

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

А. И. Белоусов, В. А. Зрелов

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
УПЛОТНЕНИЙ
ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ ТУРБОМАШИН
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

УДК 621.525.621.452.3(0,75)

Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие / А. И. Белоусов, В. А. Зрелов; Куйбыш. авиац. ин-т. Куйбышев, 1989. 108 с.

В пособии обобщены сведения по расчету, проектированию и применению уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов (ДЛА).

Приведены конструкции уплотнений вращающихся валов, применяемые в отечественном и зарубежном двигателестроении; проанализированы условия эксплуатации уплотнений современных и перспективных ДЛА; составлена классификация уплотнений вращающихся валов турбомашин ДЛА.

Для каждого типа уплотнений указана область его применения в зависимости от условий работы и свойств уплотняемой среды.

Приведены материалы, из которых изготавливаются детали уплотнений ДЛА.

Показаны конструкции уплотнительных узлов, применяемых в современных отечественных и зарубежных ДЛА.

Пособие предназначено для слушателей ФПК, студентов специальностей 1302, 1303, 1304, а также ЦИПС. Оно может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

Табл. 3. Ил. 64. Библиогр.: 67 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета института

Рецензенты: д-р техн. наук В. Н. Орлов,
канд. техн. наук А. Б. Макушин

ВВЕДЕНИЕ

Одним из ответственных элементов авиационных и ракетных двигателей являются *уплотнения — устройства, предотвращающие утечки жидкостей и газов, используемых в этих двигателях.* Имеется много различных типов уплотнений, применяемых для соответствующих условий эксплуатации.

В пособии дается анализ этих условий, приводятся классификация уплотнений и описание их конструкций.

Для каждого типа уплотнений указана область применения в зависимости от условий работы и свойств уплотняемой среды.

Рассматриваются уплотнения роторов турбомашин ДЛА — турбокомпрессоров авиационных ГТД и турбонасосных агрегатов (ТНА) ЖРД.

1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЙ ДЛА И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

Современные ДЛА характеризуются большой теплонапряженностью элементов, возрастающими требованиями обеспечения высокой их экономичности и надежности, а также минимальной массы. Эти важнейшие показатели определяются во многих случаях эффективностью уплотнительных устройств, установленных в двигателе.

Уплотнения вращающихся валов турбомашин ДЛА — это устройства, ликвидирующие или сводящие к минимуму утечку рабочего тела (жидкости или газа) между ротором и неподвижными элементами статора. Эти устройства должны обеспечивать эффективную герметичность рабочего тела при всех (и экстремальных) рабочих условиях эксплуатации двигателя.

На рис. 1 перекрещенными прямоугольниками условно отмечены места возможного расположения уплотнений роторов ТНА и ГТД. Изображены схемы простейших однороторных турбомашин ЖРД и ГТД. Двухпорный ТНА (рис. 1, а) состоит из одноступенчатых центробежных насосов горючего (с односторонним входом) и окислителя (с двухсторонним входом), а также одноступенчатой осевой турбины. Трехпорный турбокомпрессор ГТД (рис. 1, б) включает в себя осевые четырехступенчатый компрессор и одноступенчатую турбину.

Минимизация утечки высокоактивных окислителей и горючих имеет исключительное значение. *Уплотнения ротора являются одним из важнейших элементов двигателя, определяющих его надежность и экономичность.*

Высокоактивные виды топлива несовместимы со многими материалами, которые в основном использовались в уплотнениях. Сильные окислители (жидкий кислород или жидкий фтор) при соответствующих условиях реагируют с обычными горючими материалами, а в некоторых случаях (например, при подводе энергии, при трении) — с металлическими конструкционными материалами.

Дополнительные сложности в уплотнениях турбокомпрессоров появ-

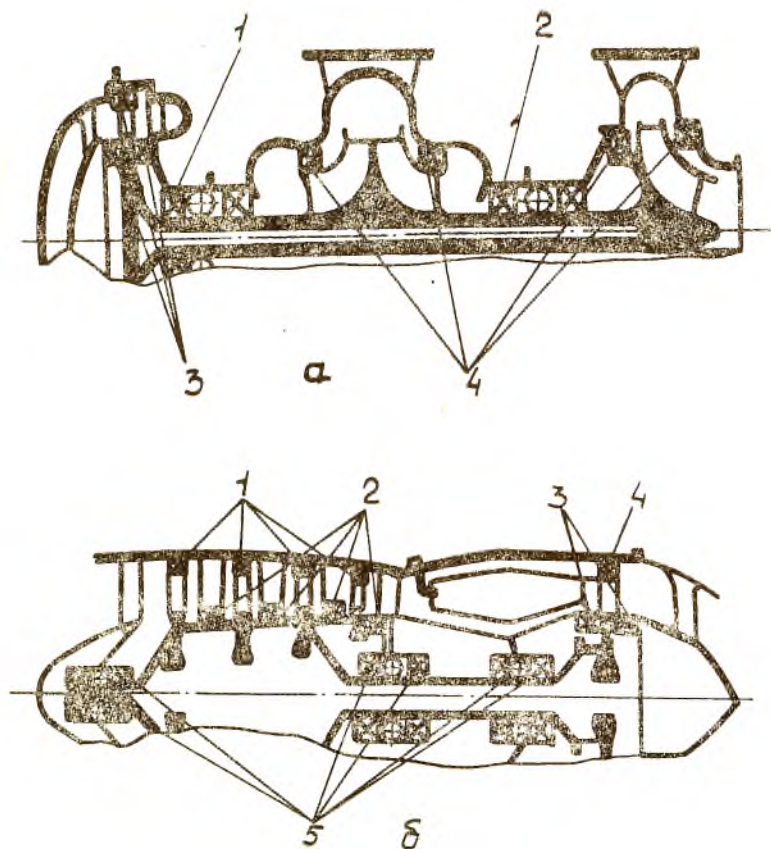


Рис. 1. Схемы размещения уплотнений роторов ТНА и ГТД

ляются, когда насос криогенной жидкости соседствует с высокотемпературной (до 1500 К) турбиной.

Эксплуатационные параметры ДЛА определяются допустимыми в их системах величинами давлений, скоростей вращения, температуры, пределы которых в настоящее время в основном определяются состоянием уплотнительной техники. При этом уровни давления в современных ТНА достигают величины 40...60 МПа, а уровни окружных скоростей — 250 м/с и имеют тенденцию к возрастанию при одновременном значительном росте динамических нагрузок.

Требование минимальной массы ТНА приводит к созданию гибких роторов, имеющих значительные прогибы. Все это создает еще большие трудности для работы уплотнений.

Авиационный ГТД имеет около 50 различных уплотнительных устройств. Их работоспособность существенно влияет на характеристики двигателя и всего летательного аппарата. Анализ дефектов и аварий в ГТД показал, что неполадки, связанные с уплотнениями, стоят на третьем месте среди 28 других причин [65].

В авиадвигателях уплотнения работают при температуре до 1700 К, давлении до 3,5 МПа, окружной скорости до 450 м/с. На рис. 2 и 3 показаны тенденции изменения условий работы на примере масляно-воздушных уплотнений опор ГТД [49].

В перспективе предполагается дальнейшее уменьшение удельного расхода топлива и удельной массы ГТД. Это потребует увеличения степени сжатия воздуха, температуры газа перед турбиной, степени двухконтурности, частоты вращения ротора, что приведет к росту нагрузок на подшипники и узлы уплотнений.

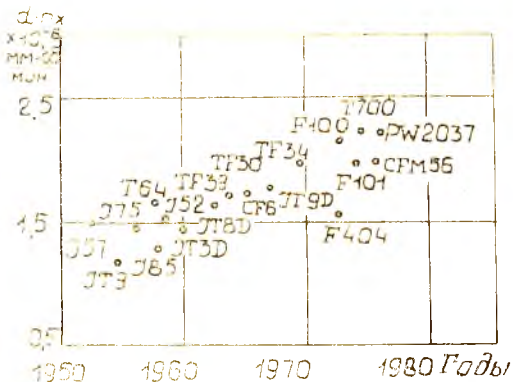


Рис. 2. Тенденция изменения параметра dn некоторых зарубежных авиационных ГТД по годам [37]

Одним из перспективных направлений совершенствования авиадвигателя является повышение КПД его элементов. При этом, например, уменьшение утечки воздуха в компрессоре на 1% увеличивает его КПД на 2...6% [45, 46].

Двигатели с большой степенью двухконтурности очень чувствительны к утечкам воздуха из канала вентилятора. Например, при степени двухконтурности, равной 5,6, увеличение утечек воздуха на 1% приводит к росту удельного расхода топлива и уменьшению дальности полета на 3% [46].

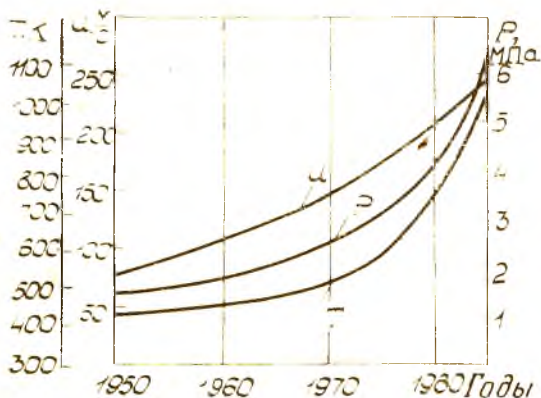


Рис. 3. Изменение условий работы уплотнений опор авиационных ГТД по годам

Повышенный расход воздуха через уплотнения масляно-воздушных полостей опор роторов вызывает:

- возрастание габаритов агрегатов маслосистемы, а также площадей проходных сечений отводных каналов системы суфлирования;
- повышение расхода масла, рост теплопередачи в него и образование масляной пены;
- интенсивное окисление масла;
- снижение надежности узлов смазки.

Кроме того, у современных теплонапряженных авиационных ГТД с высокой степенью повышения давления температура воздуха за компрессором может достигать 1000 К и более.

Если уплотнение недостаточно герметично, то масло может попасть в газозадушную полость. Это, помимо дополнительного его расхода, вызывает недопустимое замасливание проточной части, а также попадание паров масла с отбираемым воздухом в кабину экипажа и пассажирский салон.

Следует учесть, что наряду с ростом параметров двигателей увеличивается их ресурс. В настоящее время у ГТД гражданской авиации он достигает 8...10 тыс., а в перспективе будет равен 25...30 тыс. [1].

Таким образом, можно сформулировать основные требования, предъявляемые к уплотнениям ДЛА.

Уплотнения должны обеспечивать:

- заданную герметичность соединения в течение всего ресурса;
- минимально возможные трение, износ и тепловыделение,

при этом следует исключать возможность взаимодействия продуктов износа с уплотняемыми рабочими телами;

— функционирование узла или агрегата после длительного хранения, т. е. материалы деталей уплотнений не должны вступать в электрохимическую реакцию и ухудшать свои физические свойства (жесткость, эластичность, прочность, твердость и т. д.) в течение всего срока хранения и эксплуатации;

— технологичность изготовления и сборки элементов ДЛА.

Эти требования удовлетворяются применением различных типов уплотнений вращающихся валов.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Уплотнения подразделяются по ряду признаков, в частности по назначению.

Например, на рис. 1, а цифрами обозначены: 1 — *промежуточное уплотнение*, отделяющее один из жидких компонентов топлива от газовой среды турбины с высокой температурой; 2 — *разделительное концевое уплотнение* насоса, разделяющее разнородные жидкие рабочие тела, которые зачастую самовоспламеняются; 3, 4 — *внутренние уплотнения*, предназначенные для поддержания высокого объемного КПД турбины и насосов.

На рис. 1, б отмечены внутренние уплотнения 1 и 2 проточной части компрессора, обеспечивающие его высокий КПД; внутренние уплотнения 3 и 4 турбины, предотвращающие утечку высокотемпературного газа, а также разделительные уплотнения 5, герметизирующие масляно-воздушные полости опор роторов.

Все типы уплотнительных устройств должны обладать надежностью (т. е. способствовать предотвращению перетекания жидкостей и газов из одной полости в другую) и экономичностью (предотвращать потери жидкости и газа в соответствующих трактах ДЛА).

Упрощенная классификационная схема (рис. 4) основана на наиболее распространенном подразделении уплотнений валов на контактные и бесконтактные.

Контактные уплотнения осуществляют герметизацию за счет непосредственного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям соединения. Такие уплотнения обеспечивают высокую степень герметичности, поэтому их целесообразно использовать в режиме стоянки вала и в условиях недопустимости утечек рабочей среды. Но они имеют ограниченную долговечность и значительные потери энергии на преодоление сил трения при вращении вала. Контактные уплотнения сильно изнашиваются.

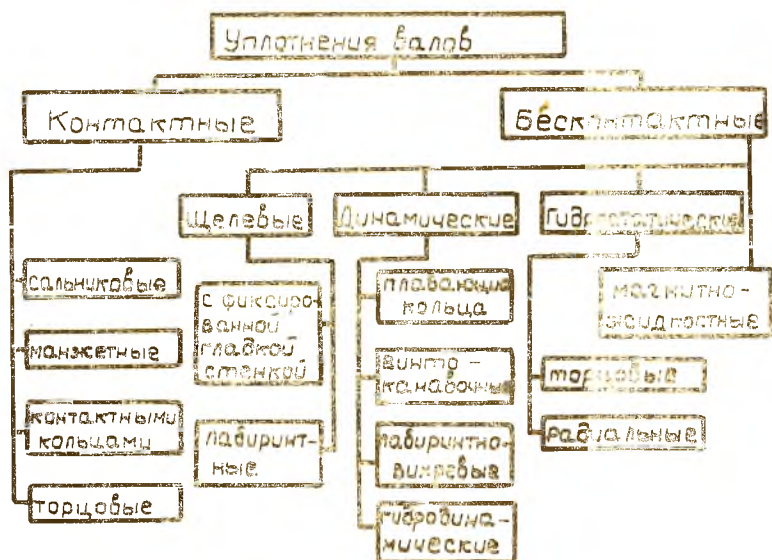


Рис. 4. Классификация уплотнений

Бесконтактные уплотнения работают без непосредственного контакта между деталями и, следовательно, не устраняют зазора между уплотняемыми полостями, а лишь уменьшают его. Они увеличивают гидравлическое сопротивление на пути рабочего тела. Классификационным признаком бесконтактных уплотнений является физический процесс в зазоре. С этой точки зрения выделяют [27]:

— вязкостные уплотнения, в которых для создания сопротивления движению уплотняемой среды используются силы ее вязкого трения;

— массовые уплотнения, в которых уплотнительный эффект создается за счет использования массы уплотняемой среды или развивающихся в ней инерционных сил;

— вихревые уплотнения, в которых созданные тем или иным способом вихри препятствуют свободному истечению уплотняемой среды.

Перечисленные типы бесконтактных уплотнений являются наиболее распространенными. Известны также уплотнения, в которых используются магнитные свойства среды или ее способность к хи-

мическим и агрегатным превращениям, и другие типы бесконтактных уплотнений.

3. КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Обобщенная (структурная) схема контактного уплотнения изображена на рис. 5. Оно включает в себя следующие основные элементы [36]:

1 — уплотняющий элемент, предотвращающий перетекание между относительно неподвижными деталями;

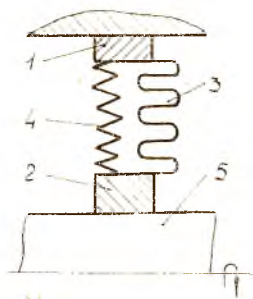


Рис. 5. Структурная схема контактного уплотнения

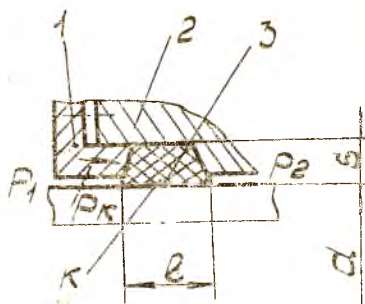


Рис. 6. Схема сальникового уплотнения

2 — скользящий элемент, обеспечивающий относительное перемещение деталей без разгерметизации;

3 — эластичный элемент, сохраняющий герметичность при перемещении скользящего элемента относительно контактной поверхности вала;

4 — упругий элемент, создающий необходимое давление на контактирующих поверхностях скользящего элемента 2 и вала 5.

3.1. САЛЬНИКОВЫЕ КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Самым простым типом контактных уплотнений являются сальниковые. Конструктивная схема сальникового уплотнения показана на рис. 6. В паз или проточку корпуса вставляется специальная набивка (сальник), состоящая из основы, антифрикционных материалов и жидкой пропитки. В корпусе 2 помещена сальниковая набивка 3, которая фиксируется нажимной втулкой 1. Герметичность достигается тем, что сальник 3 за счет поджатия втулкой 1 имеет на валу натяг по поверхности K. При этом величина контактного давления по этой поверхности составляет 0,05...0,15 МПа. Упругий, эластичный, уплотняющий и скользящий элементы — это

сам сальник. Он изготавливается скручиванием или сплетением нитей льна, асбеста, джута, фторопласта и некоторых металлов (свинца или меди). Нити пропитываются консистентными смазками, жиром, графитом, дисульфидом молибдена. Медная или латунная проволока используется в качестве сердечника для придания набивке большей прочности и упругости. Иногда в качестве основы набивки применяют стружку из фторопласта.

Для удовлетворительной работы сальникового уплотнения необходима смазка.

Помимо пропитки сальниковой набивки применяют иногда дополнительный подвод смазки с помощью смазывающих устройств. Частично смазка осуществляется за счет проникновения утечек рабочей среды в зону контакта сальника с валом.

Радиальную толщину сальника можно определить по зависимости $s = m\sqrt{d}$, где $m = 1,2 \dots 2,5$; d — диаметр вала [34].

Давление сальниковой набивки на вал вычисляется по уравнению [22]:

$$p_s = k p_{\kappa} e^{-\frac{4 \kappa j l}{2s}},$$

где p_{κ} — давление нажимной втулки 1 на сальник 3 (см. рис. 6);

k — коэффициент бокового давления сальниковой набивки;

j — коэффициент трения сальника о вал и стенки корпуса;

l — ширина сальника.

Для сальника безразлично, с какой стороны действует высокое давление: $p_1 \cong p_2$. Сальниковые контактные уплотнения применяют при окружных скоростях в зоне контакта $u < 20$ м/с и перепаде давления $\Delta p < 0,5$ МПа.

Эти ограниченные возможности сальниковых уплотнений компенсируются в некоторой мере их основным достоинством — простой конструкции, малыми габаритами.

3.2. МАНЖЕТНЫЕ КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

3.2.1. Конструктивная схема

Основной тип манжетного уплотнения показан на рис. 7. Корпус 1 манжеты армирован металлической арматурой 2 для придания ей большей жесткости и удобства монтажа. Губка 3 манжеты охвачена прижимным устройством (пружиной) 4 .

Надежное функционирование манжеты зависит от величины контактного давления по поверхности скольжения, которое определяется натягом между губкой 3 манжеты и уплотнительной поверхностью вала. Контактное давление создается уплотняемым

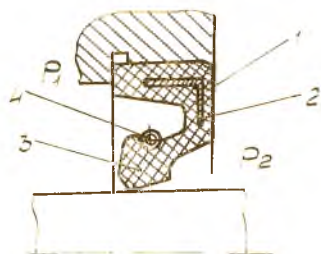


Рис. 7. Схема манжетного уплотнения

к повышенному тепловыделению в зоне трения и к разрушению манжеты.

Для обеспечения длительной работоспособности манжетного уплотнения необходимо придать рациональную форму кромке губки 3, правильно выбрать материал манжеты и усилие пружины 4. При неподвижном валу материал манжеты под воздействием усилия на кромке заполняет все поверхностные микронеровности вала и препятствует утечке. При вращении вала каждая точка уплотняющей поверхности кромки должна совершать радиальное перемещение, восстанавливая свой контакт с валом, нарушаемый из-за биения поверхности и наличия микронеровностей. Помимо этого, кромка манжеты смещается в направлении вращения из-за действия сил трения. Ввиду релаксационного характера деформации материала манжеты она не может мгновенно отслеживать неровности вала, поэтому появляются местные зазоры между валом и кромкой манжеты. Образуется гидродинамическая смазочная пленка. Она уменьшит износ и нагрев, но приведет к утечкам. Если этой пленки нет, то развиваются большое трение, износ и старение материала манжеты.

Таким образом, нарушение герметичности манжетного уплотнения могут вызывать следующие причины [35]:

- набухание манжеты в жидкости, приводящее к изменению формы зоны контакта;
- деформация материалов уплотнения под действием давления и температуры, способствующая изменению зазора между валом и манжетой;
- коррозия материала вала в зоне манжеты;
- нарушение контакта, связанное с колебаниями эластичного элемента манжеты из-за разрушения промежуточной пленки или недостаточного контактного давления;

давлением (здесь $p_1 > p_2$), упругими свойствами пружины 4 и материала манжеты. Таким образом, принципиальным отличием манжетного уплотнения от сальника является участие уплотняемой среды в создании контактного давления. Диаметр манжеты d_m обычно выбирают на 6...8% меньше диаметра вала d_v .

При недостаточном контактом давлении возможна потеря герметичности. Слишком большая величина контактного давления может привести

— выпадение продуктов разложения и пригар уплотняемой жидкости в зоне трения;

— налипание и наволакивание продуктов износа материала манжеты на валу и губке манжеты;

— разрушение рабочей поверхности манжеты во время эксплуатации при высокой температуре (трещины, вырывы и др.).

Манжетные уплотнения применяют при перепаде давления уплотняемой среды, равном $0,2 \dots 0,4$ МПа, иногда—при $\Delta p = 1$ МПа, при окружной скорости в зоне трения до $u = 40 \dots 50$ м/с и температуре до 420 К. Видно, что *параметры использования манжетных уплотнений более высокие, чем сальниковых. Это произошло благодаря разделению функции основных элементов контактного уплотнения (см. рис. 5) между отдельными составляющими манжеты, а также использованию дополнительных элементов (пружинь, арматуры) и возможностей (перепада давления).*

Преимуществами манжетного уплотнения являются:

— простота конструкции;

— малые габариты и масса;

— отсутствие жестких требований к точности изготовления;

— легкость монтажа и демонтажа.

К *недостаткам* таких уплотнений следует отнести ограниченный температурный диапазон эксплуатации и низкую износостойкость.

3.2.2. Проектирование манжетного уплотнения

Расчет манжет весьма затруднителен, поскольку контактное давление по ширине уплотнения распределяется по сложному закону. Кроме того, радиальное усилие по периметру губки распределяется неравномерно вследствие износа профиля манжеты, начального эксцентриситета, температурного и динамического воздействия. Отсутствие данных о физико-химических процессах, вызывающих изменение свойств материалов, шероховатости поверхностей и многих параметров в процессе работы, различные условия трения по ширине зоны контакта и периметру манжеты приводят к непреодолимым в настоящее время трудностям аналитической оценки утечки через манжетное уплотнение. Поэтому манжеты исследуются главным образом расчетно-экспериментальными методами [34, 35].

Нормальная работа манжеты возможна только при наличии пленки жидкости между кромкой манжеты и валом. Оптимальной толщиной пленки считают такую, при которой образуется мениск со стороны низкого давления. Проще оценить утечку через манжету при работе ее в условиях жидкостного трения. Этот режим характеризуется стабилизацией износа, температуры и утечки. При

этом манжету можно заменить моделью: утечка происходит через кольцевую щель между вращающимся с эксцентриситетом валом и тонкой стенкой [35]. Обычно принимаются следующие допущения:

- геометрические характеристики модели постоянны во времени;
- течение изотермическое;
- эффектом инерции и градиентом давления в радиальном направлении можно пренебречь;
- жидкость несжимаема, плотность и вязкость ее постоянны;
- кривизна граничных поверхностей мала, так как мало отношение толщины слоя жидкости к радиусу вала;
- скольжение на границах слоя отсутствует, т. е. скорость жидкости, прилегающей к стенкам, равна скорости стенок;
- течение однофазное.

Для ламинарного течения жидкости массовый расход через щель может быть получен из уравнения Рейнольдса [35]

$$\dot{m} = \frac{\pi \rho d \delta^3 \Delta p}{12 \mu l} (1 + 1,5 \epsilon^2), \quad (3.1)$$

где Δp — перепад давления;

d — диаметр вала;

ρ и μ — плотность и коэффициент динамической вязкости жидкости;

δ — радиальный зазор;

$\epsilon = e/\delta$ — относительный эксцентриситет вала;

e — абсолютный эксцентриситет вала;

l — ширина рабочей кромки манжеты.

Уравнение (3.1) не учитывает изменения гидравлического сопротивления щели при вращении вала. Эпюра скоростей по высоте зазора при вращении внутренней стенки приобретает сложную пространственную форму. Утечка через щель в этом случае определяется по уравнению [35]

$$\dot{m}_\omega = \dot{m} [1 + \epsilon^2 (1,5 - 0,96 \cdot 10^{-2} Re_\omega^2)], \quad (3.2)$$

где $Re_\omega = \omega \delta^2 / \nu$ — критерий Рейнольдса, соответствующий угловой скорости вращения вала ω ;

$\nu = \mu/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости.

Для улучшения условий работы манжеты применяют различные конструктивные мероприятия. Например, при высоких уплотняемых давлениях рекомендуется под коническую часть манжеты устанавливать опорную втулку 1 (рис. 8, а). Благодаря этой втулке уплотнительная кромка манжеты не разрушается от сил давления жидкости, рабочее давление может быть повышено. Иногда вместо браслетной устанавливают лепестковую пружину 2

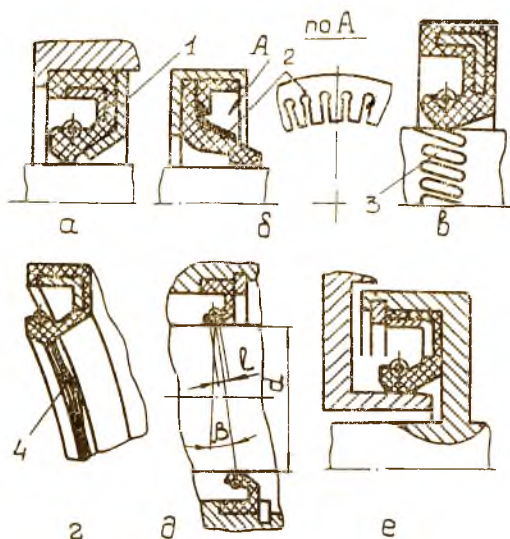


Рис. 8. Некоторые конструкции манжетных уплотнений

(рис. 8, б). Она представляет собой металлическую тонкостенную коническую оболочку с радиальными разрезами со стороны меньшего диаметра. Для улучшения смазки манжеты используется насечка 3 на валу глубиной до 60 мкм (рис. 8, в) или усовершенствованная рабочая кромка, например волнообразная 4 (рис. 8, г). Для восстановления слоя смазки и охлаждения участка местного нагрева вала применяется посадка манжеты с эксцентриситетом или с перекосом (рис. 8, д). При этом для возобновления смазки на половине поверхности прилегания уплотнения необходимо выполнение условия $d \operatorname{tg} \beta > l$. В ряде случаев используется так называемая отключающаяся манжета (рис. 8, е). Здесь манжета вращается вместе с валом. Такое уплотнение используется как стояночное, а в работе под действием центробежных сил оно раскрывается при некоторой скорости вращения.

Для нормальной работы манжетного уплотнения контактная поверхность вала должна иметь высокие твердость (для этого ее иногда хромируют) и чистоту поверхности — высоту микронеровностей в пределах 0,16...0,32 мкм. Для высокоскоростных валов допустимый эксцентриситет не должен превышать 80 мкм.

3.2.3. Материалы манжетных уплотнений

В качестве материала манжет используют в основном синтетические резины специальных марок, например бутадиен-нитрильные, а также фторопласт, капрон и др.

3.3. УПЛОТНЕНИЯ КОНТАКТНЫМИ КОЛЬЦАМИ

3.3.1. Конструктивная схема

Уплотнения контактными кольцами применяют в основном для герметизации маловязких жидкостей и газов. Такие уплотнения можно разделить на два вида:

— с наружной цилиндрической и торцевой рабочими поверхностями. Их чаще всего называют радиально-торцевыми контактными уплотнениями (РТКУ);

— с внутренней цилиндрической и торцевой рабочими поверхностями. Эти уплотнения получили название сегментных.

Схема РТКУ приведена на рис. 9. На вал одета втулка 1, в которой размещены с небольшим ($0,05 \dots 0,15$ мм) осевым зазором разрезные кольца 2. Кольца могут быть одно или несколько. Силами упругости, давления, а также центробежными силами кольца прижимаются к цилиндрической поверхности втулки 3, закрепленной в статоре. Упругость колец подбирается такой, чтобы при вращении вала они оставались неподвижными или слегка проворачивались. Относительно неподвижных колец, прижатых силой упругости к втулке 3, вращается втулка 1, посаженная на вал. Вследствие разности давлений $p_1 > p_2$ кольца прижимаются к торцам канавок втулки 1, обеспечивая герметичность. Если упругость

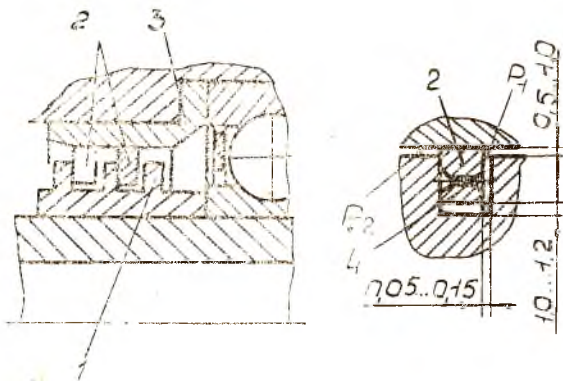


Рис. 9. Схема уплотнения контактными кольцами

кольца подобрана правильно, то после длительной работы на его цилиндрической поверхности изнашивания почти не наблюдается, а изнашивается боковая поверхность кольца. Для уменьшения этого явления в кольцах просверливается ряд отверстий 4 диаметром около 1 мм. Через них смазка подводится к трущимся поверхностям. Иногда для увеличения силы прижатия кольца РТКУ к цилиндрической поверхности в конструкцию вводят дополнительные упругие элементы. Это может быть упругое кольцо 1, которое разжимает уплотнительное кольцо 2 (рис. 10, а), или выполняющая эту же функцию пружина 3 (рис. 10, б). В некоторых случа-

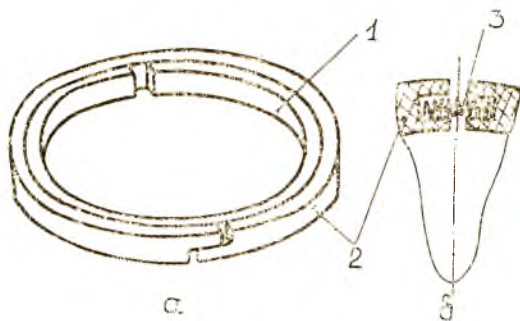


Рис. 10. Дополнительные упругие элементы РТКУ

ях, например при недостаточном осевом поджатии кольца РТКУ к втулке вала, на кольцо устанавливают дополнительный упругий элемент, создающий усилие в осевом направлении. На рис. 11 этим элементом является волнообразная пружина 1, создающая осевое усилие совместно с усилием от перепада давления $p_1 > p_2$.

