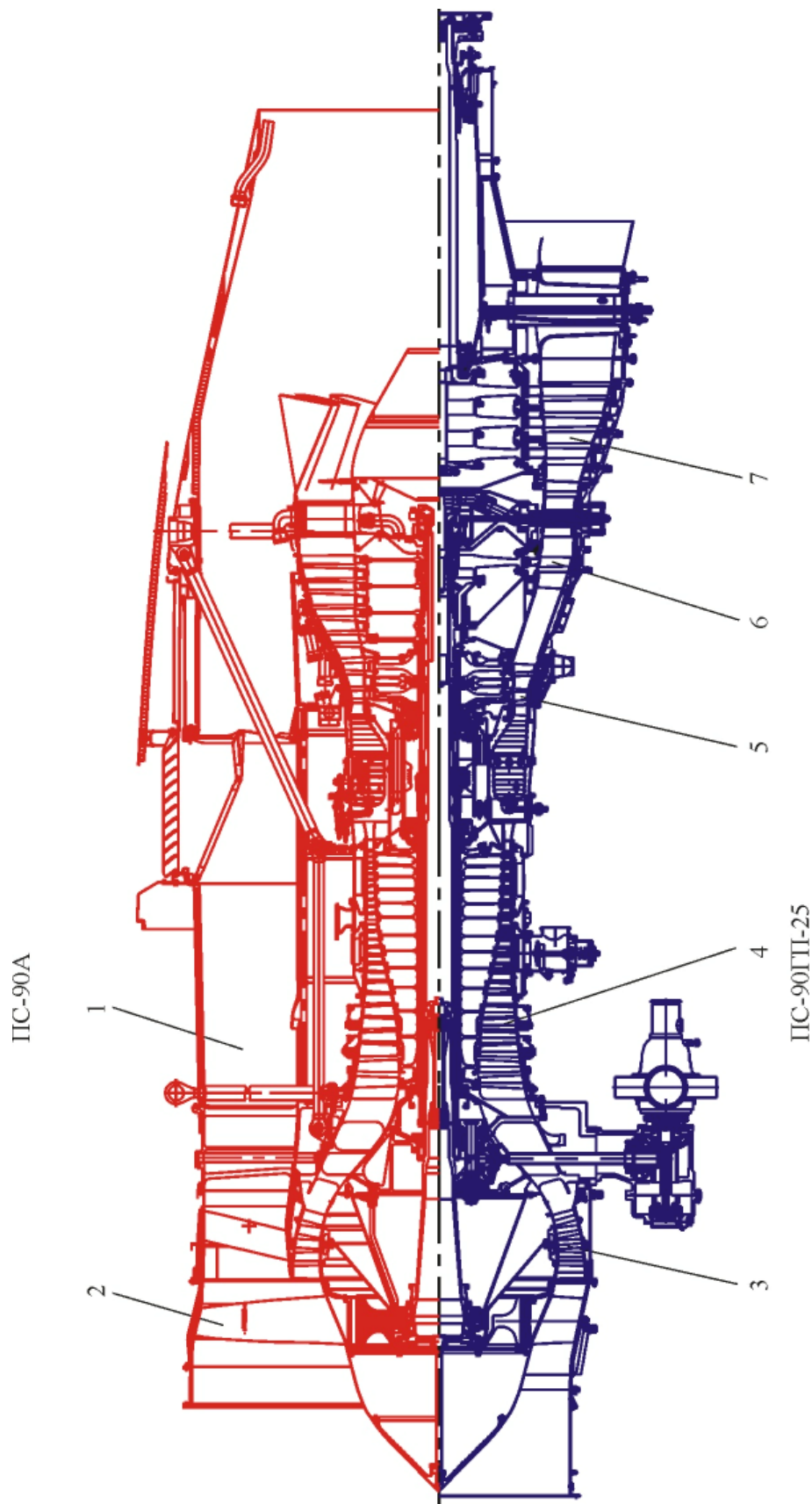


Рисунок 14.4 - Продольный разрез двигателей PS-90A и PS-90GP-25
1 - наружный контур; 2 - лопатки вентилятора; 3 - подпорные ступени; 4 - компрессор высокого давления; 5 - турбина высокого давления; 6 - турбина вентилятора и подпорных ступеней; 7 - свободная турбина

В настоящее время сложился ряд мощностей ГТД наземного применения, определенный потребными мощностями уже имеющегося оборудования - электрогенераторов, компрессоров и др. это – 2,5; 4; 6; 10; 12; 16 и 25 МВт.

Рассмотрим создание выше перечисленного ряда мощностей ГТД на примере ОАО «Авиадвигатель», которым для этого были использованы два авиационных двигателя – Д-30 и ПС-90А с тягой на номинальном режиме соответственно 5,6 и 16 тонн.

Для создания двигателя Д-30ЭУ-1 мощностью 2,5 МВт был использован двигатель Д-30 (см. Рис 14.1). С него убрали КНД 1, а мощность ТНД 2 передавалась на электрогенератор 3 через редуктор 4 (см. Рис 14.2). Двигатели Д-30ЭУ-2 мощностью 4 МВт и Д-30ЭУ-6 мощностью 6 МВт являются дальнейшим развитием двигателя Д-30ЭУ-1. Их мощность увеличена за счет увеличения подачи топлива и повышения к.п.д. компрессора и турбины.

Двигатель ПС-90ГП-1 мощностью 12 МВт создан на базе газогенератора двигателя ПС-90А. Двухступенчатая свободная турбина была спроектирована специально для привода газового компрессора, перекачивающего природный газ (см. Рис 14.3).

Для исключения недопустимой раскрутки свободной турбины 1 при внезапном снятии нагрузки в переходном канале 2 между турбиной 3 высокого давления и свободной турбиной 1 были установлены клапаны 4, перепускающие при необходимости газ в выходное устройство (ВУ) 5.

Для получения мощности 16 МВт на двигателе ПС-90ГП-2 был модифицирован газогенератор двигателя ПС-90ГП-1, у которого для увеличения расхода воздуха в компрессоре перед первой ступенью была добавлена еще одна ступень. Свободная трехступенчатая турбина была спроектирована вновь под уже существующий газовый компрессор.

Двигатель ПС-90ГП-25 мощностью 25 МВт создан на базе двигателя ПС-90А следующим образом: убран наружный контур 1; лопатки 2 вентилятора укорочены; подпорные ступени компрессора 3, КВД 4 и ТВД 5 сохранены. Турбина 6 для привода вентилятора и подпорных ступеней, а также свободная турбина 7 были спроектированы вновь (см. Рис 14.4).

14.2 - ГТД в силовых (энергетических) установках кораблей и судов

В этом разделе представлены краткие сведения об особенностях ГТД, предназначенных для применения в главных энергетических установках (ГЭУ) кораблей (см. Рис. 14.5) и судов (см. Рис. 14.6), [14.1], [14.2]. Главной энергетической установкой (ГЭУ) корабля или судна называется совокупность взаимосвязанных агрегатов, устройств и систем, предназначенных для создания энергии движения корабля или судна. В состав ГЭУ входят двигатели, редукторы, трансмиссии, системы управления и обеспечения и т.д.

Корабельные и судовые главные ГТД (ГГТД) по своей общей компоновке представляют собой турбовальные ГТД со свободной силовой турбиной, специально спроектированные или конвертированные для работы в составе корабельной или судовой ГЭУ. Мощность ГГТД может составлять от нескольких десятков до двадцати и более мегаватт.

По виду конструктивного исполнения ГГТД могут быть разделены на двигатели «промышленного» или «авиационного» типа. Примеры конструктивного исполнения ГГТД «промышленного» типа представлены в [14.3]. ГГТД «авиационного» типа, благодаря своим преимуществам в массогабаритных характеристиках, возможностям быстрого запуска и развития мощности используются прежде всего на кораблях, как находящихся в эксплуатации, так и строящихся, а также вновь разрабатываемых [14.4].

Двигатели такого типа часто являются предпочтительными также на скоростных судах с динамическим принципом поддержания (на подводных крыльях и т.п.). ГГТД «авиационного» типа в зависимости от степени изменения конструкции можно дополнительно подразделить на конвертированные и специализированные. К первым можно отнести ГГТД, созданные на базе хорошо зарекомендовавших себя авиадвигателей путем внесения минимально-необходимого объема изменений, например: ГТД LM2500 фирмы General Electric США, ГТД семейства «Spraу» фирмы Rolls-Royce Великобритания; ГТД FT-4, FT-8 фирмы Pratt&Whitney США и др.

Ко вторым можно отнести ГГТД разработки фирмы Зоря-Машпроект (Украина), которые лишь изначально создавались на базе конкретного авиационного прототипа, а затем в нескольких поколениях развивались исключительно как специализи-



а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 14.5 - Корабли с главными газотурбинными энергетическими установками
(Из рекламных материалов фирм General Electric, Pratt&Whitney, Зоря-Машпроект)
а) патрульный катер на подводных крыльях; б) фрегат; в) ракетный крейсер; г) легкий авианесущий корабль; д) десантный корабль на воздушной подушке



а)



б)



в)



г)

Рисунок 14.6 - Суда с главными газотурбинными энергетическими установками (Из рекламных материалов фирм General Electric, Pratt & Whitney, Зоря-Машпроект)
а) контейнеровоз; б) пассажирское судно (лайнер); в) скоростное пассажирское судно на подводных крыльях; г) ледокол

рованные корабельные двигатели, в наибольшей степени отвечающие специфическим требованиям флота.

Внешний вид некоторых ГГТД «авиационного» типа представлен на Рис. 14.7.

По своей архитектуре и составу оборудования (рама, воздухоприемное и выхлопное устройства, звуко теплоизолирующий кожух и т.д.). ГГТД практически полностью аналогичны наземным ГТУ, созданным на базе авиационных двигателей и предназначенным для привода нагнетателей ГПА или электрогенераторов ГТЭС.

Однако, несмотря на внешнее сходство с упомянутыми наземными ГТУ, конструкция корабельных и судовых ГГТД (как собственно двигателей, так и элементов оборудования) имеет ряд особенностей, обусловленных спецификой работы газотурбинного двигателя в условиях морской среды в составе ГЭУ корабля или судна. Не останавливаясь на всех особенностях, рассмотрим лишь те из них, которые носят принципиальный характер.

1. Конструкционные материалы и покрытия деталей двигателей выбраны с учетом обеспечения работоспособности в течение заданного ресурса при наличии в морском воздухе солевых аэрозолей, которые в зависимости от метеоусловий, типа корабля или судна, скорости и направления движения, а также эффективности воздухоочистительных устройств в тех или иных количествах могут поступать в газовоздушный тракт и систему продувки кожуха ГГТД и приводить к развитию процессов коррозионного повреждения элементов конструкции, а именно:

- коррозионного повреждения холодных и умеренно нагретых деталей при непосредственном воздействии солевых аэрозолей,

- высокотемпературной солевой коррозии лопаток турбины, вызванной воздействием агрессивных агентов, образующихся при взаимодействии солевых паров и аэрозолей с продуктами, образующимися при горении углеводородного (дизельного и т.п.) топлива в камере сгорания. Интенсивность развития высокотемпературной солевой коррозии зависит как от температуры газа на входе в турбину, так и от температуры материала лопаток [14.2].

Необходимость снижения интенсивности образования уже упомянутых агрессивных агентов, проблемы обеспечения устойчивости легирующей системы коррозионно-стойких «морских» лопаточных сплавов, а также трудности с организацией эффективного охлаждения лопаток турбины из-за отложений солей на их поверхности, потребовали некоторого снижения рабочих температур газа на



а)



б)



в)

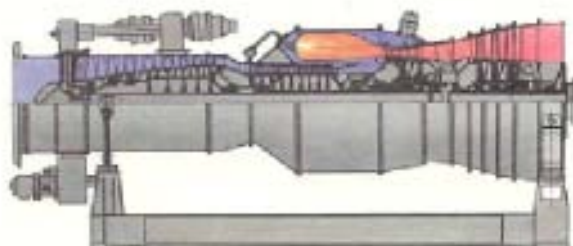


Рисунок 14.7 - Корабельные и судовые ГТД «авиационного» типа (звуко-теплоизолирующие кожухи не установлены). (Из рекламных материалов фирм)

а) ГТД LM2500 фирмы General Electric; б) ГТД FT-8 фирмы Pratt&Whitney; в) ГТД фирмы Зоря-Машпроект (внешний вид и схематический продольный разрез)

входе в турбину конвертированных ГТД по сравнению с авиационными двигателями-прототипами. Например, ГТД LM2500 имеет максимальную температуру на входе в турбину на 90°C ниже, чем прототип - ТРДД TF39 [14.2]. С этим связана важная особенность конвертированных корабельных и судовых ГТД - они по существу представляют собой деформированные по температуре версии гипотетических турбовальных ГТД, которые могут быть созданы на базе авиационных двигателей-прототипов при сохранении основных параметров цикла.

Примечания: 1. Деформированием по температуре объясняется и определенная «переразмеренность» корабельных и судовых ГТД по сравнению с наземными ГТД общеклиматического исполнения равной мощности. 2. Возможность получения заданной мощности при условии известного снижения температуры газа перед турбиной часто является фактором, определяющим принципиальную пригодность авиационного или наземного ГТД общеклиматического исполнения для конвертирования в корабельный или судовой ГТД (разумеется,

если речь не идет о создании качественно новых «морских» турбинных материалов и покрытий).

2. Предназначенные для кораблей ГТД имеют усиленную конструкцию, которая обеспечивает работоспособность как собственно двигателя, так и элементов оборудования при воздействии ударных нагрузок, уровень которых может существенно превышать обычно допускаемый для авиационного прототипа. Подобные нагрузки могут возникать из-за воздействия на корпус корабля волн неконтактного подводного взрыва [14.1]. Требованиями военно-морского флота часто предусматривается экспериментальное подтверждение ударостойкости конструкции ГТД. Ударостойкость ГТД LM2500, например, была проверена на специальном стенде в условиях воздействия на отдельные элементы конструкции перегрузок от реального подводного взрыва, достигавших уровня $20g$ [14.2]. Для снижения уровня ударных нагрузок ГТД военных кораблей имеют специальную систему ударно-вибрационной амортизации.

3. Конструкция элементов и систем ГТД, например, масляных полостей опор, маслосистемы

и т.п. выполнена с учетом обеспечения работоспособности двигателя (включая длительную работу на пониженных режимах) при отклонениях осей ГГТД от горизонтали, обусловленных установкой ГГТД в корпусе корабля или судна, а также возможными величинами крена и дифферента. Например, ГГТД LM2500 допускает (при установочном угле оси двигателя 8° к горизонтали) максимальный угол постоянного крена 15° , дифферента 5° ; допустимый кратковременный крен и дифферент 45° и 10° соответственно [14.1].

4. ГГТД различных классов кораблей, в задачи которых входит борьба с подводными лодками, имеют специальные конструктивные мероприятия по жесткому ограничению уровня воздушного и структурного шума. В частности, устойчивость работы компрессоров большинства типов ГГТД обеспечивается практически без перепуска воздуха. Если по каким-либо причинам отказаться от перепуска не представилось возможным, то принимаются меры по максимально-возможному снижению генерируемого им шума. Снижение уровня структурного шума, передающегося от ГГТД на корпус корабля, обеспечивается уже упоминавшейся системой ударно-вибрационной амортизации [14.1], [14.2].

5. ГГТД имеют эффективные, как правило, встроенные системы промывки ГВТ, обеспечивающие достаточно частое и оперативное удаление солевых отложений и восстановление параметров двигателей. В зависимости от типа корабля и условий эксплуатации период между промывками ГВТ может составлять несколько часов и менее [14.2]. Кроме этого, конструкция ГГТД позволяет производить также механическую очистку элементов горячей части от трудноудаляемых отложений, образующихся вследствие осаждения солевых аэрозолей, а также смеси этих аэрозолей и частиц песка, которые могут присутствовать в атмосфере над морем, например, в зоне Персидского залива [14.2].

Среди прочих особенностей корабельных и судовых ГГТД можно выделить такие, как наличие силовых турбин правого и левого направлений вращения, реверсивных силовых турбин (например, на некоторых типах двигателей Зоря-Машпроект), а также применение адаптированных к корабельным условиям систем топливопитания, запуска и т.д. Кроме этого, ГГТД кораблей (как собственно двигатели, так и элементы оборудования) спроектированы с учетом достаточно жестких габаритных ограничений, особенно длинных, которые обусловлены специфическими требованиями, предъявляемыми к размерам машинных отделений кораблей.

14.3 - ГТД в силовых установках танков

В настоящее время ГТД находят применение в газотурбинных силовых установках (ГТСУ), которыми оснащены основные боевые танки типа Т-80, «Абрамс» М1, а также некоторые опытные танки, например, «Черный орел» [14.5], [14.6]. Использование ГТД в качестве основного двигателя предполагается также в силовых установках и некоторых перспективных танков [14.7].

Танковый ГТД по своей общей компоновке представляет турбовальный ГТД со свободной силовой турбиной и двухвальным газогенератором. Ближайшими аналогами танковых ГТД являются вертолетные ТВАД. Для повышения экономичности на дроссельных режимах и улучшения динамических характеристик первая ступень силовой турбины танковых ГТД имеет регулируемый СА. Повышение экономичности достигается также применением на некоторых типах двигателей рекуператора тепла выходящих газов. Танковые ГТД выполняются в виде моноблока с редуктором и некоторыми компонентами систем ГТСУ. Конструктивные схемы некоторых танковых ГТД (например, AGT-1500, LV100-5, ГТД-1250) представлены в [14.6], [14.7], [14.8].

14.4 - Компоновка ГТД в ГТЭС и ГПА

ГТД наземного применения размещаются в электростанциях и газоперекачивающих агрегатах в отдельном отсеке, оборудованном системами пожаротушения и обнаружения газа, контроля допуска в отсек, освещения, вентиляции, предпускового обогрева и откидными площадками для выполнения ремонтных и регламентных работ.

Пример компоновки двигателя в электростанции показан на Рис. 14.8.

Для раскрепления двигателя в ГТЭС и ГПА наземные двигатели имеют раму, на которой может размещаться часть агрегатов двигателя, закатные устройства для монтажа двигателя. За раму также происходит крепление двигателя в таре во время транспортировки. Двигатель крепится к раме аналогично креплению двигателя в самолете – с помощью тяг со сферическими подшипниками и штыря, фиксирующего осевое положение двигателя – это обеспечивает отсутствие передачи усилия на двигатель при деформации рамы. Форма и размеры рамы определяются исходя из доступности осмотра двигателя при регламентных рабо-

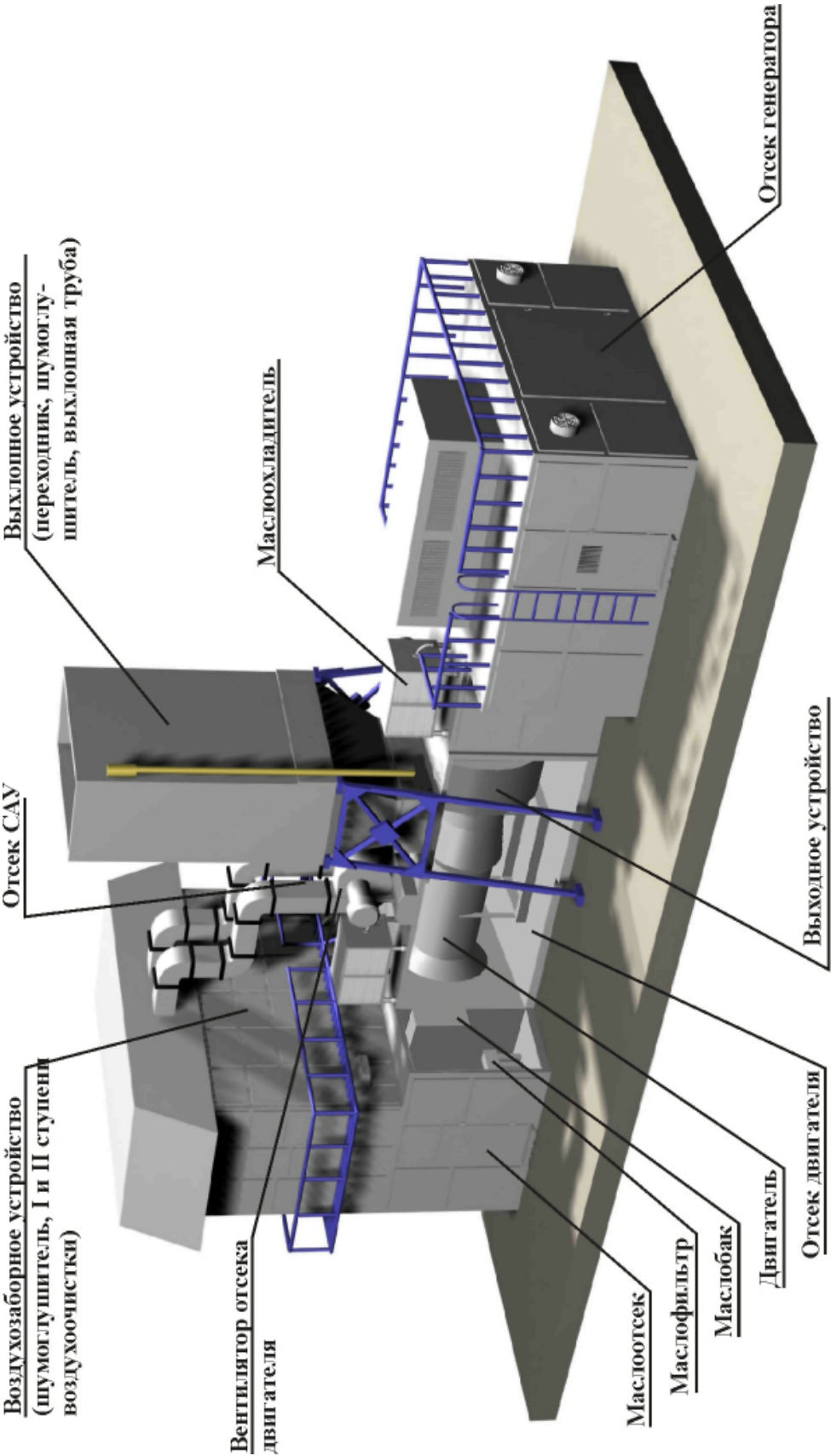


Рисунок 14.8 - Компоновка ГТД в ГТЭС

тах, замены его частей и замены самого двигателя, а также с учетом того, чтобы двигатель находился в устойчивом положении с незакрепленной рамой.

Свободная турбина двигателя проектируется под обороты, необходимые для привода нагрузки, на разных типах двигателей это может быть от 3000 до 10000 об/мин.

Для применения уже существующего двигателя, обороты свободной турбины которого не совпадают с оборотами нагрузки, между двигателем и нагрузкой устанавливается редуктор или мультипликатор. Для обеспечения высокой долговечности гибких элементов трансмиссии, необходимо точное совмещение осей свободной турбины и нагрузки. Что достигается с помощью центрирующих устройств и регулируемых опор, которые устанавливают раму двигателя в необходимое положение.

Из-за того, что наземные двигатели находятся в более запыленных условиях, воздух, перед тем как попасть в двигатель обязательно очищают. Наиболее распространена двухступенчатая очистка – сначала воздух проходит грубую очистку в инерционных воздухоочистителях (циклонных, щелевых и др.), затем тонкую – в тканевых фильтрах. Для снижения вредного воздействия шума двигателя на обслуживающий персонал отсек двигателя выполняется из шумоглушащих панелей, а вход воздуха в двигатель и отвод выхлопных газов, а также вход и выход вентиляционного воздуха оборудуются шумоглушителями.

В отличие от авиационных наземные двигатели не имеют таких высоких режимов как взлетный, но они, в особенности в энергетике, практически постоянно работают на номинальном режиме. Кроме того потери давления воздуха на входе в двигатель могут достигать 100 мм водяного столба, а сопротивления выхлопным газам с утилизацией тепла может быть до 400 мм водяного столба, что дополнительно увеличивает нагрузку на двигатель.

Допустимость длительного воздействия таких высоких нагрузок на наземные двигатели объясняется тем, что требования по надежности к ним не такие высокие как к авиационным. А необходимая надежность снабжения потребителей электричеством, теплом или газом достигается резервированием ГТЭС и ГПА, что также позволяет часть двигателей останавливать для регламентных и ремонтных работ.

14.5 - Компоновка корабельных и судовых ГТД

ГТД размещаются в специальных отсеках кораблей и судов, называемых машинными отделениями (МО). При использовании механической передачи мощности от ГТД на гребной вал МО располагаются в большинстве случаев в трюмах ближе к кормовой части корпуса корабля или судна. Передача мощности от ГТД 1 (см. Рис. 14.9) на фланец гребного вала 6 осуществляется через главный редуктор 3 при помощи трансмиссий 2,4 с гибкими муфтами. Усилие упора гребного винта воспринимается главным упорным подшипником 5 (ГУП), закрепленном на силовых элементах корпуса. Комплекс, включающий ГТД, главный редуктор, трансмиссии, а также компоненты различных систем (управления, смазки и т.п.), называется главным газотурбинным агрегатом (ГТА).

Воздух для рабочего цикла ГТД поступает через воздухоприемную шахту 9 и жалюзи 10.

Выхлопные газы выбрасываются через газотводную шахту 11. Вентиляция и отвод нагретого воздуха из-под звуко теплоизолирующего кожуха осуществляется через воздухопроводы 8 и 7 (см. Рис 14.9). Подобная схема предусматривает работу единственного двигателя (ГТД) на каждый гребной вал и обычно применяется при использовании ГТД в качестве основного маршевого двигателя судов, а также в случае применения ГТД для привода ускорительного движителя (гребного винта, водомета и т.д.) кратковременного действия на кораблях и специальных судах. На легких скоростных кораблях и судах такая схема главного газотурбинного агрегата (ГТА) может применяться и с несколько другим расположением компонентов [14.1].

Более сложную схему имеют ГТА главных газотурбинных энергетических установок кораблей водоизмещающего типа. Специфика использования этих кораблей состоит в том, что большую часть времени они эксплуатируются на достаточно умеренных скоростях крейсерского хода, обеспечивающих им максимальную дальность плавания.

Максимальная скорость (скорость полного хода) может быть им необходима лишь во время боя или учений [14.1]. Известно, что для плавания в водоизмещающем режиме при прочих равных условиях потребная мощность двигателя находится примерно в кубической зависимости от скорости хода.