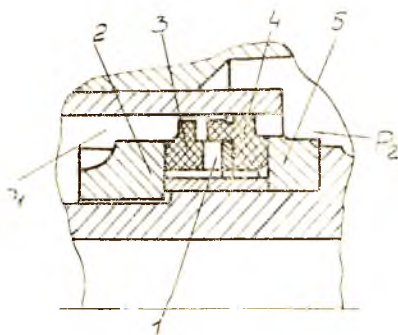


Рис. 11. РТКУ с осевым поджатием кольца

поджимающее кольцо 4 РТКУ к втулке 5 вала. Для уменьшения трения стальной пружины 1 о гайку 2 между ними установлено графитовое кольцо 3.

Сегментные уплотнения собираются из 3...6 сегментов, стягиваемых браслетной пружиной 1 (рис. 12). Иногда используется

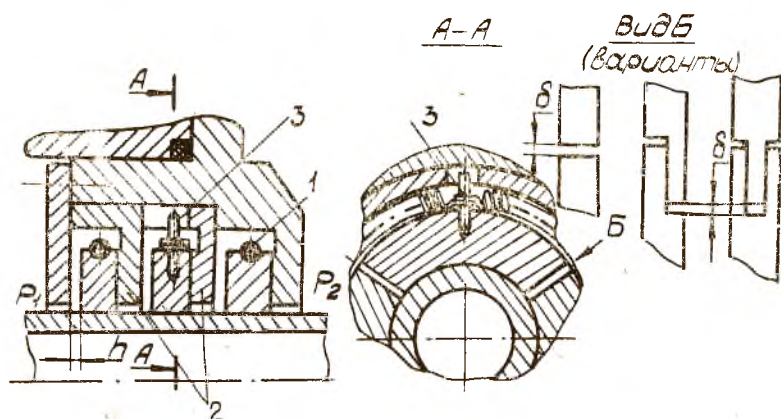


Рис. 12. Схема сегментного уплотнения контактными кольцами

не одно кольцо, а набор колец, установленных во втулки 2 и смещенных по месту стыка в окружном направлении относительно друг друга (рис. 12). Это позволяет уменьшить утечки через стыковочные зазоры в кольцах. Браслетная пружина 1 закреплена штифтом 3, который одновременно фиксирует кольцо от поворота и передает крутящий момент на корпус. Перепадом давления ($p_1 > p_2$) сегментные кольца прижаты боковыми поверхностями к втулкам 2. Для обеспечения нормальной работы уплотнения зазор h выполняется равным 0,05...0,15 мм. По мере изнашивания внутренней цилиндрической поверхности сегментных колец зазор $\delta = 0,10...0,15$ мм уменьшается, обеспечивая постоянный контакт между кольцами и валом. В некоторых конструкциях для дополнительного осевого поджатия кольца используется упругий элемент. Например, на рис. 13 графитовое кольцо 2 прижимается к втулке 3 пружинной 1.

3.3.2. Проектирование уплотнений контактными кольцами

Работоспособность уплотнения контактными кольцами определяется величиной среднего удельного контактного давления в торцевой паре трения ($p_{уд.т.}$). Чем больше $p_{уд.т.}$, тем больше тре-

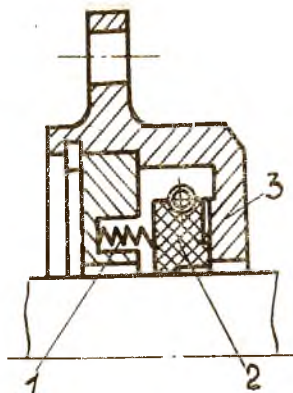


Рис. 13. Сегментное уплотнение с дополнительным осевым поджатием кольца

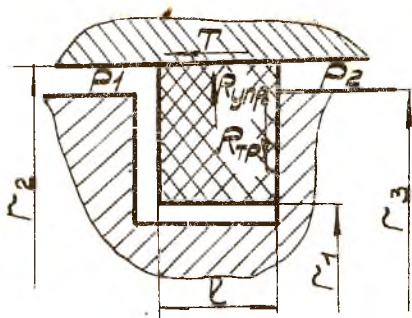


Рис. 14. Расчетная схема РТКУ

ние, тепловыделение и износ, а следовательно, тем меньше ресурс уплотнения.

Рассмотрим равновесие кольца контактного уплотнения на примере РТКУ (рис. 14). Баланс сил, действующих в осевом направлении на кольцо, которое имеет ширину l , радиусы наружный r_2 и внутренний r_1 , имеет вид

$$\pi p_1 (r_2^2 - r_1^2) - \pi p_2 (r_2^2 - r_1^2) - T = \pi p_{\text{уд.т}} (r_3^2 - r_1^2) + R,$$

где $T = 2\pi r_2 l p_{\text{уд.т}} f_{\text{тр}}$ — сила трения цилиндрической поверхности кольца о втулку;

$p_{\text{уд.т}}, f_{\text{тр}}$ — соответственно среднее удельное давление и коэффициент трения по цилиндрической контактной поверхности;

R — усилие в торцовом зазоре от давления рабочей среды.

В общем случае давление в зазоре распределяется по сложному закону. Однако для инженерных расчетов это распределение можно принять линейным.

Тогда

$$R = 0,5 \pi (p_1 + p_2) (r_3^2 - r_1^2).$$

В этом случае

$$p_{\text{уд.т}} = p_1 \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - p_2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - 0,5 \frac{r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - \frac{T}{\pi (r_3^2 - r_1^2)}. \quad (3.3)$$

Из уравнения равновесия кольца в радиальном направлении

$$2(p_1 - p_2) \pi l r_2 - R_{\text{упр.}} = 2 p_1 l \pi r_1 - 2 \pi p_{\text{уд.т}} l r_2 + R_{\text{тр.}}$$

можно определить среднее удельное давление по цилиндрической контактной поверхности:

$$p_{уд-р} = p_1 \left(\frac{r_1}{r_2} - 1 \right) + p_2 + \frac{R_{упр} + R_{тр}}{2\pi lr_2}, \quad (3.4)$$

где $R_{упр}$ — сила упругости разрезного кольца (или сила браслетной пружины в сегментном уплотнении);

$R_{тр} = \pi(r_3^2 - r_1^2) p_{уд-т} f_T$ — сила трения по торцовой контактной поверхности;

f_T — коэффициент трения по этой поверхности.

Износ, тепловыделение и деформация контактного уплотнения зависят от величин $p_{уд-т}$, $p_{уд-р}$, f_T , f_p . Чем больше значения этих параметров, тем больше износ и деформация, но тем меньше ресурс уплотнения. Малые величины этих параметров приводят к росту расхода через уплотнение. Следовательно, необходимо определять их оптимальную величину. Для уменьшения коэффициентов трения применяют материалы с высокими антифрикционными свойствами, а также дополнительный подвод смазки на контактирующие поверхности (например, через отверстия 4 на рис. 9).

При проектировании уплотнения контактными кольцами значения $p_{уд-т}$ и $p_{уд-р}$ необходимо подбирать такими, чтобы в процессе работы кольца были неподвижны или слегка проворачивались. Окончательные параметры уплотнения уточняются только в ходе его экспериментальной доводки.

Для обеспечения высокой герметичности рабочие поверхности контактных колец тщательно обрабатывают: торцовые поверхности — до неплоскостности не более 0,6 мкм и высоты микронеровностей обычно не более 0,32 мкм. Цилиндрическую рабочую поверхность кольца также притирают до высоты микронеровностей не более 0,32 мкм.

Преимуществами уплотнений контактными кольцами являются их малые габариты и масса, конструктивная простота, способность работать при больших взаимных осевых перемещениях вала и корпуса.

К недостаткам следует отнести возможность утечек, связанных с наличием двух рабочих поверхностей (торцовой и цилиндрической) и зазоров δ в кольцах РТКУ и между сегментами.

3.3.3. Материалы контактных колец

Для изготовления колец используют чугун, бронзу, углеграфит, меднографит. Поверхности деталей, контактирующих с кольцами, обычно хромируют. В уплотнениях контактными кольцами применяют те же материалы, что и в торцовых контактных уплотнениях (см. разд. 3.4.3).

Уплотнения контактными кольцами работают при давлении до 1 МПа, высоких (до 850 К) и криогенных температурах, окружных скоростях в зоне трения до 80 м/с.

В настоящее время, как это будет показано в разд. 4.3.1, рабочий диапазон таких уплотнений значительно расширен за счет применения специальных конструктивных мероприятий.

3.4. ТОРЦОВЫЕ КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ (ТКУ)

3.4.1. Конструктивная схема ТКУ

Конструктивные схемы ТКУ разнообразны. Это обусловлено постоянным совершенствованием конструкций и многообразными условиями эксплуатации.

Схема ТКУ показана на рис. 15. Вращающийся вал 1 связан с кольцом 2, которое прижимается к невращающемуся кольцу 3, соединенному с корпусом 5. Кольца 2 и 3 образуют пару трения (скользящий элемент 2 на рис. 5). Зазор между ними определяет величину утечки рабочего тела, находящегося под давлением p_1 , во внешнюю среду с давлением p_2 , или наоборот. Элементы 4, предотвращающие утечки рабочего тела между корпусом 5 уплотнения и кольцом 3 или между валом 1 и кольцом 2 (уплотняющий элемент 1 на рис. 5), называются вторичными уплотнениями (прокладки, кольца, манжеты, сильфоны и т. д.). Вторичное уплотнение 4 между корпусом 5 и невращающимся кольцом 3 играет роль эластичного элемента 3 (рис. 5). Связь 6, называемая упругим элементом (элемент 4 на рис. 5), обеспечивает прилегание колец 2 и 3 друг к другу (пружина, мембрана, сильфон). Давление рабочей среды также влияет на контактное давление в паре трения.

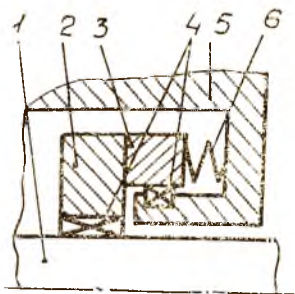


Рис. 15. Схема торцового уплотнения

Таким образом, особенностью ТКУ (как и манжетного уплотнения) является выполнение функции упругого элемента давлением уплотняемой среды. Кольцо 3 фиксируется от проворота при помощи различных устройств — шпонок, штифтов, щлицев. Все элементы контактного уплотнения (см. рис. 5) в ТКУ разделены, поэтому возможности такого уплотнения шире по сравнению с другими типами контактных уплотнений. ТКУ работают при перепаде давления до 4 МПа, скорости скольжения в зоне трения до 100 м/с, температуре от 4 до 1500 К.

Большое распространение ТКУ объясняется следующими их положительными качествами:

- обеспечением практически нулевой утечки;
- эксплуатацией в период нормальной работы без обслуживания;
- сравнительно малыми потерями мощности на трение (в 5... 10 раз меньшими, чем в сальниках);
- работоспособностью при осевом перемещении вала;
- обеспечением герметичности при невращающемся вале.

К недостаткам ТКУ относятся сложность их изготовления, сравнительно высокая стоимость, трудность их замены ввиду необходимости частичной разборки агрегата, особые требования к подбору материалов пар трения и к точности их изготовления.

Существующие представления о механизме процессов в зоне контакта позволяют конструировать и рассчитывать ТКУ.

Существует несколько теорий, объясняющих механизм работы ТКУ. Одна из них [30] основана на том, что малые начальные неровности уплотняющих поверхностей деформируются под влиянием высоких сдвиговых напряжений в жидкой пленке, которые образуют поверхностные волны, действующие как насос и порождающие препятствующую утечке разность давлений. Кроме того, волны играют роль гидродинамической опоры, обеспечивая тем самым необходимую несущую способность для разделения поверхностей уплотнения и поддержания между ними гидродинамической пленки.

Другая теория [2] основана на том, что микронеровности развивают несущую способность на уплотняемой поверхности.

Помимо гидродинамических явлений при работе ТКУ существенную роль играют тепловые эффекты.

Расчеты такого типа уплотнений основаны на предположении, что пара трения представляет собой плоские кольцевые поверхности, между которыми имеется слой жидкости. Ее движение можно описать уравнениями Навье—Стокса. Однако из-за недостаточной разработки аналитических методов исследования ТКУ, связанных со сложными физико-химическими процессами, происходящими в них, наблюдается значительное расхождение теоретических и экспериментальных данных. Сила, воспринимаемая гребешками шероховатостей, отнесенная к площади контакта, называется удельным давлением в паре трения $p_{уд}$. Чем больше этот параметр, тем в более тяжелых условиях работает уплотнение. Однако малые значения $p_{уд}$ могут привести к раскрытию уплотнения и появлению значительных утечек. Одним из способов снижения $p_{уд}$ является гидравлическая разгрузка торцовых уплотнений, осуществляемая изменением расположения радиуса вторич-

ного уплотнения r_3 (рис. 16). На схеме, приведенной на рис. 16, $p_1 > p_2$. Отношение площади $F_1 = \pi(r_2^2 - r_3^2)$, на которую действует давление жидкости, прижимающее невращающееся кольцо I

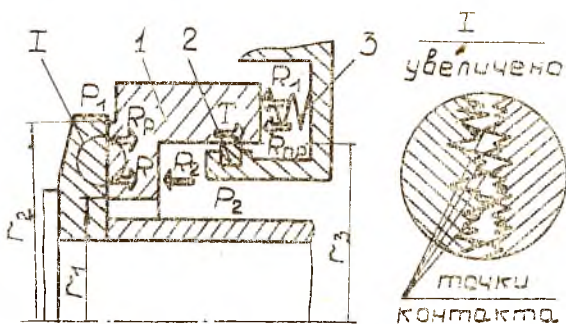


Рис. 16. Схема сил, действующих в ТКУ

к вращающемуся, к площади контакта колец $F_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ называется коэффициентом нагруженности:

$$K_1 = F_1/F_2. \quad (3.5)$$

Этот коэффициент характеризует значение удельного контактного давления и определяет толщину пленки жидкости между контактирующими поверхностями, интенсивность износа, потерю мощности на трение, а следовательно, и температуру в паре трения. Рекомендуемые значения коэффициента нагруженности составляют $K_1 = 0,05 \dots 0,80$ [24].

3.4.2. Проектирование ТКУ

Проектирование уплотнения обычно начинают с выбора геометрических параметров, обеспечивающих оптимальное значение усилий, действующих на уплотнение. В качестве примера рассмотрим расчетную схему ТКУ, показанную на рис. 16.

Рабочие поверхности уплотнения прижимаются друг к другу под действием сил давления R_1 и R_2 , а также силы $R_{пр}$ упругого элемента 3 (пружины). Сила трения T между подвижным в осевом направлении кольцом уплотнения I и вторичным уплотнением 2 действует только в динамике.

Действие силы трения в статике компенсируется усилием пружины. Предполагаем, что в паре трения имеется щель, заполненная жидкостью, расположенной во впадинах шероховатостей контактирующих поверхностей, а между гребешками шероховатостей существует непосредственный контакт. Распределение напряжений механического контакта $p_{уд}$ считаем равномерным.

Равнодействующая сила прижатия кольца / ТКУ без учета сил трения имеет вид

$$R = R_1 - R_p + R_{np} + R_2, \quad (3.6)$$

где R_p — усилие от давления уплотняемой среды, находящейся между контактными поверхностями ТКУ.

Принимая распределение этого давления в торцовом зазоре пары трения по радиусу линейным, можно записать

$$R = p_1 F_1 - 0,5(p_1 + p_2) F_2 + R_{np} + p_2(F_2 - F_1). \quad (3.7)$$

По определению $p_{уд} = R/F_2$. Тогда с учетом (3.5) и (3.7)

$$p_{уд} = (p_1 - p_2) (K_1 - 0,5) + R_{np}/F_2. \quad (3.8)$$

Для обеспечения контакта рабочих поверхностей ТКУ сила прижатия колец и соответственно удельное давление должны быть больше нуля. Таким образом, условие герметичности ТКУ может быть записано в виде

$$(p_1 - p_2) (K_1 - 0,5) + R_{np}/F_2 > 0. \quad (3.9)$$

Отсюда следует, что усилие пружины должно удовлетворять условию

$$R_{np} > (p_1 - p_2) (0,5 - K_1) F_2.$$

Из уравнения (3.8) следует, что при отсутствии перепада давления на уплотнении или при полностью разгруженном уплотнении ($K_1 = 0,5$) удельное давление в зоне контакта определяется только усилием пружины R_{np} и площадью контакта F_2 . В этом случае усилие пружины должно быть выбрано исходя из условий обеспечения герметичности уплотнения при стоянке изделия и его работе на пониженных режимах (запуск, останов, авторотация). Необходимо иметь некоторый запас прижимающих сил, чтобы предотвратить потерю контакта рабочих поверхностей ТКУ. Наиболее рационально этот запас обеспечивается не с помощью увеличения силы упругости пружины, а гидравлическим нагружением. Пружина создает постоянное дополнительное контактное давление независимо от изменения уплотняемого давления. При помощи гидравлического нагружения можно обеспечивать контактное давление, пропорциональное перепаду давления на уплотнении.

Все приведенные рассуждения относятся к недеформированному уплотнению с линейным распределением давления в рабочем зазоре по радиусу. В реальных условиях ТКУ вследствие силового и температурного нагружения подвержено деформации. Это приводит к перераспределению усилий в рабочем зазоре уплотнения.

На основе проведенного анализа можно рекомендовать величину $K_1 = 0,55 \dots 0,60$ для давлений от 1 МПа и выше. При давле-

нии уплотняемой среды менее 1 МПа следует выбирать несколько большее значение коэффициента $K_1 = 0,65 \dots 0,75$ с целью обеспечения надежного контакта рабочих поверхностей уплотнения.

Ширина уплотняющей поверхности $b = r_2 - r_1$ (рис. 16) существенно влияет на работу ТКУ. Наличие многих противоречивых факторов не дает возможности рекомендовать определенную оптимальную ее величину для работы уплотнения в различных условиях. Например, для снижения $p_{уд}$ желательнее увеличить b , однако в этом случае растет нагрев жидкости в пленке, увеличивается деформация рабочей поверхности и возрастает износ. Рекомендуемая величина уплотняющей поверхности $b = 2 \dots 6$ мм. При малом диаметре вала (до 10...15 мм) следует выбирать меньшие значения параметра b , а при большом диаметре—увеличивать его до $b = 5 \dots 6$ мм. Средний радиус уплотняющего пояса, равный $0,5(r_1 + r_2)$, необходимо принимать минимально возможным с целью получения минимальных скорости контактирующих пар трения и проходных сечений в зазоре.

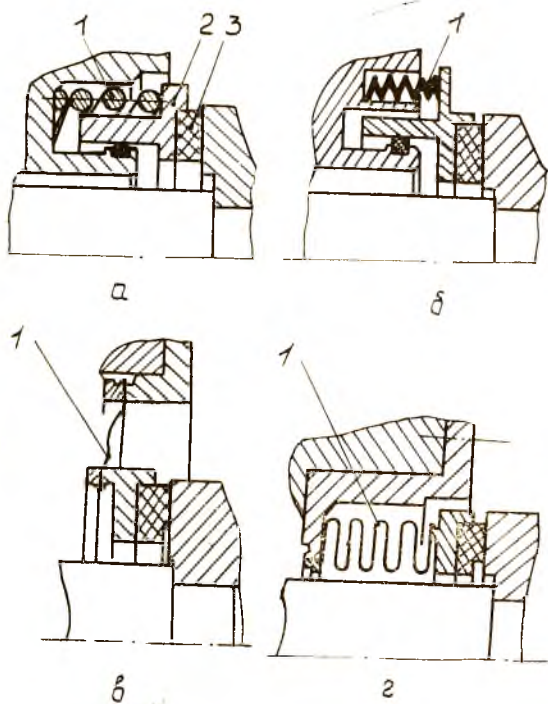


Рис. 17. Типы упругих элементов ТКУ

Упругий элемент поддерживает герметичность стыка пары трения при ее износе. Для этого натяжение упругого элемента выбирают таким, чтобы сила R_{np} на 20...40% превосходила силу трения во вторичном уплотнении.

Отсюда следует, что при увеличенном натяге во вторичном уплотнении требуется установка более сильного упругого элемента. Для уменьшения влияния изменения усилий, вызванного погрешностями изготовления и сборки деталей уплотнения, желательно, чтобы жесткость упругих элементов была минимальной.

Упругими элементами могут быть: пружины—одна (поз. 1 на рис. 17, а) или несколько (поз. 1 на рис. 17, б). Наличие нескольких пружин создает более равномерное усилие R_{np} , но усложняет сборку уплотнения;

— мембраны 1 (рис. 17, в). Применение мембран сокращает осевые габариты уплотнения, но ограничивает осевое перемещение невращающегося кольца. Кроме того, у них большая жесткость;

— сильфоны—цельнотянутые (поз. 1 на рис. 17, г) и сварные 1 (рис. 18). Цельнотянутые сильфоны имеют большую усталостную прочность по сравнению со сварными, но у них большие осевые габариты и жесткость.

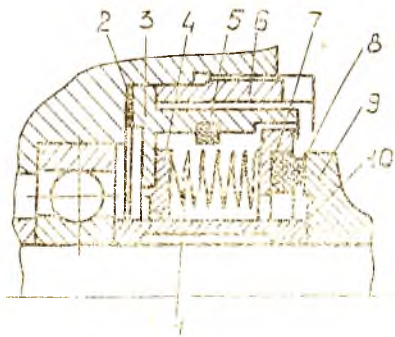


Рис. 18. Конструкция ТКУ со сварным сильфоном

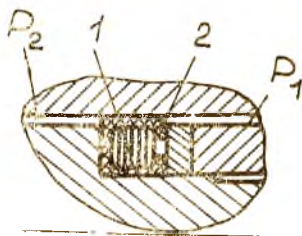


Рис. 19. Конструкция вторичного уплотнения из материала МР и эластичной оболочки

Вторичные уплотнения могут иметь различную конструкцию — резиновые кольца круглого сечения, манжеты, разрезные поршневые кольца, сильфоны и мембраны.

В отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Вибрационная прочность и надежность авиационных изделий» Куйбышевского авиационного института имени академика С. П. Королева разработана конструкция вторичного уплотнения (рис. 19), включающего кольцо 1 из упругодемпфирующего материала МР,

заключенного в оболочку 2 из фторопласта. Вторичные уплотнения сочетают в себе преимущества резиновых колец (малые габариты, высокая герметичность) и металлических поршневых колец (способность работать в криогенной среде). Они позволяют отказаться от применения в криогенных жидкостях дорогих и менее надежных сильфонов.

Вторичные уплотнения должны быть достаточно эластичными, чтобы контакт в паре трения не нарушался при перекосе вращающегося кольца ТКУ.

Герметичность торцового уплотнения зависит в основном от точности изготовления рабочих поверхностей. Существующие требования к точности изготовления прилегающих поверхностей очень жесткие. Они ограничивают отклонения от плоскости в пределах 0,3...0,6 мкм независимо от характера этих отклонений (кonusность, завалы рабочих кромок и другие дефекты).

ТКУ по сравнению с уплотнениями контактными кольцами имеют большую герметичность, так как в ТКУ имеется одна контактная поверхность (торцовая), а в уплотнениях контактными кольцами — две (торцовая и цилиндрическая). Однако ТКУ более сложны в изготовлении.

Один из сложных технологических вопросов в ТКУ — крепление углеграфитового кольца 3 к металлической втулке 2 (см. рис. 17,а). Это соединение должно быть работоспособным при переменном температурном воздействии, обеспечивать хорошую теплопроводность, быть герметичным. В настоящее время применяют клеевое соединение, пайку, запрессовку графитного кольца во втулку. В запрессованном хрупком углеграфитовом кольце возникают напряжения сжатия, которые могут привести к его разрушению в работе вследствие разности коэффициентов линейного расширения кольца и втулки. Эти напряжения определяют по уравнению [47]

$$\sigma = \frac{(T_1 - T_2)(\alpha_1 - \alpha_2)}{1/E_2 + t_2/t_1 E_1},$$

где T , α , E , t — соответственно температура, коэффициент линейного расширения, модуль упругости, толщина в радиальном направлении. Индекс 1 относится к втулке, 2 — к кольцу.

Можно уменьшить напряжения в углеграфитовом кольце при сохранении герметичности с помощью промежуточного кольца 2 (рис. 20) из фторопласта-4, имеющего высокое значение коэффициента линейного расширения [39]. В этом случае сохраняются постоянными напряжения сжатия, действующие в соединении кольца 3 и втулки 1 при изменении температуры. Толщина кольца 2 определяется зависимостью

$$\delta = r \frac{\alpha_3 - \alpha_1}{\alpha_2 \alpha_3},$$

где r — внутренний радиус кольца 2;
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — коэффициенты линейного расширения соответственно
 деталей 1, 2, 3 (рис. 20).

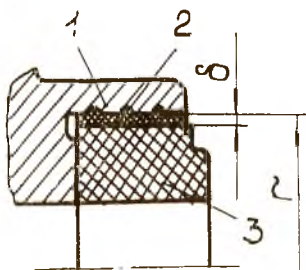


Рис. 20. Соединение углеграфитового кольца с втулкой через промежуточное фторопластовое кольцо

Так как не существует точной аналитической зависимости расхода рабочего тела через уплотнение от различных факторов, определяющих работу ТКУ, обеспечение требуемой герметичности может быть достигнуто лишь в ходе экспериментальной доводки уплотнения на изделии и в лабораторных условиях путем соответствующего изменения его конструктивных параметров. При этом в первом приближении на этапе проектирования может быть использован опыт конструирования ранее созданных лучших образцов ТКУ.

На надежность ТКУ в существенной степени влияет режим трения в паре трения.

Существует три режима трения в торцовых уплотнениях: *жидкостное, полужидкостное и сухое*. Режим жидкостного трения характеризуется наличием устойчивой жидкостной пленки в рабочем зазоре толщиной до 5 мкм. Этот режим, обеспечивающий бесконтактную работу пары трения, благодаря чему может быть существенно повышен ресурс ТКУ, будет рассмотрен в разд. 4.3.1.

Другой режим — полужидкостное трение, являющееся нормальным режимом работы большинства ТКУ.

При этом режиме с уменьшением волнистости трущихся поверхностей зазор в паре трения убывает и возникают контакты шероховатостей. Устойчивое полужидкостное трение создается лишь после приработки пары трения, во время которой неровности трущихся поверхностей в направлении относительного скольжения сглаживаются. Помимо гидродинамических явлений в этом режиме в зазоре уплотнения существенную роль играют тепловые эффекты. После обработки рабочих поверхностей уплотнений на них остается сетка царапин, образующих термогидродинамические микроклинья [24].

С уменьшением зазора в уплотнении вследствие увеличения силы, прижимающей одно кольцо пары трения к другому, повышения температуры пары трения и других причин режим трения начинает приближаться к сухому трению. При этом гидродинамические закономерности трения исчезают вместе с исчезновением пленки жидкости из зазора уплотнения. На первый план высту-

пают тепловые явления — термические деформации и прочность колец.

Обычно такие режимы трения наблюдаются кратковременно при пусках или остановах вращающегося вала в связи с недостаточным количеством уплотняемой жидкости в рабочем зазоре. А. И. Голубев [24] приводит критерий, позволяющий оценить термическую прочность кольца торцового уплотнения:

$$p_{удл} = 2l \lambda \sigma_v / \alpha j E H,$$

где σ_v — предел прочности материала кольца при растяжении;

j — коэффициент трения в паре;

λ — коэффициент теплопроводности материала кольца;

H — толщина кольца;

E — его модуль упругости;

l — механический эквивалент теплоты;

α — коэффициент линейного расширения материала кольца.

Если при сухом трении в зазоре уплотнения параметр $p_{удл}$ превосходит предельное значение, рассчитанное по приведенному уравнению, то может произойти растрескивание кольца.

В случае пластичных материалов растрескивания кольца не произойдет, но в нем возникнут остаточные деформации. Таким образом, пара трения является наиболее ответственным элементом ТКУ.

Можно сформулировать *основные требования, которые необходимо учитывать при конструировании ТКУ:*

— для пары трения выбирают материалы, способные работать с небольшим коэффициентом трения в заданных условиях;

— теплопроводность материалов для пары трения должна быть как можно выше, а коэффициент теплового расширения — минимальным;

— необходимо обеспечить минимальную скорость трения в паре и максимальный теплоотвод от ТКУ;

— ширина кольца элемента пары трения из более твердого материала должна быть несколько больше ширины кольца другого элемента, чтобы не было врезания твердого материала в мягкий и его выкрашивания в углах;

— ТКУ следует конструировать так, чтобы центробежные силы, действующие на слой жидкости в паре трения, препятствовали протеканию жидкости через щель. При такой конструкции уплотнения частицы грязи и продукты износа, обычно находящиеся в любой жидкости и имеющие абразивные свойства, сепарируются в результате закрутки жидкости в зазоре между уплотнением и корпусом. Частицы отбрасываются от стыка пары трения, которая работает с меньшим износом;

— детали ТКУ должны быть достаточно легкими и жесткими, иметь простейшую форму, причем необходимо обеспечить равномерную по окружности жесткость, так как в противном случае несимметричность деформации может привести к увеличению утечки через уплотнение;

— при конструировании ТКУ необходимо стремиться уменьшить возможную величину перекосов, вредно влияющих на работу уплотнения.

3.4.3. Материалы ТКУ

При выборе материалов для деталей ТКУ ДЛА необходимо обращать внимание на совместимость этих материалов с рабочими телами двигателей.

Так, для уплотнений, работающих в низкотемпературных условиях, применяют сплавы на никелевой основе. В этом случае для упругих элементов уплотнений следует исключить применение марганцевых сталей, так как они склонны к охрупчиванию.

Элементы конструкции уплотнения, подвергающиеся поверхностной реакции с герметизируемой средой, должны быть покрыты хромом или кадмием.

Для работы в среде жидкого фтора детали покрываются золотом или медью.

В паре трения ТКУ используются графитовые материалы, работающие в контакте со сталями, имеющими твердохромовое покрытие, или с вольфрамом, покрытым хромокарбидом.

В окисляющих средах при температуре свыше 800 К рекомендуется исключить использование графитовых материалов вследствие возможного их окисления и химической эрозии [63]. При температуре свыше 800 К должны использоваться специальные высокотемпературные графиты.

Графитовые кольца крепятся в обоймах при помощи пайки и приклеиваются эпоксидными клеями. Необходимо учитывать, что эпоксидные клеи не следует применять в конструкциях, подверженных ударной нагрузке, а также в среде жидкого фтора.

Для максимального сопротивления окислению при высоких температурах используют керамику (оксид алюминия, карбид титана, карбид вольфрама и др.).

В уплотнениях, работающих в среде жидкого водорода, рекомендуется использовать аустенитные, никелевые или алюминиевые сплавы. Материалы, подверженные воздействию водорода, должны быть защищены плакированием медью.

Наибольшее распространение в ТКУ получили различные искусственные графитовые материалы (углеграфиты) для изготовления невращающегося кольца. Они обладают высокими анти-

фрикционными свойствами (самосмазываемостью, прирабатываемостью, способностью эксплуатации всухую), высокой химической стойкостью и термостойкостью. К недостаткам графитовых материалов относятся пористость (8...30%), хрупкость, низкая прочность ($\sigma_{\text{н}} = 60 \dots 80$ МПа, $\sigma_{\text{в}} = 1.5 \dots 2$ МПа), сравнительно низкая теплопроводность (~ 80 ккал/м·ч·К). Наибольшее распространение для деталей ТКУ получили следующие марки графитовых материалов: АГ-1500, 2П-1000, НИГРАН, ВАР-253У. Очень хорошо зарекомендовал себя материал ПГИ — пиролеитический графит изотропный. Он обладает рядом ценных свойств: термостойкостью в широком диапазоне температур, хорошей теплопроводностью и высокой прочностью. ПГИ представляет собой чистый углерод, получаемый пиролизом пропана, бутана, природного газа, очищенных от серы. При высокой (2700 К) температуре эти газы разлагаются на углерод и водород; водород выгорает, а углерод оседает на специальную подложку, с которой его в дальнейшем снимают в виде заготовки кольца.

Для деталей ТКУ применяются также графитопласты следующих марок: 7Б-2А, АФИ, АФГ-80ВС, АМС-1, АТМ и др. Это композиционные материалы, полученные горячим прессованием смеси порошков графита, фторопластов, дисульфида молибдена, кокса и смол (фенолформальдегидной, кремнийорганической).

Помимо перечисленных марок материалов применяются силицированные графиты типа СГ, УМС, СГП, ГАКК и др., которые обладают повышенной стойкостью в кислых и щелочных средах по сравнению с графитовыми материалами, а также высокой прочностью ($\sigma_{\text{сж}} = 300$ МПа, $\sigma_{\text{р}} = 75$ МПа). Еще более высокой прочностью обладает углесталл УС-10Б-1500 ($\sigma_{\text{сж}} = 500$ МПа, $\sigma_{\text{н}} = 140$ МПа).

Допустимые контактные давления для уплотнений из углеграфитов с длительным режимом работы $p_{\text{вд}} \leq 2$ МПа.

Интенсивность износа пары, коэффициент трения, потери мощности на трение, количество выделяющейся теплоты при работе и другие показатели во многом определяются тем, насколько совместимы материалы пар трения. От совместимости материалов зависит также и проявление электрохимической коррозии, особенно если пара работает в агрессивной среде. Фактор совместимости определяется свойствами обоих контактирующих материалов. В паре с углеграфитовыми материалами применяются стали и сплавы следующих марок: 3Х13, 9Х18, 38ХА, 38ХМЮА, Х16Н6, ЭИ-415, ЭИ-712 и другие.

Во многих случаях для увеличения износостойкости на эти материалы наносится покрытие хрома или они азотируются. При

Таблица 3.1

Дви- гатель	Уплот- няемая среда	МАТЕРИАЛ				Рабочие параметры		
		Невра- щающее- ся кольцо	Вращаю- щееся кольцо	Вторичное уплотнение	Корпус	Р, МПа	n, об/мин	ц, м/с
RL-10	H ₂ ж	Графит P5AG	Сг по Inconel 5667	Поршневое кольцо 4530 или 5735	AMS 5735	0,6	30800	84
	H ₂ , газ, 430 К	Графит P5N	Сг по 310	Сварной сильфон 347	Invar 36	0,14	34000	113
J-2	H ₂ , газ, 730 К	Графит P5N	Сг по Inconel X	Сварной сильфон Inconel 750	321	0,5	9000	39
	O ₂ ж	Графит P5N	Сг по Inconel X	Сварной сильфон Inconel 730	321	1,4	6610	33,5
	H ₂ ж	Графит P5N	LW по Inconel X	Сварной сильфон Inconel 718	600	1,4	28000	108
H-1	O ₂ ж	Графит P629	Сг по 4130	Сварной сильфон Inconel 718	304	1,4	6600	8,4
	RP-1	Графит ССА-72	Сг по 4130	Сварной сильфон AM-350	302	1,4	7000	30
M-1	O ₂ ж	Графит P5N	LW по Inconel X	Сварной сильфон Inconel 730	371	3,0	4000	36
	H ₂ ж	Графит PG34	LW по Inconel X	Сварной сильфон Inconel 750	Inconel X	2,1	18000	108
F-1	O ₂ ж	Графит 662	Сг по 440С	Манжета	303	0,97	6000	50
	RP-1	Графит P2003	Сг по Hastelloy	Сварной сильфон AMS 350	Hastelloy	0,84	6500	84

этом для уменьшения местных деформаций рекомендуется наносить слой меди между хромом и сталью.

За рубежом в авиационных ГТД в паре трения с графитом применяют сплав, состоящий из 98% молибдена, 1,5% титана и 0,5% циркония. Этот сплав обладает большой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения (в 3 раза меньшим, чем у стали).

В табл. 3.1 приведены материалы, применяемые в ТКУ некоторых зарубежных ЖРД [63]. Здесь *P5N* — графит, насыщенный металлофторидной солью; *P5AG* — графит, насыщенный серебром; *Hastelloy* — высокотемпературный никелевый сплав; *Inconel X, 750* — сплав $Ni (+Co) = 70\%$, $Cr = 14 \dots 17\%$, $Fe = 5 \dots 9\%$, $Ti = 2,25 \dots 2,79\%$, $Al = 0,4 \dots 1\%$, $Cm (+Ta) = 0,7 \dots 1\%$; *AMS 5735* — аустенитный сплав $Cr = 15\%$, $Ni = 26\%$, $Mo = 1,3\%$, Fe — остальное; *LW-5* — карбид хрома. В США принята следующая цифровая система обозначения металлических сплавов. Первая цифра обозначает основной материал: 1 — простая углеродистая сталь, 2 — никель, 3 — хромоникелевый сплав, 4 — молибден, 5 — хром, 6 — хромованадиевый сплав; вторая цифра обозначает примерное содержание в сплаве легирующих добавок, а третья и четвертая — углерода в сотых долях процента.

Следующей группой материалов, применяемых в парах трения ТКУ, являются керамические материалы. Основу этих материалов составляют двуокись кремния, окислы и карбиды некоторых металлов (алюминия, магния, титана, тория, циркония, кобальта). Достоинствами металлокерамик являются высокая химическая активность, твердость и износостойкость, а недостатками — низкая теплопроводность ($\lambda = 2 \dots 12$ ккал/м·ч·К), хрупкость, недостаточная прочность, склонность к терморастрескиванию. Эта опасность, правда, снижается благодаря малому коэффициенту линейного расширения керамических материалов.

Металлокерамика применяется в паре с углеродом при контактом давлении не выше 0,1 МПа.

При соответствующем подборе материалов можно обеспечить надежную герметичность в любых средах.

3.5. НАПРАВЛЕНИЯ УМЕНЬШЕНИЯ УТЕЧЕК И ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Одной из причин повышения утечек в контактных уплотнениях является увеличение зазора между рабочими поверхностями. Причиной увеличения могут быть:

— силовые, температурные и остаточные деформации деталей уплотнения;

— деформация элементов двигателя (опор, валов, корпусов, дисков и т. д.);

— колебания деталей уплотнения и всего двигателя;

— изменения свойств материалов во времени (старение, ползучесть в материале упругого элемента и т. д.);

— адсорбция уплотняемой среды на деталях уплотнения.

Вследствие этих причин детали контактных уплотнений имеют местный нагрев, коробление, износ, усталостные трещины, что приводит к увеличению утечек или даже к поломкам уплотнения.

Исследователями делались попытки оценить количественно влияние перечисленных факторов и выявить параметр уплотнения, позволяющий определить его надежность. Однако в настоящее время такой параметр окончательно не определен. В работах многих авторов упоминается о большом разнообразии оценочных параметров контактных уплотнений. Среди них контактное давление, скорость скольжения, температура среды, тепловыделение, момент трения, износостойкость, утечки, несущая способность и др.

Наиболее распространенными параметрами являются произведение контактного давления на уплотнительной поверхности на величину окружной скорости в зоне трения (pu), момент трения $M_{тр}$ и количество тепла $Q_{т}$, выделяемого в зоне трения. Величина параметра pu для уплотнений ДЛА находится в диапазоне 5...50 МПа м/с. Чем меньше значение этого параметра, тем в более легких условиях работает уплотнение, следовательно, тем больше его ресурс. Однако условия работы современных двигателей таковы, что параметр pu имеет тенденцию к росту (см. разд. 1).

Момент трения $M_{тр} = f r p F_{тр}$, где f — коэффициент трения; r — радиус, на котором осуществляется контакт рабочих поверхностей по площади $F_{тр}$. Обычно $f = 0,05 \dots 0,15$. Для его определения можно воспользоваться зависимостью [53]

$$f = \psi G^{1/2},$$

где $G = \mu ab/W$ — безразмерный режимный параметр; W — контактная сила; b — ширина контактной поверхности; ψ — коэффициент уплотнения, зависящий от волнистости его рабочей поверхности. Уплотнение выполняет свои функции, если $\psi > \psi_c$ (ψ_c — предел, отделяющий режим утечки от режима герметизации). В работе [53] показано, что для ТКУ $\psi_c = 100 \dots 250$.

Одно из важных явлений в контактных уплотнениях — деформация и появление трещин под действием выделяющегося тепла. Известны случаи, когда происходило нарушение герметичности под действием термической деформации. Этому способствовали повышение температуры окружающей среды и выделение тепла в процессе трения. В качестве мер по повышению

надежности уплотнения используется нанесение на его рабочие поверхности тонкого слоя керамики, а также теплоизоляция деталей уплотнения при помощи экранов и покрытий.

При повышении температуры контактирующих поверхностей, кроме деформации, происходит испарение смазочной пленки. Это, в свою очередь, приводит к повышению трения и изнашивания. Кроме того, в случае превышения допустимого значения температуры материала возникают прихватывания и термические трещины (см. разд. 3.4.2.). В этих случаях утечки жидкости через зазор просто необходимы. Основная их роль заключается в том, чтобы на определенном уровне поддерживать температуру деталей контактного уплотнения.

Еще одним параметром, применяемым для оценки надежности контактного уплотнения, является гидродинамический показатель $\mu\omega/p_{\text{ср}}$ [43], где $p_{\text{ср}}$ — среднее давление в паре трения. По Мюллеру [43], переход от жидкостного трения к смешанному соответствует $\mu\omega/p_{\text{ср}} = 1,3 \cdot 10^{-7}$.

Гидродинамический показатель определяет толщину пленки, а тем самым — величину утечки и трение в уплотнении. При этом Мюллер отмечает, что требование «нулевой утечки» принципиально невыполнимо.

На изнашиваемость контактных уплотнений в большой степени влияет загрязненность уплотняемой среды.

Известно, что максимальный износ имеет место при диаметре инородных частиц 0,3 мкм. Указанный размер частиц примерно равен толщине жидкостной пленки. Частицы, попавшие из окружающей среды и прилипшие к стенкам, внедряются в трущиеся части и оказывают отрицательное воздействие на уплотнение.

Таким образом, для контактных уплотнений можно наметить следующие направления повышения их надежности:

- охлаждение деталей уплотнения и их теплоизоляция;
- подбор геометрии деталей уплотнения, обеспечивающей минимальные силовые и температурные их деформации;
- разгрузка вращающихся деталей уплотнения от усилий, действующих на ротор;
- подбор материалов пар трения, работоспособных при заданных условиях;
- демпфирование опасной вибрации деталей уплотнения;
- защита уплотнения от действия абразивных частиц;
- смазка контактирующих поверхностей.

Наиболее перспективным является переход от контактного уплотнения к бесконтактному за счет использования гидростатического и гидродинамического эффектов.

Такие уплотнения будут рассмотрены в разд. 4.3.

3.6. КОНСТРУКЦИИ НЕКОТОРЫХ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ДЛА

На рис. 21 показано уплотнение насоса горючего двигателя РД-119 [20]. В состав уплотнения входят резиновые манжеты 1, которые фиксируются в гнездах стальными разрезными кольцами 2. Полость подшипника заполнена смазкой, стойкой к горю-

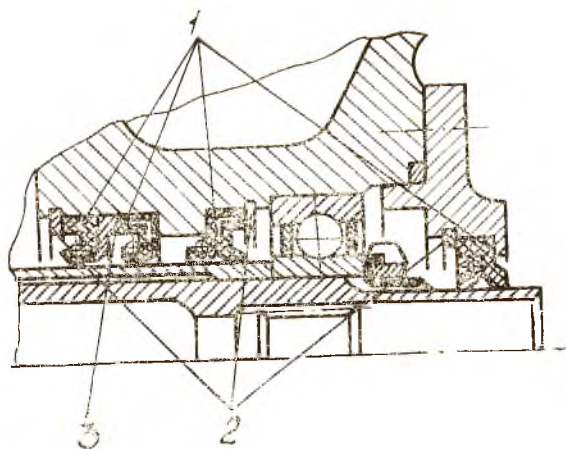


Рис. 21. Манжетное уплотнение насоса горючего

чему. Манжеты перед их монтажом смазывают. Это делается для предохранения их от повреждений при сборке насоса. Со стороны горючего под одну из манжет установлена опорная втулка 3, предохраняющая уплотнительную кромку манжеты от разрушения под действием давления.

Сегментное уплотнение кислородного насоса двигателя РД-119 [20] показано на рис. 22. Разрезные кольца этого уплотнения состоят из трех чугунных сегментов 1, которые прижимаются к валу спиральными пружинами 2. Пружины расположены на внешней поверхности сегментов и закреплены штифтами 3, которые одновременно фиксируют сегменты от проворота. При захлаживании насоса для обеспечения его герметичности применяется фторопластовая манжета 4. Защита уплотнения от попадания в его полость пыли и влаги из окружающей среды осуществляется фторопластовой манжетой 5.

В ТНА французской ракеты «Ариан» применяется ТКУ со сварным сальфоном (рис. 18). Такое уплотнение установлено в насосах жидкого водорода с частотой вращения ротора 60000 об/мин и жидкого кислорода ($n=12000$ об/мин). Сальфон 1

изготовлен штамповкой из листовой стали Inconel X-750 толщиной 0,1 мм с последующей сваркой.

ТКУ представляет собой неразборный узел, состоящий из корпуса 3, втулки 4 и сальфона 1, соединенных сваркой. К сальфону приварена втулка 7 с прикрепленным к ней невращающимся кольцом 8. Для демпфирования поперечных колебаний сальфона в уплотнении применен демпфер 5, изготовленный из фторопластового кольца, закрепленного в корпусе ТКУ. Уплотнение крепится в корпусе насоса гайкой 6. Поджатие невращающегося кольца 8 к вращающемуся 9 осуществляется за счет упругих сил сальфона и регулируется при монтаже прокладкой 2 и втулкой 10.

Конструкция двойного ТКУ, разработанного для водородного ТНА ЖРД [29], показана на рис. 23. Здесь два ТКУ со сварными сальфонами, приваренными к корпусу 1, изготовленному из материала SUS-504, закреплены в корпусе насоса через медные прокладки 5. Для демпфирования колебаний сальфонов используются

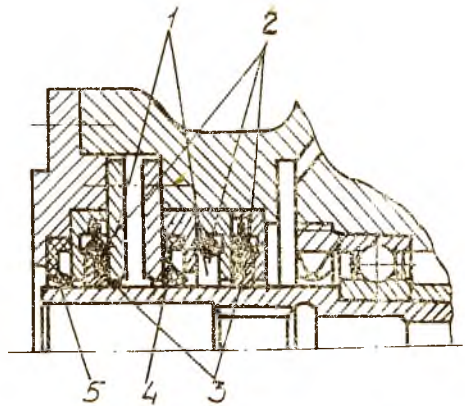


Рис. 22. Уплотнение насоса жидкого кислорода

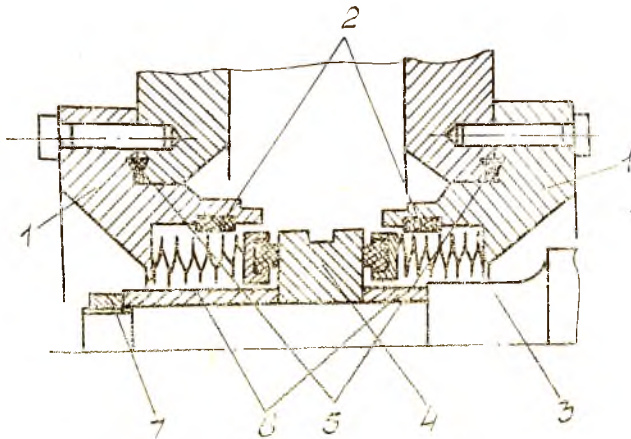


Рис. 23. Двойное ТКУ

фторопластовые демиферы 2, равномерно расположенные в пяти местах над каждым сильфоном. Вращающееся кольцо 4 из стали SUS-420J2 с хромовым покрытием закреплено на валу 3, изготовленном из этого материала, при помощи втулок 6 гайкой 7. Это уплотнение работает при следующих рабочих параметрах: температура жидкого водорода $T = 25 \text{ К}$, давление $p = 1,4 \text{ МПа}$, частота вращения $n = 50000 \text{ об/мин}$, линейная скорость в зоне трения ТКУ $u = 113 \text{ м/с}$.

При испытаниях этого уплотнения в течение 66 мин утечка через него составляла $8 \dots 20 \text{ см}^3/\text{мин}$.

В уплотнениях компрессора вертолетного ТВаД применены контактные кольца. На рис. 24 показана конструкция задней опоры компрессора этого двигателя.

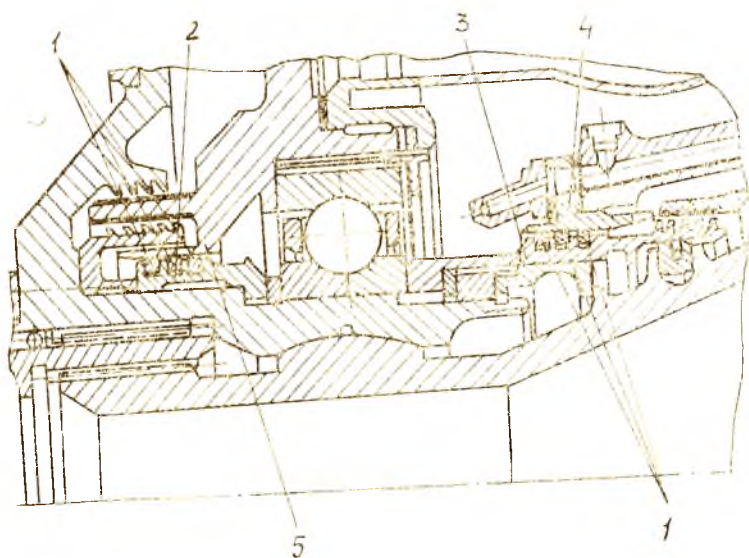


Рис. 24. Уплотнения контактными кольцами опоры компрессора вертолетного ГТД

Здесь масляная полость подшипника отделена от воздушных полостей при помощи шести колец 1, установленных в кольцедержателе 2 и 3. Кольца 1 работают по азотированным внутренним цилиндрическим поверхностям втулок 4 и 5.

Перепад давления на уплотнении достигает $0,30 \dots 0,35 \text{ МПа}$.

На рис. 25 показана конструкция ТКУ передней опоры компрессора низкого давления одного из авиационных двигателей [56].

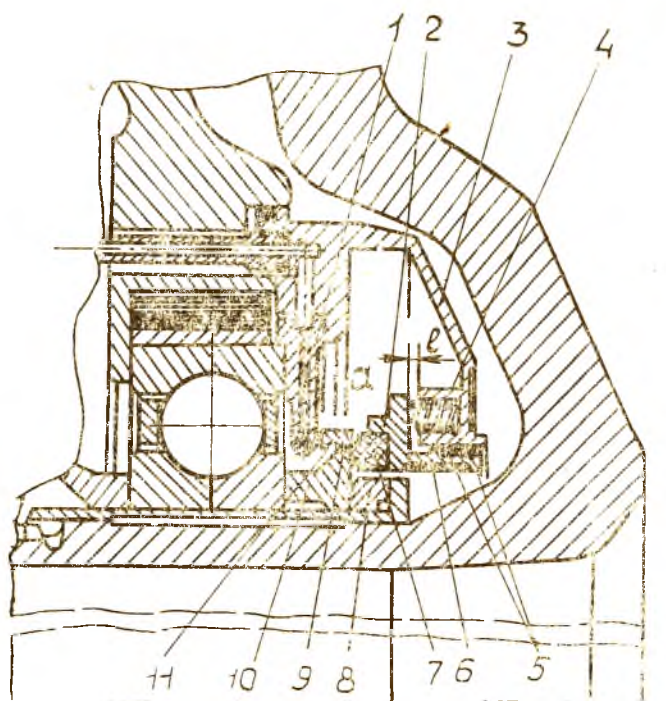


Рис. 25. ТКУ компрессора ГТД

Стальное вращающееся кольцо *10*, имеющее хромированную контактную поверхность, и не вращающееся кольцо *7* образуют пару трения. Кольцо *7*, изготовленное из пирографита ПГИ, приклеено клеем ВК-20 к втулке *2*.

Втулка *2* фиксируется от проворота двумя горизонтально расположенными штифтами (на рис. 25 не показаны), запрессованными в корпус *3* ТКУ. Вторичное уплотнение выполнено в виде резиновых колец *5*, установленных в кольцевые канавки втулки. На рабочем режиме контакт уплотнительных поверхностей обеспечивается за счет силы давления воздуха и усилия восьми пружин *4*, установленных в корпусе *3* ТКУ.

Для охлаждения ТКУ, а также для обеспечения работы пары трения в режиме жидкостного или граничного трения используется дополнительный подвод масла. Масло из форсунки *1* направляется на заднюю стенку втулки *10* и центробежными силами отбрасывается в специально созданную на втулке масляную ванну *11*,

а затем через отверстие 9 во втулке — в зону трения. Излишки масла центробежными силами отбрасываются в масляную полость *a*.

Для теплоизоляции ТКУ на внутренней поверхности втулки 2 нанесено теплоизоляционное покрытие 6 толщиной 0,15...0,3 мм. Для компенсации тепловой деформации вала и деталей опоры имеется зазор $l=3,3...3,9$ мм, который обеспечивается подбором кольца 8.

Еще один пример использования контактного уплотнения показан на рис. 26. Здесь приведена конструкция межвального РТКУ

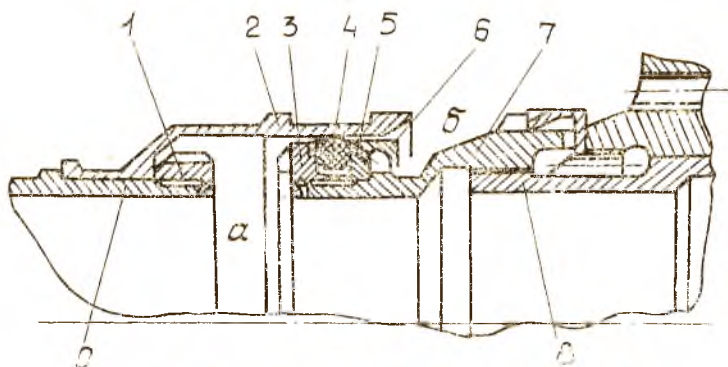


Рис. 26. Межвальное РТКУ авиационного ТРДД

средней опоры компрессора высокого давления авиационного ТРДД [56]. Уплотнение разделяет воздушную *a* и масляную *б* полости. Оно состоит из разрезного углеродистого кольца 4, которое давлением воздуха и упругими силами прижато к внутренней цилиндрической поверхности втулки 2, напрессованной на вал 9 компрессора низкого давления, и к торцовой поверхности втулки 6. Втулка 6 закреплена на гайке 7, связанной с валом 8 компрессора высокого давления, гайкой 3. Втулка 2 фиксируется на валу 9 гайкой 1.

Рабочие торцовые поверхности кольца 4 и втулки 6 притерты, а контактные поверхности втулок 2 и 6 хромированы.

На втулке 6 имеется масляная ванна, из которой через отверстие 5 масло под действием центробежных сил поступает в зону трения. Зазор в стыке уплотнительного кольца 4 в свободном состоянии равен 2,5 мм, а в собранном — 0,08...0,2 мм. Благодаря этому уплотнение надежно функционирует на всех режимах работы двигателя. Перепад давления на уплотнении составляет 0,3МПа.

Конструкция такого РТКУ обеспечивает большие взаимные

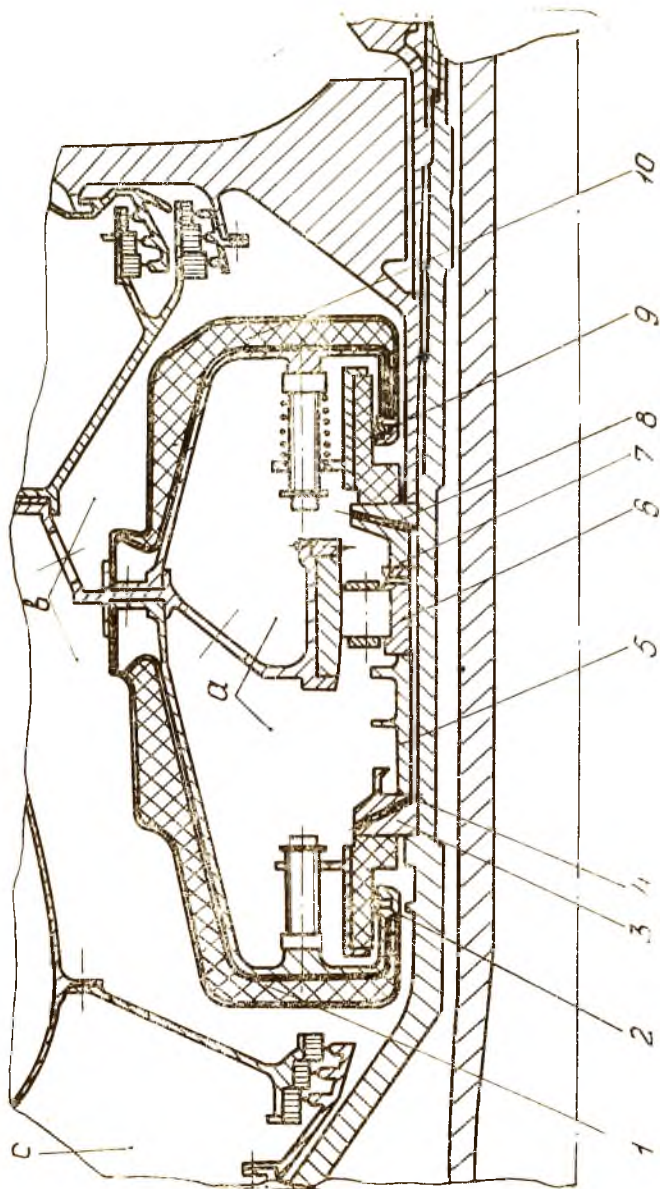


Рис. 27. Уплотнение передней опоры турбины двигателя РВ-4000

осевые перемещения валов 9 и 8 без нарушения герметичности.

На рис. 27 показано уплотнение передней опоры турбины двигателя PW-4000 фирмы «Пратт-Уитни». Здесь использовано практически без изменений уплотнение, применяемое на двигателях серии JT9D, PW 2037, а также на двигателе F400-PW-100.

Масляная полость *a* подшипника отделяется от воздушной полости *b* при помощи двух ТКУ. В полость *b* воздух поступает от компрессора высокого давления через зону *c*. Для уменьшения теплового потока от воздуха к маслу область опоры имеет теплозащитные экраны 1 и 10. ТКУ имеют вторичные уплотнения в виде поршневых колец 2 и 9. Особенностью уплотнения является охлаждение вращающихся колец ТКУ маслом, подаваемым через осевые пазы в подшипнике 6 и втулке 5 к радиальным каналам 4 и 8 колец 3 и 7.

В этой главе описаны основные типы контактных уплотнений, применяемые в ДЛА. Иногда для обеспечения большей надежности используют не одно, а несколько уплотнений, которые могут быть разных типов.

Часто применяется сочетание контактных и бесконтактных уплотнений, описание которых приводится в четвертой главе.

4. БЕСКОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Для бесконтактных уплотнений характерно наличие зазоров, которые в процессе работы целиком или частично заполнены уплотняемой средой.

Эти уплотнения можно разделить на четыре группы (см. рис. 4): щелевые, динамические, гидростатические и магнитожидкостные.

4.1. ЩЕЛЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С ФИКСИРОВАННОЙ ГЛАДКОЙ СТЕНКОЙ

Щелевые уплотнения являются самыми простыми бесконтактными уплотнениями. Их принято подразделять на два типа — щелевые уплотнения с фиксированной гладкой стенкой и лабиринтные.

4.1.1. Конструктивная схема

Конструктивная схема щелевого уплотнения с фиксированной гладкой стенкой представлена на рис. 28. Для краткости такое уплотнение часто называют *щелевым*.

Между роторной деталью 1 и элементом 2 статора, имеющими радиусы соответственно r_1 и r_2 , устанавливается радиальный зазор (щель) δ . Ограничение утечек в щелевых уплотнениях основано на использовании эффекта гидравлического сопротивления щели (для жидкости) и дросселирования газа.

Особенностью щелевого уплотнения с гладкой стенкой является то, что величина утечки через него не зависит от знака перепада давления на щели, т. е. $p_1 = p_2$, а определяется геометрическими характеристиками самого уплотнения, физическими свойствами уплотняемой среды, величиной перепада давления и скоростью вращения вала. Кроме этого, на расход такого уплотнения оказывает влияние шероховатость его поверхностей.

В современных высокооборотных турбомашинах ДЛА скорости движения рабочих тел настолько велики, что силами инерции уже нельзя пренебрегать. Появляются дополнительные гидродинамические силы, которые могут привести к потере устойчивости ротора, сопровождающейся его автоколебаниями с большой амплитудой.

Поэтому одной из важных особенностей щелевых уплотнений является их влияние на динамическое поведение ротора.

Эти уплотнения проточные, поэтому работают практически без нагрева, что особенно важно при уплотнении низкокипящих жидкостей (таких, например, как жидкие водород и кислород).

Щелевые уплотнения практически не имеют ограничений по окружной скорости и работоспособны при перепаде давления до 30 МПа.

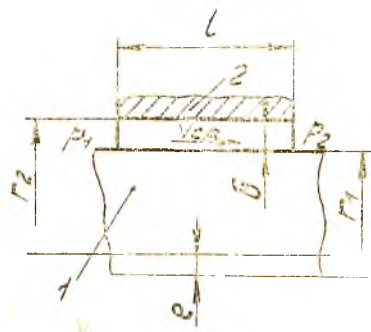


Рис. 28. Конструктивная схема щелевого уплотнения с фиксированной гладкой стенкой

4.1.2. Проектирование щелевых уплотнений

Для расчета щелевых уплотнений необходимо решать нелинейные уравнения нестационарного трехмерного течения рабочей среды при ламинарном и турбулентном режимах. Задача эта весьма сложная, поэтому на практике часто пользуются рядом допущений.

Основные допущения, как и в гидродинамической теории смазки или теории пограничного слоя, основаны на том, что зазор уплотнения δ мал по сравнению с его диаметром. При этом кольцевой зазор заменяют плоским, получая вполне удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных. Гидравлические по-

тери $\Delta p = p_1 - p_2$ обычно принимают пропорциональными квадрату среднерасходной скорости v :

$$\Delta p = \xi \rho v^2/2, \quad (4.1)$$

где ξ — коэффициент сопротивления;

ρ — плотность жидкости.