Если, например, скорость полного хода должна превышать крейсерскую скорость в два раза, то

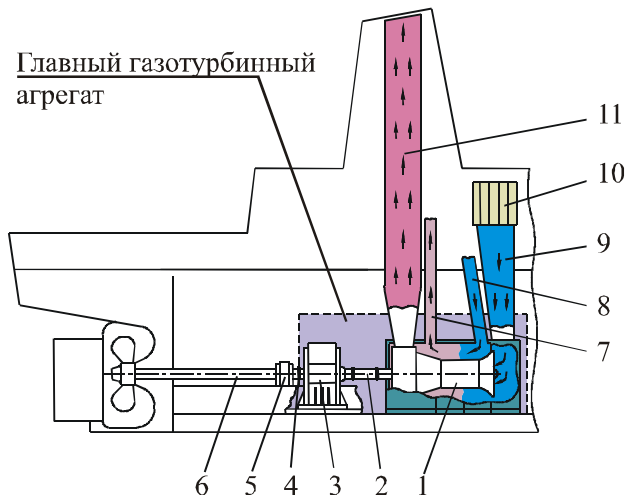


Рисунок 14.9 - Газотурбинная энергетическая установка с механической передачей мощности
 1 - ГГТД; 2, 4 - трансмиссии с гибкими муфтами; 3 - редуктор;
 5 - главный упорный подшипник;
 6 - гребной вал; 7, 8 - воздухопроводы вентиляции звукотеплоизолирующего кожуха ГГТД; 9 - воздухоприемная шахта; 10 - жалюзи воздухоприемного устройства; 11 - газоотводная шахта

мощность энергетической установки должна быть увеличена практически в восемь раз. Поскольку создание мощного двигателя, удовлетворяющего требованиям максимальной экономичности на глубоких дроссельных режимах крейсерского хода является по меньшей мере трудновыполнимой задачей, был принят принцип построения ГЭУ кораблей, предусматривающий распределение полной мощности ГЭУ на несколько двигателей равной или разной мощности, используемых в зависимости от необходимой скорости хода в различных сочетаниях и на режимах, близких к оптимальным по экономичности. В настоящее время реализовано достаточно большое количество различных схем газотурбинных ГЭУ кораблей [14.1], [14.2], [14.4]. На Рис. 14.10 представлен вариант схемы ГЭУ корабля, включающий два ГГТА, работающие на соответствующие гребные валы.

Каждый ГГТА включает маршевый ГГТД (меньшей мощности) и ГГТД полного хода (большей мощности). Крейсерский ход обеспечивается маршевыми ГГТД, полный ход - ГГТД полного хода.

Примечание. Существуют также подобные схемы, где полный ход обеспечивается совместной работой маршевых ГГТД и ГГТД полного хода.

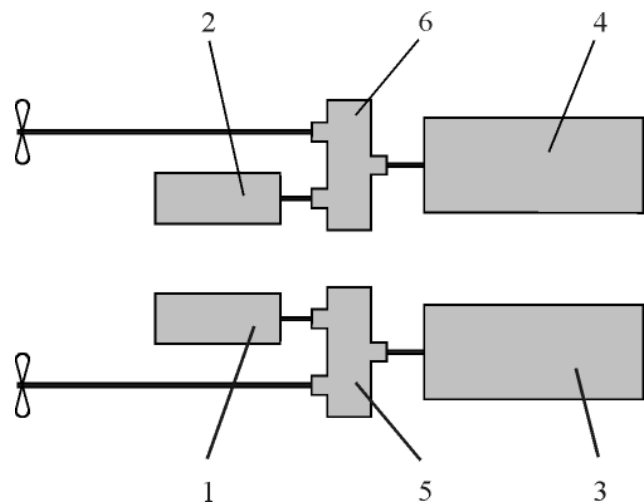


Рисунок 14.10 - Схема главной газотурбинной энергетической установки корабля
 1, 2 - маршевые ГГТД; 3, 4 - ГГТД полного хода; 5, 6 - редукторы

Подключение ГГТД к кинематическим цепям редуктора обеспечивается специальными муфтами по командам системы управления ГЭУ корабля. Схема размещения компонентов ГЭУ в машинном отделении корабля, составленная с использованием материалов [14.2], представлена на Рис. 14.11.

При использовании электрической передачи мощности от ГГТД на гребной вал, ГГТД вместе с приводимым им во вращение генератором может быть размещен в МО, расположенном на верхней палубе судна. Комплекс «ГГТД – генератор» при этом представляет, по существу, газотурбинную электростанцию, питающую энергией главные электродвигатели, расположенные в трюме (см. Рис. 14.12). Такая схема может применяться на относительно крупных пассажирских и грузовых судах, эксплуатируемых на дальних линиях [14.1].

При использовании электрической передачи мощности ГГТД может быть также выполнен по одновальной схеме без свободной турбины (см. Рис. 14.12).

14.6 - Компоновка ГТД в силовой установке танка

Моноблок танкового ГТД 1 размещается в моторно-трансмиссионном отделении (МТО), расположенном в кормовой части корпуса танка (см. Рис 14.13). Рисунок и последующие пояснения составлены с использованием материалов [14.5], [14.9].

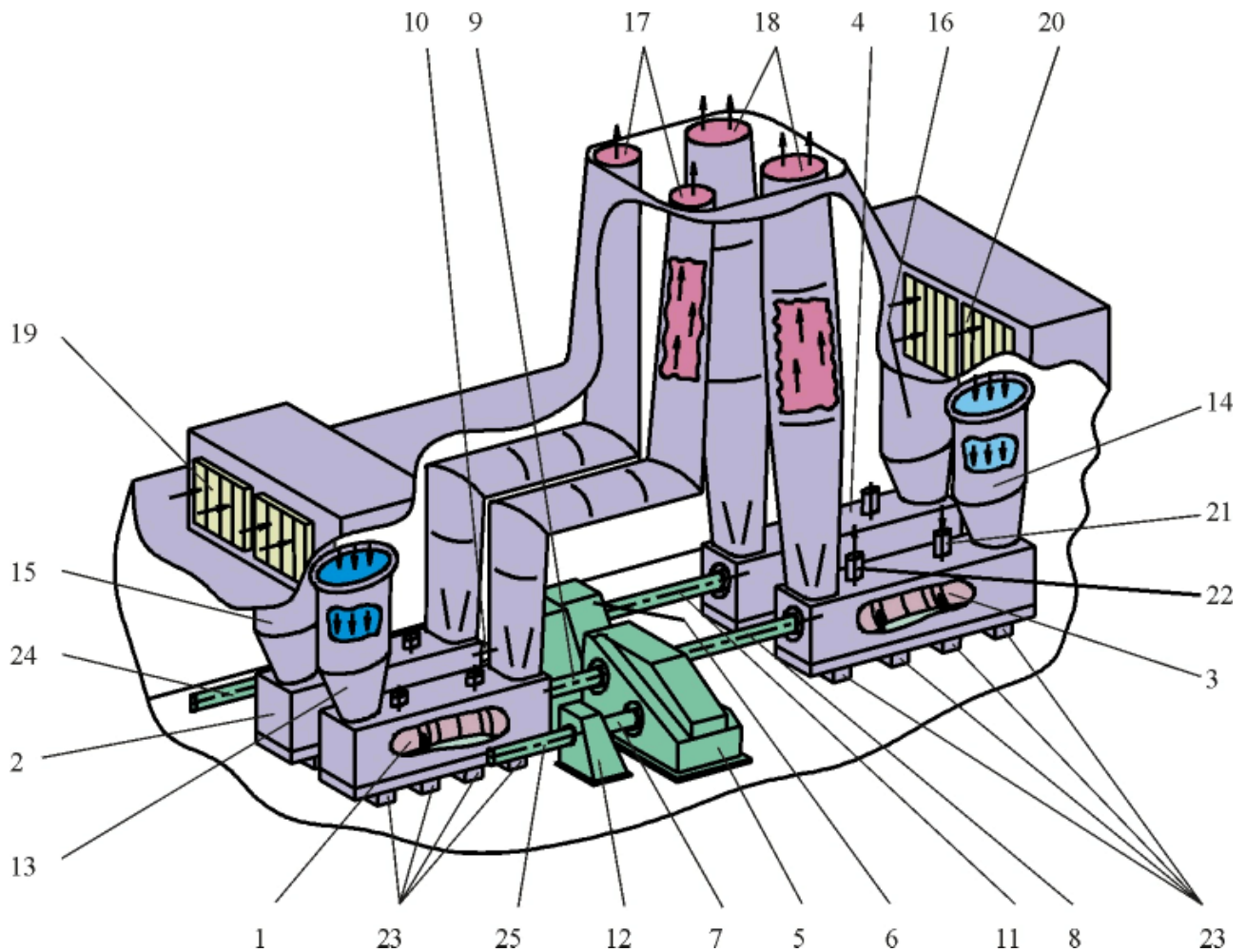


Рисунок 14.11 - Компоновка основных компонентов главной газотурбинной энергетической установки в машинном отделении корабля
 1, 2 - маршевые ГТД; 3, 4 - ГТД полного хода; 5, 6 - редукторы; 7...11 - трансмиссии; 12 - главный упорный подшипник (условно); 13...16 - воздухоприемные шахты; 17, 18 - газоотводные шахты; 19, 20 - жалюзи воздухоприемных устройств; 21, 22 - воздуховоды вентиляции кожухов ГТД; 23 - опоры системы ударно-вибрационной амортизации; 24, 25 - гребные валы

В МТО также размещаются элементы, обеспечивающие работу ГТД: воздухоприемные жалюзи 2, фильтры 3 системы воздухоочистки, система 4 выхлопа ГТД, элементы крепления двигателя, агрегаты трансмиссии, топливные баки, агрегаты системы очистки циклового и охлаждающего воздуха, аккумуляторные батареи и т.д. Корпус танка в зоне расположения МТО имеет различные конструктивные элементы и устройства, предназначенные для обеспечения работы силовой установки в различных условиях применения, например, устройства для защиты силовой установки от воздействия поражающих факторов оружия противника, стыковочные элементы оборудования для подводного вождения танка (ОПВТ) и т.п.

Управление ГТД осуществляется с места механика-водителя, которое находится в отделении управления, расположенном в передней части корпуса танка.

Контрольные вопросы

1. В чем особенности требований к ГТД, используемых в качестве силового привода ГТЭС и ГПА?
2. В чем особенности маслосистемы ГТД наземного применения?
3. Какой тип ГТД используется в качестве корабельных и судовых главных двигателей?
4. В чем специфика требований к морским ГТД по сравнению с авиационными и наземными?

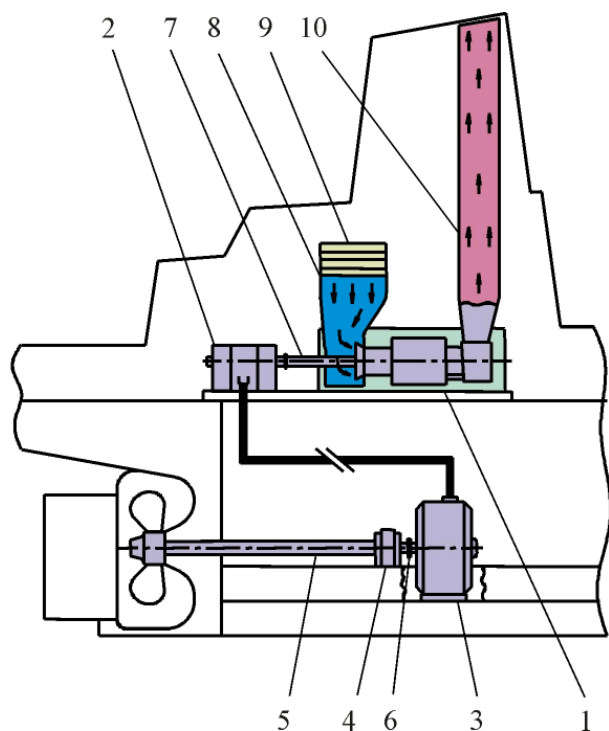


Рисунок 14.12 - Компоновка компонентов главной газотурбинной энергетической установки с электрической передачей мощности

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 - гребной электродвигатель; 4 - главный упорный подшипник; 5 - гребной вал; 6, 7 - трансмиссии; 8 - воздухоприемная шахта; 9 - жалюзи воздухоприемного устройства; 10 - газоотводная шахта

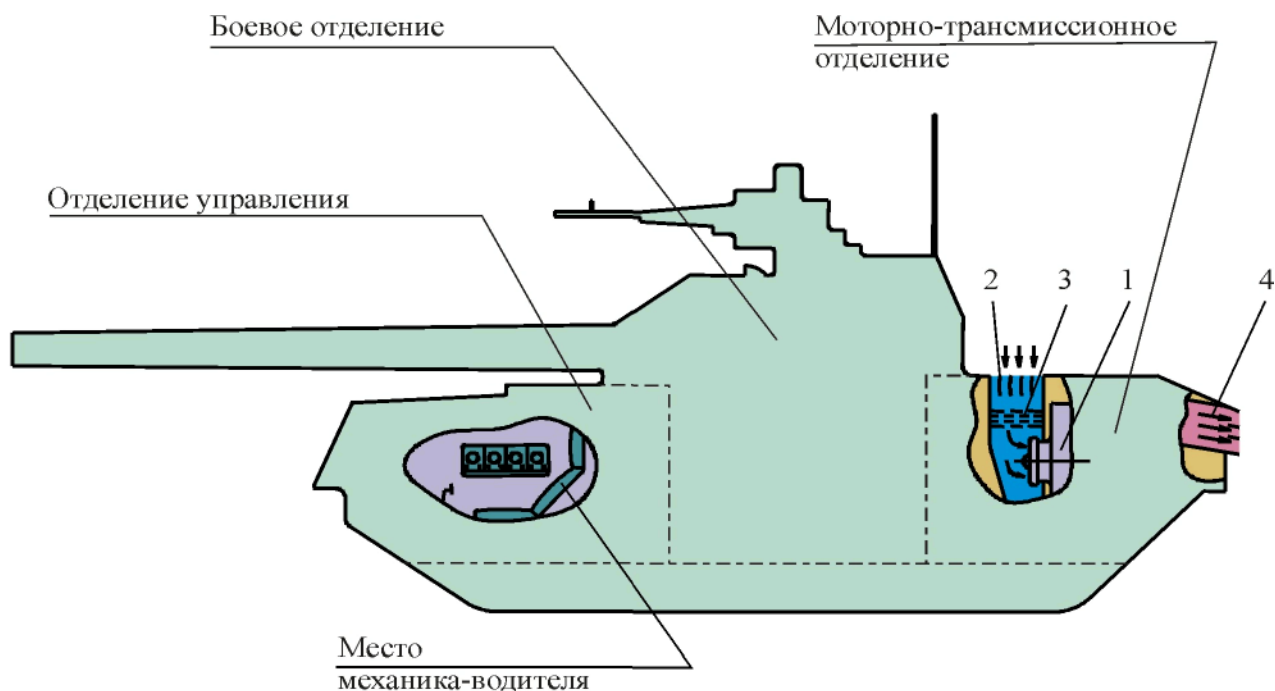


Рисунок 14.13 - Компоновка ГТД в силовой установке танка

1 - моноблок ГТД; 2 - воздухоприемные жалюзи; 3 - фильтры системы воздухоочистки (условно); 4 - система выхлопа

5. Что понимается под ударостойкостью корабельных ГТД?
6. В чем специфика требований к танковым ГТД?
7. Каким образом в наземных ГТУ обеспечивается соосность ротора свободной турбины и вала нагрузки?

Англо-русский словарь-минимум

air cleanup unit – воздухоочистительное устройство
air inlet (intake) unit (block) – воздухозаборное устройство
compartment – отсек
coupling – муфта
drive – привод; power drive – силовой привод
efficiency – к.п.д. (коэффициент полезного действия)
electric motor – электродвигатель
enclosure – кожух, укрытие
engine – двигатель; gas-turbine engine – газотурбинный двигатель; mid-flight engine – маршевый двигатель; propulsion engine – главный (тяговый) двигатель
engine frame – рама двигателя
exhaust unit – выходное устройство
gearbox – редуктор; multiplying (increase) gearbox – мультипликатор
generator – генератор; electric generator – генератор, электрический генератор; gas generator – газогенератор
filter – фильтр
fuel – топливо
heat insulating – теплоизолирующий, теплоизолированный
heat recovery – утилизация тепла
lubricating (lubrication) system – маслосистема, система смазки
main propulsion machinery plant – главная энергетическая установка (ГЭУ) (на кораблях и судах)
marine propeller – гребной винт
mode – режим
oil cooler – маслоохладитель
oiling system – система смазки
oil tank – маслобак
operation – эксплуатация
performance – режим
power plant – электростанция, энергоустановка;
mobile power plant – передвижная электростанция;
stationary power plant – стационарная электростанция
power train – энергопоезд
soundproof – звукоизолирующий, звукоизолированный

speed – скорость; cruising speed – крейсерская скорость; full speed – скорость полного хода
spinup – раскрутка
thrust – тяга
unit – агрегат; gas compressor unit – газоперекачивающий агрегат

Перечень использованной литературы

- 14.1 Вудворд Дж. Морские газотурбинные установки. Ленинград, «Судостроение», 1979.
- 14.2 Газотурбинные установки зарубежных кораблей. Центральный научно-исследовательский институт «Румб», 1986.
- 14.3 Шулешов В.Ф. Корабельные газовые турбины. Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, Москва, 1958.
- 14.4 Захаров И.Г. Концептуальный анализ в военном кораблестроении. С-Петербург, «Судостроение», 2001.
- 14.5 Барятинский М. Танк Т-80. - М.: «Восточный горизонт», 2002.
- 14.6 Подгаецкий В. Новый газотурбинный двигатель «Абрамса». «Двигатель», 2002, №4.
- 14.7 Ильин В.И. Боевые танки России последнего поколения. - М.: АСТ. «Астрель». 2001.
- 14.8 Ефремов А. Критерии оценки пусковых качеств танковых газотурбинных двигателей. «Двигатель», 2003, №3.
- 14.9 Спасибухов Ю. Основной боевой танк США М1 «Абрамс». - М.: «Техника - молодежи», 2000.

Глава 15 - Шум ГТД

В последние десятилетия актуальнейшей проблемой для всего мира является защита окружающей среды. В частности, все большее значение приобретает необходимость снижения шума самолетов на местности. Акустические характеристики являются важнейшим параметром, определяющим возможность эксплуатации воздушного судна.

Международные стандарты и рекомендуемая практика по решению проблемы авиационного шума впервые были разработаны и официально изданы Советом ИКАО (Международной Организацией Гражданской Авиации) в 1971 году в виде Приложения 16 (глава 2) к Конвенции о международной гражданской авиации и начали действовать с 6 января 1972 года. Прогресс в развитии гражданской авиации и применение в СУ ТРДД с высокой степенью двухконтурности, снабженных развитой системой шумоглушения, обусловили появление в 1978 году новых, более жестких норм на уровне шума самолетов на местности, известных сегодня как нормы Главы 3 тома 1 Приложения 16 [15.1]

В 2001 году на 33-й Ассамблее ИКАО были утверждены новые нормы на уровне шума самолетов – нормы Главы 4 со сроком введения в действие с 1 января 2006 года. Нормы Главы 4 в сумме по трем контрольным точкам на местности на 10 EPN дБ жестче норм Главы 3. С 1 апреля 2002 года начал действовать запрет ИКАО на эксплуатацию самолетов, уровни шума которых не соответствуют требованиям норм Главы 3. Нормы Главы 4 распространяются только на самолеты, заявка на сертификацию типа которых будет подана после 1 января 2006 года.

В ИКАО продолжается обсуждение вопроса об эксплуатации самолетов, заявка на сертификацию которых подана до 1 января 2006 года, и удовлетворяющих Главе 3, но не удовлетворяющих Главе 4. Предполагается, что ИКАО предложит авиакомпаниям снимать с эксплуатации самолеты с запасом по шуму относительно главы 3 не более 5 EPNдБ, в течение 2006...2013 года, а самолеты с запасом больше 5 EPNдБ, но меньше 10 EPNдБ – с 2013 по 2020 год. В марте 2002 года Европарламент и Совет ЕС приняли директиву № 2002/30/ЕС, которая устанавливает порядок введения с 2002 года на территории стран-членов ЕС ограничений на эксплуатацию так называемых самолетов «С малым запасом по соответствию» – самолетов, уровни шума которых соответствуют требованиям норм главы 3 стандарта ИКАО с запасом не более 5 EPN дБ.

Вышесказанное говорит о том, что нет оснований подвергать сомнению тенденцию непрерывного ужесточения норм по шуму самолетов.

15.1 - Источники шума ГТД

Для понимания проблемы подавления шума двигателя необходимо знать природу его источников и их относительный вклад в общий уровень шума двигателя. Важнейшими источниками являются реактивная струя, вентилятор, компрессор, турбина и камера сгорания (см. Рис. 15.1).

Эти источники подчиняются различным законам и имеют различные механизмы генерации, но в той или иной степени все они связаны со скоростью потока [15.2, 15.3, 15.4].

Шум выхлопной струи в большей степени зависит от скорости, чем шум компрессора или турбины, поэтому снижение скорости струи имеет большее влияние, чем эквивалентное снижение окружной скорости в компрессоре или турбине. Шум выхлопной струи (см. Рис. 15.1) вызывается мощным и, следовательно, крайне турбулентным смешением выхлопных газов с атмосферой и является следствием влияния сдвига, вызываемого относительной скоростью между выхлопной струей и атмосферой (см. Рис. 15.2).

Малые вихри, создаваемые около выхлопного канала, являются причиной высокочастотного шума, а вниз по потоку более крупные вихри вызывают низкочастотный шум. К тому же, когда скорость струи превышает местную скорость звука, внутри ядра струи формируются регулярные ударные волны. Этот процесс порождает дискретный тон и выборочное спектральное усиление шума смешения. Снижение уровня шума происходит в тех случаях, когда ускоряется процесс смешения, сокращается зона смешения и снижается скорость струи относительно атмосферы.

Шум компрессора и турбины является результатом взаимодействия полей давления и турбулентных следов лопаток ротора и статора, и может быть определен как шум двух различных типов: дискретный тон (на единичной частоте) и широкополосный шум (см. Рис. 15.1). Дискретные тоны генерируются периодическим прохождением турбулентных следов роторных лопаток через ступени вниз по потоку (так называемое следовое взаимодействие), вызывая серию тонов и их гармоник от каждой ступени. Интенсивность следового взаимодействия в большой степени зависит от расстояния между решетками ротора и статора. Если расстояние относительно небольшое, тогда возникает интенсивное поле давления взаимодействия, что в результате приводит

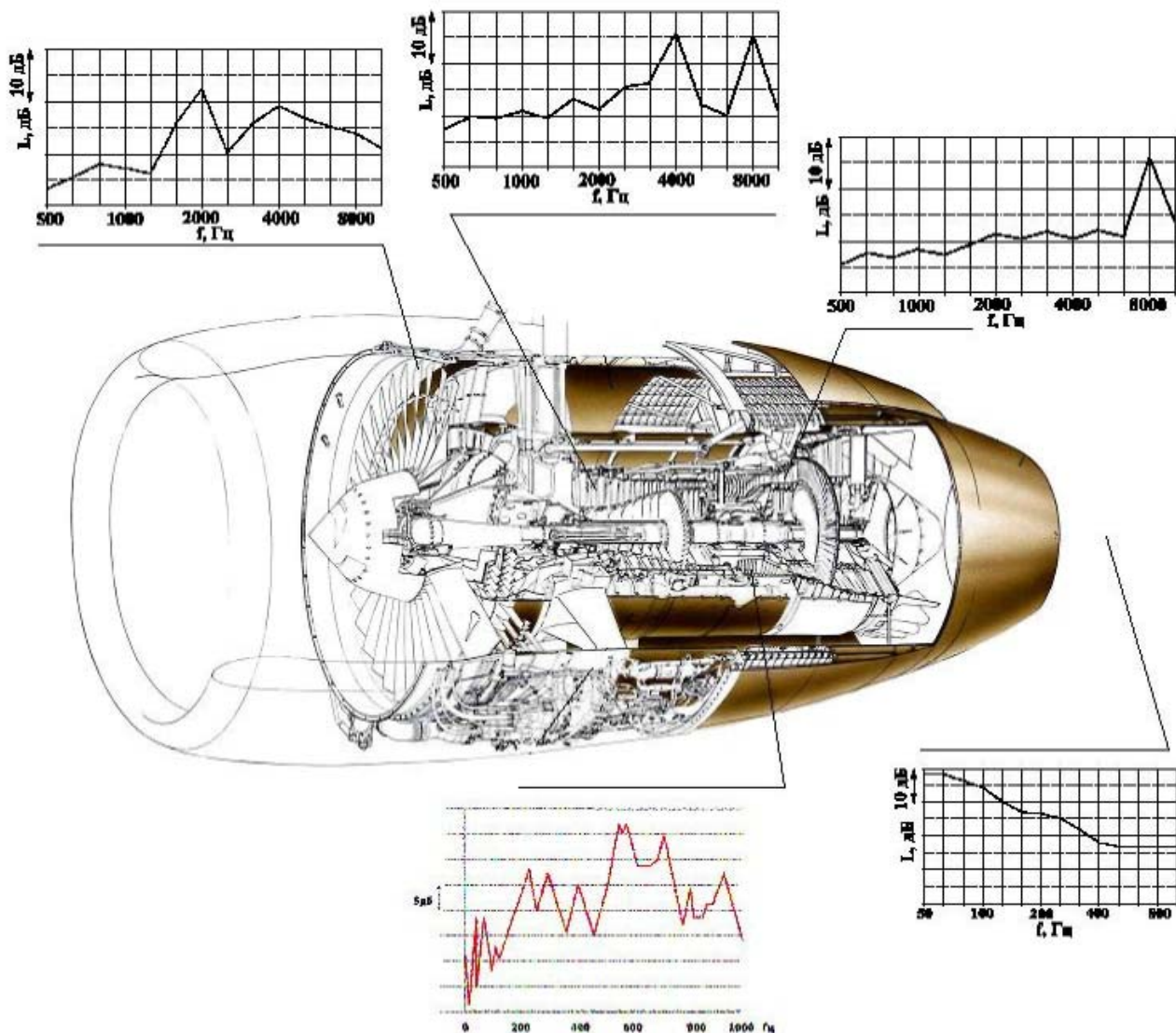


Рисунок 15.1 – Основные источники шума двигателя

к генерации мощных тонов. В двигателях с высокой степенью двухконтурности следы лопаток вентилятора проходят вниз по потоку через статор, производя такие тоны, но меньшей интенсивности, благодаря меньшим скоростям и большему расстоянию между ротором и статором. Широкополосный шум является результатом взаимодействия каждой лопатки ротора с потоком даже при плавном обтекании. Турбулентность в потоке, проходящем над лопаткой увеличивает интенсивность широкополосного шума и также может вызывать тональный шум.