Коэффициент сопротивления ξ представляется суммой коэффициентов трения $\xi_{\text{тр}} = \lambda l/2\delta$ (здесь l — длина уплотнения), потерь на входе $\xi_{\text{вх}}$ и выходе $\xi_{\text{вых}}$, а также формированием профиля скорости в канале конечного размера κ_x . Обычно принимают $\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} = 0,5 + 1,0 = 1,5$.

С учетом отмеченного из уравнения (4.1) запишем

$$2 \Delta p / \rho v^2 = \lambda l/2\delta + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \kappa_x. \quad (4.2)$$

Это уравнение можно представить в таком виде:

$$2 \Delta p / \rho v^2 = \lambda_3 (l/2\delta),$$

где $\lambda_3 = \lambda + (2\delta/l) (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \kappa_x)$.

Обычно принимают

$$\lambda_3 = A/Re^n, \quad (4.3)$$

где $Re = 2\delta v/\nu$ — критерий Рейнольдса;

ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Для ламинарного режима течения жидкости $n=1$ для щелевого уплотнения бесконечной длины (т. е. при учете только потерь на трение). Для автомодельного турбулентного режима $n=0$. В переходной области $0 < n < 1$.

При эксцентричном расположении деталей 1 и 2 на рис. 28 зазор в окружном направлении определяется по формуле

$$\delta = \delta_0 (1 + \varepsilon \cos \varphi),$$

где $\delta_0 = r_2 - r_1$ — радиальный зазор при концентричном расположении деталей 1 и 2.

Тогда из уравнений (4.2) и (4.3) получим

$$v = c \delta^{\frac{1-n}{2-n}}; \quad c = \left(\frac{2^{2-n} \Delta p}{A \rho l \nu^n} \right)^{\frac{1}{2-n}}$$

Массовые утечки через щелевое эксцентричное уплотнение

$$\dot{m} = 2 \int_0^\pi \rho v \delta r_1 d\varphi = 2 \rho c r_1 \delta_0^{\frac{3}{2-n}} \int_0^\pi (1 + \varepsilon \cos \varphi)^{\frac{3}{2-n}} d\varphi.$$

Введем обозначение $t = \frac{3}{2-n}$. Решение интеграла можно искать

в виде гипергеометрического ряда или после разложения подынтегрального выражения как бинома Ньютона:

$$\dot{m} = 2 \rho c r_1 \delta_0^t \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 + \frac{t}{1!} \cos \varphi + \frac{t(t-1)}{2!} \cos^2 \varphi + \frac{t(t-1)(t-2)}{3!} \cos^3 \varphi + \dots \right] d\varphi = \dot{m}_0 \left[1 + \frac{t(t-1)}{4} \varepsilon^2 + \frac{t(t-1)(t-2)(t-3)}{64} \varepsilon^4 + \dots \right],$$

где $\dot{m}_0 = 2 \rho c r_1 \delta_0^t$ — утечки через concentричное уплотнение.

Так как $0 \leq n \leq 1$, то $3/2 \leq t \leq 3$. Поэтому всеми слагаемыми, содержащими относительный эксцентриситет ε в степени выше второй, можно пренебречь. Тогда

$$\dot{m} \approx \dot{m}_0 \left[1 + \frac{3}{4} - \frac{1+n}{(2-n)^2} \varepsilon^2 \right].$$

Выражение в квадратных скобках характеризует увеличение утечек жидкости через эксцентричное уплотнение по сравнению с concentричным:

$$f(\varepsilon) = \dot{m}/\dot{m}_0 = 1 + \frac{3}{4} - \frac{1+n}{(2-n)^2} \varepsilon^2.$$

При ламинарном режиме и учете только потерь на трение $n=1$, $A=96$, поэтому

$$\dot{m}_0 = \frac{\pi \rho r_1 \delta_0^3 \Delta p}{12 \sqrt{l}}; \quad f_n(\varepsilon) = 1 + 1,5 \varepsilon^2. \quad (4.3a)$$

Для переходного режима согласно формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$n=0,25$. Поэтому

$$f_{\text{пер}}(\varepsilon) = 1 + 0,3 \varepsilon^2. \quad (4.3б)$$

Для автомодельного турбулентного режима $n=0$ и

$$f_{\text{т}}(\varepsilon) = 1 + 0,19 \varepsilon^2. \quad (4.3в)$$

Из уравнений (4.3a, б, в) следует, что при $\varepsilon=1$ по сравнению с concentричным щелевым уплотнением утечки могут увеличиться для ламинарного, переходного и турбулентного режимов течения соответственно в 2,5; 1,3 и 1,19 раза. Если при ламинарном режиме учитывать не только потери на трение, но и другие виды потерь согласно зависимости (4.2), то $n \approx 0,8$ [6] и

$$f(\varepsilon) = 1 + 0,94 \varepsilon^2.$$

Отсюда и из второго уравнения (4.2) видно, что учет дополнительных потерь ослабляет влияние эксцентриситета на утечки. Однако требование повышения экономичности ведет к необходи-

мости создания таких условий работы, при которых щелевые уплотнения сохраняют concentricность.

При турбулентном режиме вращение вала способствует повышению сопротивления щели и поэтому уменьшает утечки. Их можно определять по зависимости [4]

$$\dot{m} = \frac{2\pi r_1 \delta_0}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2\rho \Delta p - \kappa \frac{l}{\delta} \rho u^2}, \quad (4.4)$$

где ξ — коэффициент сопротивления, определяемый согласно зависимостям (4.1) и (4.2);

$\kappa = (0,57 \dots 0,85) \cdot 10^{-3}$ — полуэмпирический коэффициент;

$u = \omega r_1$ — окружная скорость щелевого уплотнения.

Теоретические основы расчета щелевых уплотнений и более точные расчетные зависимости для турбулентного режима изложены в [15, 16].

При применении щелевого уплотнения в газовой среде расход определяется по зависимости, приведенной в РТМ [48]:

$$\dot{m} = \frac{\pi n r_1 \delta_0^3 (p_1^2 - p_2^2)}{12 \mu l a^2} (1 + 1,5 \epsilon^2), \quad (4.5)$$

где n — показатель адиабаты;

a — скорость звука в уплотняемом газе (для воздуха $n = 1,4$, $a = 342,3$ м/с при $T = 293$ К).

Из уравнений (3.1), (4.2), (4.4) и (4.5) видно, что эффективность щелевого уплотнения в основном определяется величиной зазора δ_0 , коэффициентом сопротивления λ , и длиной щели l .

Необходимо уменьшать зазоры в щелевых уплотнениях, однако возможности в этом направлении весьма ограничены, так как современные высоконапорные турбомашин ДЛА подвержены действию больших статических и динамических нагрузок, обусловленных значительными перепадами давлений, центробежными и гидродинамическими силами, а также высокочастотными пульсациями давления.

При выборе минимально допустимого радиального зазора для щелевого уплотнения необходимо учитывать конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы.

Минимальная величина радиального зазора определяется технологией изготовления, радиальным перемещением ротора при колебаниях и применяемыми демпферами в опорах, уровнем и темпом прогрева статорных и роторных деталей, их жесткостью статической и динамической нагруженностью. Следовательно, минимальный зазор должен удовлетворять условию

$$\delta_{\min} \geq \Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta r_1 + \Delta r_2 + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta b + \Delta_{\text{ос}} + A, \quad (4.6)$$

где $\Delta R_1, \Delta R_2$ — параметры шероховатости;

Δ_1, Δ_2 — допуски на отклонение геометрической формы;

$\Delta r_1, \Delta r_2$ — допуски на размеры;

$\Delta t_1, \Delta t_2$ — температурные деформации;

$\Delta W_1, \Delta W_2$ — деформации под действием радиальных сил;

Δb — изнашивание опор, биение вала;

Δ_{oc} — погрешности, связанные с несоосностью поверхностей, образующих щелевое уплотнение, из-за неточностей изготовления и сборки;

A — амплитуда колебаний ротора в месте установки щелевого уплотнения.

Индексы 1 и 2 относятся соответственно к роторной детали 1 и элементу статора 2 (рис. 28).

В щелевых уплотнениях, применяемых в турбомашинах ДЛА, величина δ_0 обычно составляет 0,05...1,2 мм.

Расход через щелевое уплотнение тем меньше, чем больше коэффициент сопротивления λ . Поэтому стремятся увеличить сопротивление щели введением острых кромок, врезанных расширений, поворотов потока и т. п.

На рис. 29 показаны некоторые мероприятия, способствующие увеличению λ за счет изменения направления потока уплотняемой среды. Недостатком схем, изображенных на рис. 29, а и в, является

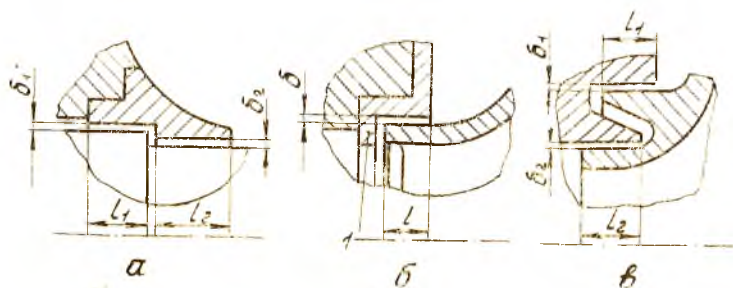


Рис. 29. Конструктивные способы увеличения гидравлического сопротивления щелевого уплотнения с гладкой фиксированной стенкой

ся усложнение технологии, связанное с трудностью шлифовки ступенчатых поверхностей. Козырек 1 на рис. 29, б также увеличивает эффективность уплотнения. Однако если такое уплотнение установлено на крыльчатке центробежного насоса, движение утечек из него может вызвать возмущение потока на входе в рабочее колесо насоса.

На рис. 29, в показана схема повышения эффективности щелевого уплотнения за счет изменения направления потока и увеличения его длины (участки l_1 и l_2).

Известно, что в некоторых случаях в высокооборотных лопаточных машинах щелевые уплотнения вызывают повышенную вибрацию ротора, т. е. радиальная гидростатическая сила может быть направлена в сторону увеличения эксцентриситета ротора. Иногда даже при невращающемся роторе многощелевые уплотнения, состоящие из нескольких последовательно расположенных щелевых уплотнений, при наличии перепада давления на них могут вызвать автоколебания ротора [42].

Конфузорность каналов щелевых уплотнений увеличивает центрирующую силу и, соответственно, собственную частоту колебаний ротора. В диффузорных каналах гидростатическая сила, направленная в сторону увеличения эксцентриситета, снижает суммарную изгибную жесткость вала. Это ведет к уменьшению критической скорости ротора. При этом не только первая, но и более высокие собственные частоты могут стать меньше рабочей частоты вращения, а в закритической области значительно возрастает опасность появления неустойчивых динамических режимов, сопровождающихся колебаниями с недопустимо большой амплитудой [42].

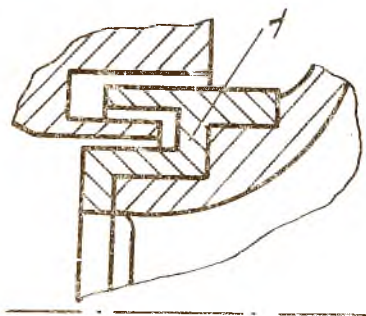


Рис. 30. Щелевое уплотнение с напрессовкой дополнительного кольца

за счет увеличения их толщины или напрессовки дополнительных колец (на рис. 30 деталь 1).

4.1.3. Материалы щелевых уплотнений

Анализ условий работы щелевых уплотнений в ДЛА, приведенный в главе 1, позволяет сформулировать следующие *требования к материалам деталей щелевых уплотнений*:

- химическая, коррозионная и эрозионная стойкость;
- близкие значения коэффициентов линейного расширения;
- обеспечение стабильности геометрических размеров деталей;
- возможность получения высокой точности и чистоты обработки рабочих поверхностей;
- пожаробезопасность, стойкость к образованию задиров;

— малый коэффициент трения в случае контакта роторной и статорной деталей.

В основном этим требованиям удовлетворяют хромистые коррозионно-стойкие стали 30X13, 40X13, 20X17H2, 07X16H6 с соответствующим упрочнением рабочей поверхности; бронзы Бр05Ц5С5; Бр0Ф6, 6-0,15; БрАЖ9-4.

Для предотвращения эрозии поверхностей, а также уменьшения тепловыделения при возможном контакте роторной и статорной деталей уплотнения на их поверхности наносят срабатываемые покрытия или делают вставки из мягкого материала (например, вставка 1 из фторопласта, показанная на рис. 31). О покрытиях будет сказано и в разд. 4.3.3.

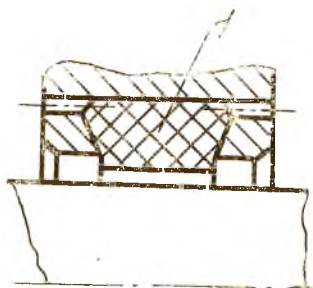


Рис. 31. Уплотнение со вставкой

4.2. ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

4.2.1. Конструктивная схема

Для уменьшения утечек газа применяют лабиринтные уплотнения, в которых определяющее значение имеют местные сопротивления $\zeta_{вх} + \zeta_{вых}$, а не потери на трение $\lambda l/2\delta$ (см. формулу (4.1) и пояснения к ней). Эти уплотнения (рис. 32) состоят из ряда последовательно расположенных выступов (гребней) и кольцевых полостей (камер).

Принцип действия лабиринтного уплотнения такой. Газ, разгоняясь в узком сечении с зазором δ , при внезапном расширении в полости за гребнем (в камере) теряет кинетическую энергию, и она преобразуется во внутреннюю энергию потока. Значит, полное давление не восстанавливается и процесс течения газа через лабиринтное уплотнение является процессом течения через дроссельное сопротивление, но не под общим перепадом давления, а под меньшим. Таким образом, сопротивление течению газа в лабиринтном уплотнении создается при движении в зазорах, образованных валом и гребнями, движении в камерах вследствие расширения и турбулентного перемешивания потока, а также (главным образом) при внезапных расширениях и сжатии газового потока.

Конфигурация камер и гребней разнообразна. Наиболее распространенные из них приведены на рис. 32. Самой простой является схема с прямым гребнем (рис. 32, а).

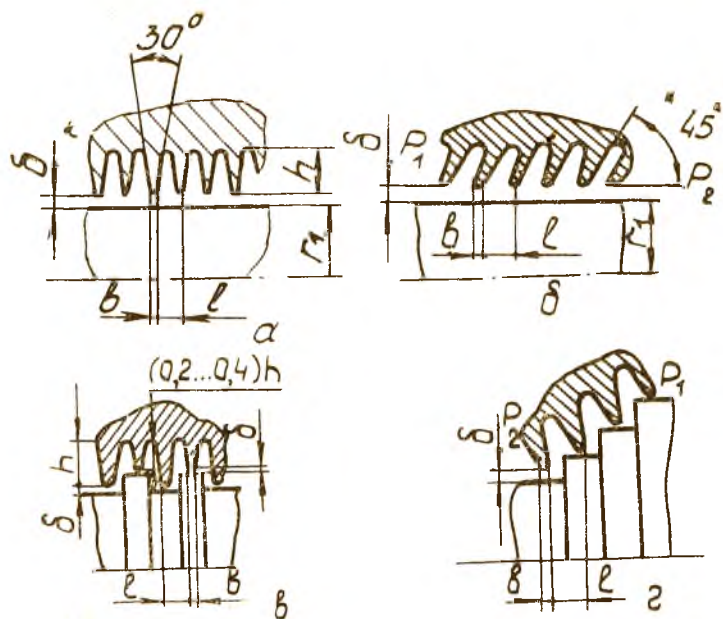


Рис. 32. Конструктивные схемы лабиринтных уплотнений

Наклонный лабиринт (рис. 32, б) более эффективен, чем прямой, однако менее технологичен, и в нем могут возникнуть ударные нагрузки из-за несбалансированных сил давления.

Конструкция, изображенная на рис. 32, в, является еще более

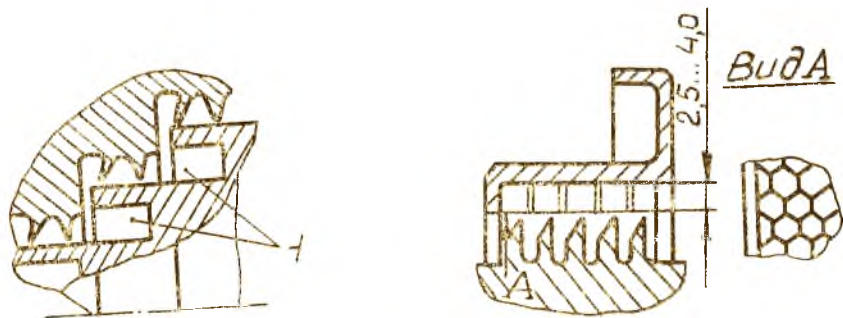


Рис. 33. К-образное лабиринтное уплотнение

Рис. 34. Сотовое лабиринтное уплотнение

эффективной, но и требующей большей точности изготовления и наличия разборного корпуса лабиринта.

Наконец, наиболее эффективным, однако более сложным, трудоемким в изготовлении и дорогим является ступенчатое лабиринтное уплотнение (рис. 32, г).

Хотя лабиринтные уплотнения широко используются в ГТД более полувека, их конструкция продолжает совершенствоваться. Так, в работе [60] сообщается о конструкции К-образных лабиринтных уплотнений (рис. 33), в которых имеются камеры I , рассеивающие кинетическую энергию газового потока. Предполагается, что такая конструкция уплотнения эффективнее ступенчатого лабиринта, показанного на рис. 32, г, на 25%. Однако подобная конструкция технологически сложна.

Один из возможных путей увеличения коэффициента сопротивления лабиринтных уплотнений заключается в использовании эффекта уменьшения скорости звука в двухфазной среде по сравнению со скоростью звука в обеих составляющих средах. Достижения необходимого эффекта можно добиться впрыском некоторой доли уплотняемой жидкости (масла) в рабочую полость лабиринтного уплотнения [26].

4.2.2. Проектирование лабиринтных уплотнений

Расход газа через лабиринтные уплотнения определяется по приближенному уравнению [44]

$$\dot{m} = \frac{2 \pi \delta_0 r_1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2 \delta_0}}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z} \frac{v_1}{p_2}} \quad (4.7)$$

где λ — коэффициент, зависящий от типа лабиринтного уплотнения (так, для уплотнений, показанных на рис. 32, а, $\lambda = 0,15$; на рис. 32, б — $\lambda = 0,20$; на рис. 32, в — $\lambda = 0,48$; на рис. 32, г — $\lambda = 0,58$ [44]);

z — число гребней;

ρ_1, p_1 — плотность и давление газа перед уплотнением;

p_2 — давление газа за уплотнением.

Обычно принимают шаг гребней $l \geq (10 \dots 15) \delta_0$, а их высоту $h = (1 \dots 17) \delta_0$ (она слабо влияет на коэффициент расхода [44]). Кромки гребней должны выполняться острыми. Радиус заострения кромок получается порядка 0,05 мм. Толщину гребня b выбирают минимально возможной (обычно $b_{\min} = 0,2 \dots 0,3$ мм).

Из уравнения (4.7) видно, что с увеличением числа гребней утечки уменьшаются. Однако с возрастанием количества гребней их влияние на утечки уменьшается, поэтому $z = 3 \dots 9$.

Зазор δ_0 выбирают из конструктивных соображений. Он должен гарантировать отсутствие автоколебаний в лабиринтах и полостях, ограниченных ими [17], а также работу без задевания деталей при нагреве и прогибах вала. В авиационных ГТД $\delta_0 = 0,1 \dots 1,5$ мм, а в проточной части турбины ТНА $\delta_0 = 2 \dots 4$ мм. Минимальная величина радиального зазора определяется соотношением (4.6).

4.2.3. Материалы лабиринтных уплотнений

Для изготовления лабиринтных уплотнений используются те же материалы, что и для щелевых уплотнений (см. раздел 4.1.3.).

Применение «мягких» или срабатываемых вставок в деталях дает возможность эксплуатировать уплотнение практически при нулевом радиальном зазоре δ_0 . Эти вставки представляют собой покрытия, наносимые на статор либо кистью, либо методом плазменного напыления. В зависимости от температуры газа материалы покрытия могут быть различными. В табл. 4.1 приведены некоторые материалы, используемые в качестве таких вставок.

При температуре, превышающей 1000 К, применяют так называемое сотовое уплотнение (рис. 34), изготовленное из стальной фольги толщиной 0,05...0,2 мм пайкой, например припоем ВПр-11, или травлением методом ЭХО. Сотовое уплотнение допускает врезание гребня лабиринта на глубину до 1 мм.

В отличие от покрытий, наносимых кистью и напылением, соты не восстанавливаются при ремонте уплотнения.

Таблица 4.1

Температура, К	Покрытие	Способ нанесения
до 500...550	Тальковое (тальк + алюминиевая пудра + лак)	Кистью (несколько слоев)
до 700	Алюмографитовое АНБ	Напылением
до 900	АНБ (алюминий + нитрид бора)	Плазменным напылением
до 1000	Монель-металл (никель + медь + нитрид бора)	То же

4.3. ДИНАМИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ С ПЛАВАЮЩИМ КОЛЬЦОМ

К динамическим бесконтактным уплотнениям относятся уплотнения, герметизирующее действие которых осуществляется в результате развития в них давления, противодействующего уплот-

няемому, а также вследствие трения уплотняемой среды об элементы поверхности уплотнения из-за турбуликации потока.

4.3.1. Конструктивная схема

Уплотнение с плавающим кольцом выполняется в виде щелевого уплотнения, у которого одна стенка может перемещаться в радиальном направлении.

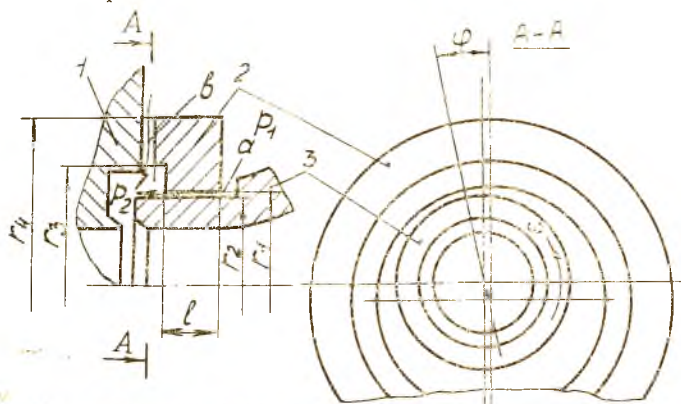


Рис. 35. Конструктивная схема уплотнения с плавающим кольцом

Конструктивная схема такого уплотнения показана на рис. 35. На детали вала 3 одето кольцо 2, которое отделяет зону высокого давления p_1 от зоны низкого давления p_2 . При неподвижном роторе уплотняемая среда течет через торцевой зазор между кольцом 2 и корпусом 1, а также через кольцевую щель между кольцом 2 и валом 3. При вращении ротора кольцо 2 начинает вращаться вместе с валом 3, при этом скорость течения уплотняемой среды в торцевом зазоре между кольцом 2 и корпусом 1 (в точке b) больше, чем скорость с другого торца кольца 2 (в точке a) (вследствие различной величины проходных площадей).

Давление рабочей среды в области точки b меньше, чем со стороны точки a . Следовательно, возникает сила, прижимающая кольцо 2 к корпусу 1. Кольцо, касаясь корпуса, начинает тормозиться. В эксцентричном радиальном зазоре между кольцом 2 и валом 3 появляются гидродинамические центрирующие силы, которые способствуют концентричному расположению кольца 2 относительно вала 3. Таким образом, уплотнение с плавающим кольцом обладает признаками торцевого и щелевого уплотнений.

Из-за отсутствия вращения кольца существенно уменьшается тепловыделение в зоне контакта кольца 2 с корпусом 1 и отпадает необходимость охлаждения трущихся поверхностей.

Очевидно, что уплотнение с плавающим кольцом работоспособно, когда кольцо отслеживает радиальные колебания вала так,

чтобы между ними не было механического контакта. Перемещению кольца 2 в радиальном направлении противодействует сила трения на торцевой контактной поверхности кольца и корпуса. Когда вал смещается в радиальном направлении относительно кольца, в щели возникает гидродинамическая сила. Если эта сила превысит силу трения, кольцо начнет двигаться в радиальном направлении и будет перемещаться до тех пор, пока не наступит равновесие. Для снижения силы трения уменьшают площадь контакта между корпусом 1 и кольцом 2 (см. рис. 35) сокращением толщины перемычки $r_4 - r_3$ (как показано на рис. 36, 37 и 38).

Так как плавающее кольцо имеет возможность самоустанавливаться относительно вала, то при выборе радиального зазора не учитывается погрешность $\Delta_{\text{ос}}$ в формуле (4.6.).

Благодаря этому радиальные зазоры в уплотнениях с плавающим кольцом могут быть малыми ($\delta_{\text{min}} = 0,02 \dots 0,05$ мм для высокотемпературных жидкостей и $\delta_{\text{min}} = 0,15 \dots 0,3$ мм для криогенных компонентов). При этом уплотнения работают без изнашивания.

Уплотнения с плавающим кольцом нашли широкое применение в крыльчатках ТНА ЖРД. Замена уплотнения с фиксированной стенкой на уплотнение с плавающим кольцом дает возможность повысить объемный КПД ТНА на $0,02 \dots 0,05$.

Такие уплотнения применяют как для жидкости, так и для газа при перепаде давления $p_1 - p_2 \leq 25$ МПа и при окружной скорости $u \leq 250$ м/с.

К недостаткам уплотнений с плавающим кольцом относится наличие механического контакта между кольцом и валом при запуске. Этот контакт может привести к тепловыделению, что крайне нежелательно. Это явление наблюдается, например, при установке такого уплотнения в насосе криогенного компонента (водорода), когда утечки из уплотнения поступают на вход в насос.

В этом случае подогрев утечек в уплотнении может привести к появлению кавитации на входе.

В некоторых случаях кольцо обкатывает крыльчатку и при этом деформируется — вытягивается. Для исключения этого явления кольцо лишают свободы окружного перемещения постановкой антиротационного штифта 1 (рис. 36).

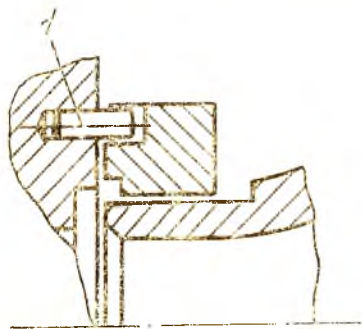


Рис. 36. Уплотнение с антиротационным штифтом

Иногда применяют не одно, а несколько плавающих колец, на

каждом из которых срабатывается определенный перепад давления (рис. 37). С этой целью в корпусе 3 устанавливаются втулки 2, в которых размещены кольца 1. Для дополнительного осевого поджатия колец использованы пружины 4. Кольца 1 зафиксированы от проворота штифтами 5.

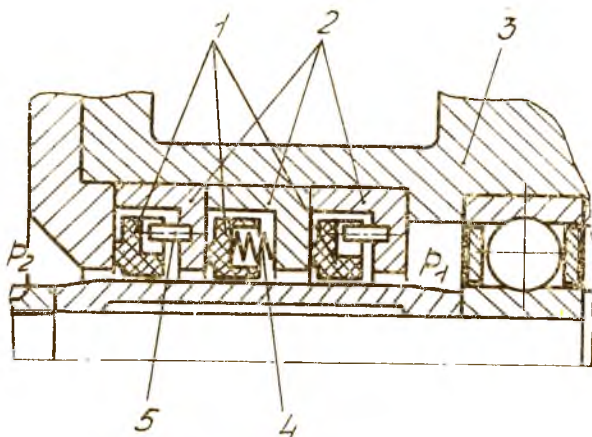


Рис. 37. Уплотнение с несколькими плавающими кольцами

4.3.2. Проектирование уплотнения с плавающим кольцом

При проектировании уплотнения с плавающим кольцом основной задачей является подбор таких параметров уплотнения, при которых смещение кольца относительно вала не превышает радиального зазора и обеспечивается бесконтактная работа. Кроме того, поскольку кольцо и вал, связанные друг с другом через уплотняемую среду, являются сложной динамической системой, необходимо помимо обеспечения статического условия самоцентрировки определить собственные частоты и амплитуды колебаний кольца, а также обеспечить его динамическую устойчивость. Кроме этого, в некоторых случаях необходимо учесть влияние плавающего кольца на динамику ротора.

Расчет утечки через осевой зазор уплотнения с плавающим кольцом аналогичен расчету утечки для щелевого уплотнения с фиксированной стенкой, изложенному в разд. 4.1.2.

При проектировании уплотнения с плавающим кольцом необходимо выполнить условие, обеспечивающее самоцентрировку кольца. Это условие выполняется, если радиальная центрирующая сила R в цилиндрическом зазоре уплотнения, равная векторной сумме гидростатической силы R_c , возникающей от перепада давле-

ния $p_1 - p_2$, и динамической силы R_d , зависящей от частоты вращения ротора ω , будет больше силы трения $R_{тр}$ кольца о корпус:

$$R = \sqrt{R_c^2 + R_d^2} > R_{тр}.$$

В цилиндрическом зазоре гидростатическая сила возникает вследствие изменяющегося по окружности падения давления на входе в кольцо.

Для вычисления R_c и R_d для различных режимов течения в щели уплотнения можно воспользоваться зависимостями, приведенными в работе В. А. Марцинковского [42]. Для ламинарного режима

$$R_{с\lambda} = -\frac{1}{2} r_1 l (p_1 - p_2) \int_0^{2\pi} \left[1 - \frac{\alpha}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} m^2 \right] \cos \varphi d\varphi,$$

где

$$m = -\frac{1 - \alpha}{2\alpha(1 - \varepsilon \cos \varphi)} + \sqrt{\left(\frac{1 - \alpha}{2\alpha(1 - \varepsilon \cos \varphi)}\right)^2 + \frac{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2}{\alpha}};$$

$$\alpha = \frac{\zeta_{вх}}{\zeta_{вх} + \frac{\lambda l}{2\delta_0}} - \text{коэффициент входных потерь } (\zeta_{вх} = 1,3 \dots 1,5).$$

Обозначение параметров соответствует принятым в разд. 4.1.2. Геометрические параметры приведены на рис. 35.

Динамическая сила для ламинарного режима течения

$$R_{д\lambda} = -\frac{\pi}{2\delta_0^2} \mu \varepsilon (1 - \varepsilon^2)^{-3/2} r_1 \omega.$$

Для турбулентного режима течения эти силы соответственно равны

$$R_{с\tau} = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{\cos \varphi d\varphi}{1 + \frac{\alpha}{1 - \varepsilon \cos \varphi}};$$

$$R_{д\tau} = \frac{\mu l^3 r_1 \omega}{\delta_0^2} \frac{\lambda \text{Re}}{96} \frac{\varepsilon}{2} \int_0^{2\pi} \frac{\sin^2 \varphi d\varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^{3/2}}.$$

Сила трения определяется уравнением

$$R_{тр} = \pi f [p_1 (r_4^2 - r_1^2) - 0,5 (p_1 - p_2) (r_4^2 - r_3^2) - p_2 (r_3^2 - r_1^2)].$$

Как было отмечено ранее, плавающее кольцо — масса, подверженная кинематическому возбуждению со стороны ротора и связанная с ним гидродинамическими силами. Надежная работа плавающего уплотнения может быть обеспечена при условии, что амплитуда колебаний кольца не превышает радиального зазора. Если не учитывать массу кольца и силы вязкого сопротивления в зазорах, а также принять демпфирование равным нулю, то это условие в упрощенном виде имеет следующий вид:

$$h_0 \geq A \frac{\frac{\omega^2}{\omega_0^2}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}},$$

где A — амплитуда колебаний вала;
 $\omega_0^2 = c/m$ — собственная частота колебаний кольца массой m ;
 $c = Re/e$ — коэффициент жесткости слоя в рабочем зазоре уплотнения;
 e — эксцентриситет, т. е. смещение осей плавающего кольца и вала.

Экспериментальные исследования плавающих колец [42] показали, что они могут подвергаться вредному воздействию автоколебаний. Поэтому *необходимы эффективные средства стабилизации колец*. Один из способов повышения динамической устойчивости уплотнений заключается в создании упругой подвески плавающих колец, например, постановкой пружины 1, показанной на рис. 38. Дополнительная жесткость такой подвески позволяет повысить виброустойчивость колец, а также способствует появлению дополнительных демпфирующих сил, действующих на ротор.

В работе [42] показано, что форма радиального зазора оказывает влияние на динамику уплотнения. При диффузорных (расширяющихся в сторону движения уплотняемой среды) зазорах плавающие кольца неработоспособны из-за их низкой виброустойчивости.

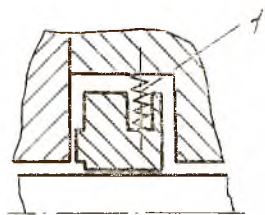


Рис. 38. Способ упругой подвески плавающего кольца

В случае конфузорного зазора такие уплотнения могут играть роль дополнительной опоры скольжения, способствуя повышению виброустойчивости упругого ротора.

Для повышения эффективности уплотнений с плавающими кольцами можно использовать гидростатический принцип центрирования колец по радиальному и торцевому зазорам (см. разд. 4.7, а также [5, 38]).

В процессе проектирования уплотнений с плавающими кольцами необходимо [42]:

1. Выполнить условия статического самоцентрирования уменьшением силы трения на контактной торцевой поверхности и увеличением центрирующей силы.
2. Принять меры к предотвращению угловых колебаний кольца, сопровождающихся периодическим раскрытием торцевого стыка.
3. Ограничить амплитуды вынужденных колебаний кольца относительно вала, чтобы избежать соударений во всем диапазоне уплотняемых давлений и рабочих частот вращения ротора.
4. Обеспечить динамическую устойчивость плавающих колец на всех эксплуатационных режимах.
5. Выбрать геометрическую форму радиального сечения коль

ца, которая обладает достаточной жесткостью относительно силовых и температурных деформаций.

В связи с тем, что уплотнения с плавающими кольцами отличаются разнообразием конструкций, рекомендуются следующие ориентировочные соотношения элементов конструкций [42].

Относительный радиальный зазор $(r_1 - r_2)/r_1 = (1 \dots 2) \cdot 10^{-3}$ (рис. 35), относительная длина плавающего кольца $l/r_1 = 0,2 \dots 0,5$, ширина торцового пояска $r_4 - r_3 = 2 \dots 5$ мм.

Отклонение от плоскостности поверхностей торцового пояска не должно превышать $0,6 \dots 0,9$ мкм, параметр шероховатости R_{a} должен находиться в пределах $0,08 \dots 0,16$ мкм, отклонение от цилиндричности уплотнительных поверхностей плавающего кольца и вала (овальность, конусность) не должно превышать $0,1$ радиального зазора. Параметр шероховатости R_{a} этих поверхностей не должен превышать $0,25$ мкм.

4.3.3. Материалы плавающих колец

Для изготовления плавающих колец применяют материалы, используемые для щелевых уплотнений (см. разд. 4.1.3).

Для уменьшения тепловыделения и изнашивания цилиндрической поверхности кольца при переходных режимах работы ротора на нее или на сопряженную поверхность детали ротора наносят износостойкое покрытие (например, хром) толщиной $0,05 \dots 0,10$ мм или применяют твердое анодирование этих поверхностей (например, буртов алюминиевых крыльчаток криогенных насосов).

Для устранения возможности искрообразования в некоторых ТНА плавающие кольца серебрят.

Помимо материалов, приведенных в разд. 4.1.3, для плавающих колец используют меднографит и металлокерамику.

4.4. ВИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

4.4.1. Конструктивная схема

Винтовое уплотнение (рис. 39) является радиальным динамическим уплотнением и представляет собой устройство, состоящее из роторной 1 и статорной 2 деталей, между которыми образован гарантированный радиальный зазор δ , и имеющее одно- или многозаходную нарезку специального типа. Эту нарезку обычно выполняют на поверхности ротора или статора, и она может иметь различный профиль.

На рис. 40 показаны четыре наиболее распространенных типа профиля нарезки: *a* — ленточный, когда в диаметральном сечении нарезка имеет прямоугольный профиль; *б* — трапецидальный, когда в диаметральном сечении нарезка имеет трапецидальный

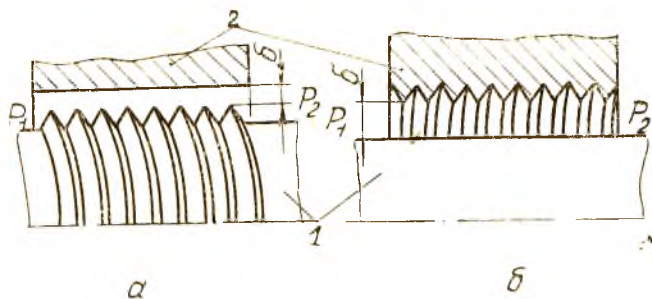


Рис. 39. Конструктивная схема винтового уплотнения

профиль; ω — метрический, когда в диаметральном сечении нарезка имеет треугольный равнобедренный профиль; ω — метрический специальный, когда в диаметральном сечении нарезка имеет треугольный неравнобедренный профиль.

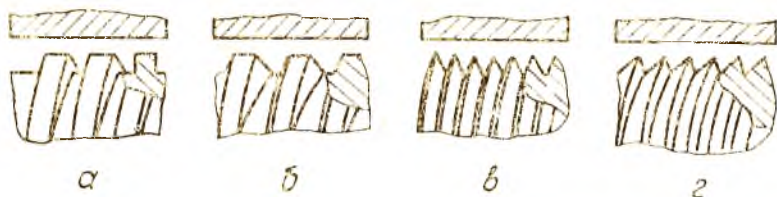


Рис. 40. Типы профиля нарезки

Принцип работы винтового уплотнения заключается в том, что вращающийся элемент за счет вязкостных сил передает энергию жидкости, которая в результате этого приобретает вращательное движение. При этом вследствие взаимодействия центробежных и вязкостных сил образуется вихревое поле, препятствующее движению жидкости из зоны высокого давления p_1 в зону низкого давления p_2 .

Винтовое уплотнение не работает при невращающемся роторе. При значительном перепаде давления оно требует весьма большой длины нарезной части. Применение винтового уплотнения наиболее целесообразно для герметизации вязких жидкостей при высоких частотах вращения ротора. Такое уплотнение применяется при одностороннем вращении.

Конструктивные особенности и режимы работы уплотнения могут существенно влиять на его характеристики.

4.4.2. Проектирование винтовых уплотнений

Расчет винтового уплотнения весьма сложен. Поэтому в первом приближении используем уравнение Навье—Стокса, составленное для двумерного плоскопараллельного течения (влияние кривизны вала не учитывается вследствие малости отношения δ/r), а также допущение об установившемся изотермическом течении. Принимаем, что ротор и статор соосны.

Для ленточного винтового уплотнения (рис. 41) уравнение расхода [33]

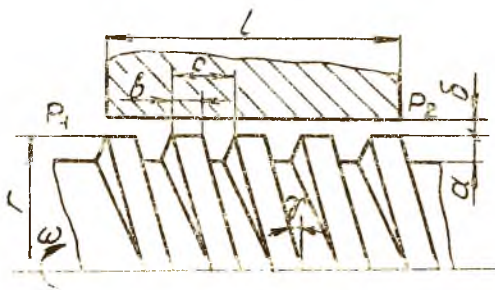


Рис. 41. Ленточное винтовое уплотнение

$$\dot{m} = \frac{\pi r \rho}{6 \mu} \frac{\Delta p}{l} \delta^3 \frac{(1 + \kappa^2)A^3 + \kappa^2 B(1 - B)(A^3 - 1)^2}{(1 + \kappa^2)[B + (1 - B)A^3]} + \frac{\pi}{16} \omega r^2 \delta \frac{\kappa B(1 - B)(A - 1)(A^3 - 1)}{(1 + \kappa^2)[B + (1 - B)A^3]},$$

где r — радиус вала;
 a — глубина нарезки;
 b — ширина выступов;
 c — шаг нарезки;
 γ — угол наклона винтовой линии;
 z — число заходов нарезки;
 l — длина уплотнения;
 ω — частота вращения вала;

$$A = \frac{a + \delta}{\delta}; \quad B = \left(\frac{c}{z} - b\right) / \frac{c}{z}; \quad \kappa = \lg \gamma \text{ — безразмерные}$$

параметры.

Расход через винтовое уплотнение можно определить также по уравнению (4.1). Однако вычислить коэффициент сопротивления затруднительно.

Э. А. Васильцов [19] приводит эмпирическое значение

$$\lambda = \frac{19}{1 + 4,2 \cdot 10^{-4} Re_u^{1,044}}, \quad (4.8)$$

позволяющее учесть влияние режима течения на характеристики уплотнения. Здесь $Re_u = r \omega \delta / \nu$.

В этой же работе приведены рекомендации и достаточно простые зависимости, полученные на основании экспериментальных данных.

Показано, что наличие эксцентриситета и перекоса осей ротора и статора винтового уплотнения незначительно влияет на изменение коэффициента сопротивления λ . Отсюда следует, что *одним из основных достоинств винтовых уплотнений является их способность сохранять высоким коэффициент сопротивления даже при значительных величинах относительного перекоса и эксцентриситета.*

Число заходов z винтового уплотнения является характеристикой, правильный выбор которой позволяет увеличить величину давления, удерживаемого уплотнением. Следует отметить, что число заходов влияет на параметры уплотнения двояко: с увеличением z сопротивление уплотнения возрастает в результате увеличивающегося загромождения сечения каналов уплотнения, но при этом уменьшается степень воздействия их на жидкость. Эта тенденция наблюдается как для ламинарного, так и для турбулентного режимов течения. Рекомендуется иметь $18 \leq z \leq 35$. Конкретное значение z выбирается в зависимости от допустимой величины утечки через уплотнение и технологических возможностей производства.

Угол наклона нарезки γ связан с числом заходов уравнением

$$90 - \gamma = \operatorname{arctg} \frac{zc}{2\pi r} .$$

Экспериментальный анализ, выполненный в работе [19], показывает, что с уменьшением γ сопротивление λ возрастает и достигает своего максимального значения при $\gamma = 8^\circ$. Дальнейшее уменьшение γ ведет к снижению λ .

Оптимальным теоретическим значением угла наклона винтовой линии является $\gamma = 2 \dots 2,5^\circ$. Однако выполнить нарезку с таким углом наклона очень сложно.

Радиальный зазор δ влияет на степень турбулизации жидкости, находящейся в пространстве между вращающейся и неподвижной частями уплотнения.

Чем меньше зазор, тем больше турбулентность потока и тем меньше утечки через уплотнение.

Минимальная величина радиального зазора ограничена технологическими факторами и динамическими условиями работы уплотнения в соответствии с уравнением (4.6).

Глубина нарезки a влияет на коэффициент сопротивления винтового уплотнения в совокупности с величиной радиального зазора. Поэтому удобнее ввести в рассмотрение относительную глубину нарезки $A = 1 + a/\delta$. От глубины нарезки зависит площадь проходного сечения уплотнения. Чем больше эта площадь, тем больше утечка.

Но увеличение a вызывает увеличение турбулизации жидкости в рабочем зазоре и, следовательно, рост коэффициента сопротивления уплотнения. Поэтому совместное влияние радиального зазора и глубины нарезки обуславливает наличие оптимальных значений относительной глубины нарезки $A = 1,25 \sqrt{Re_u}$ для $Re_u \leq 50$ и $A = 8,5 Re_u^{0,025}$ для $Re_u > 50$ [19].

Таким образом, абсолютная величина глубины нарезки имеет значение $a = 0,2 \dots 2,0$ мм.

Рассмотрим работу двух типов винтовых уплотнений — с нарезкой на вращающемся роторе и гладкой статорной деталью (рис. 39, а), а также с нарезкой на внутренней поверхности статора, в котором установлен вращающийся гладкий ротор (рис. 39, б). Можно отметить, что в первом случае цилиндрическая гладкая втулка статора 2 лишь формирует канал уплотнения, не оказывая существенного влияния на профиль скоростей и величину турбулентности в нем. Во втором случае гладкий ротор за счет сил вязкости передает вращательное движение жидкости, находящейся в канале. Частицы этой жидкости под действием центробежных сил набегают на нарезку невращающегося статора. Возникает вихревое движение, приводящее к росту гидравлического сопротивления уплотнения. Поэтому предпочтительнее применение винтового уплотнения с нарезкой на невращающейся детали, однако изготовить такое уплотнение труднее, чем уплотнение с нарезкой на валу.

Форма профиля нарезки оказывает значительное влияние на величину гидравлического сопротивления винтового уплотнения. Если коэффициент сопротивления винтового уплотнения (рис. 40, а) принять за единицу, то у уплотнения с трапецеидальным профилем (рис. 40, б) коэффициент сопротивления будет равен 1,3, у уплотнения с метрическим профилем (рис. 40, в) — 1,8, у уплотнения с метрическим специальным профилем (рис. 40, г) — 2,0 [19].

4.4.3. Материалы винтовых уплотнений

Винтовые уплотнения изготовляют из тех же материалов, что и щелевые уплотнения (см. разд. 4.1.3.).

4.5. ЛАБИРИНТНО-ВИХРЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

4.5.1. Конструктивная схема

Дальнейшим развитием винтовых уплотнений являются лабиринтно-вихревые уплотнения, имеющие нарезки на неподвижном и вращающемся элементах уплотнения (рис. 42). Число заходов и шаг нарезок на втулке 2 и винте 1 могут быть одинаковы, а их направление противоположно. В пространстве между втулкой и

винтом жидкость располагается в ячейках, ограниченных с одной стороны нарезками винта, а с другой—нарезками втулки. Передача энергии от винта к жидкости происходит в результате обмена количеством движения жидкости, обтекающей винт, с жидкостью, обтекающей втулку. Роль выступов нарезки заключается в интенсификации этого процесса.

Взаимодействие винта и втулки с жидкостью сводится к возникновению сил трения в ней. *Определяющим здесь является турбулентное трение, в отличие от винтовых уплотнений, где реализуется в основном вязкое трение.* Если в винтовом уплотнении движение жидкости при ламинарном режиме является преимущественно установившимся, то в лабиринтно-вихревом уплотнении относительное положение выступов нарезок втулки и винта непрерывно и периодически меняется (за счет вращения втулки).

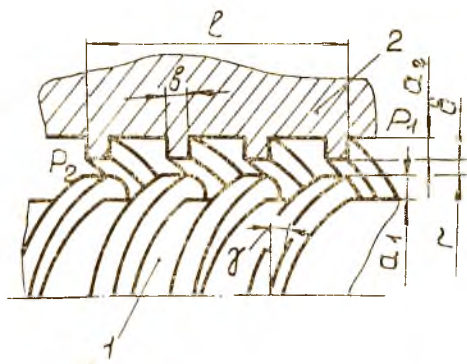


Рис. 42. Конструктивная схема лабиринтно-вихревого уплотнения

При этом возникает пульсация скорости и давления в каждой точке пространства между втулкой и винтом с частотой вращения вала, умноженной на число заходов нарезки. Силы трения, возникающие в жидкости, создают на выступах винта и втулки силы давления и трения. Причем при турбулентном режиме обтекания выступов основную роль играют силы давления, перпендикулярные к поверхностям выступов нарезок. Составляющие этих сил в осевом направлении определяют гидравлическое сопротивление лабиринтно-вихревого уплотнения.

Преимуществами лабиринтно-вихревых уплотнений (как и других уплотнений динамического типа) являются:

- отсутствие механического трения;
- неограниченная частота вращения ротора (в условиях ДЛА), причем эффективность уплотнения возрастает приблизительно в квадратной зависимости с увеличением скорости вращения;
- практически полное исключение утечек уплотняемой жидкости при определенных условиях работы уплотнения.

Высокая степень турбулентности в зазоре лабиринтно-вихревых уплотнений позволяет применять их для неоднородных сред (газожидкостных эмульсий, суспензий, мелких частиц в жидкостях), не обладающих абразивностью.

К недостаткам такого уплотнения относятся необходимость установки стояночного уплотнения (при невращающемся вале лабиринтно-вихревое уплотнение не работает), его чувствительность к содержанию абразивных частиц в жидкости и необходимость организации отвода тепла из-за почти полного отсутствия протока жидкости.

4.5.2. Проектирование лабиринтно-вихревых уплотнений

В настоящее время нет теории рабочего процесса, происходящего в лабиринтно-вихревом уплотнении, которая учитывала бы совместное влияние вязкости и турбулентности жидкости на характеристики уплотнения.

Для расчета таких уплотнений можно воспользоваться приближенными зависимостями, приведенными в работах [19, 23].

Направление нарезки на винте выбирается таким, чтобы вращающийся винт 1 перекачивал (отгонял) жидкость в зону высокого давления p_1 (рис. 42).

Одновременно с этим жидкость из зоны высокого давления p_1 под действием перепада давления стремится пройти по зазору δ и по нарезке неподвижной втулки 2 в зону низкого давления p_2 . Но вследствие противоположного направления нарезок винта и втулки жидкость вынуждена проходить своеобразный лабиринт, что увеличивает коэффициент сопротивления таких уплотнений.

А. И. Голубев [23] приводит уравнение, позволяющее определять утечку через лабиринтно-вихревое уплотнение:

$$\dot{m} = \lambda_{\text{лв}} b \delta \sqrt{\frac{l z^3 \operatorname{tg} \gamma (p_1 - p_2) \rho}{\pi r}}, \quad (4.9)$$

где b — ширина вершук нарезок;

l — длина уплотнения;

γ — угол наклона винтовой нарезки;

z — число заходов нарезки;

$\lambda_{\text{лв}}$ — коэффициент сопротивления;

$\lambda_{\text{лв}} = \frac{\lambda}{0,85 Re_{\text{ц}}^{0,1}}$ — в ламинарной зоне;

$\lambda_{\text{лв}} = \frac{\lambda}{0,55 Re_{\text{ц}}^{0,2}}$ — в турбулентной зоне.

Здесь λ берется из уравнения (4.8) для винтового уплотнения.

Из выражения (4.9) следует, что величина утечки прямо пропорциональна ширине вершук нарезок b . С увеличением b уменьшается также интенсивность вихреобразования при обтекании выступов нарезок, т. е. интенсивность турбулентного трения. Поэтому ширина b должна быть возможно меньшей.

Число заходов нарезки на винте и втулке, как и в винтовых уплотнениях, существенно влияет на характеристики лабиринтно-

вихревого уплотнения. Э. А. Васильцов [19] на основании экспериментов рекомендует $8 \leq z \leq 30$.

Эффективность лабиринтно-вихревых уплотнений может быть повышена неодинаковым числом нарезок на винте и втулке.

В этом случае увеличивается частота турбулентных пульсаций в каналах уплотнения, поскольку она определяется произведением числа заходов нарезки винта на число заходов нарезки втулки и на частоту вращения ротора.

В качестве оптимального рекомендуется отношение числа заходов нарезки на втулке z_2 к числу заходов нарезки на винте z_1

$$0,3 \leq z_2/z_1 \leq 0,5.$$

Уменьшение этого отношения меньше 0,3 и увеличение больше 0,5 связано с технологическими трудностями. При этом эффективность уплотнения снижается. Следует отметить, что в случае $z_2/z_1 \rightarrow 0$ лабиринтно-вихревое уплотнение преобразуется в винтовое с нарезкой только на винте, а при $z_2/z_1 \rightarrow \infty$ — в винтовое уплотнение с нарезкой только на втулке.

Аналогичное влияние на эффективность лабиринтно-вихревых уплотнений оказывает также соотношение глубины нарезок на втулке a_2 и винте a_1 .

Как отмечалось ранее, на эффективность работы винтовых уплотнений более существенное влияние оказывает нарезка на неподвижной втулке по сравнению с нарезкой на винте. Эта особенность определяется способностью даже гладких валов создавать вихревое циркуляционное движение жидкости в зазоре, которое взаимодействует с движением, создаваемым нарезкой на неподвижной втулке.

В лабиринтно-вихревых уплотнениях циркуляционное вихревое движение в любом случае создается нарезкой на винте. Эффективность такого уплотнения зависит от степени взаимодействия этого движения с нарезкой на втулке и связана с глубиной этой нарезки, так как малая глубина нарезки на втулке незначительно влияет на циркуляционное движение в зазоре. Однако большая глубина нарезки на втулке неэффективна, так как циркуляционное вихревое движение жидкости в зазоре взаимодействует лишь с верхушками такой нарезки, а в области ее впадин имеется лишь местное вихревое движение, не влияющее на эффективность уплотнения.

Для получения максимального значения коэффициента сопротивления лабиринтно-вихревого уплотнения рекомендуется [19] применять неравномерную глубину нарезки на винте и втулке, изменяющуюся в пределах $3,5 \leq a_2/a_1 \leq 6,0$.

4.5.3. Материалы лабиринтно-вихревых уплотнений

Материалы лабиринтно-вихревых уплотнений те же, что и материалы щелевых уплотнений (см. разд. 4.1.3).

4.6. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ (ИМПЕЛЛЕРЫ)

4.6.1. Конструктивная схема

Гидродинамическое уплотнение (рис. 43) представляет собой диск (импеллер) 1, с одной стороны которого имеются лопатки

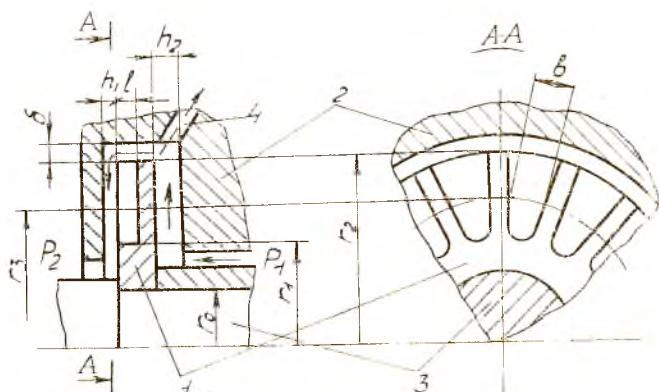


Рис. 43. Конструктивная схема гидродинамического уплотнения (импеллера)

или ребра, другая его сторона — гладкая. Импеллер 1 закреплен на валу 3 и установлен в невращающийся корпус 2 с осевыми зазорами со стороны лопаток h_1 , с гладкой стороны — h_2 и с радиальным зазором по наружному диаметру δ . Длина лопаток импеллера в радиальном направлении равна $r_2 - r_1$.

Импеллер разделяет полость высокого давления жидкости p_1 от полости низкого давления p_2 . При отсутствии вращения вала ($\omega = 0$) жидкость перетекает по зазорам h_2 , δ и h_1 под действием перепада давления $p_1 - p_2$. При вращении импеллера жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве и зазоре h_1 , тоже начинает вращаться. Импеллер, по существу, представляет собой центробежную крыльчатку полуоткрытого типа. Он создает напор. На каждую частицу жидкости действуют сила гидростатического давления и противоположно ей направленная центробежная сила. При равенстве этих сил наступает равновесие жидкости и ее движение в радиальном направлении из зазора h_1 в полость с давлением p_2 прекращается.

Для предотвращения нагрева уплотняемой жидкости и охлаждения импеллерного уплотнения в корпусе 2 выполнены отверстия 4, через которые жидкость удаляется из полости уплотнения.

Широкое применение импеллеры нашли в ТНА ЖРД. Они могут использоваться для герметизации жидких металлов, криоген-

ных жидкостей, суспензий, химически активных сред. Работают в широком диапазоне изменения параметров агрегата. Импульсные уплотнения имеют малые осевые габариты. Их применяют при перепаде давления на уплотнении $\Delta p \leq 5$ МПа.

4.6.2. Проектирование импеллеров

Основным размером импеллера, определяющим перепад давления на нем, является наружный радиус r_2 (см. рис. 43). Этот размер можно найти из зависимости [36, 37] между давлением p_3 на периферии импеллера и давлением в зазоре h_1 на радиусе r_3 раздела жидкостной и газовой фаз. В первом приближении можно принять давление на радиусе r_3 равным давлению p_2 :

$$p_3 - p_2 = 0,5 \rho \omega^2 \varphi_1^2 (r_2^2 - r_3^2). \quad (4.10)$$

Для жидкости, находящейся в зазоре h_2 , связь между давлением на радиусе r_2 и давлением p_1 на входе в импеллер выражается уравнением

$$p_3 - p_1 = 0,5 \rho \omega^2 \varphi_2^2 (r_2^2 - r_0^2). \quad (4.11)$$

В уравнениях (4.10) и (4.11) ρ — плотность уплотняемой жидкости; ω — частота вращения импеллера; r_0 — радиус вала; φ_1, φ_2 — коэффициенты, характеризующие отношение средней угловой скорости жидкости $\omega_{ж}$ соответственно с лопаточной и гладкой сторон импеллера к его угловой скорости ($\varphi = \omega_{ж}/\omega$).

На величину φ влияют число, форма и глубина ребер. В первом приближении можно задаться $\varphi_1^2 = 0,80 \dots 0,90$, $\varphi_2^2 = 0,35 \dots 0,65$.

Одним из отрицательных качеств импеллера является значительная величина мощности, потребляемой им. Это может заметно уменьшить КПД насоса, в котором установлен импеллер, вызвать нагрев жидкости и элементов конструкции. М. В. Краев [36] приводит уравнение, позволяющее определить мощность, потребляемую импеллером, в зависимости от его геометрии и условий работы:

$$N = 0,5 c \rho \varphi_1^2 \omega^3 r_2^5 \left[1 + \frac{5}{r_2} (h_1 + l + \delta) - (1 - \Delta \bar{p})^{5/2} \right], \quad (4.12)$$

где $c \approx 0,01 \dots 0,0055$ — коэффициент трения; $\Delta \bar{p} = (p_1 - p_2)/p_1$ — относительная величина давления.

Как следует из уравнения (4.10), величина наружного радиуса импеллера r_2 обратно пропорциональна частоте его вращения ω . В то же время из уравнения (4.12) видно, что мощность N , потребляемая импеллером, пропорциональна $\omega^3 r_2^5$. Поэтому можно заключить, что мощность, потребляемая импеллером, обратно пропорциональна квадрату частоты вращения. Следовательно, импеллеры целесообразно применять в высокооборотных машинах.

Из уравнений (4.10) и (4.12) следует, что так как

$r_2 \sim 1/\varphi_1$, то мощность, потребляемая импеллером, обратно пропорциональна кубу коэффициента скорости φ_1 . Как показано в работе [37], повысив φ_1 с 0,90 до 0,95, можно снизить мощность на 18%. Добиться увеличения φ_1 можно за счет увеличения числа лопаток z и их высоты l .

Для импеллеров диаметром $2r_2 = 40 \dots 120$ мм рекомендуются [36, 37] следующие величины: число лопаток $z = 8$, их глубина $l = 3 \dots 4$ мм, зазоры $h_1 = 2 \dots 5$ мм и $\delta = 2 \dots 5$ мм. Величина h_1 влияет на напор импеллера, который определяет величину перепада давления на нем.

С точки зрения увеличения напора желательно иметь $h_1 < 1,5 \dots 2,0$ мм. Для обеспечения технологичности сборки и стабильности работы уплотнения целесообразно выбирать $h_1 > 1,5 \dots 2,0$ мм,

так как в этом случае величина h_1 не влияет на напор. Но при дальнейшем увеличении $h_1 > 5$ мм возникает опасность прорыва жидкости в полость низкого давления.

Для уменьшения потребляемой мощности и перетекания жидкости и газа (барботаж) между лопатками рекомендуется применять импеллеры с бандажом 1 (рис. 44).

Для определения утечки жидкости через импеллерное уплотнение можно воспользоваться обобщенной зависимостью [36], рекомендуемой для широкого диапазона работы уплотнения:

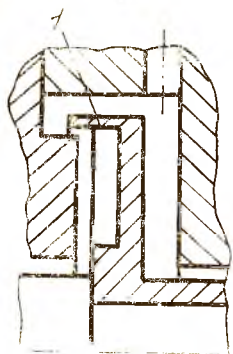


Рис. 44. Импеллер с бандажом

$$\dot{m} = \frac{0,01 \omega r_3^2 h_1 \rho_{ж}}{b} \left[7,5 - 12,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{r_3}{l} \right)^{2,5} \right] \times \left(\frac{\mu_{г}}{\mu_{ж}} \right) \left(\frac{\rho_{г}}{\rho_{ж}} \right)^{-0,5}$$

где $\mu_{г}$, $\mu_{ж}$, $\rho_{г}$, $\rho_{ж}$ — соответственно коэффициенты динамической вязкости и плотности газа и жидкости; b — ширина межлопаточного канала на радиусе r_3 раздела газовой и жидкостной фаз.

При выборе формы лопаток импеллера следует иметь в виду, что импеллер с лопатками постоянной толщины имеет меньшую массу, а импеллер с постоянной шириной межлопаточного канала более экономичен по потребляемой мощности. Кроме этого, межлопаточные каналы постоянной ширины проще изготовить.

Импеллерные уплотнения можно применять для герметизации значительных перепадов давления, причем не за счет увеличения диаметральных габаритов уплотнения, а за счет постановки нескольких ступеней импеллеров.

4.6.3. Материалы импеллерных уплотнений

Выбор материала импеллера определяется прочностными характеристиками диска и лопаток, их стойкостью к химическому воздействию уплотняемой среды, а также к температурному режиму, проявляющемуся при работе уплотнения. Обычно импеллеры изготавливают из нержавеющей сталей и титановых сплавов.

4.7. ТОРЦОВЫЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ

Как было отмечено в разд. 3.5, наиболее перспективным путем повышения надежности контактных уплотнений является создание таких конструкций, которые обеспечивают переход от контактного режима работы уплотнения к бесконтактному за счет использования гидростатического или гидродинамического эффектов. Такие уплотнения (в дальнейшем будем их называть гидростатическими — ГСУ) сочетают в себе преимущества щелевых или лабиринтных уплотнений (отсутствие непосредственного контакта элементов) и контактного уплотнения (малая утечка) [5]. В них устранен контакт уплотнительных поверхностей во время работы и уменьшены энергетические потери на трение и тепловыделение. При отсутствии вращения ротора эти поверхности находятся в плотном контакте, исключая утечки.

ГСУ предотвращают возможность загрязнения и нарушения нормальной работы соседнего узла, например подшипника, продуктами изнашивания, химического или электрического взаимодействия контактирующих пар.

На работоспособность ГСУ мало влияют радиальные перемещения вала, которые обусловлены большими термическими деформациями корпусных элементов и значительными прогибами ротора, связанными с податливостью опор и большой гибкостью вала.