В одноконтурном двигателе уровень шума струи настолько высок, что относительный вклад компрессора и турбины в общий уровень шума незначителен на всех режимах, кроме посадочных. В двухконтурных двигателях шум струи падает с уменьшением скорости, но возрастает на вентиляторе и турбине.

Введение одноступенчатого КНД (вентилятора) значительно снижает шум компрессора, потому что снижаются суммарные уровни взаимодействия и турбулентности. Когда степень двухконтурности достигает ~ 5 , шум струи уменьшается до такого

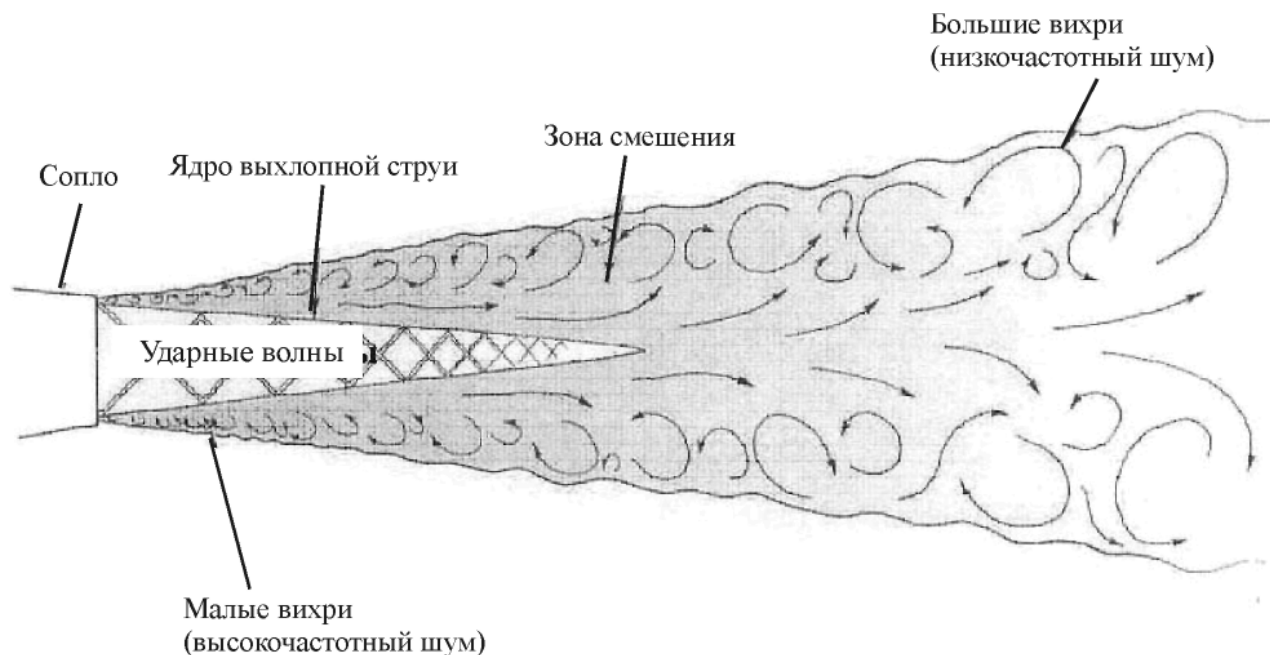


Рисунок 15.2 – Схема шумообразования струи [15.7.5] (Печатается с разрешения Rolls-Royce plc.)

уровня, что шум внутренних источников становится доминирующим.

Прослушивается среди других источников шума внутри двигателя также и шум камеры сгорания (см. Рис. 15.1). Это значительный, но не доминирующий источник, благодаря тому, что он скрыт в газогенераторе двигателя. Однако, он имеет свою долю в широкополосном и тональном шуме, как результат мощной акустической активности в камере сгорания.

15.2 - Влияние параметров рабочего процесса и конструктивной схемы на шум ТРДД

Основными параметрами, определяющими шум ТРДД являются окружная скорость вентилятора и скорость истечения газов из сопла. Шестая степень окружной скорости вентилятора определяет уровень его акустической мощности, а уровень мощности струи определяется восьмой степенью ее скорости. Поэтому для обеспечения малозумности проектируемого ТРДД необходимо выбирать высокие степени двухконтурности, сочетая их с уменьшенными значениями окружных скоростей вентилятора. При проектировании следует учесть исключение из схемы вентилятора ВНА, что обеспечивает существенное снижение шума на 2...3 PN дБ (воспринимаемый шум).

Анализ зависимости уровней шума от величины осевого зазора между решетками ротора и статора позволяет установить, что при увеличении отношения зазора к осевой проекции хорды лопатки вентилятора с 0,25 до 2, снижение воспринимаемого шума составляет ~5 PN дБ. Кроме этого следует обеспечить соотношение числа лопаток статора и ротора >2 . При этом условии реализуется так называемая отсечка основного тона частоты следования лопаток вентилятора, что приводит к снижению шума на 3...5 PN дБ.

Введением в схему вентилятора наклонного СА со скошенными лопатками можно обеспечить снижение эффективного воспринимаемого шума при посадке на ~3 EPN дБ.

Такое же снижение EPNL, но в контрольной точке при взлете, достигается при реализации шевронного сопла.

На последнем этапе эффективная система звукопоглощающих конструкций может обеспечить суммарное снижение шума самолета на местности >15 EPN дБ.

15.3 - Методы оценки акустических характеристик

Методика расчета шума двигателя основана на данных экспериментальных исследований шума струй и компрессоров и соответствует широкому

Нормирование шума самолетов



РАСПОЛОЖЕНИЕ КОНТРОЛЬНЫХ ТОЧЕК

- сбоку от ВПП на линии, параллельной оси ВПП на расстоянии 450 м
- при наборе высоты - на оси ВПП на расстоянии 6500 м от начала разбега
- при заходе на посадку - на расстоянии 2000 м от посадочного торца ВПП

Рисунок 15.3 – Схема расположения контрольных точек

диапазону изменения основных параметров, определяющих шум: окружной скорости вентилятора (100...500 м/с) и скорости истечения газов из сопла (250...750 м/с). Целью такой расчетно - экспериментальной методики является определение матриц шума двигателя, т.е. третьоктавных спектров звукового давления на полуокружности радиусом 50 м. Затем эти данные пересчитываются в шум самолета на местности с учетом его траекторно-скоростных характеристик, так как в конечном итоге эффективность тех или иных мероприятий по двигателю оценивается по уровню EPNL (Effective Perceive Noise Level) в контрольных точках.

Значительно более точной оценкой шума двигателя и самолета является измерение шума двигателя на открытом стенде с дальнейшим пересчетом в шум самолета. Измерение проводится в 16 точках дальнего поля на радиусе 50 м на углах 10...160° (через 10°) на режимах взлета, набора высоты, и посадки. В конечном итоге полученные таким методом уровни шума самолета практически совпадают с уровнями, полученными в летных акустических испытаниях самолета.

В процессе сертификации самолета по шуму с помощью микрофонов через определенные промежутки времени записывается пролетный шум самолета в трех контрольных точках: при взлете, наборе высоты и посадке (см. Рис. 15.3). Затем запись временного сигнала преобразуется в частотный спектр, т.е. зависимость уровня шума, выраженного в дБ, от частоты. Далее эти спектры

с учетом фактора слуховой раздражаемости переводятся в уровни шума в нотах и затем преобразуются в мгновенные уровни воспринимаемого шума, PNL (Perceive Noise Level). Для учета субъективной реакции при наличии неравномерности спектра определяется поправка на тональность. Поправка на тональность складывается с уровнем воспринимаемого шума, результатом чего является уровень PNLT (Tonal).

Вычисляется поправка на продолжительность и, наконец, эффективный воспринимаемый уровень шума, EPNL, который получается путем суммирования максимального уровня с поправкой на тональность PNLTM (Maximum) и поправки на продолжительность.

Нормы для каждого типа самолетов определяются индивидуально по линейному закону от логарифма взлетного веса.

15.4 - Снижение шума ГТД

15.4.1 - Методология проектирования систем шумоглушения

Снижение шума ТРДД может быть достигнуто путем заглушения вентилятора или струи (в зависимости от того, какой из этих источников является доминирующим) или вентилятора и струи одновременно, если уровни их шума соизмеримы. Снижение шума вентилятора достигается его раци-

ональным акустическим проектированием и применением системы шумоглушения, представляющей собой облицовку поверхностей каналов ТРДД звукопоглощающими конструкциями (ЗПК).

ЗПК обычно имеют вид панелей, в которых большое число замкнутых полостей заключено между жесткой стенкой и пористым слоем, обращенным к потоку. В качестве пористого слоя можно использовать перфорированный лист и (или) густую металлическую сетку. В результате формируется набор так называемых резонаторов Гельмгольца, настроенных на определенную частоту. Если доминирующая частота в спектре падающей волны близка или, тем более, совпадает с частотой собственных колебаний резонатора, то в замкнутой полости возникают интенсивные упругие колебания воздуха. В результате энергия колебаний диссипирует в полости, а непоглощенная часть переизлучается из отверстия, но уже в полусферу, что так же приводит к снижению уровня звукового давления в заданном направлении. Основными параметрами, определяющими частоту собственных колебаний резонатора, являются процент перфорации и глубина воздушной полости.

По результатам расчета шума или акустических испытаний самолета анализируется пролетный шум, определяются угловые диапазоны максимального излучения в контрольных точках и спектры звукового давления. В зависимости от требований норм по шуму для данного типа самолета определяется частотный диапазон акустического излучения и гармоника частоты следования лопаток вентилятора, определяющих уровни шума в той или иной контрольной точке. Именно на эти частоты настраивается резонансная облицовка и, соответственно, выбираются ее основные параметры – глубина полости и процент перфорации.

15.4.2 - Шумоглушение в выходных устройствах авиационных ГТД

Основным источником шума одноконтурного двигателя или двигателя с низкой степенью двухконтурности является струя и шум этого рода может быть снижен, в основном, увеличением скорости смешения и сокращением зоны смешения. В результате снижается уровень низкочастотного шума, но в свою очередь возрастает уровень шума на высоких частотах. Однако, высокие частоты значительно быстрее затухают в атмосфере, и, в конечном итоге, уровень воспринимаемого шума будет меньше, хотя высокочастотный шум обладает более высокой раздра-

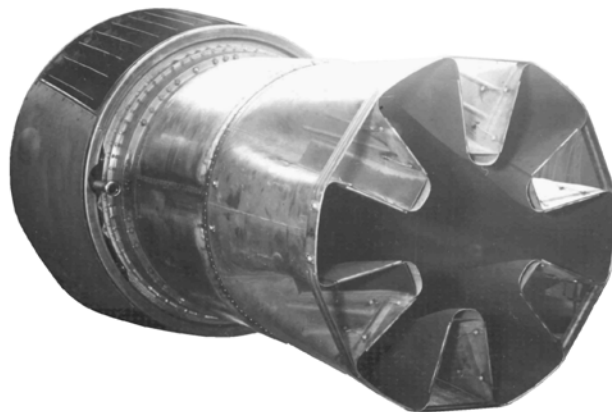


Рисунок 15.4 – Экспериментальное шумоглушащее сопло

жающей способностью. Более эффективное смешение достигается увеличением площади контакта струи с атмосферой применением гофрированных сопел или струйных шумоглушителей лепесткового типа. Такое увеличение площади смешения очевидно реализуется гофрированным соплом (см. Рис. 15.4.).

В соплах лепесткового типа выхлопные газы разделяются на потоки через лепестки и малое центральное сопло. Сформированное таким образом большое число выхлопных струй приводит к более быстрому смешению с атмосферным воздухом. Такой принцип может быть расширен на многотрубчатое сопло, суммарная площадь выхлопа которого соответствует площади исходного круглого сопла.

Глубоко гофрированные, лепестковые или многотрубчатые сопла дают наибольшее снижение шума струи, но необходимость сохранения характеристик двигателя налагает существенные ограничения на глубину гофров или количество труб. Например, для того, чтобы достичь требуемой площади сопла, полный диаметр шумоглушителя может оказаться настолько большим, что приведет к нежелательному увеличению массы или лобового сопротивления. Поэтому целью конструктора является оптимизация снижения уровней шума с наименьшими потерями по тяге, топливной экономичности, весу и стоимости, хотя запрет на эксплуатацию самолетов по шуму приводит иногда к экстремальным решениям по стоимости и ухудшению характеристик. Например, для того чтобы самолет В-737-200, имеющий превышение норм Главы 3 на величину порядка 20 EPN дБ, был доведен до требований норм, двигатель JT8Д был оборудован новой системой шумоглушения NORDAM Hush Kit, включающей облицовку воздухозаборника

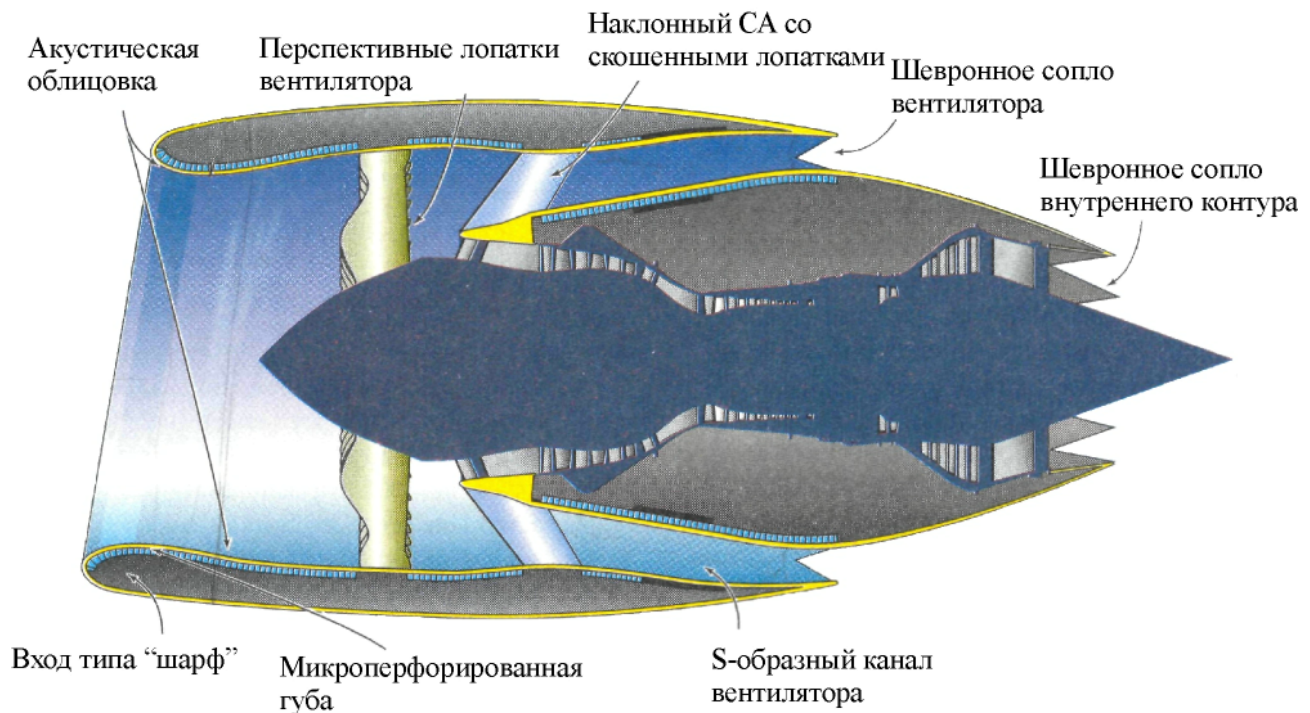


Рисунок 15.5 – Перспективные приемы снижения шума двигателя [15.8]

и внешнего канала двигателя звукопоглощающими конструкциями, и эжекторное шумоглушащее сопло. При этом удельный расход топлива возрос на 5% и существенно увеличился вес двигателя.

Двигатели с высокой степенью двухконтурности имеют значительно меньшую скорость струи, чем двигатели с малой степенью двухконтурности, и определяющим источником в шуме двигателя становится вентилятор и, в меньшей степени, турбина. Однако тенденция к постоянному ужесточению требований по шуму неизбежно приведет к тому, что методы снижения шума вентилятора сравняют его уровни с уровнями шума струи и шумоглушение пойдет по новому циклу. В настоящее время для снижения струйного шума двигателя с высокой двухконтурностью желательным является смешение горячего и холодного потоков в камере смешения и истечение смешанного потока через общее сопло. Существенное снижение шума струи (до 3 EPN дБ по сумме в трех контрольных точках) может быть достигнуто с помощью шевронного сопла (см. Рис. 15.5) [15.6, 15.7].

15.4.3 - Конструкция звукопоглощающих узлов авиационных ГТД

Эффективность снижения шума вентилятора зависит (при прочих равных условиях) от площади звукопоглощающей поверхности канала наружного контура в котором распространяется звук в переднюю полусферу (из ВЗ) и заднюю полусферу (из сопла). Таким образом, основной задачей проектирования звукопоглощения двигателя (при выбранных геометрических параметрах звукопоглощения) является максимально возможное использование площади канала наружного контура.

При проектировании узлов из звукопоглощающих конструкций важно добиться, чтобы они кроме функции звукопоглощения выполняли одновременно и другие функции: воспринимали действующие нагрузки со стороны потока и со стороны соседних узлов, в этом случае конструкция получается оптимальной по массе. В основном все узлы из звукопоглощающих конструкций двигателей выполнены одновременно звукопоглощающими и силовыми. В редких случаях эти функции объединить в одном узле не удастся. Например, в корпус вентилятора, являющимся сложным вы-

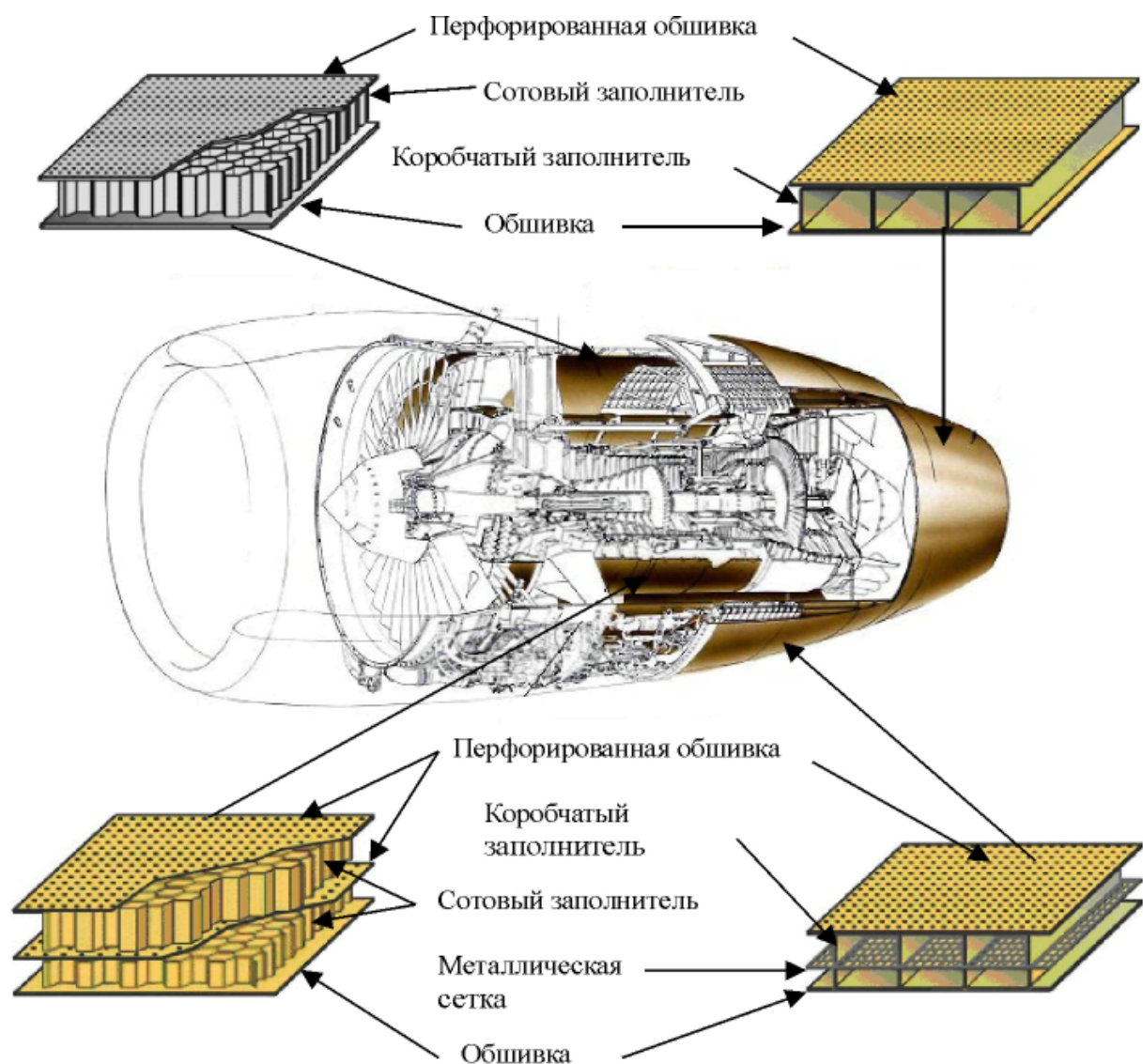


Рисунок 15.6 – Типы ЗПК в двигателе

соконагруженным узлом, вставляются отдельные звукопоглощающие панели.

В зависимости от требований по шумности в настоящее время применяются следующие типы звукопоглощающих конструкций:

- однослойные звукопоглощающие панели (звукопоглощающие конструкции первого поколения), состоящие из перфорированной обшивки, сотового или коробчатого наполнителя и сплошной обшивки (см. Рис. 15.6);

- двухслойные звукопоглощающие панели (звукопоглощающие конструкции второго поколения), состоящие из двух слоев сотового или коробчатого наполнителя. Со стороны потока и между слоями наполнителя расположены перфорированные об-

шивки, а со стороны, противоположной потоку, расположена сплошная обшивка (см. Рис. 15.6). Двухслойные звукопоглощающие конструкции позволяют повысить эффективность поглощения звука за счет расширения частотной полосы поглощения.

В настоящее время в разработке находятся и другие системы звукопоглощающих конструкций с использованием в качестве широкополосных поглотителей звука сеточных слоев и гомогенных пористых наполнителей.

Номенклатура материалов, используемая для изготовления звукопоглощающих узлов, определяется исходя из условий эксплуатации (рабочая температура, действующие нагрузки и т.д.). Для узлов, работающих в зоне относительно низких рабочих

температур (канал наружного контура), в основном используются титановые сплавы или нержавеющая сталь. Для узлов, работающих при повышенных температурах свыше 400 °С, необходимо использовать нержавеющие стали (например, 12Х18Н10Т). В настоящее время для узлов, работающих при температурах до 100...150°С, все большее применение находят полимерные композиционные материалы (стеклопластики, углепластики) на основе конструкционных стеклянных тканей, углеродных лент и эпоксидных, эпоксифенольных или фенолформальдегидных связующих. Применение полимерных композиционных материалов позволяет снизить массу узлов в среднем на 30 % по сравнению с аналогами из титанового сплава и облегчить технологию изготовления.

15.4.4 – Глушители шума в наземных ГТУ

Промышленные ГТД, широко используемые в настоящее время в качестве привода ГТЭС и ГПА, являются источником интенсивного шума, который может привести к созданию неблагоприятной шумовой обстановки на территории эксплуатирующего предприятия и за ее пределами. Для исключения этого в нормативную документацию, определяющую общие технические условия на проектирование установок, введены разработанные на основе общих положений санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [15.9] требования к шумовым характеристикам [15.10, 15.1].

Требования к уровням шума ГТУ содержат два основных положения:

- уровни звукового давления в октавных полосах частот (L, дБ) и уровень звука (LA, дБА) в местах постоянного присутствия обслуживающего персонала (в операторной) не должны превышать значений предельного спектра ПС-60 и 65 дБА соответственно, эквивалентный уровень звука (LA экв, дБА), воздействующий на обслуживающий персонал при кратковременном техническом осмотре работающего оборудования в течение рабочей смены, не должен превышать 80 дБА;

- уровни звукового давления в октавных полосах частот и уровень звука на границе санитарно-защитной зоны эксплуатирующего предприятия не должны превышать значений предельного спектра ПС-40 и 45 дБА соответственно.

Проектирование мероприятий по снижению шума промышленных ГТУ выполняется на основе акустического расчета, включающего в себя:

- определение спектральных и энергетических

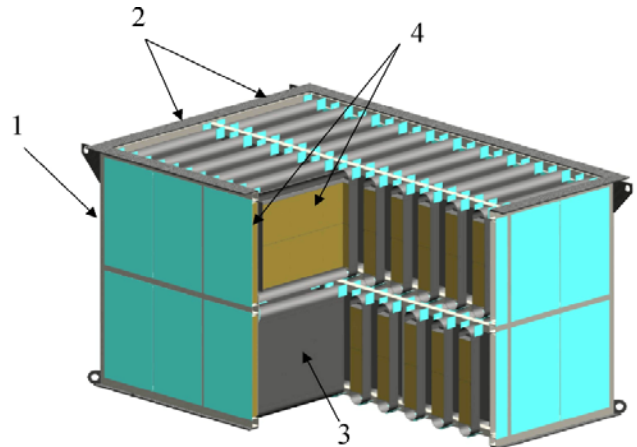


Рисунок 15.7 - Шумоглушитель

1 – корпус шумоглушителя;
2 – внутренняя вставка; 3 – лист перфорированный; 4 – волокнистый звукопоглощающий материал

характеристик шума на всасывании компрессора, на выходе из силовой турбины и в ближнем поле корпуса двигателя;

- оценку необходимого снижения уровней шума каждого из источников и двигателя в целом, с учетом количества одновременно работающих установок;

- выбор необходимых мероприятий по результатам расчетно-экспериментальной оценки акустической эффективности средств и способов снижения шума и анализа возможности их использования в данной конструкции.

15.4.5 – Конструкция глушителей шума наземных ГТД

Снижение шума ГТУ выполняется путем установки глушителей шума в каналах всасывания и выхлопа, виброизоляции двигателя и укрытия его звукоизолирующим кожухом. В настоящее время применяются шумоглушители, в которых снижение уровня шума достигается за счет поглощения энергии звуковой волны в рыхлых волокнистых материалах. Эффективность шумоглушения зависит от многих параметров:

- от скорости потока газа в шумоглушителе;
- от площади шумоглушающей поверхности;
- от толщины поглощающего материала;
- от формы и размеров каналов, по которым движется газ.

Конструктивно шумоглушитель состоит из корпуса 1 и внутренних вставок 2 (см. Рис. 15.7). Корпус, как правило, состоит из сваренного из стандартного прокатного профиля каркаса и шумоглушащих панелей, устанавливаемых в проемы каркаса. Внутренние вставки предназначены для разделения проточной части на множество каналов и увеличения площади звукопоглощения. Вставки могут выполняться в виде плоских панелей или стержней цилиндрической или шестигранной формы. Вставки располагают в корпусе обычно в два яруса. При этом вставки второго яруса смещают относительно вставок первого яруса на полшага, чтобы перекрыть просветы между вставками первого яруса и предотвратить прямое распространение звуковых волн.

Панели корпуса и внутренние вставки представляют собой коробчатые конструкции, сваренные из листа. Стенки вставок и внутренние стенки панелей корпуса выполняются из перфорированного листа 3. Степень перфорации должна быть такой, чтобы с одной стороны обеспечить звукопрозрачность стенки, а с другой стороны - сохранить ее прочность. Внутренняя полость вставок и панелей корпуса заполняется волокнистым звукопоглощающим материалом 4, облицованным стеклотканью.

Устанавливаемые на выходе из ГТУ шумоглушители работают при высоких температурах. Поэтому материалы для их изготовления должны обладать достаточной теплостойкостью. Кроме того, крепление внутренних вставок к корпусу шумоглушителя должно обеспечивать компенсацию разности теплового расширения корпуса и вставок.

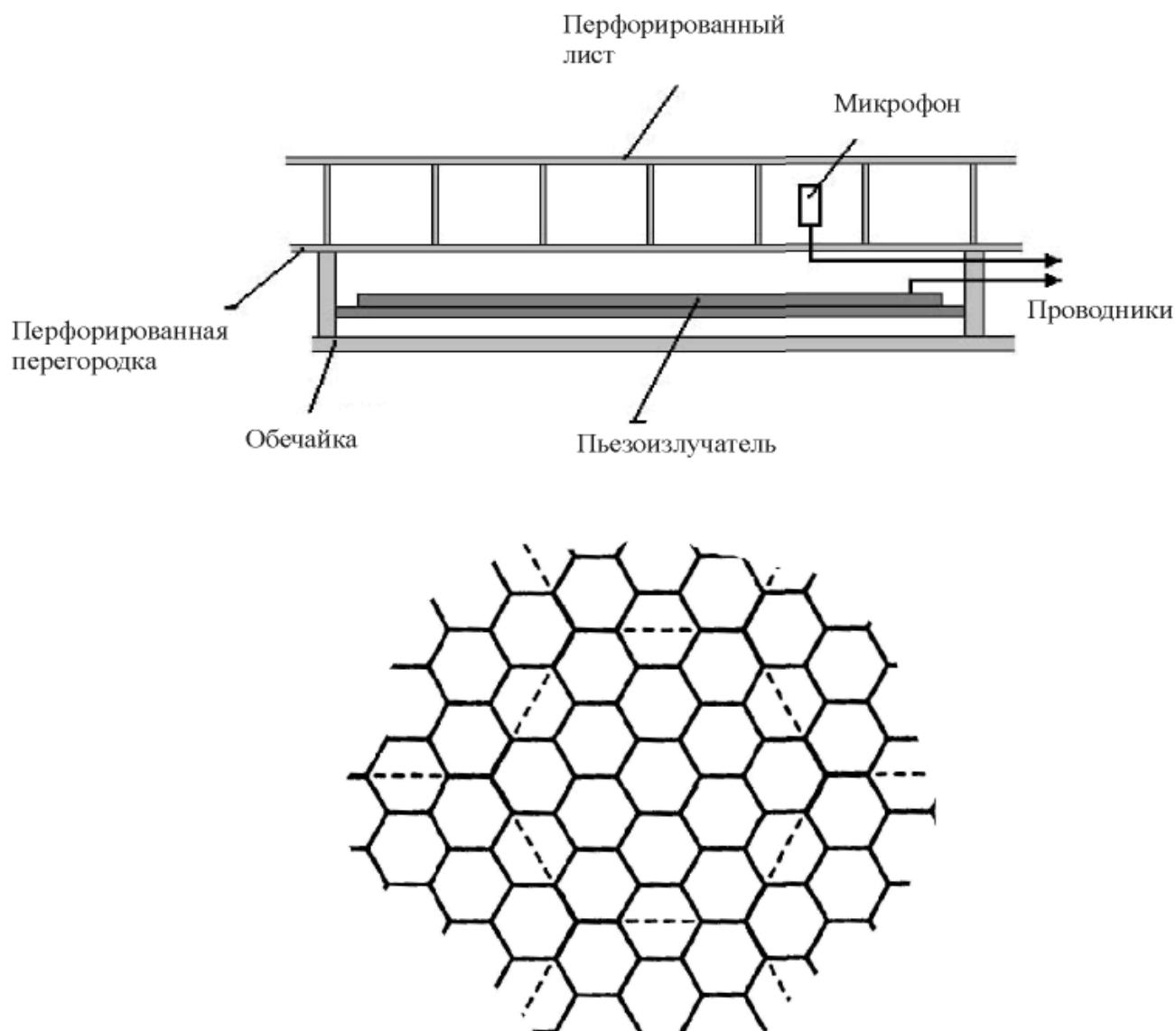


Рисунок 15.8 – Система активного шумоглушения

15.5 - Обеспечение акустических характеристик компрессоров и вентиляторов

Как уже говорилось, для снижения шума двигателя необходимо минимизировать уровни турбулентности, снизить интенсивность взаимодействия между лопатками ротора и статора, а оставшееся акустическое излучение по возможности, подавить звукопоглощающей облицовкой.

Шум может быть минимизирован снижением степени неравномерности потока, порождающей турбулентность. Это достигается минимизацией окружных скоростей, скорости потока и снижением следовой интенсивности с увеличением расстояния между роторными и статорными лопатками. Также должно быть достигнуто оптимальное соотношение между числами статорных и роторных лопаток, что позволит отсечь частоту основного тона рабочего колеса, т.е. реализовать нераспространяющиеся или неоднородные формы акустических колебаний на частоте следования лопаток РК. Кроме этого, шум вентилятора может быть снижен установкой наклонного спрямляющего аппарата (см. Рис. 15.5) [15.12], что позволяет добиться линейной фазовой зависимости следового взаимодействия по длине лопатки статора, и в результате минимизировать шум тональной составляющей вентилятора.

Следует сказать, что в настоящее время активно развиваются методы проектирования малошумного вентилятора на основе его трехмерного аэродинамического и акустического расчета.

Большое внимание уделяется также разработке активных методов подавления шума [15.13]. Один из примеров активной системы снижения шума показан на Рис. 15.8.

Падающая со стороны перфорированного листа волна возбуждает в резонаторе акустические колебания, частота амплитуда и фаза которых определяются с помощью анализирующей системы. На выходе системы генерируется электрический сигнал, поступающий на вход пьезоэлемента, который в свою очередь генерирует акустическую волну. Пьезоакустическая волна возбуждает колебания в резонансной полости на той же частоте, как и падающая, но со своей амплитудой и фазой.

Регулируя амплитудные и фазовые соотношения падающей и пьезоакустической волны можно добиться либо высокого заглушения в полости, либо практически полного переизлучения волны но уже в полусферу. В результате в обоих случаях достигается высокая эффективность шумоглушения.

Следует сказать, что снижение шума самолета достигается не только мероприятиями по двигателю, но и обязательным акустическим проектированием воздухозаборника (см. Рис. 15.5), чтобы добиться сбалансированного снижения шума в передней и задней полусферах излучения. Кроме этого, необходима оптимизация по шуму траекторно-скоростных характеристик самолета.

Контрольные вопросы

1. Какие узлы ГТД являются основными источниками шума?
2. Поясните механизм генерации шума выхлопной струей ГТД.
3. Как степень двухконтурности ТРДД влияет на шум двигателя?
4. Какими документами нормируется уровень шума воздушного судна?
5. В каких единицах оценивается уровень шума?
6. Поясните принцип действия звукопоглощающих покрытий.
7. На какие частоты и каким образом настраивается звукопоглощающая облицовка двигателя?
8. За счет чего повышается эффективность шумоглушения в двухслойных звукопоглощающих панелях?
9. Какие конструктивные мероприятия позволяют снизить шум выхлопной струи двигателя?
10. Какие конструктивные мероприятия позволяют снизить шум вентилятора?
11. Из каких материалов изготавливаются звукопоглощающие панели?
12. Что представляют собой глушители шума наземных ГТУ?
13. В чем состоит идея активного подавления шума?

Англо-русский словарь-минимум

absorption – поглощение
angle – угол
approach – посадка
broadband – широкополосный
cavity – полость
cell – ячейка
frequency – частота
honeycomb – сотовый
incident – падающий
liner – облицовка
level – уровень
measure – измерение
noise – шум

perceive – воспринимаемый

phase – фаза

sideline – боковая линия

sound – звук

SPL – уровень звукового давления

take off – набор высоты (только для акустики)

tonal – тональный

wave – волна

Перечень использованной литературы

15.1 Международные стандарты и рекомендуемая практика. Авиационный шум. Приложение 16 к Конвенции о Международной гражданской авиации.

15.2. Авиационная акустика. Под редакцией В. Е. Квитки. - М.: Машиностроение, 1973.

15.3 Авиационная акустика. Под редакцией А. Г. Мунина. Часть 1. - М.: Машиностроение, 1986.

15.4 Снижение шума самолетов с реактивными двигателями. Под редакцией А. М. Мхитаряна. - М.: Машиностроение, 1975.

15.5 The Jet Engine Rolls Royce plc 1986.

15.6 Crow D. A Comprehensive Approach to Engine Noise Reduction Technology, P&W. ISABE-2001-1001.

15.7 Phelan M., Sound Thinking. Flight International 17-30 December 2002.

15.8 Development of Environmentally Friendly Aero-Engines, Jean Colpin, VP. Commercial Engine Programs. Pratt & Whitney. April 6, 2001. Von Karman Institute of Technology, Brussels, Belgium.

15.9 ГОСТ 28775-90 Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия.

15.10 ГОСТ 29328-92 Установки газотурбинные для привода турбоагрегатов. Общие технические условия.

15.11 СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы.

15.12 Dittmar J., A Fan Concept to Meet the 2017 Noise Goals. Lewis Research Center, 1998.

15.13 Smith J., Hutcheson F. Active Control of Intel Noise on the JT15D Turbofan Engine, Virginia Polytechnic Institute, 1999.

Глава 16 - Автоматизация проектирования и поддержки жизненного цикла ГТД

16.1 - Проектирование и информационная поддержка жизненного цикла ГТД (идеология CALS)

Последняя треть XX века прошла под знаком радикального изменения методов проектирования, связанных с бурным развитием средств вычислительной техники. Эти изменения продолжаются и в настоящее время. В настоящей главе отражены основные (концептуальные) изменения, произошедшие в интересующей нас области, и мало зависящие от краткосрочных временных факторов.

Применение ЭВМ при проектировании авиационных двигателей начинает свою историю с 60-х годов прошлого века. Первоначально ЭВМ попросту заменила логарифмическую линейку расчетчика на более быстрый и точный инструмент. Затем применение ЭВМ стало принимать более массовый характер: прочностные, тепловые, газодинамические расчеты, обработка результатов испытаний, расчет управляющих программ для станков с ЧПУ и т.д.

Качественный скачок в методах проектирования произошел в середине 80-х годов с появлением систем трехмерного геометрического моделирования и подготовки производства - так называемых CAD/CAM-систем. С появлением последних стала возможной реализация безбумажной технологии проектирования. В настоящее время практически все проектные работы в отечественных моторостроительных ОКБ ведутся с применением ПЭВМ. Западные же фирмы осуществили реальный переход на безбумажную технологию. Очевидно, что радикальное повышение эффективности процесса проектирования сложных надежных изделий возможно лишь с применением комплексных систем, охватывающих весь жизненный цикл изделия - от ТЗ до утилизации.

С начала 80-х годов в рамках министерства авиационной промышленности СССР была объявлена и активно продвигалась программа создания комплексной системы автоматизированного проектирования двигателей. По этой программе было создано множество прикладных программных продуктов, которые использовались на предприятиях

министерства авиационной промышленности. Прикладные программы разрабатывались абсолютно для всех стадий жизненного цикла изделий и успешно применялись на практике. Фактически этот комплекс представлял собой набор разрозненных программ, объединенных общей идеей.

На Западе идея систем, охватывающих весь жизненный цикл изделий была сформулирована в середине 80-х годов прошлого века в рамках министерства обороны США и получила название CALS-технология. Первоначально расшифровка этой аббревиатуры звучала следующим образом: Computer Aided Acquisition and Logistic Support (компьютеризированная поддержка поставок и логистики, то есть систем поставок). С 1993 года трактовку несколько изменили и программа CALS получила название Continuous Acquisition and Lifecycle Support - непрерывная поддержка поставок и жизненного цикла.

CALS - это совокупность принципов и технологий информационной поддержки жизненного цикла (ЖЦ) продукции на всех его стадиях, основанная на использовании единого информационного пространства (интегрированной информационной среды), обеспечивающая единообразные способы управления процессами и взаимодействия всех участников этого цикла: заказчиков продукции (включая государственные учреждения и ведомства), поставщиков (производителей) продукции, эксплуатационного и ремонтного персонала, реализованная в соответствии с требованиями международных стандартов, регламентирующих правила управления и взаимодействия преимущественно посредством электронного обмена данными.

Основополагающим стандартом CALS технологий традиционно принято считать стандарт Министерства обороны США MIL-STD-1840 Automated Interchange of Technical Information. Комитеты CALS созданы во всех индустриальных странах мира. Практическим результатом деятельности международного сообщества в области CALS стала разработка международных стандартов для обмена конструкторско-технологической документацией в электронном виде (стандарты ISO10303 или STEP).

Как следует из вышесказанного, идеология CALS берет свое начало от организации поставок запасных частей в эксплуатирующие организации армии США. Ключевым моментом для этого является компьютерное описание составов эксплуатирующихся изделий и руководств по эксплуатации.

В последние годы в среде производителей CAD/CAM-систем сформировался новый термин PLM - Product Lifecycle Management, управление

жизненным циклом изделия. В основе подхода PLM так же лежит управление структурой (составом) и данными об изделии. Отличие состоит в том, что «корни» идеологии PLM - в процессе проектирования изделий, а «корни» идеологии CALS - в процессе обеспечения эксплуатации. Связующим звеном и фундаментом идеологии CALS-PLM являются так называемые PDM-системы (Product Data Management, управление данными об изделии).

Как уже было сказано, в настоящее время принципы и технологии CALS находят все более широкое применение в промышленности России. В связи с этим предлагается русскоязычная формулировка понятия CALS.

Информационная Поддержка процессов жизненного цикла изделий (ИПИ). Представляется, что ИПИ есть адекватный русскоязычный аналог понятия CALS, в связи с чем предлагается использовать эту аббревиатуру вместо CALS (а также PLM), кроме тех случаев, когда даются ссылки на зарубежные стандарты и зарубежный опыт [16.1]. Суть концепции ИПИ объясняется нижеследующей схе-

мой (см. Рис. 16.1). Согласно этой схеме основу, ядро ИПИ составляет интегрированная информационная среда (ИИС).

ИИС представляет собой распределенное хранилище данных, существующее в сетевой компьютерной системе, охватывающей (в идеале) все службы и подразделения предприятия, связанные с процессами ЖЦ изделий. В ИИС действует единая система правил представления, хранения и обмена информацией. В соответствии с этими правилами в ИИС протекают информационные процессы, сопровождающие и поддерживающие ЖЦ изделия на всех его этапах. Здесь реализуется главный принцип ИПИ: *информация, однажды возникшая на каком-либо этапе ЖЦ, сохраняется в ИИС и становится доступной всем участникам этого и других этапов (в соответствии с имеющимися у них правами пользования этой информацией)*. Это позволяет избежать дублирования, перекодировки и несанкционированных изменений данных, избежать связанных с этими процедурами ошибок и сократить затраты труда, времени и финансовых ресурсов.

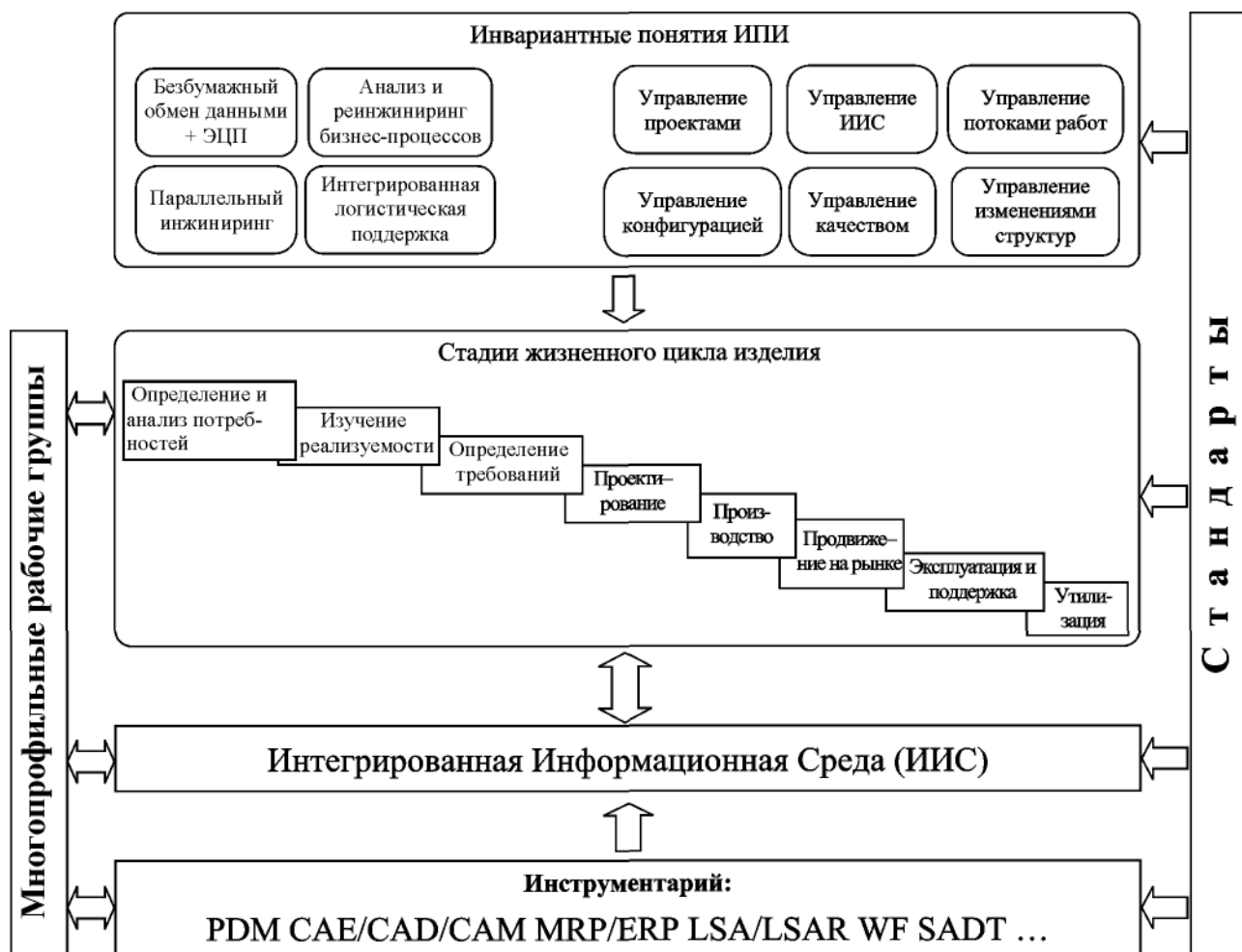


Рисунок 16.1 - Концепция ИПИ

Основное содержание ИПИ, принципиально отличающее эту концепцию от других, составляют инвариантные понятия, которые реализуются (полностью или частично) в течение ЖЦ любого изделия, независимо от его назначения и физического воплощения. Эти инвариантные понятия условно можно разделить на две группы:

- основные ИПИ-принципы;

- базовые ИПИ-технологии.

К числу первых относятся:

- безбумажный обмен данными (Paperless data interchange) с использованием электронной цифровой подписи;

- анализ и реинжиниринг бизнес-процессов (Business-processes analysis and re-engineering);

- параллельный инжиниринг (Concurrent Engineering);

- системная организация постпроизводственных процессов ЖЦ изделия - интегрированная логистическая поддержка (Integrated Logistic Support).

К числу вторых относятся:

- управление проектом (Project Management);

- управление конфигурацией изделия (Configuration Management);

- управление интегрированной информационной средой (Information Management);

- управление качеством (Quality Management);

- управление потоками работ (Workflow Management);

- управление изменениями производственных и организационных структур (Change Management).

Проекты ИПИ реализуются силами многопрофильных рабочих групп, объединяющих в своем составе экспертов различных специальностей. Нормативную базу разработок составляют международные и национальные стандарты, регламентирующие различные аспекты принципов и технологий ИПИ.

В ИИС информация создается, преобразуется, хранится и передается от одного участника ЖЦ к другому при помощи программных средств, объединенных на схеме в блок «Инструментарий». К числу таких средств относятся:

- автоматизированные системы конструкторского и технологического проектирования (CAE/CAD/CAM);

- программные средства управления данными об изделии (изделиях) (PDM);

- автоматизированные системы планирования и управления производством и предприятием (MRP/ERP);

- программно-методические средства анализа логистической поддержки и ведения баз данных по результатам такого анализа (LSA/LSAR);

- программные средства управления потоками работ (Work Flow);

- методология и программные средства моделирования и анализа бизнес-процессов (SADT) и др.

Основные аспекты, определяющие эффективность применения ИПИ:

- Компьютерная автоматизация, позволяющая повысить производительность основных процессов и операций создания информации.

- Информационная интеграция процессов, обеспечивающая совместное и многократное использование одних и тех же данных. Интеграция достигается минимизацией числа и сложности вспомогательных процессов и операций, связанных с поиском, преобразованием и передачей информации. Поскольку доля вспомогательных процессов и операций в общем цикле достаточно велика, сокращение связанных с ними затрат времени и средств является существенным фактором экономии. Главным инструментом интеграции является стандартизация способов и технологий представления данных с тем, чтобы результаты предшествующего процесса могли быть использованы для последующих процессов с минимальными преобразованиями.

- Переход к безбумажной организации процессов и применение новых моделей их организации. Сегодня основной формой представления результатов интеллектуальной деятельности является бумажный документ, который в таком виде разрабатывается, контролируется, согласовывается и утверждается. Очень часто, даже при использовании компьютерных систем, конечный результат интеллектуальной деятельности формируется в виде бумажного документа, а на последующих стадиях снова преобразовывается в электронный вид. Количество циклов преобразования и трудоемкость достаточно велики. Поэтому переход от бумажного документооборота к электронному позволяет многократно ускорить доставку документов нужным лицам, обеспечить параллелизм обсуждения, контроля и утверждения результатов работы, существенно сократить длительность процессов. В этом случае важнейшее значение приобретает применение электронно-цифровой подписи (ЭЦП) вместо обычной собственноручной.

Из этих аспектов можно выделить конкретные факторы, непосредственно влияющие на экономические показатели производства, применяющего ИПИ:

- сокращение затрат и трудоемкости процессов технической подготовки и освоения производства новых изделий;

- сокращение календарных сроков вывода новых конкурентоспособных изделий на рынок;
- сокращение доли брака и затрат, связанных с внесением изменений в конструкцию;

- увеличение объемов продаж изделий, снабженных электронной технической документацией (в частности, эксплуатационной), в соответствии с требованиями международных стандартов;

- сокращение затрат на эксплуатацию, обслуживание и ремонты изделий («затрат на владение»), которые для сложной наукоемкой продукции подчас равны или превышают затраты на ее закупку.

Некоторые количественные оценки эффективности внедрения ИПИ (CALS) в промышленности США:

- прямое сокращение затрат на проектирование - от 10% до 30%;

- сокращение времени вывода новых изделий на рынок - от 25% до 75%;

- сокращение доли брака и объема конструктивных изменений - от 23% до 73%.

По другим источникам:

- сокращение затрат на подготовку технической документации - до 40%;

- сокращение затрат на разработку эксплуатационной документации - до 30%;

- сокращение времени разработки изделий - от 40 до 60%.

16.2 - Жизненный цикл изделия. Обзор методов проектирования

Основными стадиями ЖЦ любого изделия являются: проектирование, производство, эксплуатация и утилизация.

Под проектированием изделия понимается процесс разработки технической документации, которая обеспечивает возможности промышленного изготовления этого изделия (например, авиационного двигателя), его эксплуатацию и соответствие заданным техническим условиям.

Техническая документация подразделяется на три группы:

- * конструкторская документация - отражает идеи и принципы заложенные в изделие, отвечает на вопрос: что должно быть изготовлено;

- * технологическая документация - регламентирует методы и средства изготовления двигателя;

- * эксплуатационная документация - обеспечивает правильную эксплуатацию изделия.

Задачей проектирования является разработка схемы, конструкции изделия и составляющих его элементов, которая должна обеспечить при опре-

деленных ограничениях наиболее эффективное выполнение поставленных целей.

Для решения задачи проектирования необходимо прежде всего определить цели и критерии оценки результатов проектирования.

Поэтому, непосредственному этапу проектирования предшествует этап исследования рынка и выработка требований к изделию (двигателю). На этом этапе заказчик и ОКБ работают совместно. В результате этой работы определяются технико-экономические характеристики изделия и формируется техническое задание.

Этап формирования ТЗ можно назвать «внешним проектированием». Этапы собственно проектирования и разработки конструкторской документации определены ГОСТ 2.103-68:

- техническое предложение;

- эскизный проект;

- технический проект;

- рабочая конструкторская документация:

- а) опытного образца;

- б) серийного производства.

Более подробно об этапах проектирования ГТД смотри главу 2.5.1.

В практике двигателестроительных ОКБ этап технического проектирования соответствует выпуску так называемых рабочих компоновок. Рабочие компоновки выпускаются узловыми отделами и не всегда синхронно. То есть, в определенный момент времени, к примеру, отдел компрессоров уже завершил выпуск рабочих чертежей, а отдел обвязки только приступает к выполнению рабочей компоновки.