Уплотнительный эффект в ГСУ создается за счет разделения двух сред тонким (5...30 мкм) слоем смазки, находящейся между двумя рабочими поверхностями и создающей дополнительное усилие, препятствующее непосредственному

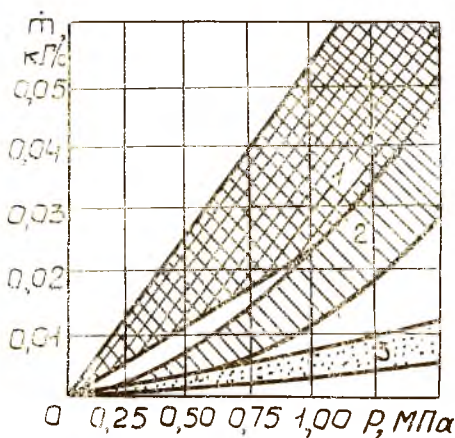


Рис. 45. Сравнение различных типов уплотнений системы смазки авиационного ГТД

контакту уплотнительных элементов и в то же время предотвращающей перетекание уплотняемой жидкости или газа. Это обеспечивается специальным профилированием уплотнительных поверхностей.

Для ГСУ практически нет ограничения по окружной скорости (в диапазоне существующих и перспективных частот вращения роторов ДЛА).

На рис. 45 [64] представлено сравнение различных типов уплотнений системы смазки авиационного ГТД, ротор которого вращается с частотой 92 с^{-1} . Расход воздуха через уплотнение не должен превышать $0,012 \text{ кг/с}$. При таком расходе лабиринтные уплотнения или уплотнения с плавающими и сегментными кольцами могут работать при перепаде давления не более $0,4 \text{ МПа}$ (зона 1 на рис. 45), ТКУ — при перепаде до $0,85 \text{ МПа}$ (зона 2), а гидростатические (здесь исследовались торцовые гидростатические уплотнения) — практически при неограниченном перепаде давления (зона 3). Еще одно сравнение характеристик различных типов уплотнений высокоскоростных валов, которые характерны для ДЛА, представлено в табл. 4.2 [31]. Здесь характеристики уплотнений улучшаются в следующей последовательности: 1, 2, 3, 4.

Таблица 4.2.

Уплотнение	Высокая температура	Низкая температура	Утечка	Ресурс
Лабиринтное	4	4	1	4
Торцовое контактное	3	2	4	2
Гидростатическое	1	4	3	4

Анализ приведенных данных позволяет сделать вывод о том, что для уплотнений валов высокооборотных ДЛА большого ресурса в наибольшей степени подходят ГСУ. Благодаря активному использованию методов, разработанных для проектирования и расчета гидро- и газостатических подшипников, признанию допустимыми определенных утечек и регулированию этих утечек, ГСУ позволяют осуществить герметизацию в течение длительного времени в жестких условиях, в которых нельзя рассчитывать на контактные или лабиринтные уплотнения.

К недостаткам ГСУ относится сложность их изготовления и высокая стоимость.

4.7.1. Конструктивная схема

Принципиальная схема торцового гидростатического уплотнения (ТГСУ) показана на рис. 46. Оно представляет собой ТКУ

(см. разд. 3.4), в котором рабочие кольца 1 и 2 (пара трения) находятся на расстоянии h друг от друга за счет подачи разделительной жидкости (или газа) в гидростатическую камеру a . Слой жидкости (или газа) в зазоре h является смазкой пары трения. Эта смазочная пленка создается благодаря наличию двух дросселирующих элементов: одного на входе в камеру-канал b , другого на выходе из нее — торцевой щели величиной h .

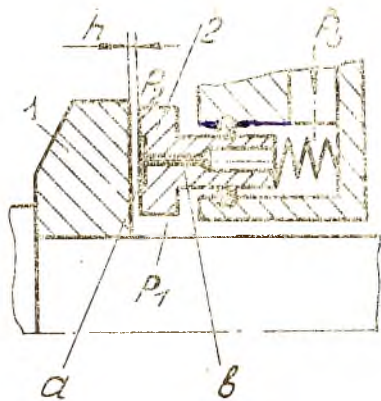


Рис. 46. Принципиальная схема ТГСУ

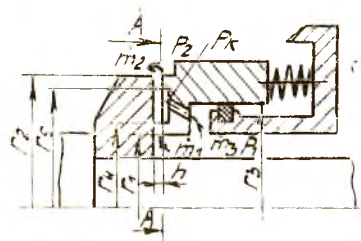
При работе уплотнения под действием внешних нагрузок, например при увеличении осевых сил, смыкающих пару трения 1 и 2, уменьшается зазор h . Это приводит к увеличению гидравлического сопротивления выходного дросселя и, следовательно, к увеличению давления в камере a , т. е. гидростатической силы, предотвращающей уменьшение зазора h и контакт колец 1 и 2.

ТГСУ имеют много конструктивных типов, обусловленных многообразными условиями эксплуатации и постоянным совершенствованием их конструкций.

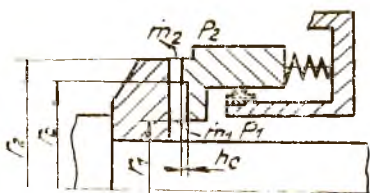
Кроме схемы с внешним источником давления, когда $p_3 > p_1 > p_2$ (рис. 46), используются конструктивные схемы ТГСУ, представленные на рис. 47. В этих схемах для разделения контактирующих поверхностей используется давление p_1 уплотняемой среды. Здесь показаны уплотнения: с секторными камерами и входными дросселями в виде отверстий (a); со ступенчатой (b) и конической ($в$) рабочими поверхностями; с камерами Рэля ($г$); с пористой ($д$) и деформируемой ($е$) рабочими поверхностями; со спиральными канавками ($ж$). Возможно сочетание этих схем в одной конструкции.

В ТГСУ с подводом жидкости (или газа) через дроссельное отверстие (рис. 47, а) давление в камерах возрастает с уменьшением толщины пленки ввиду уменьшения расхода и, следовательно, уменьшения перепада давления на дросселе. Недостатками этой схемы являются склонность дросселей к засорению и сложность их изготовления, так как диаметр дросселя обычно меньше 0,5 мм.

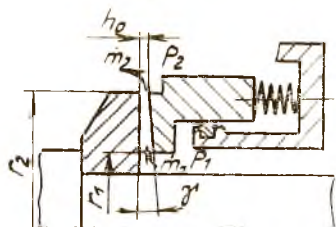
У ступенчатого уплотнения (рис. 47) вспомогательная поверхность (ступенька) выполняется непосредственно на рабочем торце смещенной от уплотнительной поверхности в осевом направлении на $h_c = 3...25$ мкм. В этом случае часть перепада давления сраба-



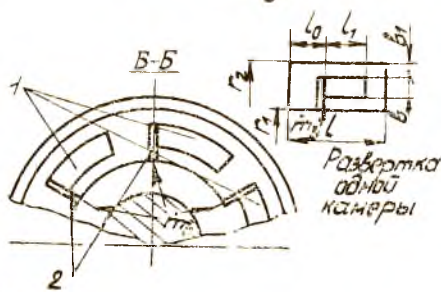
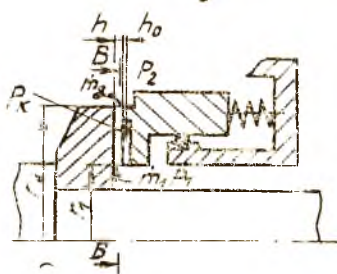
α



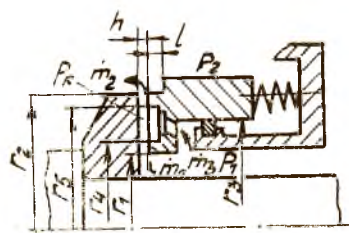
β



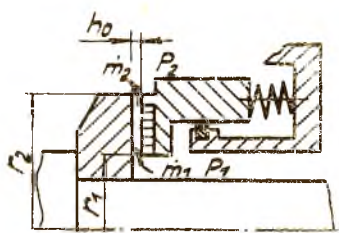
β



β



α



β

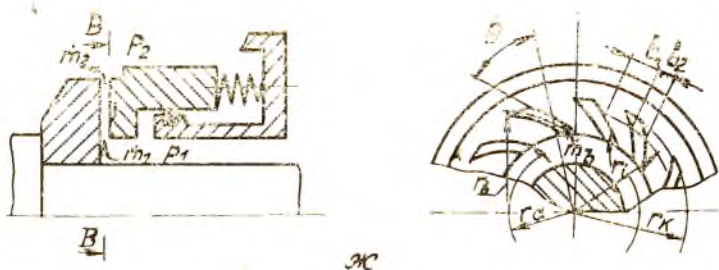


Рис. 47. Конструктивные схемы ТГСУ

тывается по ширине этой вспомогательной поверхности, являющейся дросселем. Здесь зазор уменьшается скачком в направлении течения, поэтому сопротивление потоку в области меньшей толщины пленки больше, чем в области большей толщины. Это приводит к увеличению давления в области ступеньки и обеспечивает положительную жесткость пленки. Однако такие ступеньки нетехнологичны, так как каждая поверхность требует специального притира.

Аналогичные цели достигаются при использовании *конической вспомогательной поверхности* (рис. 47, в).

Недостатком двух последних схем ТГСУ является отсутствие выравнивающего момента и повышенная чувствительность к изнашиванию в периоды пуска-останова, так как площадки контакта имеют малые размеры.

Камеры Рэлея (рис. 47, г) обеспечивают дополнительную гидродинамическую опору для торца уплотнения. Такое уплотнение имеет секторные камеры 1 глубиной $h_0 = 20 \dots 25$ мкм, к которым по более глубоким (до 1 мм) каналам 2 подводится высокое давление p_1 .

Наличие отдельных камер обеспечивает большую жесткость рабочей пленки при перекосах пары трения. Для обеспечения стабильных характеристик уплотнения необходимо точное изготовление каждой камеры, что представляет значительную технологическую трудность.

Другой недостаток, присущий четырем рассмотренным схемам ТГСУ при работе их на газе, — явление «пневмомолота» — потеря устойчивости газовой пленки, связанная со сжимаемостью газа в камерах и во вспомогательных объемах уплотнения.

Уплотнение с пористой рабочей поверхностью (рис. 47, д) свободно от этого недостатка. Другими преимуществами такого уплотнения являются: равномерное распределение по окружности подводимого в зазор давления; способность демпфирования колебаний давления в подводящей магистрали; большая жесткость плен-

ки; широкий диапазон изменения параметров пленки за счет подбора пористости. Пористые вставки получают спеканием углеродистых или металлических порошков (например, меди, железа, никеля, вольфрама, серебра, свинца, олова), изготовлением множества мелких отверстий непосредственно в уплотнительном кольце либо использованием прессованных материалов, например упругодемпфирующего пористого материала МР [3, 10].

Использованию пористых ТГСУ препятствуют их слабая износостойкость и освоение лишь опытной (лабораторной) технологии изготовления. Кроме того, наличие пористости уменьшает механическую прочность и теплопроводность уплотнения. Для снижения влияния этих факторов иногда увеличивают размеры уплотнений.

Известно, что благоприятной формой распределения давления в зазоре уплотнения является наиболее полная эпюра. Для создания такого распределения применяют *уплотнение с деформируемой рабочей поверхностью* (рис. 47, е). Кроме этого, наличие такой поверхности повышает устойчивость уплотнения и способствует демпфированию колебаний, возникающих в нем [11, 12, 18].

В уплотнении со спиральными канавками (рис. 47, ж), как и в уплотнении с камерами Рэлея (рис. 47, г), разделение поверхностей пары трения осуществляется главным образом за счет гидродинамических сил, возникающих в результате пагнетания рабочего тела в зазор под действием сил трения. Поэтому такие уплотнения иногда называют гидродинамическими.

Следует заметить, что во всех рассмотренных схемах уплотнений возникают гидростатические и гидродинамические силы, влияние которых меняется в зависимости от условий работы уплотнения.

Эти уплотнения будем называть ТГСУ независимо от преобладающего действия гидродинамических или гидростатических сил.

4.7.2. Проектирование ТГСУ

Спроектировать ТГСУ, т. е. определить его основные геометрические параметры, рабочий зазор h , массу m невращающегося кольца, а также жесткость k упругого элемента по известным физическим свойствам уплотняемой среды (по динамическому коэффициенту вязкости μ и плотности ρ , перепаду давления на уплотнении Δp , частоте вращения вала ω и его диаметру) можно, зная статические и динамические характеристики уплотнения и их взаимную связь.

Поскольку ТГСУ имеют много общего с упорными гидро- и газостатическими подшипниками, расчет уплотнений производится на основе теории жидкостной и газовой смазки, разработанной для такого типа опор, с учетом специфических свойств уплотнений,

обусловленных малыми расходами рабочей среды. При этом, поскольку объемные свойства рабочих сред ТГСУ сохраняются, так как зазоры в них достаточно велики (5...30 мкм), для расчета течения рабочей среды в уплотнении можно использовать общие уравнения гидрогазодинамики, т. е. уравнения состояния, сплошности, движения (Навье-Стокса) и энергии.

При составлении зависимостей для расчета ТГСУ ДЛА на исходные уравнения накладываются ограничения и допущения, обусловленные особенностями работы уплотнений в таких системах. Так, можно считать течение в элементах уплотнения изотермическим. Это связано с малой величиной зазора в уплотнении и интенсивным отводом тепла из зоны трения рабочей жидкостью. Поэтому тепловые явления в ТГСУ не столь значительно влияют на его характеристики, как, например, в торцовых контактных уплотнениях. Как показали экспериментальные и аналитические исследования многих авторов, при величине зазоров 5...30 мкм и окружной скорости до 250 м/с, т. е. при условиях, характерных для ДЛА, в ТГСУ наиболее часто встречается гидродинамический ламинарный режим течения. Хотя и не исключен турбулентный режим течения в зазорах ТГСУ, в большинстве случаев зазоры настолько малы, что можно не только принять течение ламинарным, но в уравнениях движения пренебречь инерционными членами.

Для торцового зазора между двумя круглыми кольцами, одно из которых неподвижно, а другое вращается с частотой $\omega_{вр}$ и колеблется со скоростью \dot{h} , можно записать [9]

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial \eta}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(h^3 \frac{\partial \eta}{\partial \Theta} \right) = 6 \mu \omega_{вр} r^2 \frac{\partial h}{\partial \Theta} + 12 \mu \dot{h} r^2, \quad (4.13)$$

где Θ — угловая координата;

η — функция давления.

Для несжимаемой жидкости $\eta = p$, для газа при изотермическом течении $\eta = p^2$.

Задача сводится к интегрированию уравнения (4.13) при определенных условиях, зависящих от геометрической формы поверхностей уплотнения и способа подвода рабочего тела, т. е. находится распределение давления в зазоре ТГСУ.

Далее вычисляется усилие от этого давления, действующее на элементы уплотнения. Величина усилия зависит от зазора.

Значение усилия R_p (в дальнейшем будем называть его несущей способностью слоя) подставляется в уравнение (3.6) равновесия невращающегося кольца ТГСУ (см. разд. 3.4.2).

Силу R_p представим как интеграл

$$R_p = \int_{r_1}^{r_2} p r dr, \quad (4.14)$$

При анализе конструкции ТГСУ удобнее пользоваться безразмерным параметром — относительной несущей способностью рабочего слоя

$$W = \frac{R_p}{\pi(r_2^2 - r_1^2)(p_1 - p_2)} \quad (4.15)$$

Поскольку в ТГСУ отсутствует контакт рабочих колец, то в уравнении (3.6) контактное усилие $R = 0$. Это уравнение запишем в виде

$$R_p = R_1 + R_2 + R_{np} \quad (4.16)$$

Из уравнения (4.16) вычисляется значение зазора h , соответствующее условно равновесия. По полученному значению h находится расход через уплотнение. Затем определяются статические (зависимости расхода, несущей способности и жесткости слоя от величины зазора) и динамические (динамическая жесткость и демпфирование слоя) характеристики уплотнения.

Зависимость статической жесткости слоя от зазора в безразмерном виде запишем следующим образом [7]:

$$C = -dW/dH \quad (4.17)$$

Стабильную пленку в зазоре можно поддержать максимумом статической жесткости и несущей способности. Таким образом, при осевых перемещениях ротора для поддержания расхода на определенном минимальном уровне необходимо параметры уплотнения выбирать такими, чтобы при уменьшении рабочего зазора статическая жесткость возрастала. Следовательно, на основе технологических и экономических соображений необходим компромисс между малым расходом через уплотнение и высокой несущей способностью рабочего слоя.

Однако этого недостаточно для гарантирования удовлетворительного функционирования уплотнения в составе ДЛА на всех его режимах работы.

Следует учесть динамические процессы, происходящие в ТГСУ. Они определяются демпфирующими свойствами рабочего тела, которые обусловлены потерями на трение при выдавливании его из зазора и в дроссель, а также сжимаемостью среды в рабочем объеме.

Кроме этого, под воздействием периодически изменяющихся сил и моментов детали уплотнения совершают вынужденные упругие колебания, которые становятся особенно сильными в зоне резонансов, когда частоты возмущающих сил или моментов совпадают с частотами собственных колебаний системы.

Изменение динамических характеристик ТГСУ возможно за счет изменения входного давления в уплотнение, рабочего зазора, характеристик дросселя.

При этом основная задача состоит в уточнении параметров уплотнения, рассчитанных по статическим характеристикам, для обеспечения оптимальных динамических свойств ТГСУ, под которыми понимается работа уплотнения с отслеживанием невращающимся кольцом вращающегося в устойчивой зоне.

Наиболее рационально исследовать ТГСУ на модели с релаксационным демпфированием [9], используя методы теории автоматического регулирования. В этом случае определяются передаточные функции, представляющие собой отношение координат вращающегося и невращающегося колец уплотнения, а также динамическая реакция рабочего слоя $C_{\text{дин}}$, равная отношению приращений несущей способности ΔW и зазора Δh .

Динамическая модель ТГСУ показана на рис. 48. Здесь κ — жесткость упругого элемента; жесткости C_1 и C_2 характеризуют

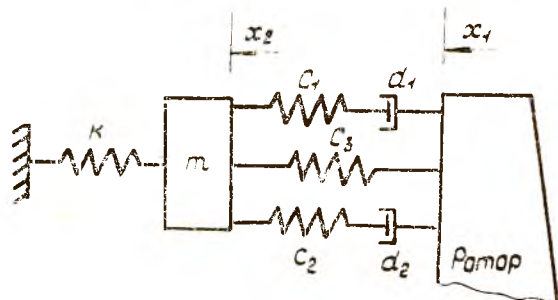


Рис. 48. Динамическая модель ТГСУ

сжимаемость рабочего тела в камере и в торцовом зазоре соответственно. Демпфирование, связанное с выдавливанием рабочего тела из камеры и зазора, характеризуется демпферами d_1 и d_2 . Пружина C_3 — эквивалент статической жесткости. Масса невращающегося кольца — m .

Динамическая реакция рабочего слоя определяется в виде суммы двух составляющих: $C_{\text{упр}}$, характеризует динамическую жесткость, D — демпфирование:

$$C_{\text{дин}} = C_{\text{упр}} + iD, \quad (4.18)$$

$$C_{\text{упр}} = C \frac{(T_1 T_2 + T_2 T_4) T_2 T_3 \omega^4 + (T_1 T_2 + T_3^2 + T_3 T_4) \omega^2 + 1}{T_2^2 T_3^2 \omega^4 + (T_2^2 - T_3^2) \omega^2 + 1}, \quad (4.19)$$

$$D = C \omega \frac{[T_3^2 (T_1 - T_2) + T_2^2 T_4] \omega^2 + T_1 - T_2 + T_4}{T_2^2 T_3^2 \omega^4 + (T_2^2 + T_3^2) \omega^2 + 1}, \quad (4.20)$$

где T_1 , T_2 , — постоянные времени опережения и запаздывания, учитывающие выдавливание и сжимаемость рабочего тела в камере; T_3 , T_4 — то же в зазоре (они зависят от конструктивных факторов уплотнения);

C — статическая жесткость;

ω — частота колебаний невращающегося кольца уплотнения.

Передаточная функция Q определяется из уравнения равновесия сил, действующих на подвижное кольцо уплотнения массой m (см. рис. 48):

$$mx_2 + C_{\text{дин}}(x_2 - x_1) + kx_1 = 0; \quad (4.21)$$

$$Q = \frac{x_2}{x_1} = \frac{1 + (T_1 + T_3 + T_4)i\omega - (T_1T_3 + T_2T_4)\omega^2}{\frac{\kappa - m\omega^2}{C} [1 + (T_2 + T_3)i\omega - T_2T_3\omega^2] + 1 + (T_1 + T_3 + T_4)i\omega - (T_1T_3 + T_2T_4)\omega^2}.$$

При проектировании ТГСУ необходимо знать, как реагирует система на внешнее динамическое воздействие. Оценка производится по отношению амплитуд входного и выходного сигналов. С этой целью исследуются амплитудно-частотная (АЧХ)

$$\bar{A}(\bar{\omega}) = \sqrt{\frac{[1 - T_1\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2(T_3 + \frac{T_2}{T_1}T_4)]^2}{\left[\frac{1}{\omega_0^2}(\rho_0^2 - \bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2)(1 - T_1T_3\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2) + 1 - T_1\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2(T_3 + \frac{T_2}{T_1}T_4)\right]^2 + \frac{\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2(T_1 + T_3 + T_4)^2}{\omega_0^2\bar{\omega}^2 \left[\frac{1}{\omega_0^2}(\rho_0^2 - \bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2)(T_1 + T_3) + (T_1 + T_3 + T_4) \right]^2}} \quad (4.22)$$

и фазочастотная (ФЧХ)

$$\psi(\bar{\omega}) = \arctg \frac{\bar{\omega}\bar{\omega}_0(T_1 + T_3 + T_4)}{1 + T_1\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2(T_3 + T_4 - \frac{T_2}{T_1})} - \arctg \frac{\bar{\omega}\bar{\omega}_0 \left[\frac{1}{\omega_0^2}(\rho_0^2 - \bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2)(T_1 + T_3 + T_4) \right]}{\omega_0^2(\rho_0^2 - \bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2)(1 - T_1T_3\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2) + 1 - T_1\bar{\omega}_0^2\bar{\omega}^2(T_3 + T_4 - \frac{T_2}{T_1})} \quad (4.23)$$

характеристики.

Здесь $\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$, $\rho_0 = \sqrt{\frac{\kappa}{m}}$ — собственные частоты элементов системы; $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$ — безразмерная частота вибрации.

Анализ статических и динамических характеристик (обеспечение максимума жесткости рабочего слоя и отслеживания колебаний невращающегося кольца за вращающимся) позволяет уточнить значение параметров, соответствующих заданным условиям работы ТГСУ.

Для схем ТГСУ, показанных на рис. 47, а, г, д, ж, обозначим через \dot{m}_1 и \dot{m}_2 массовые расходы рабочего тела через уплотнение на радиусах r_1 и r_2 соответственно, а через \dot{m}_3 — суммарный мас-

совый расход через дроссели. Тогда уравнение неразрывности можно записать следующим образом:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3. \quad (4.24)$$

Для схем, показанных на рис. 4.20, б, в, е, уравнение (4.24) будет таким:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2. \quad (4.25)$$

Выражения для массовых расходов через элементы ТГСУ, а также для распределения давления в зазоре при отсутствии перекося и деформации рабочих торцов приведены в работах [7, 51].

Рассмотрим ТГСУ с дросселирующими отверстиями (рис. 47, а).

Для несжимаемых жидкостей уравнения массовых расходов имеют вид [13]

$$\dot{m}_1 = \rho \frac{\pi h^3 (p_1 - p_k)}{6 \mu \ln(r_4/r_1)} ; \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_2 = \rho \frac{\pi h^3 (p_k - p_2)}{6 \mu \ln(r_2/r_5)} ; \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_3 = \rho \frac{\pi r_a^4}{8 \mu l} (p_1 - p_k) N, \quad (4.28)$$

где l , r_a , N — соответственно длина, радиус и число дросселей; p_k — давление в камере.

Уравнение (4.28) учитывает потери давления только на преодоление вязкого трения при полностью развитом течении жидкости, но не учитывает потерь, связанных с переформированием профиля скорости на начальном участке, а также местных потерь, на которые влияет конструктивное оформление входа жидкости в дросселирующий элемент и выхода из него.

Для газов расход через элементы ТГСУ описывается уравнениями [14]

$$\dot{m}_1 = \frac{\pi h^3 (p_1^2 - p_k^2)}{12 \mu RT \ln(r_4/r_1)} ; \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi h^3 (p_k^2 - p_2^2)}{12 \mu RT \ln(r_2/r_5)} ; \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\pi \alpha r_a^2 p_1}{4 \sqrt{RT}} L, \quad (4.31)$$

где R , T — универсальная газовая постоянная и температура газа; α — коэффициент расхода газа через дроссель, определяемый из экспериментальной зависимости [54], равный $\alpha = 0,85 - 0,35 (p_k/p_1)^{1,5}$; L — функция истечения,

$$L = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{p_\kappa}{p_1}\right)^{1/\kappa} \left[1 - \left(\frac{p_\kappa}{p_1}\right)^{\kappa-1/\kappa}\right]^{1/2}} & \text{при } \frac{p_\kappa}{p_1} < \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\kappa/(\kappa-1)}; \\ \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2\kappa}{\kappa+1}\right)^{1/\kappa-1}} & \text{при } \frac{p_\kappa}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\kappa/(\kappa-1)}; \end{cases}$$

κ — показатель адиабаты газа.

Запишем зависимость между p_κ и h в безразмерном виде. Для жидкостей

$$\frac{P_\kappa - P_2}{1 - P_\kappa} E_1 - D_1 = \frac{A_{a.ж.}}{H^3}, \quad (4.32)$$

где $P = p/p_1$ — безразмерное давление;

$H = h/h_0$ — относительный зазор; h_0 — фиксированное значение зазора;

$D_1 = \frac{1}{\ln(r_4/r_1)}$, $E_1 = \frac{1}{\ln(r_2/r_5)}$ — геометрические параметры уплотнения;

$$A_{a.ж.} = 0,75 \frac{r a^4}{h_0^3 l} N \quad (4.33)$$

параметр уплотнения, характеризующий соотношение гидравлических сопротивлений дросселя и торцевой щели.

Для газов

$$\frac{1}{L} \left(\frac{P_\kappa^2 - P_2^2}{1 - P_\kappa^2} E_1 - D_1 \right) = \frac{A_{a.г.}}{H^3}, \quad (4.34)$$

где $A_{a.г.} = 12\alpha \mu r a^2 p_1 \frac{N}{h_0^3} \sqrt{RT}$. (4.35)

Для решения уравнений (4.14) и (4.15) необходимо знать распределение давления в торцовом зазоре. Оно определяется равенствами: для несжимаемых жидкостей

$$P_{a.ж.} = \begin{cases} 1 - (1 - P_\kappa) D_1 \ln(r/r_1) & \text{при } r \in [r_1; r_4]; \\ P_\kappa & \text{при } r \in [r_4; r_5]; \\ P_2 - (P_\kappa - P_2) D_1 \ln(r_2/r) & \text{при } r \in [r_5; r_2]; \end{cases} \quad (4.36)$$

для газов

$$P_{a.г.} = \begin{cases} \sqrt{1 - (1 - P_\kappa^2) D_1 \ln(r/r_1)} & \text{при } r \in [r_1; r_4]; \\ P_\kappa & \text{при } r \in [r_4; r_5]; \\ \sqrt{P_2^2 - (P_\kappa^2 - P_2^2) E_1 \ln(r_2/r)} & \text{при } r \in [r_5; r_2]. \end{cases} \quad (4.37)$$

При подстановке уравнений (4.36), (4.37) в интеграл (4.15) и решении его получаются громоздкие выражения, неудобные для применения в инженерных расчетах. Поскольку в ТГСУ ДЛА ширина уплотнительного кольца значительно меньше радиуса, т. е. $r_4 - r_1 \ll r_1$ и $r_2 - r_5 \ll r_2$, можно принять распределение функции

давления η в зазоре по радиусу линейным, как это описано уравнением (4.13). В этом случае зависимости (4.36) и (4.37) могут быть представлены следующим образом:

для жидкостей

$$P_{a.ж.} = \begin{cases} 1 - (1 - P_K) \frac{r - r_1}{r_4 - r_1} & \text{при } r \in [r_1; r_4]; \\ P_K & \text{при } r \in [r_4; r_5]; \\ P_K - (P_K - P_2) \frac{r - r_5}{r_2 - r_5} & \text{при } r \in [r_5; r_2], \end{cases} \quad (4.38)$$

для газов

$$P_{a.г.} = \begin{cases} \sqrt{1 - (1 - P_K^2) \frac{r - r_1}{r_4 - r_1}} & \text{при } r \in [r_1; r_4]; \\ P_K & \text{при } r \in [r_4; r_5]; \\ \sqrt{P_K^2 - (P_K^2 - P_2^2) \frac{r - r_5}{r_2 - r_5}} & \text{при } r \in [r_5; r_2]. \end{cases} \quad (4.39)$$

С учетом уравнений (4.38) и (4.39) относительную несущую способность слоя (4.15) запишем так:

для жидкостей

$$W_{a.ж.} = \frac{1}{6(1 - P_2)(r_2^2 - r_1^2)} [(1 - P_K)r_4(r_4 + r_1) + (P_K - P_2)r_5(r_2 + r_5) - (2 - P_K)r_1^2 - (P_K - 2P_2)r_2^2]; \quad (4.40)$$

для газов

$$W_{a.г.} = \frac{1}{(1 - P_2)(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{2}{15(1 - P_K^2)^2} [P_K^2(3r_4 + r_1) - (5r_4 - 7r_1)] \times \right. \\ \times \sqrt{\frac{[P_K^2(r_4 - 2r_1) - r_1]^3}{r_4 - r_1}} + \frac{1}{2} P_K(r_5^2 - r_4^2) + \frac{2}{15(P_K^2 - P_2^2)} \times \\ \left. \times [P_2^2(3r_2 + r_5) - P_K^2(5r_2 - 7r_5)] \sqrt{\frac{[P_2^2(r_2 - 2r_5) - P_K^2 r_5]^3}{r_2 - r_5}} \right\}. \quad (4.41)$$

Расход через уплотнение для жидкостей определяется по уравнению (4.27), или в безразмерном виде

$$\dot{M}_{a.ж.} = H_3(P_K - P_2) F_1, \quad (4.42)$$

где

$$\dot{M}_{a.ж.} = \dot{m}_2 \frac{6\mu}{\rho \pi h_0^3 p_1};$$

для газов—по уравнению (4.30), или в безразмерном виде

$$\dot{M}_{a.г.} = H^3(P_K^2 - P_2^2) E_1, \quad (4.43)$$

где

$$\dot{M}_{a.г.} = \dot{m}_2 \frac{12\mu RT}{\pi h_0^3 p_1}$$

Величина статической жесткости рабочего слоя ТГСУ определяется по зависимости (4.17):

для жидкостей

$$C_{a-ж.} = - \frac{A_{a-ж.} (1 - P_K)^2}{2H^4(1 - P_2)^2 E_1} \left[\frac{r_5(r_2 + r_5) - r_4(r_4 + r_1)}{r_2^2 - r_1^2} - 1 \right], \quad (4.44)$$

для газов

$$C_{a-г.} = - \frac{3A_{a-г.} L}{H^4} \left\{ 2P_K (D_1 + E_1) + [P_K^2 (D_1 + E_1) - D_1 - P_2^2 E_1] \times \right. \\ \left. \times \left(L \frac{dL}{dP_K} - \alpha \frac{d\alpha}{dP_K} \right) \right\}^{-1} \frac{dW_{a-г.}}{dP_K}. \quad (4.45)$$

Расчет динамических характеристик производится по уравнениям (4.18) — (4.23). Аналитические выражения для силовых характеристик имеют сложный вид, поэтому их необходимо рассчитывать с помощью ЭВМ.

ТГСУ со ступенчатой рабочей поверхностью (рис. 47, б).

Связь между P_K (безразмерным давлением в окрестности ступени на радиусе r_2) и H описывается уравнениями:

для жидкостей

$$\frac{1 - P_K}{P_K - P_2} \frac{D_2}{E_2} = \left(1 + \frac{H_K}{H} \right)^3, \quad (4.46)$$

для газов

$$\frac{1 - P_K^2}{P_K^2 - P_2^2} \frac{D_2}{E_2} = \left(1 + \frac{H_K}{H} \right)^3, \quad (4.47)$$

где

$$D_2 = \frac{1}{\ln(r_c/r_1)}; \quad E_2 = \frac{1}{\ln(r_2/r_c)}; \quad H_K = \frac{h_K}{h_c};$$

h_K — глубина ступени.

Принимая распределение функции давления в зазоре по радиусу линейным, можно записать:

для жидкостей

$$P_{б-ж.} = \begin{cases} 1 - (1 - P_K) \frac{r - r_1}{r_c - r_1}, & r \in [r_1; r_c]; \\ P_K - (P_K - P_2) \frac{r - r_c}{r_2 - r_c}, & r \in [r_c; r_2]; \end{cases} \quad (4.48)$$

для газов

$$P_{б-г.} = \begin{cases} \sqrt{1 - (1 - P_K^2) \frac{r - r_1}{r_c - r_1}}, & r \in [r_1; r_c]; \\ \sqrt{P_K^2 - (P_K^2 - P_2^2) \frac{r - r_c}{r_2 - r_c}}, & r \in [r_c; r_2]. \end{cases} \quad (4.49)$$

Относительная несущая способность слоя (4.15) с учетом уравнений (4.48), (4.49) будет:

для жидкостей

$$W_{б.ж.} = \frac{1}{6(1-P_2)(r_2^2-r_1^2)} [r_1 r_c (1-P_k) + r_2 r_c (P_k-P_2) - r_1^2(2+P_k) - r_2^2(2P_k+P_2)], \quad (4.50)$$

для газов

$$W_{б.г.} = \frac{(1-P_2)(r_2^2-r_1^2)}{1} \left\{ \frac{2}{15(1-P_k)^2} [P_k^2(3r_c+r_1) - (5r_c-7r_1)] \right\} \times \\ \times \sqrt{\frac{[P_k^2(r_c-2r_1) - r_1]^2}{r_c-r_1} + [P_2^2(3r_2+r_c) - P_k^2(5r_2-7r_c)]} \times \\ \times \sqrt{\frac{[P_2^2(r_2-2r_c) - P_k^2 r_c]^2}{r_2-r_c}}. \quad (4.51)$$

Расход через уплотнение определяется так:

для жидкостей

$$\dot{m}_2 = \rho \frac{\pi h^3 (\rho_k - \rho_2)}{6\mu} E_2, \quad (4.52)$$

для газов

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi h^3}{12\mu RT} (\rho_k^2 - \rho_2^2) E_2, \quad (4.53)$$

или в безразмерном виде:

для жидкостей

$$\dot{M}_{б.ж.} = H^3 (P_k - P_2) E_2, \quad (4.54)$$

для газов

$$\dot{M}_{б.г.} = H^3 (P_k^2 - P_2^2) E_2. \quad (4.55)$$

Статическая жесткость рабочего слоя, вычисленная по уравнению (4.17), имеет вид:

для жидкостей

$$C_{б.ж.} = \frac{(H+H_k)^2 (P_k - P_2)^2 E_2 [r_2(r_c - 2r_2) - r_1(r_c - r_1)]}{2H^4 D_2 [(1-P_k) + (P_k - P_2)] (1-P_2)(r_2^2 - r_1^2)}, \quad (4.56)$$

для газов

$$C_{б.г.} = \frac{3(H+H_k)^2 E_2 (P_k^2 - P_2^2)}{2H^4 D_2 (1-P_2^2)} \frac{dW_{б.г.}}{dP_k}. \quad (4.57)$$

Расчет динамических характеристик уплотнения производится по уравнениям (4.18) — (4.23).

ТГСУ с конической рабочей поверхностью (рис. 47, в). Распределение давления в зазоре такого уплотнения в безразмерном виде описывается уравнениями [8]:

для жидкостей

$$P = 1 - (1 - P_2) \sqrt{\frac{\int_{r_1}^r \frac{dr}{rh^3}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}}, \quad (4.58)$$

для газов

$$P = \sqrt{1 - (1 - P_2^2) \frac{\int_{r_1}^r \frac{dr}{rh^3}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}}, \quad (4.59)$$

где $h = h_0 + (r_2 - r) \operatorname{tg} \gamma$;

γ — угол конусности рабочей поверхности уплотнения;

h_0 — величина зазора на радиусе r_2 .

Относительная несущая способность слоя (4.15) с учетом уравнений (4.58) — (4.59) будет определяться уравнениями:

для жидкостей

$$W_{в.ж.} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - \int_{r_1}^{r_2} (1 - P_2) \sqrt{\frac{\int_{r_1}^r \frac{dr}{rh^3}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}} r dr, \quad (4.60)$$

для газов

$$W_{в.г.} = \int_{r_1}^{r_2} \sqrt{1 - (1 - P_2^2) \frac{\int_{r_1}^r \frac{dr}{rh^3}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}} r dr. \quad (4.61)$$

Расход через уплотнение найдем из следующих зависимостей:

для жидкостей

$$\dot{m}_2 = \rho \frac{\pi(p_1 - p_2)}{6\mu \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}, \quad (4.62)$$

для газов

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi(p_1^2 - p_2^2)}{12\mu RT \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{rh^3}}. \quad (4.63)$$

Расчет статической жесткости и динамических характеристик производится по уравнениям (4.17) — (4.23). Ввиду сложности аналитических выражений, его удобнее производить на ЭВМ.

ТГСУ с камерами Рэлея (рис. 47, г). При расчете такого уплот-

нения можно воспользоваться уравнениями (4.24) — (4.45), приведенными для уплотнения с дросселирующими отверстиями с кольцевой камерой. Однако следует учесть то, что камеры Рэлея располагаются отдельными секторами и характер течения рабочего тела в секторах различный. Кроме этого, необходимо учесть различие в подводе рабочего тела в камеру через дросселирующие отверстия и через радиальные канавки 2 (рис. 47, г).

Камеры Рэлея обладают нагнетающим действием, т. е. с увеличением частоты вращения увеличивается несущая способность рабочего слоя, находящегося в зазоре уплотнения. Величина этой динамической добавки относительной несущей способности для одной камеры определяется по уравнению

$$W_{г.д.} = \frac{3\mu ulh_0(r_2 - r_1 + b) \times}{2h^3(r_2 - r_1)(p_1 - p_2) \left[\left(1 + \frac{h_0}{h} \right) \left(1 + \frac{l_0}{l_1} \right) + 1 + \frac{l_1}{l_c} + \left(\frac{l_0 + l_1}{r_2 - r_1} \right)^2 \times \right.} \times \frac{1}{2} \left. \times \frac{b}{r_2 - r_1} \left(1 - \frac{b}{r_2 - r_1} \right) \right]} \quad (4.64)$$

где u — окружная скорость в зоне камеры;

l, l_1, l_0, b — геометрические параметры камеры (рис. 47, г).

Динамические характеристики рассчитываются по уравнениям (4.18) — (4.23).

В работе [55] на основании экспериментов рекомендуются следующие геометрические параметры камер Рэлея:

$$b_1 = 0,25(r_2 - r_1), \quad b = 0,5(r_2 - r_1), \quad l_0 = 0,25l,$$

$$l_1 = 0,5l, \quad h_0 = 1,24h, \quad l = 2(r_2 - r_1).$$

ТГСУ с пористым дросселем (рис. 47, д). Расчет его приведен в работе [51]. Если в качестве дросселя применять пористый упругодемпфирующий материал МР [3, 10], то уплотнение будет обладать следующими преимуществами: возможностью изменения пористости в широком диапазоне (от 25 до 90%); возможностью изготовления из различных материалов, что расширяет рабочий диапазон уплотнения по температуре, агрессивности и другим свойствам рабочей среды; способностью демпфировать колебания ТГСУ. Этим материал МР выгодно отличается от хрупких графитовых материалов, используемых в настоящее время в уплотнениях.

Для несжимаемых жидкостей уравнения массовых расходов \dot{m}_1 и \dot{m}_2 описываются зависимостями (4.26) и (4.27), а \dot{m}_3 , при ламинарном режиме течения через дроссель, — следующей формулой:

$$\dot{m}_3 = \frac{d^2 \pi \Pi^3 F (p_1 - p_k) \rho}{76\mu l (1 - \Pi)^2} \quad (4.65)$$

где Π — пористость дросселя, т. е. отношение объема пустот к общему объему материала; F и l — площадь сечения и длина дросселя; $d_{\text{пр}}$ — диаметр проволоки, из которой он изготовлен.

Для газов

$$\dot{m}_3 = \begin{cases} \frac{d_{\text{пр}}^2 \Pi^3 F (p_1^2 - p_2^2)}{150 l (1 - \Pi)^2 \mu RT} & \text{при } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} ; \\ 40 \frac{(1 - \Pi) \mu F}{d_{\text{пр}}} \left[-1 + \sqrt{\frac{d_{\text{пр}}^3 \Pi^3 (p_1^2 - p_2^2)}{2250 (1 - \Pi)^3 l \mu RT}} \right] & \\ & \text{при } \frac{p_1}{p_2} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} . \end{cases} \quad (4.66)$$

Связь между P_{κ} и H в безразмерном виде для жидкостей описывается уравнением (4.32), в котором параметр уплотнения $A_{\text{д.ж.}}$ следует заменить на $A_{\text{д.ж.}}$:

$$A_{\text{д.ж.}} = \frac{d_{\text{пр}}^2 \Pi^3 F}{13 l (1 - \Pi)^2 \pi h_0^3} . \quad (4.67)$$

Для газов

$$\frac{A_{\text{д.г.}}}{H^3} = \frac{P_{\kappa}^2 - P_2^2}{1 - P_{\kappa}^2} E_1 - D_1 \quad \text{при } P_{\kappa} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} ;$$

$$\frac{A_{\text{д.г.}}}{H^3} = \frac{E_1 (P_{\kappa}^2 - P_2^2) - D_1 (1 - P_{\kappa}^2)}{-1 + \sqrt{1 + B(1 - P_{\kappa}^2)}} \quad \text{при } P_{\kappa} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} , \quad (4.68)$$

где $A_{\text{д.г.}} = \frac{480(1 - \Pi) \mu^2 F}{\pi d_{\text{пр}} h_0^3 \rho_1 \rho}$, $B = \frac{d_{\text{пр}}^3 \Pi^3 \rho_1 \rho}{2250(1 - \Pi)^3 \mu^2}$ — параметры уплотнения.

Распределение давления в зазоре ТГСУ с пористым дросселем описывается уравнениями (4.36) и (4.37) или (4.38) и (4.39).

Несущая способность слоя определяется по уравнениям (4.40) и (4.41), расход — по уравнениям (4.42), (4.43), статическая жесткость для жидкостей — по зависимости (4.44), в которой $A_{\text{д.ж.}}$ следует заменить на $A_{\text{д.ж.}}$.

Для газов статическая жесткость равна

$$C_{\text{д.г.}} = \begin{cases} -\frac{3A_{\text{д.г.}}}{H^3} \left\{ 2P_{\kappa} (D_1 + E_1) + [P_{\kappa}^2 (D_1 + E_1) - D_1 - P_2^2 E_1] \right\}^{-1} \times \\ \quad \times \frac{dW_{\text{д.г.}}}{dP_{\kappa}} \quad \text{при } P_{\kappa} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} ; \\ -\frac{3A_{\text{д.г.}}}{H^3} \left\{ \frac{P_{\kappa} [P_{\kappa}^2 (D_1 + E_1) - D_1 - E_1 P_2^2]}{[\sqrt{1 + B(1 - P_{\kappa}^2)} - 1]^3} - \frac{2P_{\kappa} (D_1 + E_1)}{[\sqrt{1 + B(1 - P_{\kappa}^2)} - 1]} \right\}^{-1} \times \\ \quad \times \frac{dW_{\text{д.г.}}}{dP_{\kappa}} \quad \text{при } P_{\kappa} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} . \end{cases} \quad (4.69)$$

Расчет динамических характеристик уплотнения с пористым дросселем производится по уравнениям (4.18) — (4.23).

ТГСУ с эластичной рабочей поверхностью (рис. 47, е). При расчете характеристик такого уплотнения решается контактная гидродинамическая задача, т. е. рассматриваются гидродинамические (течение среды в трактах ТГСУ) и контактные (деформации эластичной поверхности) явления [28].

Распределение давления в зазоре уплотнения описывается следующими зависимостями:

для жидкостей

$$p = \left\{ \left(\frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1} + p_1 \right)^4 - \left[\left(\frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1} + p_1 \right)^4 - \left(\frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1} + p_2 \right)^4 \right] \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} \right\}^{1/4} - \frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1}, \quad (4.70)$$

для газов

$$p = \left\{ \left[\left(\frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} + p_1^2 \right)^4 - \left[\left(\frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} + p_1^2 \right)^4 - \left(\frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} + p_2^2 \right)^4 \right] \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} \right]^{1/4} - \frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} \right\}^{1/2}, \quad (4.71)$$

где β_1, β_2 — упругие постоянные Винклера [32];

h_0 — недеформированная величина зазора (рис. 47, с).

Расход через уплотнение определяется так:

для жидкостей

$$\dot{m} = \frac{\pi \rho \beta_1^3}{24\mu \ln(r_2/r_1)} \left[\left(\frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1} + p_1 \right)^4 - \left(\frac{h_0 - \beta_1 p_2}{\beta_1} + p_2 \right)^4 \right], \quad (4.72)$$

для газов

$$\dot{m} = \frac{\pi \beta_2^3}{48\mu RT \ln(r_2/r_1)} \left[\left(\frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} + p_1^2 \right)^4 - \left(\frac{h_0 - \beta_2 p_2^2}{\beta_2} + p_2^2 \right)^4 \right]. \quad (4.73)$$

Дальнейший расчет характеристик уплотнения производится по зависимостям (4.15), (4.17) — (4.23).

ТГСУ со спиральными канавками (рис. 47, ж). В справочнике [51] приведены уравнения, описывающие распределение давления в таком уплотнении:

$$\Pi = \begin{cases} 1 + \frac{B}{2A} \Delta(R^2 - R_1^2) - \frac{A + 0,5B \Delta(1 - R_1^2) \ln(R/R_1)}{(\ln(R_0/R_1) - A \ln R_0) \ln R_0}, & R \in [R_1, R_0]; \\ - \frac{A + 0,5B \Delta(1 - R_1^2) \ln(R/R_1)}{(\ln(R_0/R_1) - A \ln R_0) \ln R_0}, & R \in [R_0, 1]. \end{cases}$$

Эти уравнения получены в работе [21] в предположении, что рабочая среда несжимаема.

Здесь A, B — постоянные Уиппла, равные

$$A = \frac{H^3 + \beta(1 - \beta)(H^3 - 1)\cos^2\Theta}{\beta + H^3(1 - \beta)},$$

$$B = \frac{\beta(1 - \beta)(H^3 - 1)(H - 1)\cos\Theta \sin\Theta}{\beta + H^3(1 - \beta)};$$

$\Delta = \frac{6\mu \omega r_2^2}{(\rho_1 - \rho_2)h^2}$ — число сжимаемости (параметр, характеризующий гидродинамические процессы);

$\Pi = \frac{\rho - \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}$ — безразмерное давление;

$\beta = \frac{b_2}{b_1 + b_2}$, $H = \frac{h + h_c}{h}$, $R = \frac{r}{r_2}$ — безразмерные геометрические параметры (см. рис. 47, ж).

Расход через уплотнение со спиральными канавками вычисляется по зависимости [51]

$$\dot{m} = \frac{\pi h^3 \rho (\rho_1 - \rho_2) [A + 0.5B\Delta(r_2^2 - r_1^2)]}{6\mu r_2^2 [\ln(r_2/r_1) - A \ln(r_2/r_2)]}.$$

Дальнейший расчет уплотнения проводится по уравнениям (4.15), (4.17) — (4.23). При этом следует иметь в виду, что теория уплотнения со спиральными канавками несовершенна.

Рекомендуются [21, 51] следующие значения геометрических параметров ТГСУ, обеспечивающие максимальную величину жесткости пленки в рабочем зазоре: $H = 3,25$; $\beta = 0,655$, $\Theta = 72,2^\circ$; $(r_k - r_1)/(r_2 - r_1) = 0,72$.

4.7.3. Материалы ТГСУ

Для деталей ТГСУ применяют те же материалы, что и для деталей ТКУ (см. разд. 3.4.3).

4.8. РАДИАЛЬНЫЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ (РГСУ)

Если в уплотнениях контактными кольцами использовать способы разгрузки зоны контакта ТГСУ, описанные в разд. 4.7, то получим РТГСУ. Поэтому к ним применима теория расчета и проектирования ТГСУ, изложенная ранее (см. разд. 4.7.2).

Если для РТКУ оказывается достаточным создание торцового рабочего зазора, то для сегментных уплотнений применяются, кроме этого, способы создания зазора и по цилиндрической рабочей поверхности. На рис. 49 показано сегментное уплотнение с гидростатическими камерами [67]. Уплотнительные сегменты 2 поджимаются к торцовой рабочей поверхности корпуса 1 уплотнения силой давления, так как $p_1 > p_2$, а также усилием цилиндрических пружин 4. Для уменьшения трения усилие переда-

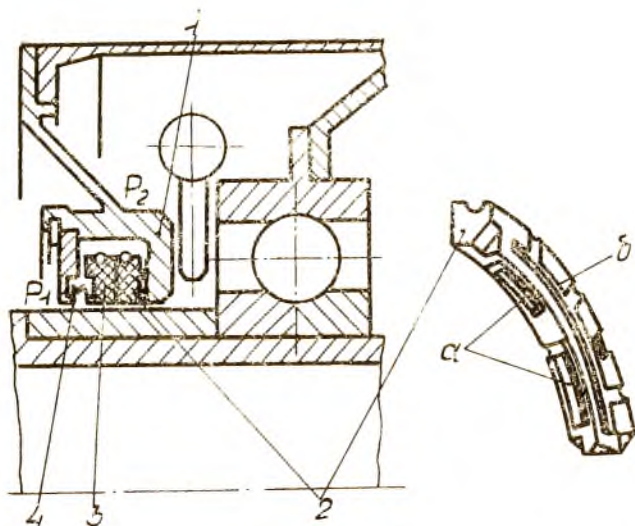


Рис. 49. Сегментное РГСУ

ется через графитовое кольцо 3 (см. разд. 3.3.1 и рис. 11). На цилиндрической рабочей поверхности сегментов имеются гидростатические камеры *а*, на торцевой поверхности — камеры *б*.

Для расчета течения рабочего тела в цилиндрических щелях РГСУ можно воспользоваться уравнениями, приведенными в разд. 4.1.

В РГСУ используются те же материалы, что и в ТКУ (они приведены в разд. 3.4.3).

4.9. МАГНИТОЖИДКОСТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ (МЖУ)

4.9.1. Конструктивная схема

Магнитожидкостное уплотнение (МЖУ) представляет собой бесконтактное щелевое уплотнение, в зазоре которого находится ферромагнитная жидкость, удерживаемая магнитным силовым полем.

Работа МЖУ основана на способности ферромагнитной жидкости втягиваться в область наибольшей напряженности магнитного поля и тем самым перекрывать имеющиеся зазоры.

Основными элементами такого уплотнения являются постоянный магнит, ферромагнитная жидкость и магнитопровод с полюсными выступами. Иногда магнитное поле создается электромагнитом.

Конструктивная схема МЖУ показана на рис. 50, а. В корпусе 1 закреплены кольцеобразный постоянный магнит 2 и кольцо 3, изготовленное из материала, имеющего высокую магнитную проницаемость. В радиальном зазоре между кольцом 3 и валом 5 находится магнитная жидкость 4, являющаяся гидравлическим затвором. Магнитные силовые линии (пунктир на рис. 50), создаваемые магнитом 2, замыкаются через магнитопроводящий вал 5 и удерживают ферромагнитную жидкость 4 в зазоре.

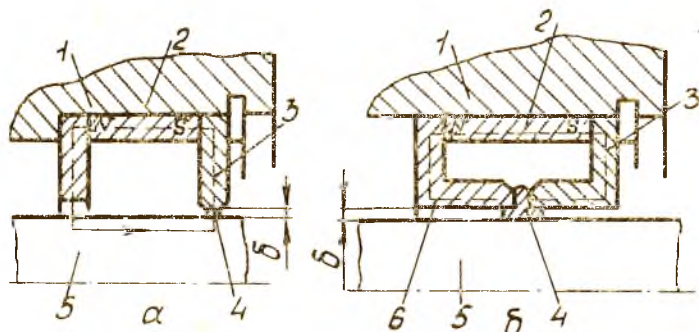


Рис. 50. Конструктивные схемы МЖУ

Конструктивная схема МЖУ с немагнитопроводящим валом показана на рис. 50, б. Здесь ферромагнитная жидкость 4 удерживается в зазоре, образованном профилированными поверхностями кольцевых пластин 3 и 6.

В обеих схемах ферромагнитная жидкость замыкает силовые линии и удерживается ими в состоянии равновесия.

Ферромагнитные жидкости представляют собой коллоидные суспензии частиц ферромагнитного материала. Размер частиц составляет 0,1...1 мкм [40]. Слипание отдельных частиц предотвращается стабилизацией их поверхностно-активными веществами.

Физико-химические свойства феррожидкостей зависят от характеристик приложенного магнитного поля и могут изменяться в широких пределах.

МЖУ отличается следующими преимуществами: они полностью исключают утечки уплотняемой среды (жидкости или газа), не требуют тщательной обработки поверхностей, имеют относительно простую конструкцию, самовосстанавливаются в случае аварийного прорыва уплотняемой среды и обладают демпфирующей и несущей способностью.

Ресурс МЖУ определяется прежде всего устойчивостью ферромагнитной жидкости. При высоких окружных скоростях вала потери мощности за счет вязкого трения в ферромагнитной жидкости составляют сотни ватт и вызывают сильный разогрев ее. В ре-

зультате жидкость испаряется и герметичность уплотнения нарушается. Поэтому чем ниже давление паров жидкости, тем она долговечнее.

Для ферромагнитных жидкостей установлена предельная температура 420 К [19], при превышении которой жидкость теряет способность герметизировать зазор.

МЖУ применяют при $u \leq 60 \dots 80$ м/с, небольших перепадах давления (до 0,03...0,035 МПа [51]). С превышением этих значений происходит потеря герметичности (пробой) МЖУ, однако при последующем уменьшении перепада давления герметичность восстанавливается, так как ферромагнитная жидкость не теряется при пробое.

Наибольшее применение МЖУ находят в вакуумной технике при давлении до 1,3 мкПа [51].

4.9.2. Проектирование МЖУ

В настоящее время нет единой методики расчета МЖУ. В работе [40] приводится зависимость между максимальным перепадом давления МЖУ Δp , индукцией насыщения ферромагнитной жидкости B_s и напряженностью магнитного поля E :

$$\Delta p = (0,25/\pi) B_s E.$$

Эта зависимость справедлива при $E \geq 250$ А/м.

Для определения потери энергии на трение в МЖУ можно воспользоваться зависимостью, приведенной в справочнике [51]:

$$N = 3,45 \cdot 10^{-11} \mu n^2 d^3,$$

где N — потери мощности, Вт; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с; n — частота вращения вала, мин⁻¹; d — его диаметр, мм.

Радиальный зазор между полюсными наконечниками и валом в МЖУ обычно выбирают в пределах $\delta = 0,05 \dots 0,25$ мм [51].

4.9.3. Материалы МЖУ

В качестве несущих жидкостей в МЖУ используются керосин, вода, эфиры, фторуглероды, углеводороды, кремнийорганические жидкости и др. [52].

Ферромагнитными материалами являются магнит, железо, кобальт, никель, ферриты. Поверхностно-активные вещества — спирты, жирные кислоты, олеиновая и линолевая кислоты, алкилбензолсульфокислоты и др.

4.10. КОНСТРУКЦИИ НЕКОТОРЫХ БЕСКОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ДЛА

На рис. 51 показаны уплотнения, установленные в насосе жидкого водорода маршевого двигателя «Спейс Шаттл» [61]. Это трехступенчатое щелевое уплотнение с фиксированной стенкой, образованное втулкой 6, установленной на титановые крыльчатки 1 и 5, и деталью 7, закрепленной в направляющем аппарате 2, расположенном между ступенями насосов. Уплотнение служит для уменьшения перетекания водорода между этими ступенями.

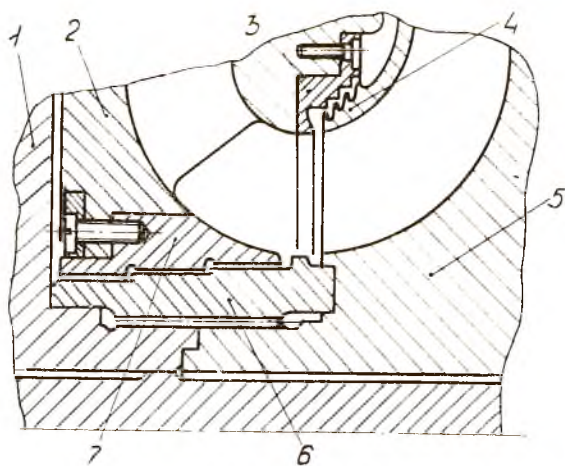


Рис. 51. Трехступенчатое щелевое и лабиринтное уплотнения водородного насоса

Для уменьшения перетекания водорода из зоны высокого давления крыльчатки на вход в нее применено уплотнение со ступенчатым лабиринтом. Зубья лабиринта 4 нарезаны непосредственно на поверхности крыльчатки, а зазор образован втулкой 3, закрепленной в статоре насоса и изготовленной из материала *Ket-F*. Частота вращения ротора этого насоса составляет 36000 об/мин.

Конструкции уплотнений, разработанные для крыльчаток ТНА ЖРД [41], показаны на рис. 52 — 55. Уплотнение насоса, изображенное на рис. 52, предназначено для работы в среде четырехоксида азота при перепаде давления 28 МПа, окружной скорости 185 м/с. Здесь использовано ТГСУ с рабочим зазором около 33 мкм. Геометрические размеры ТГСУ приведены на элементе I. При этом объемные утечки составили $1,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

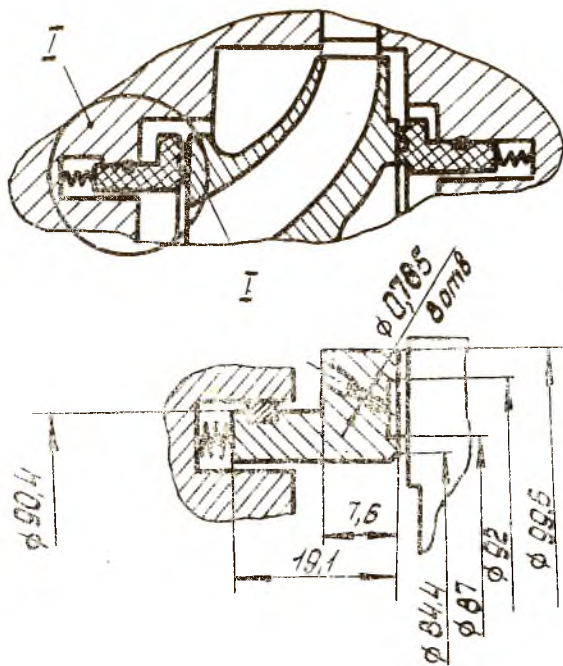


Рис. 52. ТГСУ насоса четырехокиси азота ЖРД

ТГСУ с секторными камерами для насоса керосина (рис. 53) использовалось при давлении 7МПа и окружной скорости 180 м/с. Утечки при испытании составили $0,88 \cdot 10^{-3}$ м/с.

Конструкция уплотнения крыльчатки центробежного насоса ЖРД плавающим кольцом показана на рис. 54. В корпусе 1 насоса установлена втулка 2, по торцовой поверхности которой контактирует плавающее кольцо 3. Втулка 2 применяется в том случае, если в месте контакта кольца 3 с корпусом 1 не удастся обеспечить требования к парам трения по шероховатости, твердости и погрешностям поверхностей, а также антифрикционным свойствам. Во время работы кольцо 3 самоустанавливается почти концентрично цилиндрической поверхности центробежной крыльчатки 5 (см. разд. 4.3.1). Втулка 2 и плавающее кольцо 3 зафиксированы гайкой 4.

ТГСУ для насосов, перекачивающих керосин, жидкие кислород и водород в двухконтурном ЖРД, описывается в работе [57]. Особенностью этого уплотнения (рис. 55), имеющего подвод в камеру 1 в виде дросселирующих отверстий 2, является то, что оно допускает коробление корпуса насоса при сохранении малого за-

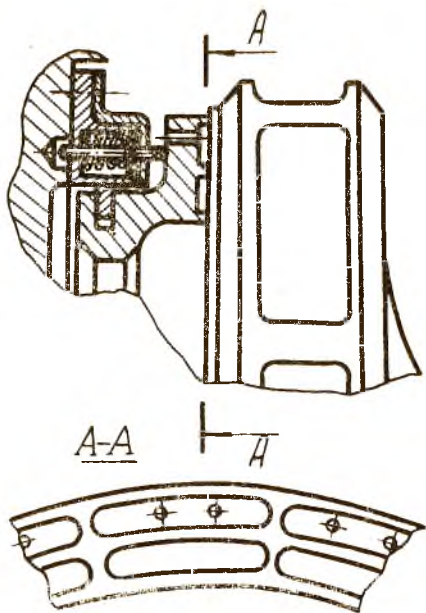


Рис. 53. ТГСУ насоса керосина ЖРД

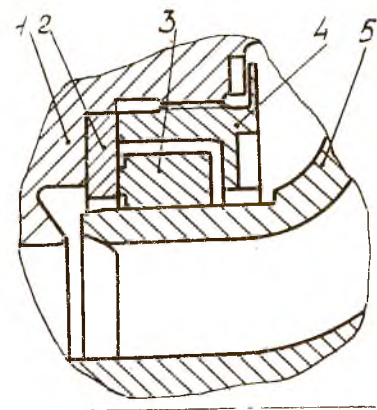


Рис. 54. Уплотнение с плавающим кольцом

зора. Это чрезвычайно важно, так как любая утечка или паразитные течения уменьшают КПД насоса.