Поэтому практически невозможно отделить этапы технического проекта и выпуска рабочей конструкторской документации. Иногда в литературе употребляют термины «технорабочее проектирование» или просто «рабочее проектирование».

16.3 - Программные средства проектирования

Как уже упоминалось ранее, принципиальные изменения в технологии автоматизированного проектирования произошли в конце 80-х годов прошлого века. «Революция» произошла с появлением так называемых CAD/CAM/CAE-систем - комплексных систем автоматизированного проектирования, подготовки производства и инженерного анализа.

В настоящее время на рынке предлагаются CAD/CAM-системы трех уровней:

- системы плоского черчения типа AutoCAD

и КОМПАС-график (стоимостью до 1 тыс. долларов США на одно рабочее место);

- CAD-системы твердотельного моделирования среднего уровня типа Solid Works, Solid Edge, Компас 3D (стоимостью от 3 до 10 тыс. долларов США за одно рабочее место);

- системы высшего уровня: Unigraphics, CATIA, Pro/ENGINEER стоимостью от 20 тыс. долларов США и выше.

Собственно CAD/CAM-системы, то есть системы, включающие как проектирование, так и подготовку производства (создание управляющих программ для станков с ЧПУ) - это системы высшего уровня. Так называемые системы среднего уровня включают в себя только средства геометрического проектирования (CAD-модули).

В системы высшего уровня обычно включены также модули инженерного анализа (CAE). Так, в Unigraphics имеются модули анализа кинематических схем, расчета динамических нагрузок, прочностного и теплового анализа, анализа заливки пластмасс. Однако, все эти модули функционально ограничены. Чаще всего - это интегрированные в базовую систему модули третьих фирм. Функциональная ограниченность CAE модулей в CAD/CAM-системах логически обоснована их назначением: дать возможность конструктору самому провести предварительный анализ детали, не обращаясь к узким специалистам.

Для полноценного инженерного анализа используются «тяжелые» CAE-системы:

- ANSYS, MARC, NASTRAN, LS-DYNA для прочностных и тепловых расчетов;

- CFX-TASCflow, CFX, Fluent, Star-CD и другие - для трехмерного анализа течения газа в лопаточных машинах и процесса горения;

- PROCAST, WinCAST и другие - для анализа процесса заливки металла.

На крупных западных фирмах повсеместно применяется «одноуровневая» система проектирования с использованием только «тяжелых» CAD/CAM-систем, на мелких фирмах используются «средние» и «легкие» системы. Одноуровневая система проектирования имеет несомненное преимущество в том, что в этом случае не существует проблем передачи данных между различными системами.

Только в рамках единой системы возможна реализация идеи полной параметризации и ассоциативности модели детали, моделей оснастки, управляющих программ для станков с ЧПУ, то есть идеологии «мастер-модели». Более подробно эта идеология будет рассмотрена ниже.

На предприятиях аэрокосмического комплекса России в основном используется двухуровневая

система проектирования:

- для «тяжелых» систем отведена ниша трехмерного геометрического моделирования сложных деталей, проектирования сложной формообразующей оснастки и управляющих программ для станков с ЧПУ в рамках идеологии «мастер-модели»; электронное макетирование и трехмерные компоновочные работы;

- для «легких» систем - выпуск чертежей.

Несмотря на то, что по функционалу CAD-системы среднего уровня (в частности Solid Works) вплотную приблизились к «тяжелым» системам, а в чем-то и превосходят их, распространение этих систем ограничено. Как уже говорилось выше, причина состоит в том, что эти системы охватывают только проектирование (CAD), а для подготовки производства необходимо созданные в CAD-системе геометрические модели транслировать в АМ-систему с потерей ассоциативности.

16.4 - Аппаратные средства систем проектирования

Аппаратные средства для проектирования в CAD/CAM-системах за 15 лет эволюционировали от «больших машин» (mainframe), рабочих станций на RISC-процессорах до практически обычных персональных компьютеров. Если стоимость mainframe составляла миллионы долларов, то стоимость рабочих станций постепенно снизилась от 100 до 20 тыс. долларов США. Стоимость современного персонального компьютера, способного решать большинство задач в CAD/CAM-системах колеблется от 1 до 3 тыс. долларов США.

Важнейший интегрирующий фактор для систем проектирования - развитие сетевого оборудования. Только работая в единой корпоративной сети возможна реализация идеи «параллельного инжиниринга». Все участники процесса проектирования - конструкторы, технологи, экономисты - имеют доступ к единым базам данных и используют достоверную информацию с учетом самых последних изменений.

16.5 - PDM-системы: роль и место в организации проектирования

Как уже было отмечено выше, особое место в реализации идеологии CALS (ИПИ) занимают так называемые PDM-системы, то есть системы управления данными об изделии. При этом подразуме-

меваются, что данные об изделии включают в себя любые данные, относящиеся к изделию, а так же к деталям и сборочным единицам: файлы систем CAD/CAM/CAE, спецификации, конструкторско-технологическая документация, заказы и т.д.

Основополагающий принцип организации PDM-систем - это управление составом (структурой) изделия. Из предлагаемых на рынке PDM-систем можно выделить следующие: Team Center Engineering (EDS), Metaphase (EDS), Windchill (PTC), PartY Plus (Лоция-Софт), Search (Intermech).

При выборе PDM-системы очень важную роль играет степень интеграции с CAD/CAM-системой. Несмотря на то, что все PDM-системы декларируют совместимость с любыми CAD/CAM-системами, реальная интеграция имеет место только для «родных» систем: Unigraphics - Team Center Engineering; Windchill - Pro/Engineer; Search - CAD Mech (на базе AutoCAD) и т.д.

Основные функции PDM-систем:

- управление структурой (составом) изделия;
- управление данными САПР (интерфейсы к CAD/CAM-системам Unigraphics, AutoCAD и др.);
- управление базами данных стандартных изделий;
- управление бизнес-процессами (согласование и утверждение конструкторских документов);
- управление изменениями.

Как видно из перечисленных функций, именно PDM-системы позволяют реализовать большинство ИПИ-принципов и базовых ИПИ-технологий, приведенных выше в «Концепции внедрения ИПИ в промышленности Российской Федерации».

Как уже упоминалось ранее, управление структурой (составом) изделия - основа PDM-систем. Состав изделия в первом приближении - это конструкторская спецификация в терминах ЕСКД. Средства, заложенные в PDM-систему, позволяют поддерживать спецификацию изделия в актуальном состоянии, проводить все необходимые изменения в соответствии с ЕСКД. Однако, «состав изделия» в контексте PDM-системы - это более широкое понятие, позволяющее отслеживать состав каждого конкретного изделия.

В реальном производстве изделие (например, авиационный двигатель) всегда имеет некоторые отличия от конструкторской документации, актуальной на данный момент. Особенно это касается опытного производства, когда требуется провести ряд экспериментов для уточнения конструкции, и в процессе испытаний даже следующая сборка одного и того же изделия может существенно отличаться по составу от предыдущей.

При формировании состава конкретного изделия главенствующую роль играют указания конструктора в виде служебных записок и так называемых предварительных извещений об изменении.

В этих документах указывается:

- изменение состава в отличие от спецификации;
- доработка деталей;
- спецпрепарирование для проведения испытаний;
- конкретные перестановки узлов и деталей (с изделия «А» на изделие «Б»);
- замена марки материалов деталей и т.д.

Кроме этого в производстве выполняется ряд действий, формирующих индивидуальный облик каждого изделия:

- установка конкретных деталей там, где по спецификации допускается выбор вариантов;
- установка деталей, принятых с отклонением от КД
- установка деталей, имеющих индивидуальные номера (паспортные и особо ответственные);
- замена деталей при переборках.

Изменения в составе происходят также в эксплуатации и при ремонте:

- замена агрегатов при выработке ресурса или при отказах;
- ремонт деталей и узлов в эксплуатации;
- доработка в эксплуатации по бюллетеням и техническим условиям (ТУ).

Системы PDM позволяют отслеживать все эти изменения для каждого изделия индивидуально, причем на протяжении всего жизненного цикла.

Итак, управление структурой изделия (Configuration Management) - это основная функция PDM-системы. Кроме этого PDM-системы реализуют функции управления интегрированной информационной средой (Information Management), управление изменениями (Change Management) и, как следствие из перечисленных функций, фактически осуществляют управление качеством (Quality Management) и собственно управление проектом.

В составе изделия, в рамках PDM-системы, каждому объекту структуры (детали или сборочной единицы - ДСЕ) ставится в соответствие определенный набор электронных документов:

- карточка ДСЕ с набором необходимых атрибутов;
- файлы геометрических моделей ДСЕ в CAD/CAM-системах;
- файлы электронных оригиналов чертежей;
- текстовые файлы (отчеты, инструкции и т.д.);
- спецификации;

- любые иные электронные документы или ссылки на места хранения бумажных документов.

Модуль управления бизнес-процессами в PDM-системах ориентирован в первую очередь на организацию процессов согласования и утверждения конструкторских документов в электронном виде. Реализуются процедуры любого уровня сложности.

Таким образом, при помощи PDM-систем может быть реализована в полном объеме безбумажная технология и так называемый процессный подход в управлении проектами. К сожалению, немедленный переход на безбумажную технологию проектирования практически невозможен. Вопросы безбумажной технологии и нормативной базы этого процесса будут рассмотрены ниже.

Как уже упоминалось ранее, PDM-системы содержат функцию управления изменениями как состава изделия, так и всех входящих конструкторских документов. Фактически - это специальный вариант модуля управления бизнес-процессами, ориентированный на проведение конструкторских изменений. В частности эта функция содержит также элементы бизнес-процесса, как заявку на изменение, сравнение вариантов решения вопроса, выпуск извещений об изменении, согласование и утверждение изменений.

В PDM-системах в процессе согласования и утверждения КД автоматически меняется их статус, например: «в работе», «на согласовании», «утвержден». При этом автоматически меняются права доступа к КД. В частности, утвержденный документ автоматически становится недоступен для изменений, то есть последующие изменения этого документа будут возможны только при условии выпуска извещения об изменении и прохождения всей процедуры изменения.

Система PDM является для конструктора, помимо перечисленных выше функций, хранилищем данных (архивом предприятия) по всем выполненным ранее и выполняемым в настоящий момент конструкторским разработкам.

Чрезвычайно важной функцией PDM-системы является организация работы со стандартными и нормализованными деталями. В рамках PDM-системы возможно создание любых классификаторов ДСЕ и организация поисков аналогов по любым признакам.

Информация по составу изделий, создаваемая в PDM-системе является исходной для подготовки и планирования производства.

16.6 - Организация производства и ERP-системы

На этапах подготовки производства и изготовления изделий главную роль в осуществлении ИПИ-технологии играют так называемые ERP-системы (Enterprise Resource Planning, управление ресурсами предприятия).

ERP-системы развивались вместе с вычислительной техникой и методами управления предприятием, изменяя свое название: MRP (Material Requirement Planning), MRP II (Manufacturing Resource Planning), и наконец - ERP. Как следует из эволюции названий, изначально в основе этих систем лежит планирование потребности в материалах. Этот факт подчеркивает то значение, которое имеет точное определение потребности в материалах на издержки производства. Затем в круг планируемых величин были вовлечены другие ресурсы: оборудование, оснастка, инструменты, людские, временные ресурсы, денежные средства.

Можно сказать, что функции системы MRP II примерно соответствуют нашему классическому пониманию систем АСУП и, применительно к жизненному циклу двигателя, охватывают этапы подготовки производства и собственно производственные циклы, как в опытном, так и в серийном производстве.

ERP-системы охватывают также этапы ремонта изделий как в производственных цехах, так и в эксплуатации. При этом чрезвычайно важно в этом плане тесное взаимодействие между PDM-системами, которые отслеживают все изменения, происходящие в составе изделия, и ERP-системой, в рамках которой необходимо спланировать подготовку производства, изготовить запасные части и осуществить ремонт.

Системы ERP предназначены для управления финансовой и хозяйственной деятельностью предприятий по всем ключевым направлениям: производство, планирование, финансы и бухгалтерия, материально-техническое снабжение, управление кадрами, сбыт, управление запасами, управление заказами на изготовление продукции и предоставление услуг.

Эти системы предоставляют руководству информацию для принятия управленческих решений, а также для создания инфраструктуры для электронного обмена данными с поставщиками и потребителями.

Данные системы ориентированы на управление «виртуальным предприятием». «Виртуальное предприятие» может состоять из автономно рабо-

тающих предприятий, объединенных на уровне поставщиков, партнеров и потребителей с целью выполнения крупного проекта, государственной программы.

Таким образом, если PDM-системы можно оп-ределить, как фундамент ИПИ, то ERP-системы это здание, в котором формируется производственная часть жизненного цикла изделий.

16.7 - Параллельный инжиниринг. Интеграция эскизного и технического проектирования

Проектирование на этапах технического пред-ложения и эскизного проекта представлены в главе 2. Как следует из изложенного, в настоящее время используются только формализованные, компью-терные методы проектирования. Особенностью проектирования на ранних этапах является широ-кое использование упрощенных методов расчета с использованием эмпирических коэффициентов. Так, проектирование проточной части двигателя и лопаточных машин начинается с одномерных расчетов. Затем, по высоте лопатки производится двумерное и квазитрехмерное профилирование, на основе которого уже можно будет построить трех-мерную геометрическую модель лопатки.

Можно сказать, что методы эскизного проек-тирования и технического проектирования в совре-менных CAD/CAM-системах принципиально раз-ные.

Отчасти, это действительно так. Однако, в пос-леднее время в CAD/CAM-системах появились средства, позволяющие интегрировать в рамках единой среды проектирования как этапы концеп-туального, так и технического проектирования. В системе Unigraphics эта технология получила на-звание WAVE (What if Alternative Value En-ngineering). Более подробно применение WAVE-тех-нологии изложено в главе 16.13.

16.8 - Переход на безбумажную технологию

Как было отмечено выше, одним из основных ИПИ-принципов является переход на безбумажный обмен данными (Paperless data interchange) с ис-пользованием цифровой подписи.

В рамках специализированных систем типа PDM и ERP функции электронного документообо-рота заложены изначально и являются неотъемле-мой частью этих систем. Однако, действие этих

систем распространяется далеко не на все докумен-ты, имеющиеся в обращении на предприятиях.

В PDM-системе реализован документооборот, ориентированный на состав изделия, то есть кон-структорские и технологические документы.

В ERP-системах реализован документооборот, связанный с финансово-хозяйственной деятельно-стью предприятия: счета, накладные, платежные поручения и т.д.

Однако, на каждом предприятии помимо упо-мянутых выше документов, в обращении находит-ся масса документов, которые не могут быть от-несены к специальным системам. Доля этих документов в общем документообороте может до-стигать 40%.

К таким «несистемным» документам относят-ся, например, входящая и исходящая корреспонден-ция, приказы, распоряжения, организационно-рас-порядительные и информационные служебные записки и т.д.

Функцию управления таким документооборо-том берут на себя специальные системы делопро-изводства.

Из наиболее распространенных систем этого направления можно отметить пакеты «Docu-mentum», Lotus, Docs Open, LanDocs и др.

Основные функции, которые должны реали-зовывать эти системы:

- электронный архив;
- регистрация любых типов документов;
- рассылка и маршрутизация документов, за-даний, поручений и сообщений;
- контроль движения используемых документов;
- копии документов по запросам любой слож-ности;
- контроль исполнения;
- подготовка отчетов по документообороту;
- работа с электронными копиями бумажных документов;
- интеграция с PDM- и ERP-системами.

Последнее требование очень важно, т.к. сле-дуя ИПИ-идеологии ввод документа в электрон-ную систему должен осуществляться только один раз в месте его создания.

Особое место в организации документообо-рота занимает вопрос параллельного сосущество-вания электронных и бумажных документов.

В настоящее время существуют независимые системы стандартов бумажного и электронного до-кументооборота. Причем, для конструкторской и технологической документации таких стандар-тов практически не существует.

Если учесть, что длительность жизненного цикла изделия типа авиационных двигателей дос-

тигает 40 лет, то становится очевидным, что постановка вопроса о единовременном переходе на безбумажную технологию нереальна. Ведущие западные двигателестроительные фирмы затратили на этот переходный период к настоящему моменту 10-15 лет. Однако, пока ни одна из фирм не может заявить о полном переходе на безбумажную технологию.

В России к проблемам, с которыми сталкиваются западные фирмы, добавляются наши местные, связанные с общей экономической ситуацией в стране, такие, как:

- отсутствие оснащенных рабочих мест;
- неготовность смежников к принятию электронных документов.

Таким образом, один из самых важных сложных вопросов внедрения ИПИ-технологии в организацию работ по проектированию авиационных двигателей является разработка нормативной и организационной базы совместного существования электронных и бумажных конструкторских документов. Причем, это, действительно, должна быть единая система документооборота, а не параллельные миры.

В СССР в свое время был введен стандарт ГОСТ 28388-89 «Система обработки. Документы на магнитных носителях данных. Порядок выполнения и обращения». Практически этот стандарт до сих пор является единственным документом, регламентирующим обращение электронных документов (конкретно: на магнитных лентах). Объединение основных положений этого стандарта с ЕСКД позволяют сформировать общие принципы единого электронно-бумажного документооборота для конструкторской документации.

Фактически, любой файл можно рассматривать как конструкторский документ (конечно же если он несет именно конструкторскую информацию, необходимую для изготовления изделий). Ранее мы уже обозначали примерный перечень таких документов, относящихся к конкретной детали или сборочной единице:

- файл оригинала чертежа;
- файл геометрической (трехмерной) модели;
- вспомогательные файлы таблиц (например, точек, образующих поверхность лопатки);
- файл спецификации и т.д.

Не выходя за рамки ЕСКД все эти электронные документы могут быть внесены в спецификацию, в раздел «документация» (для сборочных единиц). Так как для отдельных деталей спецификации не предусмотрены, то перечень электронных документов, относящихся к этой детали может быть размещен на поле чертежа (по аналогии с допус-

тимым размещением на поле чертежа спецификации в соответствии с ЕСКД).

Второй вариант - размещение перечня электронных документов на поле чертежа можно распространить и на сборочные чертежи с целью единообразия в оформлении конструкторской документации.

Введение электронных документов в конструкторскую документацию позволяет решить проблему юридического статуса электронного документа - последний становится равноправным конструкторским документом в рамках ЕСКД.

Второй принципиальный момент, решаемый при введении электронных документов в КД - это отслеживание изменений в этих электронных документах в рамках обычной системы извещений об изменении в соответствии с ЕСКД.

Если при изменении чертежа происходит изменение геометрии детали, то конструктор изменяет все документы: геометрическую модель, оригинал чертежа и, соответственно, сам чертеж. Электронные документы изменяются заменой файлов с изменением их версии, что и отражается в извещении об изменении и на поле чертежа. Таким образом, электронные документы участвуют в документообороте в единой системе с бумажными.

В перспективе, при полноценном внедрении на предприятии системы PDM, возможен постепенный отказ от обращения бумажных спецификаций и таблиц электронных документов на поле чертежа, а затем и от оборота бумажных чертежей. В рамках изолированного предприятия этот процесс можно было бы осуществить за несколько лет. Однако, в связи с уже приводившимися выше обстоятельствами, быстрый переход нереален.

Еще одним очень важным шагом переходного периода является процедура полного сканирования и ввода в электронные базы данных всех ранее выпущенных и выпускаемых в настоящее время чертежей. Эта процедура практически не изменяет существующий бумажный документооборот: просто копию любого документа, в любой момент можно получить, распечатав файл из базы данных, а не прогоняя кальку подлинника через копировальную машину. Для конструктора же наличие базы данных всех чертежей - это возможность полноценно использовать опыт предыдущих поколений конструкторов, возможность выбора аналога конструкции и просто облегчение в работе. Из опыта работы известно, что конструктор на подбор документации и поиск аналогов тратит от 30% до 60% своего рабочего времени. Преимуществом сканированной базы данных чертежей является

также гарантированное соответствие растровых образцов последним изменениям, внесенным в соответствии с канонами бумажного документооборота. Строго говоря, базы данных сканированных чертежей не являются элементом электронного документооборота, однако, их польза в процессе длительного переходного периода колоссальна.

Этот путь прошли абсолютно все крупные западные фирмы, а так же многие российские.

В ИПИ-технологии очень важное значение уделяется электронной подписи документов. Поскольку исторически ИПИ-технологии выросли из организации материально-технического снабжения эксплуатирующих организаций, то вопросы шифровки и идентификации подлинности при передаче электронных (почти всегда финансовых) документов по открытым каналам связи всегда стоял очень остро.

Для решения этих проблем были разработаны специальные программные средства, позволяющие зашифровать и подписать так называемым закрытым электронным ключом отправляемое сообщение, а получателю, при наличии у него открытого электронного ключа, прочесть это сообщение и удостовериться в том, что оно ни кем не было изменено.

В России для этого используются системы «Верба», «Крипто ПРО», сертифицированные государственными органами (ФАПСИ). Широкое распространение получили также свободно распространяемые системы шифрования и электронной подписи типа PGP, в которых электронные ключи генерирует сам пользователь. Однако, в официальной переписке между предприятием такие ключи в рамках законодательств всех стран не рассматриваются как электронная подпись. В России в 2001 году также был принят закон об электронной подписи, который признает электронную подпись юридически состоятельной.

В процессе проектирования и подготовки производства работа пользователей осуществляется в рамках закрытых систем (PDM, ERP и т.д.) и передачи информации по открытым каналам практически нет. Поэтому понятие электронной подписи здесь имеет несколько иной смысл. Как уже ранее говорилось, в PDM-системах реализуются процедуры согласования и утверждения всех конструкторских документов. На каждом этапе согласующее или утверждающее лицо вместо подписи вводит в диалоговом режиме определенный пароль, после чего, в соответствии с процедурой, статус документа изменяется: он становится недоступен для редактирования автором. Для изменения документа автор должен будет создать

новую версию и вновь согласовать ее с руководителем.

Кроме этого, как уже отмечалось выше, в условиях переходного периода основным документом остается бумажный подлинник, на котором собираются «собственноручные» подписи.

Таким образом, наличие либо отсутствие законодательства об электронной подписи не является препятствием для полноценного внедрения систем PDM, ERP и электронного документооборота.

Использование «классической» электронной подписи во внутреннем электронном документообороте может иметь смысл в качестве дополнительной защиты от недобросовестных системных администраторов и хакеров.

16.9 - Взаимодействие CAD/CAM- и CAE-систем

В традиционных методах проектирования, которые повсеместно преобладали до внедрения CAD/CAM-систем, основным инструментом при доводке изделий были натурные испытания, как в составе изделия в целом, так и с использованием поузловой доводки.

В двух словах метод натурных испытаний выглядит следующим образом: конструктор создает вариант конструкции, его изготавливают в производстве, ставят на стенд или установку и испытывают. Если испытания не дали положительных результатов (например, несоответствие техническим требованиям, произошла поломка детали), то конструктор создает новый вариант и все повторяется заново. В отдельных случаях таких циклов: «проектирование - изготовление - испытание» требуется проводить десятки раз.

Появление трехмерных методов проектирования (CAD) и трехмерных методов прочностного, теплового, гидрогазодинамического анализа (CAE) позволило несколько изменить технологию проектирования.

Расчет конструкции на прочность методом конечных элементов существует достаточно давно. Однако, только в последние 10 лет, благодаря развитию средств вычислительной техники, в частности, непрерывному увеличению быстродействия, появилась возможность проводить достаточно достоверные расчеты напряженно-деформированного состояния таких сложных деталей, как турбинная лопатка (см. Рис. 16.2).

В настоящее время процесс проектирования турбинных лопаток (см. главу 8) включает в себя

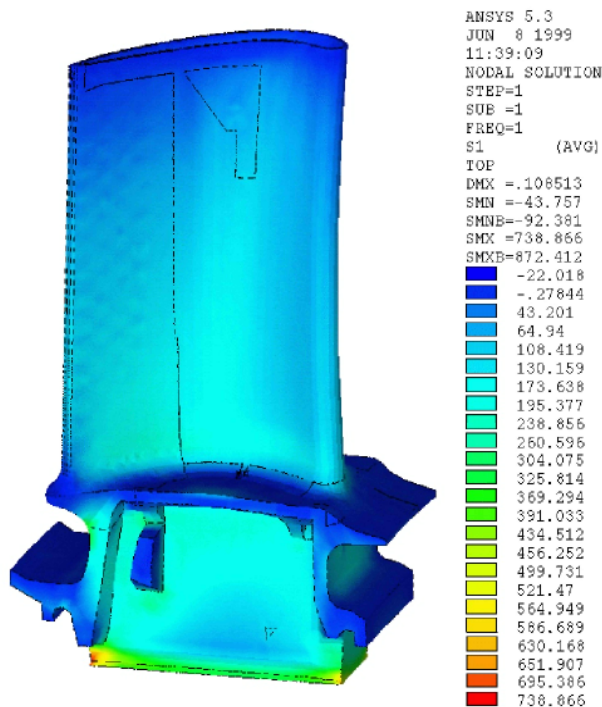


Рисунок 16.2 - Напряженно-деформированное состояние рабочей лопатки ТВД

обязательную расчетную проверку прочностных характеристик в CAE-системе типа ANSYS, NASTRAN и др.

Ранее скрытые дефекты конструкции проявлялись на стенде, при натурных испытаниях. Это в лучшем случае. Более опасный вариант - когда конструкция прошла стендовые испытания, а дефект начал проявляться в эксплуатации. Современные методы анализа позволяют найти неудачные места конструкции до испытаний и внести в конструкцию соответствующие изменения.

Кроме напряженно-деформированного состояния в CAE-системах типа ANSYS, LS-DYNA можно оценить такие характеристики, как пробируемость корпуса при обрыве лопатки (см. Рис. 16.3), определить собственные частоты отдельных лопаток, лопаток с диском и ротора в целом. Все эти расчеты не отменяют натурных испытаний (в частности, проверка устойчивости двигателя при попадании птицы и обрыве лопатки - это требования норм летной годности и проводится обязательно). Однако, наличие этих расчетов позволяет выходить на испытания с открытыми глазами. В результате вероятность удовлетворительных испытаний повышается на порядок и более; в связи с сокращением объема испытаний радикальным образом снижается стоимость и время доводки.

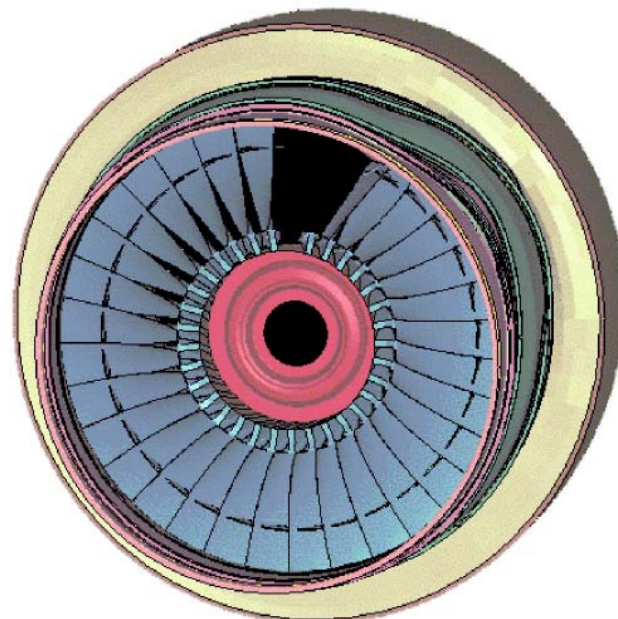


Рисунок 16.3 - Моделирование обрыва вентиляторной лопатки

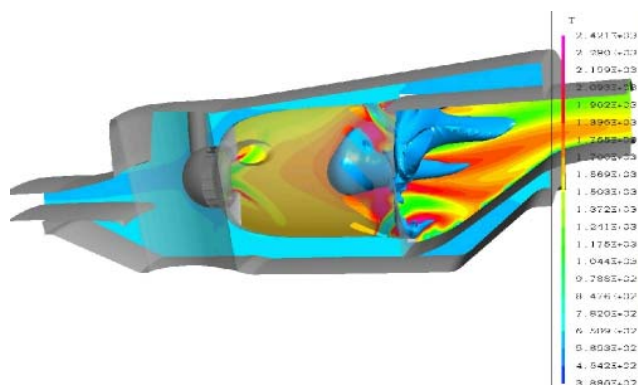


Рисунок 16.4 - Поле температур и изоповерхность NO

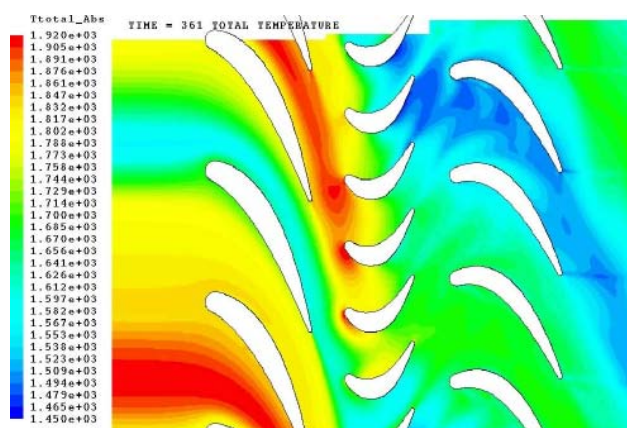


Рисунок 16.5 - Взаимодействие статор-ротор. Распределение полной температуры

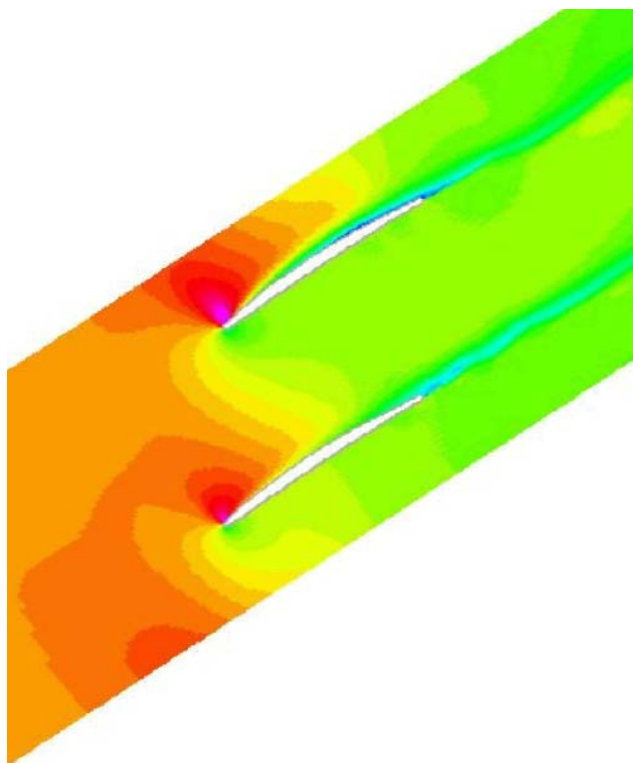


Рисунок 16.6 - Численное моделирование флаттера компрессорных лопаток

Аналогично прочностным расчетам трехмерные газодинамические расчеты играют роль натуральных испытаний с целью доводки конструкции до необходимых параметров. Вопросы трехмерного аэродинамического проектирования узлов ГТД (компрессорных и турбинных лопаток, камеры сгорания, выходных устройств) были рассмотрены в соответствующих разделах. В качестве общих моментов можно отметить, что с появлением коммерческих пакетов трехмерных газодинамических расчетов типа TASCflow, CFX, Fluent, Star-CD появилась возможность глубокого газодинамического анализа конструкции до ее изготовления в металле.

Методы трехмерного проектирования лопаток турбины и компрессора хорошо освещены в литературе [16.2, 16.3].

Большим достижением современных методов 3D газодинамического анализа является расчет процессов горения с определением выбросов вредных веществ (см. Рис. 16.4).

В современных методах проектирования и анализа все больше внимания уделяется вопросам нестационарных явлений в ГТД, в частности взаимодействию статор-ротор и флаттеру (см. Рис. 16.5 и 16.6).

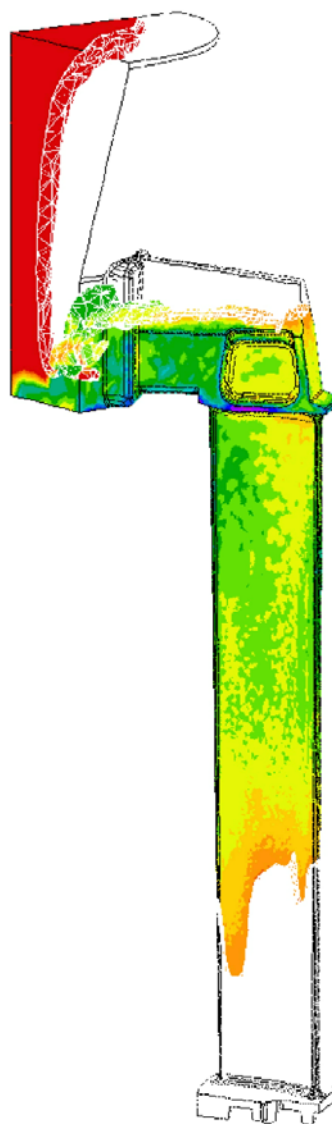


Рисунок 16.7 - Заливка металла в литейную форму

Результатом расчетов взаимодействия статор-ротор является прогнозирование уровня динамических напряжений в лопатках компрессора и турбины и выдача рекомендаций конструктору по уточнению конструкции для повышения надежности последней.

В процессе проектирования САЕ-системы применяются также для прогнозирования уровня шума, анализа процесса заливки пластмасс и металла в литейную форму (см. Рис. 16.7).

16.10 - ИПИ-технологии и эксплуатация изделий

С точки зрения идеологии ИПИ поддержка изделий в эксплуатации является приоритетным направлением. Важнейший потребительский параметр сложного наукоемкого изделия (каковым является ГТД) - это величина затрат на поддержку жизненного цикла (ЖЦ, Life Cycle Cost).

Стоимость ЖЦ складывается из затрат на проектирование, производство, а так же затрат на ввод изделия в эксплуатацию и поддержание его в работоспособном состоянии. Для сложных изделий, имеющих срок использования 10...30 лет, затраты, возникающие на постпроизводственных стадиях ЖЦ могут в 2...3 раза превышать затраты на приобретение.

Комплекс мероприятий, направленных на сокращение этих затрат, объединяется понятием «Интегрированная Логистическая Поддержка» (ИЛП). Логистическая поддержка регламентируется в США стандартом Министерства Обороны MIL-STD-1388, в Европе, в качестве международного признан стандарт Министерства Обороны Великобритании DEF STAN 0060 «Integrated Logistic Support». Основным элемент этого стандарта - Логистический анализ (ЛА) (Logistic Support Analysis). Это важнейшая составляющая ИЛП. ЛА начинается еще до начала проектирования и продолжается до завершения эксплуатации изделия. В ходе ЛА формируются требования к изделию с точки зрения эксплуатационной технологичности и стоимости обслуживания, производится оценка и планирование основных показателей, характеризующих эффективность ИЛП:

- ресурс;
- наработка на отказ;
- регламент обслуживания и т.д.

Помимо данных относящихся непосредственно к изделию, в результате ЛА определяются:

- требования к вспомогательному оборудованию, которое необходимо для обслуживания и эксплуатации изделия;
- требования к инфраструктуре системы эксплуатации и ремонта: здания, сооружения и т.д.;
- требования к персоналу;
- требования к хранению, транспортировке и т.д.

Иными словами, по результатам ЛА производится планирование технического обслуживания (ТО). Для полноценного планирования ТО конкретных изделий необходимо иметь точный состав всех изделий, отправляемых в эксплуатацию. То

есть базой для планирования ТО является база PDM-системы. На основе PDM-системы решаются такие задачи, как:

- ведение дела сборки двигателя;
- учет изделий в эксплуатации;
- учет комплектации изделий;
- учет доработок изделий по бюллетеням и техническим указаниям.

Одним из важнейших компонентов ИЛП является обеспечение персонала эксплуатационной и ремонтной документацией, выполненной в электронном виде. Важнейшим свойством такой документации является ее интерактивность, то есть возможность пользователя работать с ней за экраном компьютера в диалоговом режиме.

Интерактивные технические руководства (ИЭТР) выполняются в соответствии с документами:

- Р50.1.029-2001. Информационные технологии поддержки жизненного цикла продукции. Интерактивные электронные технические руководства. Общие требования к содержанию, стилю и оформлению. Рекомендации по стандартизации. Госстандарт России. Москва, 2001 г.

- Р50.1.03-2001. Информационные технологии поддержки жизненного цикла продукции. Интерактивные электронные технические руководства. Требования к логической структуре баз данных. Рекомендации по стандартизации. Госстандарт России. Москва, 2001 г.

ИЭТР представляет в интерактивном режиме справочную и описательную информацию об эксплуатационных и ремонтных процедурах, относящихся к конкретному изделию, то есть опирающуюся на состав конкретного изделия, определенный в базе PDM-системы.

ИЭТР предназначены для решения следующих задач:

- обеспечение пользователя справочными материалами об устройстве и принципах работы изделия;
- обеспечение пользователя правилами эксплуатации, обслуживания и ремонта;
- обеспечение пользователя данными, необходимыми для выполнения регламентных работ и обслуживания изделия;
- обеспечение данными о технологии выполнения операций с изделием;
- подготовки и реализации автоматизированного заказа запасных частей;
- планирование и учет проведения регламентных работ.

Фактически ИЭТР является базой знаний об изделии и представляет собой средство поддерж-

ки эксплуатации изделия на постпроизводственных стадиях его ЖЦ. Для разработки ИЭТР используются специальные средства (например, система TGBuilder), а так же данные из PDM- и CAD/CAM-систем.

16.11 - ИПИ-технологии и управление качеством

Вопросы сертификации продукции и управления качеством рассмотрены в главе 2. В настоящей главе мы рассмотрим некоторые аспекты управления качеством, непосредственно связанные с ИПИ-технологиями.

Система управления качеством продукции (СК) является элементом управленческой деятельности предприятия. В соответствии со стандартом ИСО9000 СК должна базироваться на информационной системе, поддерживающей автоматизированную обработку данных и документирование процессов обеспечения качества на всех стадиях ЖЦ изделия и автоматизированное управление этими процессами, данными и документацией. В этом смысле СК становится неотъемлемой частью интегрированной автоматизированной системы управления (ИАСУ) предприятием и частью ИПИ-технологии. Это означает, что информация, циркулирующая в СК, должна быть представлена в форматах, регламентированных ИПИ-стандартами и системами, входящими в интегрированную информационную систему предприятия (ИИС).

При создании и технологической подготовке производства нового изделия в рамках ИИС, включающей в себя CAD/CAM/CAE-системы, PDM- и ERP-системы, создаются информационные объекты (ИО), соответствующие каждому компоненту: детали, сборочной единице, агрегату, материалам и т.д. С точки зрения системы качества, каждый ИО должен соответствовать ряду характеристик (Технические требования, технические условия и т.д.).

Основные функции СК в процессе производства состоят в проведении и документальном оформлении контрольных операций, которые можно разделить на три группы:

- входной контроль;
- операционный контроль заготовок, деталей и сборочных единиц;
- выходной контроль готового изделия.

В качестве инструментального средства, поддерживающего в ИИС процедуры контроля, используются средства PDM-системы. Как было опреде-

лено ранее - PDM-система позволяет формировать структуру и состав любого конкретного изделия с произвольным набором компонентов и уровней входимости. Каждому компоненту могут быть поставлены в соответствие результаты контроля на всех этапах проектирования, подготовки производства, изготовления, испытаний и сборки.

Таким образом, с помощью PDM-системы обеспечивается информационное взаимодействие СК и ИИС предприятия в соответствии с ИПИ-технологией.

16.12 - Анализ и реинжиниринг бизнес-процессов

Одним из элементов построения системы качества в соответствии с ИСО9000 является переход в управлении предприятием на так называемый процессный подход. В рамках автоматизированных систем этот подход находит реализацию в управлении бизнес-процессами. Бизнес-процессами принято называть совокупность конструкторских, технологических, организационно-деловых и др. процессов, протекающих на предприятии. Реализация бизнес-процессов в системах типа PDM, ERP, систем документооборота позволяет по-новому подойти к проблемам создания ИИС.

Если ранее в рамках реализации информационных проектов пользователи работали с едиными базами данных и обменивались информацией между собой, то внедрение функций Workflow во все перечисленные выше системы, позволяет сконцентрировать внимание на правилах взаимодействия между участниками процесса.

Концепция ИПИ предполагает не только реализацию процессного подхода в элементах ИИС, но и системное изменение и совершенствование бизнес-процессов разработки, проектирования, производства и эксплуатации изделий. Для этого используется набор специальных методов реинжиниринга бизнес-процессов (business process reengineering). Средства описания и анализа бизнес-процессов первоначально были разработаны в США. Это так называемые методологии IDEF (Icam - Integrated Computer Aided Manufacturing - DEFinition). Методология IDEF состоит из трех частных методологий, основанных на графическом представлении систем:

IDEF0 - функциональное моделирование; отображает процессы и функции системы, а также потоки информации и материальных объектов.

IDEF1 - информационное моделирование, отображает структуру и содержание информационных

потоков, необходимых для поддержания функций системы.

IDEF2 - динамическое моделирование меняющихся во времени функций, информации и ресурсов системы.

В США методологии IDEF0 и IDEF1 получили статус государственных стандартов.

В Европе всё больше сторонников завоевывает методология моделирования, анализа и реинжиниринга бизнес-процессов, предложенная немецким ученым Г. Шеером ARIS [16.4, 16.5].

Собственно реинжиниринг бизнес-процессов, вне зависимости от используемой методологии, осуществляется в три этапа:

- создание функциональной модели бизнес-процесса «как есть»;
- создание альтернативных вариантов бизнес-процесса «как должно быть»;
- выбор и внедрение предпочтительного варианта на основе взвешенной оценки критерия минимума затрат и рисков.

Наиболее предпочтительным является последовательный реинжиниринг основанный на внедрении комплексов программных и технических средств, выбранных из условия стратегического планирования.

Так, при внедрении PDM-системы на предприятии последовательно будут подвергнуты реинжинирингу бизнес-процессы:

- согласования и утверждения конструкторской документации;
- проведения изменений КД;
- работа с нормативно-технической документацией;
- формирования конструкторских и технологических составов изделия, и т.д.

При внедрении ERP-системы реинжинирингу подлежат бизнес-процессы:

- организации внутренних и внешних материальных потоков;
- административно-хозяйственные и экономические.

Описание бизнес-процессов «как есть» может быть полезно и без внедрения каких-то новых глобальных систем автоматизации. Но при одном условии: на предприятии должна быть налажена жесткая система внесения изменений в эти описания при любых организационных и технических реформациях. Если это условие не соблюдается, то уже через короткое время описания бизнес-процессов перестанут соответствовать реальному состоянию, как вследствие структурной реорганизации (очень модной в наше время), так и в результате внедрения, например, CAD/

CAM-системы или любого локального программного продукта.

16.13 - Основы трехмерного проектирования

На сегодняшний момент историю развития САПР-систем можно обозначить несколькими крупными этапами:

- автоматизация создания чертежей (такие системы в основном автоматизируют работу чертежника);
- каркасное и поверхностное моделирование;
- твердотельное моделирование;
- проектирование с использованием баз знаний.

Одними из первых систем автоматизированного проектирования (САПР) появились системы плоского черчения, представляющие собой автоматизированные чертежные доски, предназначенные для представления плоского изображения проектируемого изделия. Конструкторы, создавая чертеж в таких системах, получали высококачественное исполнение чертежа на бумаге. Кроме этого автоматизировались такие процедуры как постановка размеров, допусков, создание таблиц, текстов и многое другое. Благодаря этим системам изготовление чертежей занимает меньше времени [16.6].

Однако у этих систем есть один весьма существенный недостаток. Они помогают эффективно и быстро создавать чертежи, но в их файлах данных хранились только плоские представления изделия. Чертежи изображали трехмерные объекты, и тому, кто пытался в них разобраться, приходилось самому восстанавливать трехмерный образ объекта по его плоскому представлению.

Современные САПР среднего и высшего уровня обладают способностью представлять изделие в трехмерном пространстве. Это важное свойство, поскольку оно позволяет конструктору разрабатывать с помощью компьютера полную трехмерную геометрию изделия, а не его плоскую иллюстрацию. Выигрыш в использовании современных САПР при проектировании, изготовлении и контроле состоит еще и в том, что созданную конструктором трехмерную геометрическую модель можно использовать на таких этапах проектирования изделия, как:

- газодинамические расчеты;
- расчеты на статическую прочность;
- определение собственных частот;
- выпуск конструкторской и технологической

документации (чертежи, извещения, карты эскизов и т.д.);

- оформление различных отчетов (создание иллюстраций, рисунков);
- создание электронных руководств по эксплуатации изделия, рекламных материалов;
- технологическая проработка изделия и многое другое.

16.13.1 - Общие принципы трехмерного проектирования

Во всех современных системах трехмерного проектирования построение объемной геометрической модели детали осуществляется по общему принципу, смысл которого состоит в последовательности булевских операций (объединения, вы-

читания, пересечения) над различными элементами (параллелепипед, цилиндр, сфера, конус и т.д.).

Проиллюстрируем это на примере (см. Рис. 16.8).

Выполняя эти простые действия можно построить ГМ любой сложности.

16.13.1.1 - Способы создания геометрических моделей

Для создания объемного тела ГМ используются несколько способов (см. Рис. 16.9).

- вытягиванием вдоль вектора;
- вращением;
- вытягиванием вдоль направляющей;
- по сечениям;
- создание тела из трехмерных примитивов: блок, цилиндр, конус, сфера.

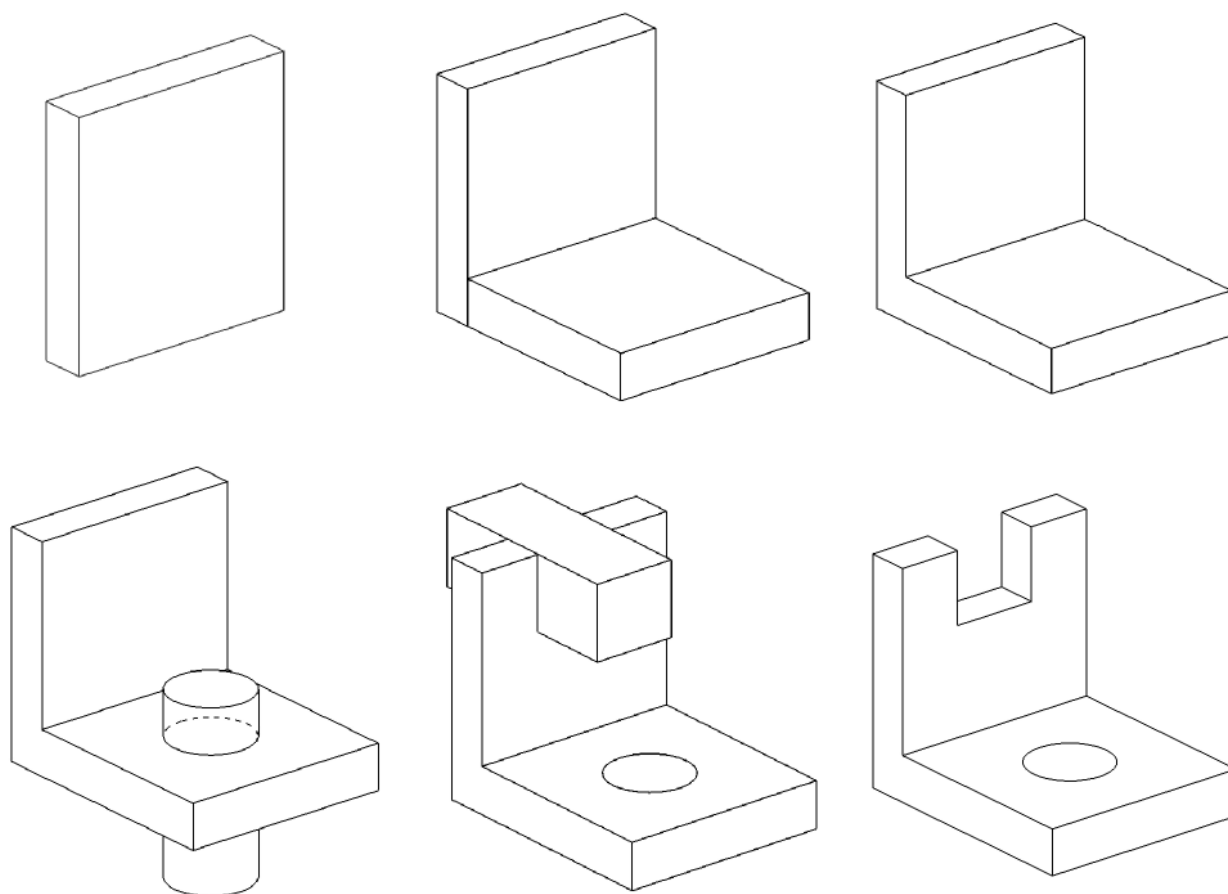
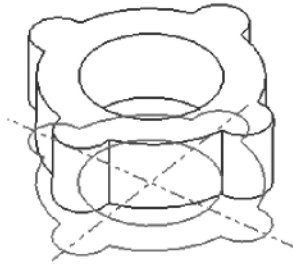
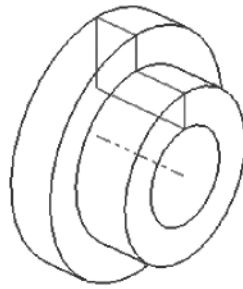


Рисунок 16.8 - Общий принцип построения объемного тела

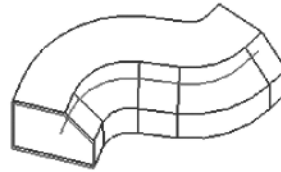
вытягиванием вдоль
вектора;



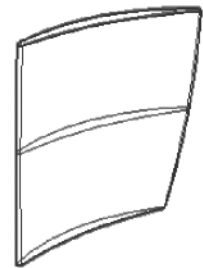
вращением;



вытягиванием вдоль
направляющей;



по сечениям.



из примитивов: блок, цилиндр, конус, сфера

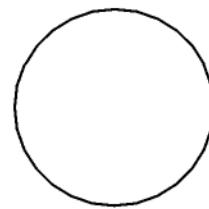
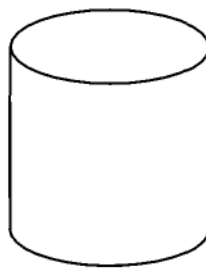
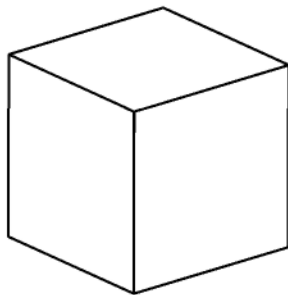


Рисунок 16.9 - Способы создания объемного тела

Для создания плоских образмеренных контуров существует элемент построения - эскиз. Эскиз - это плоский контур, состоящий из любых типов кривых, который рассчитывается с помощью наложенных на кривые геометрических ограничений (параллельность, соосность, равная длина и т.д.) и размеров (размер по горизонтали, радиус, угловой размер и т.д.). Эскиз является очень удобным средством первоначального выражения конструкторской идеи, исходной базой для дальнейших построений объемного тела. С помощью него можно создавать на плоскостях образмеренные контуры детали или профиль выреза и т. п. (см. Рис. 16.10).

Для создания объемных тел вытягиванием, вращением и другими способами необходимо создать соответствующую операцию построения. В разных системах трехмерного проектирования существуют разные способы создания геометрии детали, но основными являются:

- выдавливание;
- вращение;
- создание тела протягиванием контура вдоль направляющих;
- создание тела по сечениям;

- создание тела из трехмерных примитивов: блок, цилиндр, конус, сфера.

Существуют и другие операции создания элементов построения, например, отверстие, бобышка, карман, паз и т.д. Кроме операций создания элементов построения, есть операции над элементами построения, например, скругление, фаска, уклон и т. п.

Таким образом, создание объемной геометрической модели заключается в создании тел с помощью операций построения, операций над элементами и последовательном объединении, вычитании и пересечении полученных тел.

16.13.1.2 - Основные термины объемной геометрической модели

Элементы построения, из которых состоит объемное тело, образуют в нем геометрические объекты: грани, ребра и вершины (см. Рис. 16.11) [16.7].

Грань - это область поверхности тела (не обязательно плоская), имеющая общее математическое описание поверхности и ограниченная кривы-

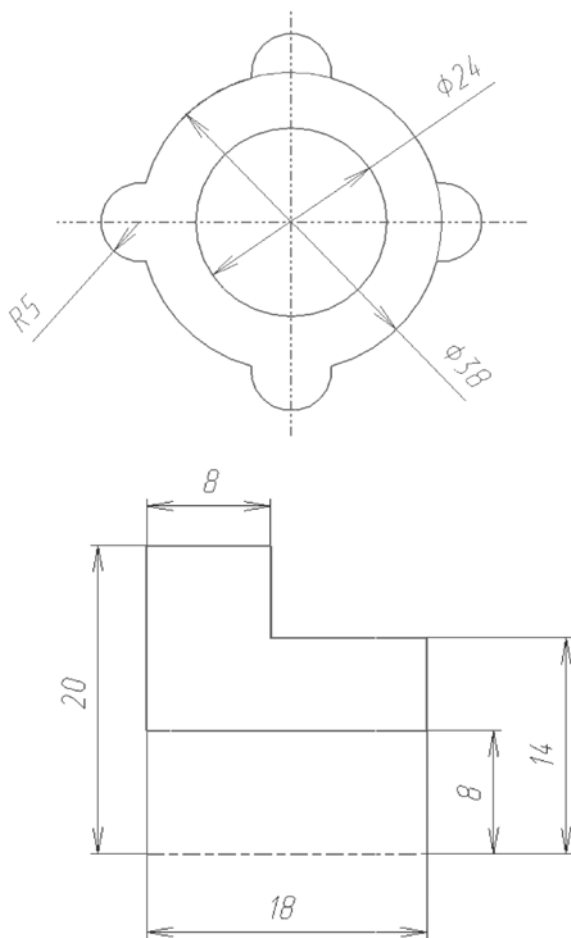


Рисунок 16.10 - Эскизы

ми пересечениями с другими гранями (ребрами).

Ребро - кривая, разделяющая две смежные грани.

Вершина - конечная точка, какого либо геометрического объекта, например, ребра.

Тело (объемное тело) - это набор геометрических объектов - граней, замыкающий непрерывный объем.

16.13.1.3 - Принцип базового тела

Создание ГМ детали начинается с построения базового тела. Оно может быть создано несколькими способами. Например, построением эскиза и поворотом его вокруг оси. В результате мы получим тело вращения, которое и будет базовым.

При создании базового тела необходимо руководствоваться следующими принципами [16.8]:

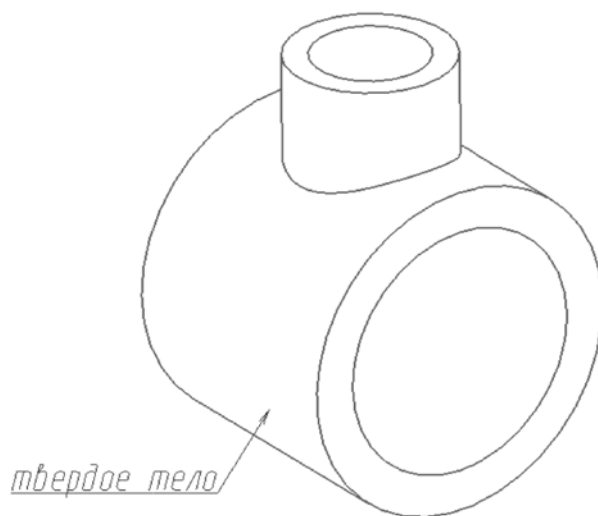
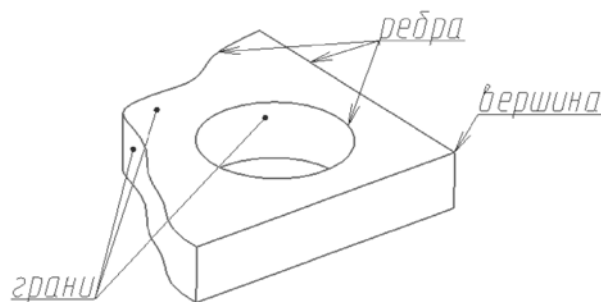


Рисунок 16.11 - Геометрические объекты

- в качестве базового тела следует использовать тот способ создания объемного тела, к которому удобно добавлять все прочие элементы построения и проводить операции над элементами; часто такой подход полностью или частично повторяет технологический процесс изготовления детали;

- в качестве базового тела можно рассматривать тот способ создания объемного тела, относительно которого заданы положения, размеры и формы большинства других элементов;

- в отдельных случаях в качестве базового тела можно рассматривать тот способ создания объемного тела, который можно построить одной командой или к которому позже можно добавить минимальное количество прочих элементов построения.

Далее, от базового тела с помощью булевских операций и операций над элементами происходит постепенное приближение базового тела к требуемой форме (см. Рис. 16.12).

16.13.1.4 - Основные термины при проектировании геометрической модели детали

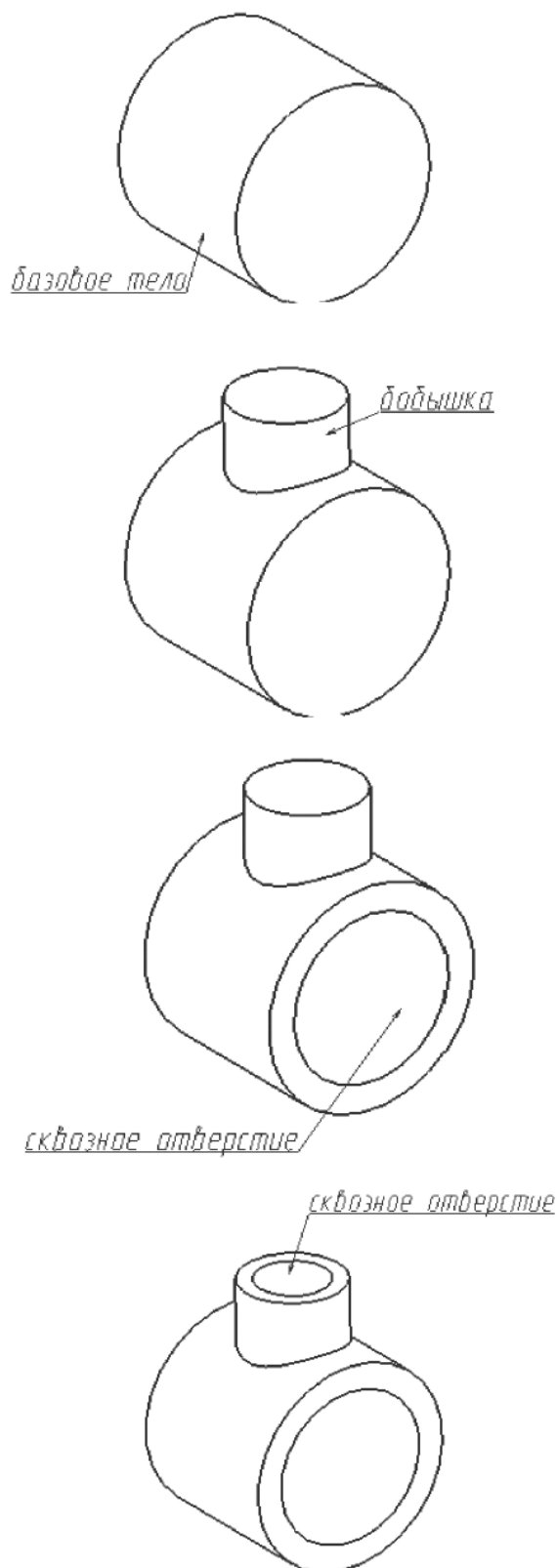


Рисунок 16.12 - Иллюстрация принципа базового тела

Ассоциативность - это ключевой термин при моделировании деталей и узлов с помощью систем автоматизированного проектирования (САПР). Ассоциативность дает возможность использовать различную информацию с целью создания сквозной цепочки проектирования, изготовления и контроля изделия. Понятие ассоциативности достаточно широкое и может быть применено к моделированию как отдельной детали, так и изделия в целом.

Рассмотрим понятие «Ассоциативность» при создании ГМ отдельной детали. Например, при размещении отверстия мы использовали ребра тела (см. Рис. 16.13). При изменении положения этих ребер, положение отверстия также изменится. Говорят, что ребра тела ассоциативно связано с центром отверстия.

Параметризация - это способ построения геометрической модели детали, который дает возможность оперировать параметрами при построении и редактировании.

Например, при задании отверстия мы вводим параметр - диаметр отверстия. В дальнейшем мы можем изменять его или использовать его в математических выражениях.

Использование параметров можно показать на следующем примере. Необходимо поместить сквозное отверстие по центру блока. При построении блока автоматически создаются три параметра: длина ($p0 = 100$ мм), ширина ($p1 = 160$ мм) и высо-

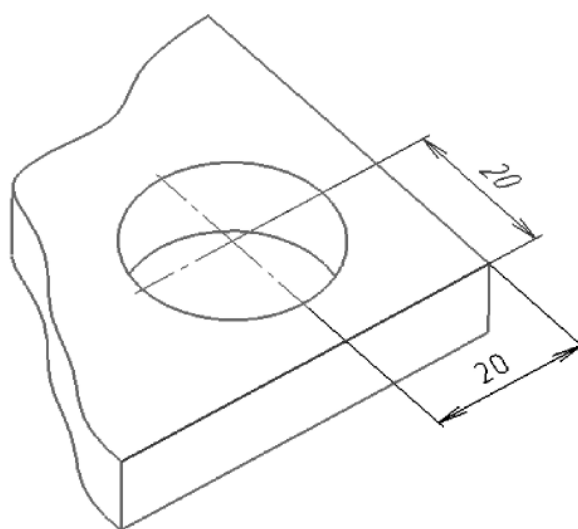


Рисунок 16.13 - Отверстие ассоциативно связанное с ребрами твердого тела

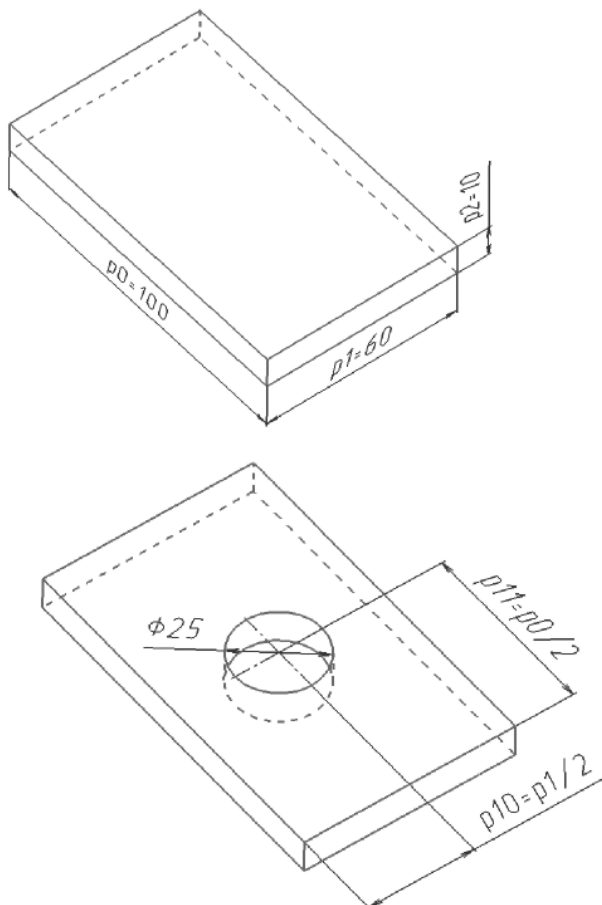


Рисунок 16.14 - Создание блока с отверстием

та ($p_2 = 10$ мм). При привязке отверстия к ребрам блока используется параметр p_0 и p_1 (см. Рис. 16.14). Тем самым, при изменении длины или ширины блока отверстие автоматически будет изменять свое положение, то есть находиться по центру.

Параметрическое моделирование - это способ построения геометрической модели детали с помощью элементов построения (например, CYLINDER, BOSS, DATUM_PLANE и т.д.). У каждого элемента построения есть параметры (например, диаметр, высота) и ассоциативные связи с другими элементами построения. Все элементы построения образуют «дерево построения» (см. Рис. 16.15).

16.13.2 - Управляющие структуры

При проектировании сложных изделий (например, авиационный двигатель), очень важно проработать несколько вариантов конструкции, с целью выбора оптимальной.

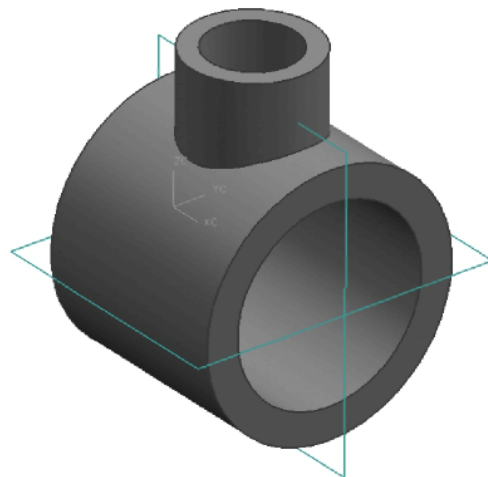


Рисунок 16.15 - Геометрическая модель и ее «дерево построения»

Как говорилось выше (см. раздел 2.5.1), эскизный проект - это совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемого изделия.

Одним из таких конструкторских документов является эскизная компоновка. Изменяя эту компоновку, можно получить различные варианты конструкций. Иначе говоря, компоновка - это некая управляющая структура изделия (УСИ). В УСИ могут включаться следующие элементы: предварительная проточная часть, силовая схема авиационного двигателя, система подвесок двигателя, зоны технического обслуживания, узлы компрессора, камеры сгорания, турбины и многое другое [16.1].

Использование при проектировании управляющей структуры играет очень важную роль. На основе УСИ могут создаваться другие управляющие структуры или геометрические модели отдель-

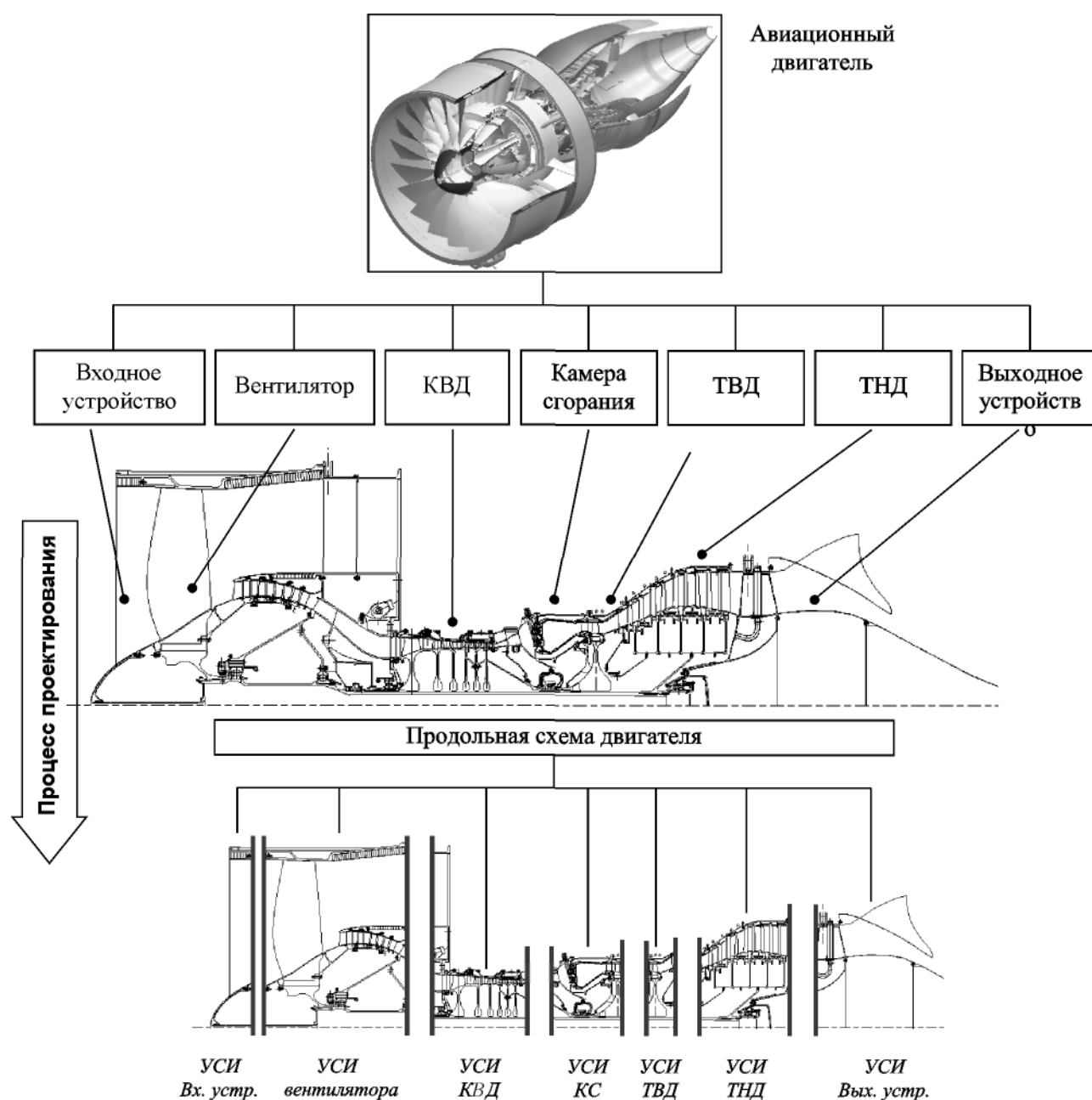


Рисунок 16.16 - Иерархия управляющей структуры

ных деталей и узлов. Далее эти детали и узлы подвергаются различным проверочным расчетам с целью проверки основных параметров изделия (газодинамические, расчеты на прочность и т.д.). Параллельно с этим мы можем изменять УСИ и получать другие варианты ГМ деталей и узлов и проводить соответствующие расчеты. Таким образом, мы можем создать несколько вариантов конструкции и выбирать наилучший результат.

Использование УСИ, как основы для рабочего проектирования позволяет:

- в короткие сроки получать ГМ деталей и узлов и проводить необходимые расчеты параллельно с другими вариантами конструкции;
- получать типовые решения конструкций;
- проведение контролируемых изменений в изделии;
- быстрая оценка вариантов.

16.13.3 - Принцип «Мастер-модели»

Принцип «Мастер-модели» заключается в том, что созданная геометрическая модель детали (узла) участвует на всех стадиях: проектирования, изготовления и контроля. В основу данного принципа легло понятие «ассоциативность», которое рассматривалось выше. Схематично принцип «Мастер-модели» отражен на Рис. 16.17.

Преимущества данного принципа:

- любые изменения ГМ отражаются на всех этапах жизненного цикла изделия, в котором участвует ГМ;
- накопление знаний о конструировании. Так как созданные геометрические модели хранятся в едином архиве, то они доступны любому конструктору. Все технические решения, отраженные в геометрической модели могут быть использованы и в других конструкциях.

16.13.4 - Накопление опыта конструирования в CAD/CAM-системах. Мастер-процессы

Компьютерные технологии существенно сократили время, затрачиваемое на проектирование изделия. Но реальная автоматизация процесса проектирования требует интеграции процесса принятия решения. При этом должен моделироваться весь цикл изготовления изделия, включая не только геометрическое моделирование, но и описания требований к изделию технологическая подготовка производства, использования стандартных и т.д.

Традиционные методы позволяли повысить эффективность лишь отдельных задач проектирования изделия и не давали возможность полностью автоматизировать процесс на системном уровне.



Рисунок 16.17 - Принцип «Мастер-модели»



Рисунок 16.18 - Идеология КВЕ

Инициативы типа искусственного интеллекта, правил проектирования и КВЕ (Knowledge Based Engineering - язык инженерных знаний) были предприняты, чтобы связать знание того, как изменится изделие, когда изменятся требования и ограничения к проекту [16.9].

В последнее время конструктору не достаточно чтобы система обладала широкими возможностями геометрического моделирования. Для современного конструктора главное, чтобы система позволяла накапливать все те знания, которые он применяет в своей работе. Основная идея использования баз знаний - это накопление и использование знаний, или другими словами опыта, при проектировании, расчетах и производстве изделия.

Как правило, работа конструктора, расчетчика или технолога состоит из множества однотипных операций. Если эти однотипные операции формализовать и описать, то их работа сведется к прохождению некоторых шагов, в конце которых будет требуемый результат. Главное, что специалист будет занят конструированием, а не геометрическими построениями. Последовательность таких шагов определяет так называемый «мастер-процесс».

Например, мастер-процесс построения пера лопатки ГТД по плоским сечениям:

- считывание данных сечений пера (координаты точек спинки и корыта, радиусы входной и выходной кромок и т.д.);
- построение сечений пера;
- построение поверхностей спинки и корыта пера;
- создание удлинений относительно первого и последнего сечений спинки и корыта пера;
- создание поверхности входной и выходной кромки;
- сшивание отдельных поверхностей пера в твердое тело.

Повторное использование накопленного опыта и полученных знаний приводит к существенно-

му сокращению времени разработки и повышению качества изделия.

Выгоды от внедрения системы проектирования на основе баз знаний и мастер-процессов:

- стандартизация процессов проектирования изделий;
- быстрое нахождение наилучших решений проектирования изделий;
- накопление, распространение и стандартизация знаний, которые раньше находились в головах конструкторов;
- гарантированное качество конечного изделия, основанное на стандартах предприятия;
- уменьшение затрат на проектирование новых изделий;
- защита от потерь знаний на предприятии.

Проектирование с использованием баз знаний это основа, на которой надо строить сквозную цепочку проектирования изделия. Как правило, проектирование с использованием баз знаний должно охватывать все этапы проектирования изделия - от идеи до производства.

16.13.5 - Моделирование сборок

Моделирование сборок предназначено для создания ГМ сборочных деталей и узлов. Моделирование сборок предоставляет следующие возможности:

- геометрия детали не дублируется в сборке; сборка содержит только ссылки на геометрию деталей;
- можно моделировать отдельные детали в контексте сборки, т. е. используя геометрию соседних деталей или управляющих структур изделия (УСИ);
- графическое представление сборки можно упростить, не затрагивая геометрию деталей;
- сборки обновляются автоматически, отражая последние модификации деталей;
- условия стыковки позволяют позициониро-

вать детали в сборке с помощью ограничений (соотношений между деталями);

- можно осуществлять анализ зазоров и взаимных пересечений деталей сборки.

Различают два метода моделирования сборок: снизу-вверх и сверху-вниз.

Проектирование снизу-вверх. Этот способ моделирования сборок применяется в том случае, если уже имеется конструкторская документация (спецификации, чертежи деталей, сборочных единиц). По существующим чертежам деталей создаются геометрические модели.

Далее эти ГМ деталей (узлов) вставляются в сборки согласно спецификациям и сборочным чертежам (см. Рис. 16.19) с помощью различных операций сопряжения деталей (выравнивание граней, соосность осей, расположение граней под углом и т.д.) (см. Рис. 16.20).

Такой способ моделирования аналогичен операциям, выполняемым в сборочном цехе. Иногда такие сборки называют контрольными. С помощью контрольных сборок можно проверить следующие параметры:

- можно ли собрать узел;
- правильно ли заданы присоединительные размеры;
- * нет ли взаимных пересечений деталей;
- * соответствие габаритных размеров изделия действительности и многое другое.

Кроме этого, ГМ сборочных узлов можно использовать для создания сборочных, габаритных или монтажных чертежей, при подготовке материалов для руководств по эксплуатации, в том числе электронных, для создания рекламных видео роликов или презентационных материалов.

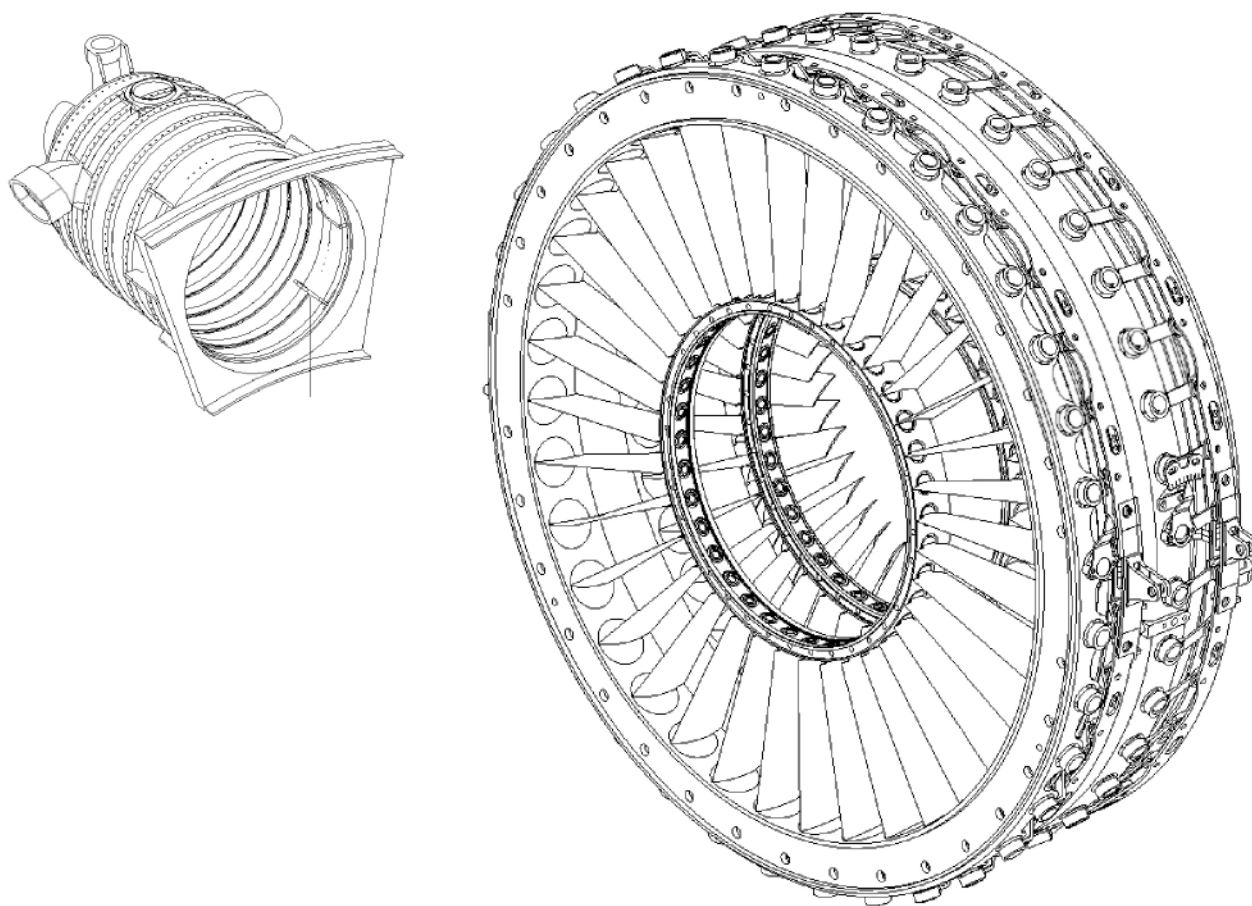


Рисунок 16.19 - Примеры сборочных единиц

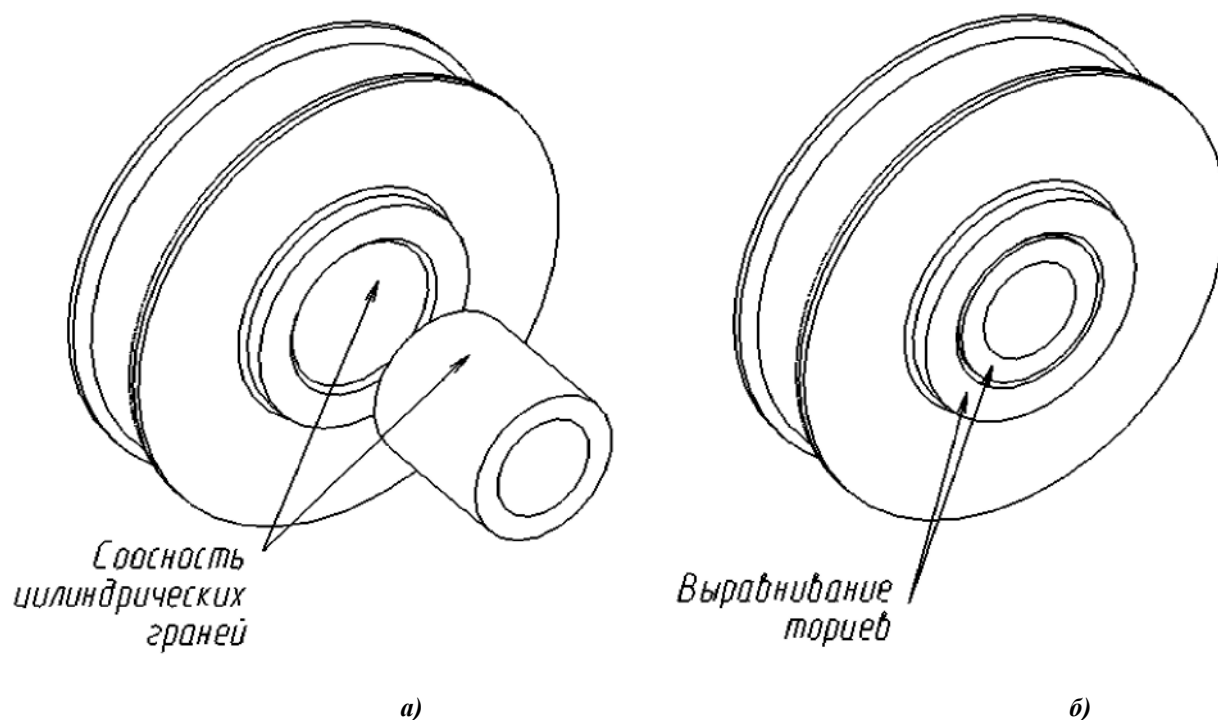


Рисунок 16.20 - Некоторые операции сопряжения деталей
а) соосность; б) выравнивание граней

Проектирование сверху-вниз. Этот способ проектирования сборок очень тесно связан с понятие «Управляющая структура изделия». Деталь создается в контексте сборки, т. е. используя геометрию соседних деталей или УСИ, и ее не требуется размещать относительно других деталей.

Основой для проектирования сверху-вниз служит управляющая структура (УС) (см. Рис. 16.21). Необходимо определить в УС информации об изделии, например, геометрию сопряжения соседних деталей (узлов), контур проточной части, силовую схему двигателя и т.д.

Структура и количество УС, обычно, отражает организационную структуру на предприятии (существуют специализированные конструкторские отделы, например, отдел компрессоров, камер сгорания и т.д.), позволяя руководителям отделов управлять проектированием соответствующих узлов (см. Рис. 16.17).

Некоторые преимущества данного способа:
- создание облегченных сборок для проверки

различных сценариев разработки;

- возможность нахождения сценариев оптимального проектирования;
- возможность накопления трехмерной геометрии из различных источников;
- проверка изделия, с помощью перестройки сборки снизу-вверх;
- полная ассоциативность между управляющей структурой и проектируемым изделием.

Основная идея проектирования изделия по такой схеме (см. Рис. 16.21) состоит в том, что конструктор при проектировании конкретной детали уже имеет исходную информацию для работы. Эту информацию (базовые плоскости, эскизы и т.д.) он берет из управляющей структуры. Изменения управляющих структур приведет к изменению и всех зависящих от них деталей и узлов. Одним из основных преимуществ данного подхода являются контролируемые изменения, как всего проекта, так и его отдельных частей.

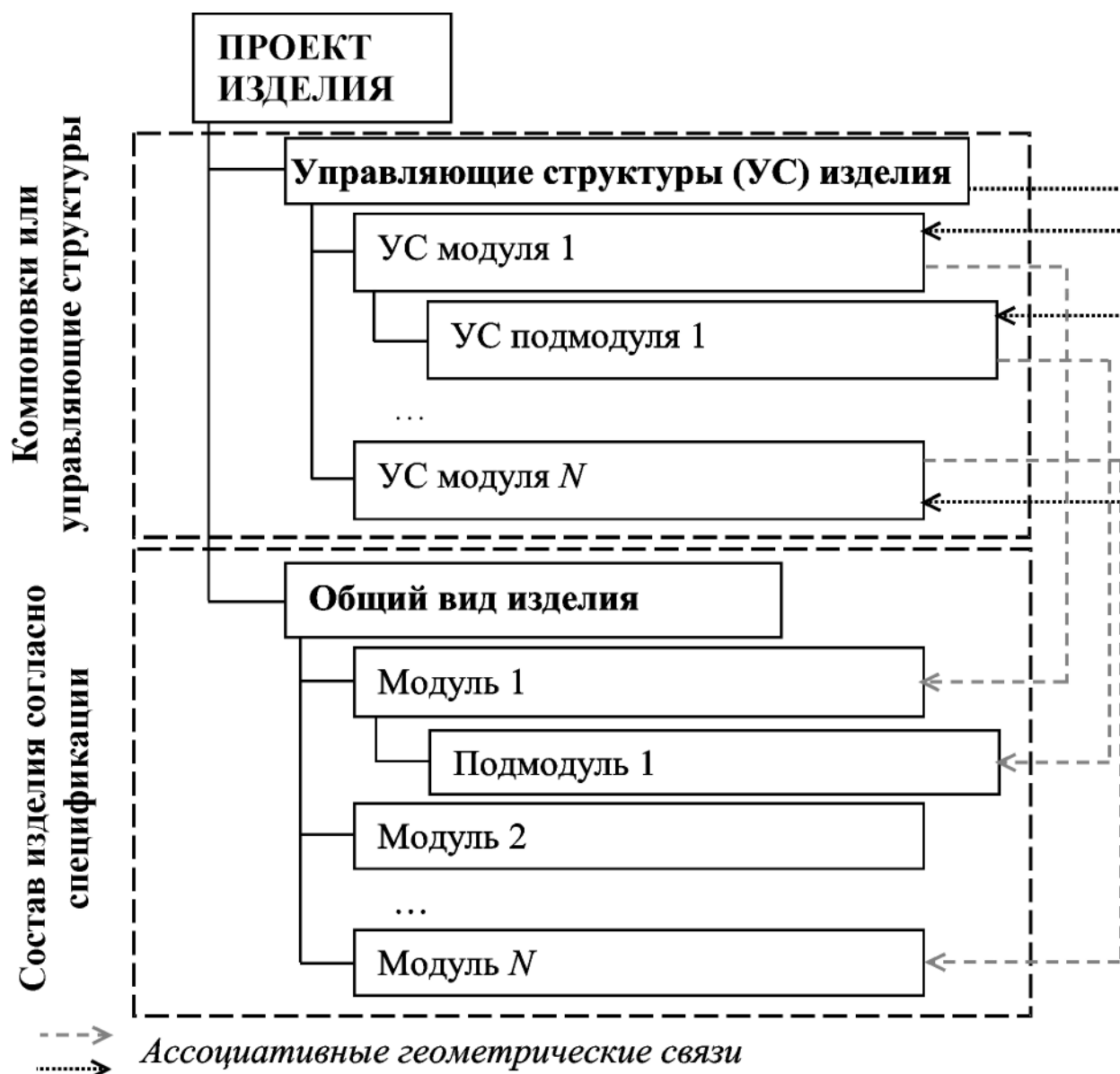


Рисунок 16.21 - Укрупненная схема электронного проекта изделия

Контрольные вопросы

1. В чем состоит концепция информационной поддержки жизненного цикла ГТД?
2. Приведите примеры CAD/CAM систем, используемых при проектировании ГТД.
3. Приведите примеры CAE систем, используемых при проектировании ГТД.
4. В чем состоит принцип организации PDM-систем? Их основные функции?
5. Какой набор документов ставится в соответствие детали (сборочной единице) в рамках PDM –систем?
6. Что представляют собой ERP – системы, и какие

функции они выполняют?

7. Что такое электронная подпись документа?
8. Для решения каких задач проектирования ГТД используются CAE –системы?
9. Каким образом PDM – системы используются при планировании технического обслуживания двигателей в эксплуатации?
10. Что представляет собой интерактивное электронное техническое руководство? Какие задачи оно позволяет решать?
11. Из каких операций складывается создание объемной геометрической модели?
12. Что понимается под ассоциативностью при

моделировании деталей и узлов?

13. Что понимается под параметризацией при моделировании деталей и узлов?

14. В чем состоит принцип «мастер-модели»?

15. Что такое «мастер-процесс»?

Англо-русский словарь-минимум

«Documentum», Lotus, Docs Open, LanDocs - системы делопроизводства

ANSYS, MARC, NASTRAN, LS-DYNA, CFX-TASCflow, CFX, Fluent, Star-CD, PROCAST, WinCAST - системы CAE высшего уровня

APT (Automatically Programmed Tools) - автоматически программируемые станки

AutoCAD - система CAD легкого уровня

Business-processes analysis and re-engineering - анализ и реинжиниринг бизнес-процессов

CAD - комплексная система автоматизированного проектирования

CAE - комплексная система инженерного анализа

CALS - Continuous Acquisition and Lifecycle Support (непрерывная поддержка поставок и жизненного цикла)

CAM - комплексная систем автоматизированной подготовки производства

Change Management - управление изменениями производственных и организационных структур

Concurrent Engineering - параллельный инжиниринг

Configuration Management - управление конфигурацией изделия

DEF STAN 0060 «Integrated Logistic Support» - стандарт Министерства Обороны Великобритании, регламентирующий логистическую поддержку

IDEF - Icam (Integrated Computer Aided Manufacturing) DEFinition

IDEF0 - функциональное моделирование; отображает процессы и функции системы, а также потоки информации и материальных объектов

IDEF1 - информационное моделирование, отображает структуру и содержание информационных потоков, необходимых для поддержания функций системы

IDEF2 - динамическое моделирование меняющихся во времени функций, информации и ресурсов системы

Information Management - управление интегрированной информационной средой

Integrated Logistic Support - интегрированная логистическая поддержка

KBE (Knowledge Based Engineering) - язык инженерных знаний

Life Cycle Cost - величина затрат на поддержку жиз-

ненного цикла

Logistic Support Analysis - логистический анализ.
LSA/LSAR - программно-методические средства анализа логистической поддержки и ведения баз данных по результатам такого анализа

Metaphase - PDM-система фирмы EDS (США).

MIL-STD-1388 - стандарт Министерства Обороны США, регламентирующий логистическую поддержку

MRP II - Manufacturing Resource Planning

MRP/ERP - автоматизированные системы планирования и управления производством и предприятием

Paperless data interchange - безбумажный обмен данными

PartY Plus - PDM-система фирмы Люция-Софт (Россия)

PDM-системы - Product Data Management (управление данными об изделии)

PLM - Product Lifecycle Management (управление жизненным циклом изделия)

Project Management - управление проектом

Quality Management - управление качеством

SADT - методология и программные средства моделирования и анализа бизнес-процессов

Search - PDM-система фирмы Intermech (Белоруссия)

Solid Works, Solid Edge - системы CAD среднего уровня

Team Center Engineering - PDM-система фирмы EDS

TG Builder - система создания интерактивных технических руководств

Unigraphics, CATIA, Pro/ENGINEER - системы CAD высшего уровня

WAVE - What if Alternative Value Engineering (модуль WAVE - создание ассоциативных связей между геометрическими объектами различных частей сборки)

Work Flow - программные средства управления потоками работ

Windchill - PDM-система фирмы PTC (США)

Workflow Management - управление потоками работ

Перечень использованной литературы

16.1. NASA/CR-2000-210218. Multi-Disciplinary Design Optimization Using WAVE. Keith Irwin General Electric Aircraft Engines, Cincinnati, Ohio

16.2. Августиневич В. Г., Иноземцев А. А., Шмолтин Ю. Н., Сипатов А. М., Румянцев Д. Б. Нестационарные явления в турбомашинах. Под ред. В.

Г. Августиновича. Уральское отделение РАН. Екатеринбург-Пермь, 1999.

16.3. Грувер М., Зиммерс Э. САПР и автоматизация производства: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987.- 528 с., ил.

16.4. Каменнова М., Громов А., Ферапонтов М., Шматалюк А. «Моделирование бизнеса. Методология ARIS.», 2001

16.6. Левин А. И., Судов Е. В. Выдержки из «Концепции внедрения ИПИ в промышленности Российской Федерации». Научно-исследовательский центр CALS-технологий «Прикладная логистика» Москва, 2001.

16.7. Основы технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов. Под ред. А. Г. Братухина, Ю. Е. Решетникова, А. А. Иноземцева. - М.: «Авиатехинформ», 1999.

16.8. Потемкин А. Трехмерное моделирование. - М.: КомпьютерПресс, 2002.- 296 с.: ил.

16.9. Справочник по Unigraphics NX. Unigraphics Solutions, Inc.

16.10. Шеер А.-В. Бизнес-процессы. Основные понятия. Теория. Методы. - М.: Вестъ-МетаТехнология, 2000.

Содержание

| | |
|--|----|
| Предисловие к серии «Газотурбинные двигатели» | 1 |
| Предисловие к книге «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» | 2 |
| Глава 10 - Привод агрегатов, редукторы, муфты ГТД | 7 |
| 10.1 - Привод агрегатов ГТД | 10 |
| 10.1.1 - Центральный привод | 10 |
| 10.1.2 - Коробки приводов агрегатов | 10 |
| 10.2 - Редукторы ГТД | 12 |
| 10.2.1 - Редукторы ТВД | 12 |
| 10.2.1.1 - Общие требования, кинематические схемы | 12 |
| 10.2.1.2 - Конструкция редукторов ТВД | 14 |
| 10.2.2 - Редукторы привода несущего и рулевого винтов вертолетов | 17 |
| 10.2.2.1 - Редукторы привода несущего винта | 17 |
| 10.2.2.1.1 - Кинематические схемы главных редукторов вертолетов | 17 |
| 10.2.2.1.2 - Конструкция главных редукторов вертолетов | 20 |
| 10.2.2.2 - Редукторы хвостовые и промежуточные | 24 |
| 10.2.3 - Редукторы ГТУ | 25 |
| 10.2.3.1 - Конструкция редукторов | 25 |
| 10.3 - Муфты приводов ГТД и ГТУ | 29 |
| 10.3.1 - Требования к муфтам | 29 |
| 10.3.2 - Конструкция муфт | 30 |
| 10.4 - Проектирование приводов агрегатов ГТД | 38 |
| 10.4.1 - Проектирование центрального привода | 39 |
| 10.4.1.1 - Конструкция центрального привода | 39 |
| 10.4.2 - Проектирование коробок приводов агрегатов | 44 |
| 10.4.2.1 - Конструкция коробки приводов агрегатов | 47 |
| 10.5 - Проектирование редукторов | 51 |
| 10.5.1 - Особенности проектирования редукторов ТВД | 51 |
| 10.5.2 - Особенности проектирования вертолетных редукторов | 52 |
| 10.5.3 - Особенности проектирования редукторов ГТУ | 52 |
| 10.6 - Приложение. Зубчатые передачи ГТД. Общие сведения | 54 |
| 10.6.1 - Требования к зубчатым передачам | 55 |
| 10.6.2 - Классификация зубчатых передач | 55 |
| 10.6.3 - Исходный производящий контур | 56 |
| 10.6.4 - Нагруженность зубчатых передач | 57 |
| 10.6.5 - Конструктивные параметры зубчатых передач | 58 |
| 10.6.5.1 - Конструкции зубчатых колес | 59 |
| 10.6.6 - Материалы зубчатых колес, способы упрочнения | 63 |
| Контрольные вопросы | 65 |
| Англо-русский словарь-минимум | 65 |
| Перечень используемой литературы | 67 |
| Глава 11 - Пусковые устройства | 68 |
| 11.1 - Общие сведения | 68 |
| 11.1.1 - Основные типы пусковых устройств современных ГТД | 68 |
| 11.1.2 - Технические характеристики пусковых устройств современных ГТД | 69 |
| 11.2 - Электрические пусковые устройства ГТД | 69 |
| 11.3 - Воздушные пусковые устройства ГТД | 74 |
| 11.3.1 - Воздушно - турбинные пусковые устройства ГТД | 74 |
| 11.3.2 - Регулирующие и отсекающие воздушные заслонки | 78 |
| 11.3.3 - Струйное пусковое устройство ГТД | 83 |

| | |
|--|---------|
| 11.4 - Турбокомпрессорные пусковые устройства ГТД | 84 |
| 11.4.1 - Классификация ТКС ГТД | 84 |
| 11.4.2 - Принцип действия ТКС | 84 |
| 11.4.3 - Одновальный ТКС | 85 |
| 11.4.4 - ТКС со свободной турбиной | 87 |
| 11.4.5 - Особенности систем ТКС | 90 |
| 11.4.5.1 - Системы турбокомпрессорного стартера ТКС-48, принцип работы | 91 |
| 11.5 - Гидравлические пусковые устройства ГТД | 94 |
| 11.5.1 - Конструкция гидравлических стартеров | 95 |
| 11.6 - Особенности пусковых устройств ГТД наземного применения | 95 |
| 11.6.1 - Электрические пусковые устройства | 96 |
| 11.6.2 - Газовые пусковые устройства | 97 |
| 11.6.3 - Гидравлические пусковые устройства | 98 |
| 11.7 - Редукторы пусковых устройств | 98 |
| 11.8 - Муфты свободного хода пусковых устройств | 99 |
| 11.8.1 - Муфты свободного хода роликового типа | 99 |
| 11.8.2 - Муфты свободного хода храпового типа | 101 |
| 11.9 - Системы смазки пусковых устройств | 103 |
| Контрольные вопросы | 104 |
| Англо-русский словарь-минимум | 105 |
| Перечень используемой литературы | 105 |
| Глава 12 - Обвязка авиационных ГТД | 106 |
| 12.1 - Общая характеристика обвязки | 106 |
| 12.2 - Конструкция обвязки | 108 |
| 12.2.1 - Трубопроводные коммуникации | 108 |
| 12.2.1.1 - Основные сведения | 108 |
| 12.2.1.2 - Трубы и патрубки | 108 |
| 12.2.1.3 - Соединения | 108 |
| 12.2.1.4 - Компенсирующие устройства | 109 |
| 12.2.1.5 - Соединительная арматура | 113 |
| 12.2.1.6 - Узлы крепления | 113 |
| 12.2.1.7 - Неисправности трубопроводов | 114 |
| 12.2.2 - Электрические коммуникации | 115 |
| 12.2.2.1 - Общие сведения | 115 |
| 12.2.2.2 - Конструкция элементов | 115 |
| 12.2.2.2.1 - Электрические жгуты | 115 |
| 12.2.2.2.2 - Электрические провода | 116 |
| 12.2.2.2.3 - Электрические соединители | 116 |
| 12.2.2.2.4 - Материалы для изготовления электрических жгутов | 117 |
| 12.2.2.3 - Неисправности электрических коммуникаций | 119 |
| 12.2.3 - Узлы крепления агрегатов и датчиков | 120 |
| 12.2.4 - Механическая проводка управления | 122 |
| 12.3 - Проектирование обвязки | 123 |
| 12.3.1 - Требования к обвязке | 123 |
| 12.3.2 - Основные принципы и порядок проектирования обвязки | 124 |
| 12.3.3 - Методы отработки конструкции обвязки | 126 |
| 12.3.3.1 - Натурное макетирование | 126 |
| 12.3.3.2 - Электронное макетирование обвязки | 128 |
| 12.3.4 - Размещение агрегатов, датчиков и проектирование узлов крепления | 132 |
| 12.3.5 - Проектирование трубопроводных коммуникаций | 134 |
| 12.3.6 - Проектирование электрических коммуникаций | 136 |
| 12.3.6.1 - Требования к электрическим коммуникациям | 136 |
| 12.3.6.2 - Порядок проектирования электрических коммуникаций | 137 |
| 12.3.6.3 - Разработка электрических схем | 140 |

| | |
|--|---------|
| 12.3.6.4 - Разработка монтажных схем | 141 |
| 12.3.6.5 - Разработка чертежей электрических жгутов | 142 |
| 12.4 - Особенности конструкции и проектирования обвязки наземных ГТД | 142 |
| Контрольные вопросы | 144 |
| Англо-русский словарь-минимум | 144 |
| Перечень используемой литературы | 144 |
| Глава 13 - Уплотнения в ГТД | 145 |
| 13.1 - Уплотнение неподвижных соединений | 145 |
| 13.2 - Уплотнения подвижных соединений | 149 |
| 13.2.1 - Гидравлический расчет уплотнений подвижных соединений | 151 |
| 13.3 - Уплотнение газового тракта между ротором и статором ГТД | 153 |
| 13.3.1 - Лабиринтные уплотнения | 154 |
| 13.3.2 - Щеточные уплотнения | 157 |
| 13.3.3 - Скользящие сухие уплотнения газодинамические | 160 |
| 13.3.4 - Скользящие сухие уплотнения газостатические | 160 |
| 13.3.5 - Сравнение эффективностей уплотнений газового тракта между ротором и статором ГТД | 163 |
| 13.4 - Примеры уплотнений газового тракта ГТД | 166 |
| 13.4.1 - Пример 1 | 166 |
| 13.4.2 - Пример 2 | 166 |
| 13.5 - Уплотнения масляных полостей опор роторов, редукторов, коробок приводов | 170 |
| Контрольные вопросы | 172 |
| Англо-русский словарь-минимум | 172 |
| Перечень используемой литературы | 173 |
| Глава 14 - Газотурбинные двигатели как силовой привод | 174 |
| 14.1 - ГТД в силовом приводе ГТЭС и ГПА | 174 |
| 14.2 - ГТД в силовых (энергетических) установках кораблей и судов | 178 |
| 14.3 - ГТД в силовых установках танков | 182 |
| 14.4 - Компоновка ГТД в ГТЭС и ГПА | 182 |
| 14.5 - Компоновка корабельных и судовых ГТД | 184 |
| 14.6 - Компоновка ГТД в силовой установке танка | 185 |
| Контрольные вопросы | 186 |
| Англо-русский словарь-минимум | 188 |
| Перечень используемой литературы | 188 |
| Глава 15 - Шум ГТД | 189 |
| 15.1 - Источники шума ГТД | 189 |
| 15.2 - Влияние параметров рабочего процесса и конструктивной схемы на шум ТРДД | 191 |
| 15.3 - Методы оценки акустических характеристик | 191 |
| 15.4 - Снижение шума ГТД | 192 |
| 15.4.1 - Методология проектирования систем шумоглушения | 192 |
| 15.4.2 - Шумоглушение в выходных устройствах авиационных ГТД | 193 |
| 15.4.3 - Конструкция звукопоглощающих узлов авиационных ГТД | 194 |
| 15.4.4 - Глушители шума в наземных ГТУ | 196 |
| 15.4.5 - Конструкция глушителей шума наземных ГТД | 196 |
| 15.5 - Обеспечение акустических характеристик компрессоров и вентиляторов | 198 |
| Контрольные вопросы | 198 |
| Англо-русский словарь-минимум | 198 |
| Перечень используемой литературы | 199 |
| Глава 16 - Автоматизация проектирования и поддержки жизненного цикла ГТД | 200 |

| | |
|--|-----|
| 16.1 - Проектирование и информационная поддержка жизненного цикла ГТД (идеология CALS) | 200 |
| 16.2 - Жизненный цикл изделия. Обзор методов проектирования | 203 |
| 16.3 - Программные средства проектирования | 203 |
| 16.4 - Аппаратные средства систем проектирования | 204 |
| 16.5 - PDM-системы: роль и место в организации проектирования | 204 |
| 16.6 - Организация производства и ERP-системы | 206 |
| 16.7 - Параллельный инжиниринг. Интеграция эскизного и технического проектирования | 207 |
| 16.8 - Переход на безбумажную технологию | 207 |
| 16.9 - Взаимодействие CAD/CAM- и CAE-систем | 209 |
| 16.10 - ИПП-технологии и эксплуатация изделий | 212 |
| 16.11 - ИПП-технологии и управление качеством | 213 |
| 16.12 - Анализ и реинжиниринг бизнес-процессов | 213 |
| 16.13 - Основы трехмерного проектирования | 214 |
| 16.13.1 - Общие принципы трехмерного проектирования | 215 |
| 16.13.1.1 - Способы создания геометрических моделей | 215 |
| 16.13.1.2 - Основные термины объемной геометрической модели | 216 |
| 16.13.1.3 - Принцип базового тела | 217 |
| 16.13.1.4 - Основные термины при проектировании геометрической модели детали | 218 |
| 16.13.2 - Управляющие структуры | 219 |
| 16.13.3 - Принцип «Мастер-модели» | 221 |
| 16.13.4 - Накопление опыта конструирования в CAD/CAM-системах. Мастер-процессы | 221 |
| 16.13.5 - Моделирование сборок | 222 |
| Контрольные вопросы | 225 |
| Англо-русский словарь-минимум | 226 |
| Перечень используемой литературы | 226 |