При создании ТНА ЖРД для космического аппарата многократного применения [58] была разработана конструкция уплотнений (рис. 56), разделяющих полость *a* жидкого кислорода от полости *б* газообразного (773К) водорода турбины. Была применена система нескольких уплотнений: лабиринтного 1, ТГСУ с камерами Рэлея (детали 2, 3, 4) и плавающих колец 7, 10, 12.

Для предотвращения возможности искрообразования в среде кислорода лабиринтное уплотнение 1 имело серебряное покрытие.

ТГСУ работало при частоте вращения ротора $n = 32000$ об/мин и окружной скорости $u = 75$ м/с. Невращающееся кольцо 3 ТГСУ изготовлено из графита Р692, вращающееся кольцо 2 — из материала инконель 718 (AMS-5664), сварной сильфон 4 — из инконеля 903, плавающие кольца 7, 10, 12 — из графита G84,

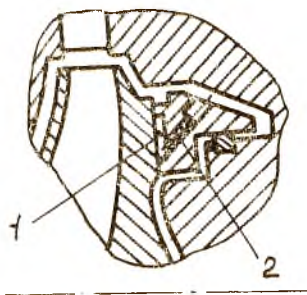


Рис. 55. ТГСУ крыльчатки ТНА ЖРД

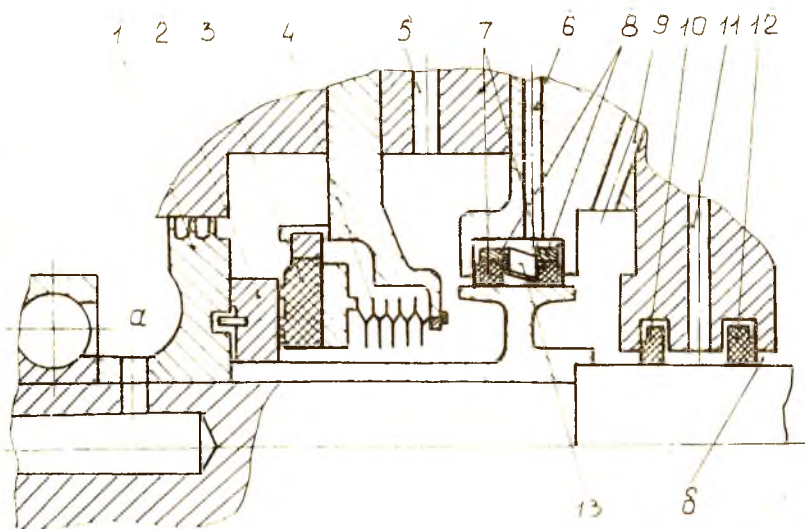


Рис. 56. Конструктивная схема уплотнений кислородного насоса ЖРД

Для создания газового барьера, препятствующего контакту водорода с кислородом, использовался гелий.

Между плавающими кольцами 7, разжимаемыми волновой пружиной 13, он под давлением 0,35 МПа подается по каналу 6. Утечки гелия через левое кольцо 7 вместе с утечками кислорода через ТГСУ выводятся через дренажный канал 5. Другая часть гелия (утечки через правое кольцо 7), смешиваясь с утечками водорода, проходящими через плавающее кольцо 10, отводится через дренажный канал 9. Основной расход горячего водорода через плавающее кольцо 12 отводится через дренажный канал 11.

Для увеличения прочности графитовых колец 7 на них закреплены бандажные кольца 8 из никонеля 750. Недостатком этой конструкции является то, что плавающие кольца 7 работают со смазкой гелием, который, поскольку у него велика длина свободного пробега молекул, имеет плохие смазочные характеристики. Радиальные зазоры в плавающих кольцах равны 1,3...6 мкм.

Конструкция ТГСУ для осевого компрессора ГТД [50], показанная на рис. 57, позволяет уменьшить утечки воздуха из полости высокого давления *a* в полость низкого давления *б* по сравнению с лабиринтным уплотнением в 10 раз. Основной принцип работы этого уплотнения, имеющего окружную скорость $n = 254$ м/с, пе-

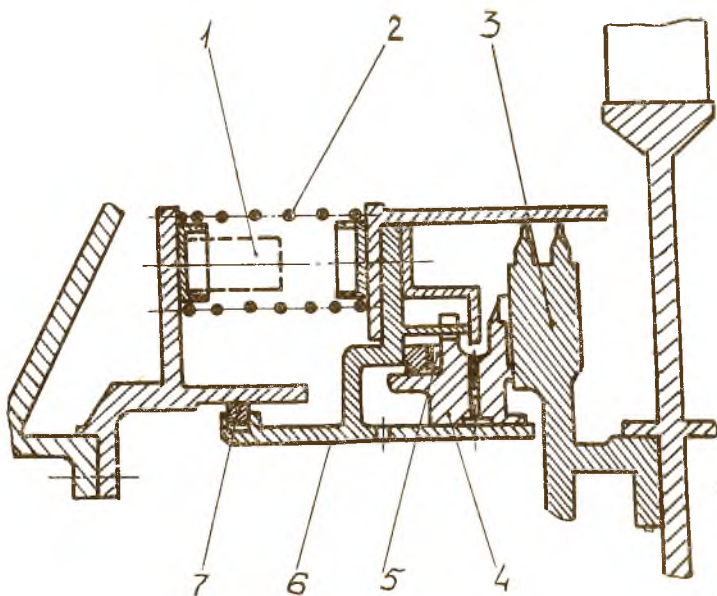


Рис. 57. Конструкция ТГСУ осевого компрессора

репад давления 1.06 МПа, температуру воздуха до 1123К, состоит в приспособляемости его к биениям вращающегося элемента 3 путем использования нескольких сравнительно коротких башмаков 4, расположенных по окружности и поддерживаемых гидростатической силой так, что они могут отслеживать осевые перемещения вращающегося элемента.

Каждый башмак отжимается от вращающегося элемента разностью давления на уплотнении, и необходимая толщина пленки получается при условии равновесия башмака. В уплотнении используется 24 башмака, установленных в дополнительном кольцевом корпусе 6. Каждый башмак 4 прижат волновой пружиной 5 к вращающемуся элементу 3 и удерживается упором от поворота. Упругое нагружение обеспечивает приспособляемость башмака к осевым биениям вращающегося элемента. В свою очередь, корпус 6 может перемещаться вдоль оси на 10 мм, компенсируя тепловое расширение элементов двигателя. Корпус также прижат к вращающемуся элементу пружинами 2 и уплотнен поршневым кольцом 7. Перемещение корпуса 6 ограничивается упором 1.

Еще одно уплотнение проточной части компрессора — РГСУ [67] показано на рис. 58. Здесь, как и в предыдущей конструкции, применены башмаки 2, поддерживаемые газостатическими силами

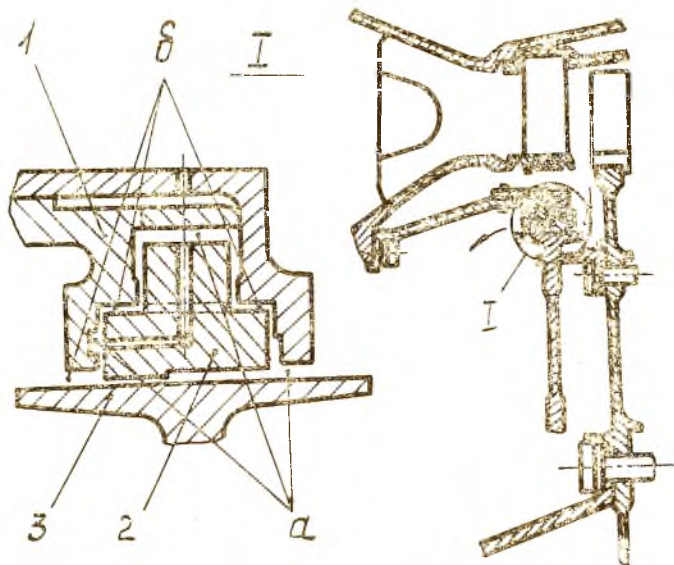


Рис. 58. РГСУ компрессора ГТД

относительно корпуса 1 и роторной детали 3. На рис. 58 обозначены: а — области высокого давления, б — области низкого давления.

Конструктивная схема пористого щелевого уплотнения компрессора ГТД [67] показана на рис. 59. Радиальный зазор б между пористой вставкой 1 и цилиндрической поверхностью ротора 3 обеспечивается за счет дросселирования газа в детали 1. Упругий элемент 2 служит для компенсации радиальных перемещений ротора.

На рис. 60 и 61 изображены конструкции уплотнений опор авиационных ГТД. На рис. 60 показано ступенчатое лабиринтное уплотнение 1. Для увеличения его эффективности применены сотовые вставки 2. В этой конструкции также использовано РТКУ 3.

В уплотнении опоры, приведенном на рис. 61 [66], использовано ТГСУ с камерами Рэлея. Здесь графитовое невращающееся кольцо 2 имеет камеры Рэ-

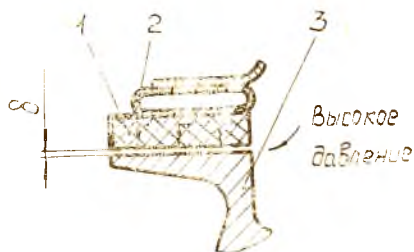


Рис. 59. Пористое щелевое уплотнение ГТД

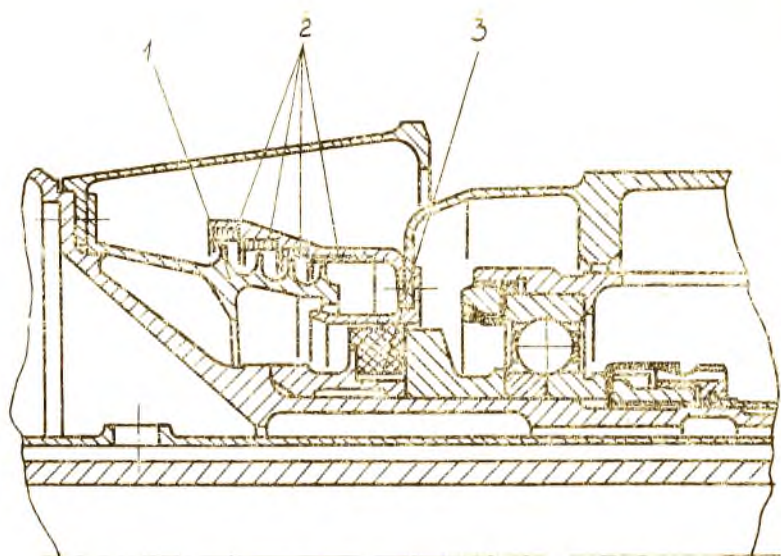


Рис. 60. Уплотнение опоры компрессора ГТД

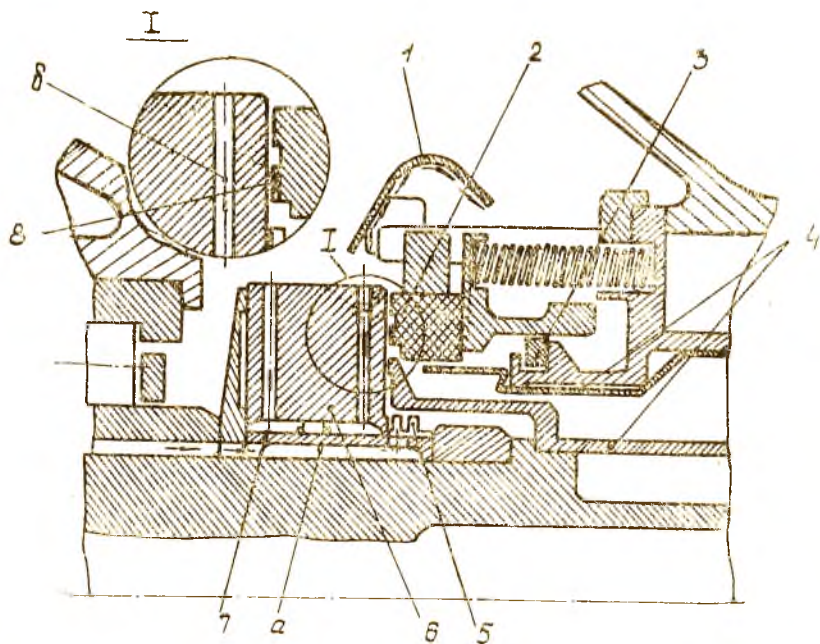


Рис. 61. Охлаждаемое ТГСУ опоры ГТД

ля 8, обеспечивающие поддержание рабочего зазора величиной 4,6...11,9 мкм между вращающимся 6 и невращающимся 2 кольцами.

Вторичное уплотнение обеспечивается разрезным графитовым кольцом 3. Уплотнение предназначено для работы при окружной скорости до 240 м/с, перепаде давления 0,35 МПа, температуре воздуха до 645 К. При таких параметрах деформация уплотнительных колец существенно влияет на величину утечек (при угловой деформации колец на 2 миллирадиана утечка возрастает в 2 раза [66]).

Для уменьшения влияния высокой температуры воздуха на деформацию деталей в уплотнении применены теплоизоляционные экраны 4. С этой же целью вращающееся кольцо 6 ТГСУ изготовлено из сплава, включающего в себя 98% молибдена, 1,5% титана и 1,5% циркония. Такое сочетание материалов обладает большой теплопроводностью и малым коэффициентом теплового расширения. Для охлаждения вращающегося кольца 6 используется прокачка через него по каналам 6 масла, поступающего из зоны подшипника по проточке а втулки 7. Затем масло собирается дефлектором 1. Для уменьшения силовой и температурной деформации кольца 6 использовано его крепление упругим элементом 5.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как следует из анализа условий работы уплотнений ДЛА, приведенного в гл. I, силовые, температурные, вибрационные и другие нагрузки, действующие на уплотнения, постоянно возрастают.

Зачастую какой-либо один тип уплотнений не в состоянии обеспечить заданные требования по герметичности. Поэтому в одном уплотнительном узле применяются комбинации уплотнений различных типов и появляются дополнительные конструктивные элементы: системы охлаждения и термоизоляции, перепуска, дренажа и другие. Все это приводит к возрастанию сложности и стоимости проектирования и доводки, изготовления, сборки, испытаний уплотнений и, как следствие, всего двигателя.

Требование обеспечения высокой безотказности уплотнений в течение все возрастающего ресурса ДЛА приводит к *необходимости разработки методики ускоренных эквивалентных испытаний уплотнений на специальных стендах.* При этом важной, но в настоящее время малоизученной является проблема выбора параметров, позволяющих правильно подобрать режимы испытаний уплотнения и оценить их результаты. С этой целью необходимо применять вычислительную технику, системы автоматизированного проектирования и эксперимента.

Другой проблемой является *совершенствование методик расчета процессов, происходящих в элементах уплотнения,* более полный учет действующих на него статических и динамических нагрузок, фазовых переходов и режимов течения рабочих тел.

Разрабатываются новые конструкции уплотнений, так как повышение экономичности ДЛА требует увеличения КПД отдельных узлов. В связи с этим возникает проблема уменьшения паразитных перетеканий рабочих сред внутри компрессора, насоса и турбины. Для борьбы с этими потерями применяют различные типы уплотнений, которые, как уже отмечалось в гл. 2, называются *внутренними.*

В качестве внутренних используются контактные и бесконтактные уплотнения.

Контактные уплотнения обеспечивают незначительные утечки. Но они работают при малых окружных скоростях и небольших перепадах давления, требуют большой трудоемкости изготовления и точности сборки. При повышенных вибрации и осевом перемещении ротора происходят повреждения и отказы их.

Бесконтактные уплотнения используют в условиях высоких окружных скоростей и больших перепадах давления. Лабиринтные уплотнения стали классическим типом внутреннего уплотнения для газообразных сред. Эффективность лабиринтных уплотнений, как показано в разд. 4.2, зависит от величины радиального зазора, числа гребней и их конфигурации. Однако радиальный зазор не может быть меньше величины, определяемой условием (4.6).

Так как *каждый тип уплотнений имеет преимущества и недостатки*, то происходит дальнейшее совершенствование их и поиск новых конструктивных схем уплотнений.

В последнее время на авиационных ГТД стали применять *щеточные уплотнения* [25, 61, 62], эффективность которых не зависит от радиального зазора и уровня вибрации.

Конструктивная схема щеточного уплотнения изображена на рис. 62. Оно представляет собой кольцевую щетку, в кольцо 1 которой закреплен ворс 2. Ворс выполняется из металлической проволоки диаметром 0,05...0,2 мм или другого волокна, например углеродного. Можно применять проволоку из сплава на основе никеля, хрома, кобальта и вольфрама.

При этом щеточное уплотнение может использоваться как на роторных, так и на статорных деталях. Для уменьшения силы трения, величины износа и количества выделенного тепла ворс устанавливают с наклоном в сторону вращения вала 3. Длину ворса выбирают такой, чтобы при сборке обеспечивался натяг ориентировочно 1 мм на диаметр вала. Толщина набора проволочек составляет 3...5 мм.

По существу, щеточное уплотнение представляет собой пористую среду. Для его расчета может быть привлечена гидро- и газодинамика пористых материалов, например упругодемпфирующего пористого материала МР [10].

На расходные характеристики щеточного уплотнения влияют

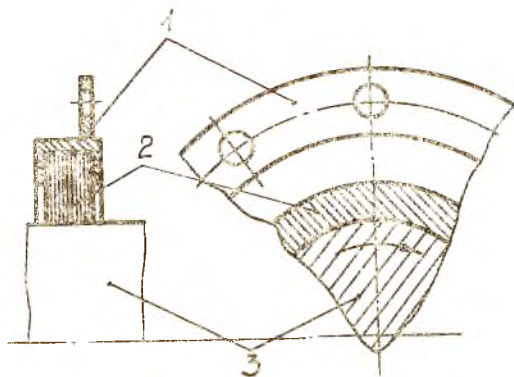


Рис. 62. Щеточное уплотнение

качество обработки среза волокон, их прилегание к сопрягаемой поверхности и натяг при сборке. Тепловое состояние проволок удовлетворительное даже при небольшом расходе воздуха.

Результаты испытаний показали, что по утечкам щеточные уплотнения в 6...7,5 раз эффективнее лабиринтных уплотнений при одинаковых перепадах давления и зазорах (под зазором щеточного уплотнения подразумевается зазор между кольцом 1 и валом 3 на рис. 62). Благодаря этому можно увеличить зазор между кольцом 1 и валом 3, например, в 2 раза. При этом расход через щеточное уплотнение будет в 3...4 раза меньше, чем у 8-гребешкового лабиринта [25].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Авиационные ГТД в наземных установках /С. П. Изотов, В. В. Шапкин, В. М. Капранов и др.; Под. общ. ред. В. В. Шапкина — Л.: Машиностроение, 1984. — 228 с.
2. Анно Дж. Н, Валовит Дж. А, Аллен С. М. Несущая способность и утечка в торцовых уплотнениях со смазкой, обеспечиваемой микронеровностями//Проблемы трения и смазки. — 1969 — Т. 91, № 4. — С. 129—137.
3. А. с. 634059 СССР. МКИ F16/15/34. Торцовое гидростатическое уплотнение/Белоусов А. И., Зрелов В. А., Чегодаев Д. Е. (СССР) — № 2452451/28-08; Заявлено 14.02.77. Опубл. 26.11.78, бюл. № 43.
4. Белоусов А. И. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала//Изв. вузов. Авиационная техника — 1964. — № 3. — С. 106—109.
5. Белоусов А. И. Один из эффективных путей решения актуальных проблем двигателестроения//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. / Куйбыш. авиац. ин-т.—Куйбышев, 1981.—С. 166—176.
6. Белоусов А. И. Течение вязкой несжимаемой жидкости в коротких подшипниковых щелях//Исследование вибраций, прочности и конструкция дателей авиадвигателей: Сб. науч. тр./МАИ.—М.: Машиностроение, 1968.—Вып. 180.—С. 101—106.
7. Белоусов А. И., Зрелов В. А. Статические характеристики торцового гидростатического уплотнения: Лабораторная работа по УИРС.—Куйбышев: Куйбыш. авиац. ин-т.—1978.—14 с.
8. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Влияние конусности уплотнительных поверхностей на характеристики торцового газостатического уплотнения//Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов: Сб. науч. тр. / Харьков. авиац. ин-т. — Харьков, 1982. — Вып. 1 — С. 131—136.
9. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Динамические характеристики торцовых гидростатических уплотнений двигателей летательных аппаратов: Метод. указания к лабораторной работе.—Куйбышев: Куйбыш. авиац. ин-т.—1985.—28 с.
10. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Теоретическое и экспериментальное исследование торцовых гидростатических уплотнений из пористого упругодемпфирующего материала МР//Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела АЭС.—Минск: Ин-т ядерн. энергетики АН БССР, 1982 — Ч. 1 — С. 149 — 157.
11. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Исследование динамических характеристик эластичного торцового газостатического уплотнения//Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов: Сб. науч. тр./Харьк. авиац. ин-т.—Харьков, 1986.—Вып. 2.—С. 44—49.

12. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Экспериментальное исследование эластичных торцовых газостатических уплотнений//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т.—Куйбышев, 1987.—С. 5—10.

13. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Чегодаев Д. Е. Анализ статических характеристик торцового гидростатического уплотнения//Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин: Сб. науч. тр./Харьк. авиац. ин-т. — Харьков, 1977. — Вып. 4. — С. 101—110.

14. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Чегодаев Д. Е. Исследование торцового уплотнения с газостатической разгрузкой//Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела энергоустановок. — Минск: Ин-т ядерн. энергетики АН БССР, 1977. — С. 131—140.

15. Белоусов А. И., Ржевский В. П., Равикович Ю. А. Гидравлическое сопротивление кольцевых щелей с подвижной внутренней стенкой при турбулентном режиме течения жидкости//Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин: Сб. науч. тр./Харьк. авиац. ин-т.—Харьков, 1976.—Вып. 3.—С. 53—61.

16. Белоусов А. И., Ржевский В. П. Теоретические основы расчета течения рабочей жидкости в щелевых уплотнениях при турбулентном режиме//Проектирование и доводка авиационных ГТД: Сб. науч. тр. /Куйбыш. авиац. ин-т.—Куйбышев, 1983.—С. 64—76.

17. Белоусов А. И., Токарев И. П., Чегодаев Д. Е. Явление неустойчивости в проточных полостях компрессора ГТД//Изв. вузов. Авиационная техника — 1976.—№ 3.—С. 4—10.

18. Белоусов А. И., Фалалеев С. В. Торцовое газостатическое уплотнение с эластичной рабочей поверхностью // Трение и износ.—1989.—Т. 10, № 3.—С. 428—433.

19. Васильцов Э. А. Бесконтактные уплотнения. —Л.: Машиностроение, 1975.—160 с.

20. Володин В. А., Ткаченко Ю. П. Конструкция и проектирование ракетных двигателей.—М.: Машиностроение, 1984.—272 с.

21. Вор, Пэн. Статические и динамические характеристики упорного подшипника со спиральными канавками//Теоретические основы инженерных расчетов.—1965.—№ 3.—С. 168—177.

22. Гаевик Д. Т. Подшипниковые опоры современных машин.—М.: Машиностроение, 1985.—248 с.

23. Голубев А. И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред.—М.: Машиностроение, 1981.—112 с.

24. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов.—М.: Машиностроение, 1974.—212 с.

25. Горелов Г. М., Резник В. Е., Цибизов В. И. Экспериментальное исследование расходных характеристик щеточного уплотнения и сравнение с лабиринтным уплотнением//Изв. вузов. Авиационная техника.—1988.—№ 4.—С. 43—46.

26. Жуков С. В., Ситчихин О. А., Трянов А. Е. Направление усовершенствования уплотнений вращающихся валов масляных полостей опор ГТД//Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб. науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т.—Куйбышев, 1976.—Вып. 76.—С. 118—129.

27. Зоков В. А. Классификация уплотнительных устройств//Стандартизация.—1982.—№ 9.—С. 17—21.

28. Зрелов В. А., Фалалеев С. В. Исследование характеристик торцового газостатического уплотнения с эластичной поверхностью//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т.—Куйбышев, 1985.—С. 25—31.

29. Исследование характеристик высокоскоростного механического уплотнения контактного типа для жидкого водорода [М. Носака, К. Камидзе, М. Судзу-

ки, М. Кикучи, Ю. Миякова//Перевод ВЦП № Д-21728. Источник: Дзюнкаду — Т. 29, № 1,—1984.—С. 35—49.

30. *Казма*. Теория механизма уплотнения применительно к торцовым уплотнениям//Проблемы трения и смазки.—1969.—Т. 91, № 4.—С. 107—115.

31. *Кога Т.* Характеристики уплотнений, работающих в условиях высоких скоростей вращения вала // Перевод ВЦП, № Ц-84839.—М., 1976.—Источники: Кикай-по кэнкю.—1975.—27, № 9.—С. 1143—1149.

32. *Коднир Д. С.* Контактная гидродинамика смазки деталей машин.—М.: Машиностроение, 1976.—304 с.

33. *Колпаков Л. Г.* Центробежные насосы магистральных нефтепроводов — М.: Недра, 1985 —184 с.

34. *Кондаков Л. А.* Уплотнения гидравлических систем.—М.: Машиностроение, 1972.—240 с.

35. Контактные уплотнения вращающихся валов // *Г. А. Голубев, Г. М. Кукин, Г. Е. Лазарев, А. В. Чичинадзе*.—М.: Машиностроение, 1976.—264 с.

36. *Кривев М. В.* Проектирование и расчет уплотнений высокооборотных валов: Учеб. пособие.—Красноярск: Красноярский политех. ин-т—1978.—110 с.

37. *Кривев М. В., Овсянников Б. В., Шапиро А. С.* Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов.—М.: Машиностроение, 1976.—104 с.

38. *Кревсун Э. П., Белошов А. И., Городецкий М. Е.* Расчет плавающего уплотняющего устройства гидростатического типа//Изв. АН БССР. Серия физико-энерг. наук.—1969.—№ 2.—С. 45—51.

39. *Кревсун Э. П., Гаврик И. И., Лукашевич А. В.* Опыт проектирования торцовых уплотнений для агрессивных сред // Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов: Сб. науч. тр. /Харьк. авиац. ин-т.—Харьков, 1982.—Вып. 1.—С. 136—141.

40. *Максимов В. А., Гамилзянов И. З., Хадиев М. Б.* Магнитожидкостные уплотнения вращающихся валов компрессорных машин: Обзорная информация. Компрессорное машиностроение. ХМ-5.—М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979.—37 с.

41. *Мальер Ф. Р., Нельсон Л. Г., Бакмен П. С.* Испытания уплотнений с изнашиваемыми кольцами для быстроходных турбонасосов высокого давления // Проблемы трения и смазки.—1969.—№ 3.—С. 77—91.

42. *Марцинковский В. А.* Бесконтактные уплотнения роторных машин.—М.: Машиностроение, 1980.—200 с.

43. *Мюллер Х. К.* Процессы в зазорах контактных уплотнений // Перевод ВЦП № 5280. Источник: Конструирование.—1974—№ 6.—С. 207—214.

44. *Овсянников Б. В., Боровский Б. И.* Теория и расчет агрегатов питания ЖРД.—М.: Машиностроение, 1979.—344 с.

45. О перспективах развития двигателей фирмы Ролле-Ройс//Новое в зарубежном авиадвигателестроении.—1977.—№ 5.—С. 3—5.

46. Опыт фирмы Ролле-Ройс по поддержанию уровня характеристик двигателя RB 211-22В в эксплуатации//Новое в зарубежном авиадвигателестроении — 1978 —№ 4—С. 6—8.

47. Подшипники с газовой смазкой//Под ред. *И. С. Грессола, Дж. У. Пауэра*.—М.: Мир, 1966—423 с.

48. РТМ 108 129 15—81. Уплотнения газовые плавающего типа валов центробежных и осевых компрессорных машин. Расчет и проектирование.—М.: НИО ЦКТИ, 1982—91 с.

49. Совершенствование конструкции высокоскоростных подшипников качения//Новости зарубежной науки и техники. Серия Авиационное двигателестроение—1984.—№ 3—С. 11—13.

50. *Милкок Л. Ф., Бьеркли Дж., Ченг Г.* Расчет малозазорных уплотнений с плавающими бандажами для компрессоров сверхзвуковых реактивных двигателей//Проблемы трения и смазки.—1968—№ 2.—С. 231—245

51. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / *Л. А. Кондаков*,

- А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.: Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова.—М.: Машиностроение, 1986.—464 с.
52. Фергман В. Е. Магнитные жидкости: Справ. пособие.—М.: Высш. шк., 1988.—10 с.
53. Хирабаяси Х. Устройство механических уплотнений и устойчивость//Перевод ВЦП № Ц-39358. Источник: Дзюнкацу.—1973.—Т. 18, № 7.—С. 557—564.
54. Ченг Г. С., Чоу С. Я., Кастелли В. Рабочие характеристики высокоскоростных бесконтактных газовых уплотнений, профилированных спиральными канавками и скрытой ступенью Рэлея//Проблемы трения и смазки.—1969.—№ 1.—С. 67—76.
55. Ченг Г., Чоу С., Уилкок Д. Поведение гидростатических и гидродинамических бесконтактных уплотнений//Проблемы трения и смазки.—1968.—№ 2.—С. 246—259.
56. Эскин И. Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД: Учеб. пособие/Под ред. А. И. Белоусова.—Куйбышев: Куйбыш. авиап. ин-т.—1984.—47 с.
57. Reichel R. The dual-expander rocket engine-key to economical space transportation//Astronautics.—1977.—Vol. 15, № 11.—P. 44—51.
58. Burcham P. E., Boyton I. L. Small high-speed self-acting shaft seals for liquid rocket engines.—NASA CR—135167.—July 1977.—215 p.
59. Configurations for gas turbine compressor end seals//I. W. Berklee, H. S. Cheng, L. P. Ludwig, D. Townsend, D. F. Wilcook//Lubrication Engineering, April 1969.—P. 169—175.
60. Elrod C. W. Advances in gas turbine engine sealing // 9-th Int. Conf. Fluid Sealing, BHRA Fluid Engineering.—Cranfield, 1981.—Paper G5.—P. 299—312.
61. Ek M. C. Soiving Subsynchronous Whirl in the High-Pressure Hydrogen Turbomachinery of the SSME//E. Spacecraft.—1980.—Vol. 17, № 3.—P. 208—218, Flight.—2 11.1985.—Vol. 128, № 3984.—P. 38.
63. Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating—Shaft Seals.—NASA SP-8121, 1978.—160 p.
64. Ludwig L. P., Greiner H. F. Design considerations in mechanical face seals for improved performance. Basic configurations.—NASA TM-73735.—1977, 208 p.
65. Ludwig L. P. Self-acting shaft seals.—NASA TM-73856.—1978.—36 p.
66. Shapiro W., Colsher R. Steady-state and dynamic analysis of a jet engine, gas lubricated shaft seal//ASLE Trans.—1974.—Vol. 17, № 3.—P. 190—200.
67. Stein P. S. Circumferential seals for use as oil seals//ASLE Preprint NO 78-AM-3D-2.—1978.—Vol. 1.—P. XI—7.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>ВВЕДЕНИЕ</i>	3
словия работы уплотнений ДЛА в требования, предъявляемые ним	4
классификация уплотнительных устройств	8
Контактные уплотнения	10
3.1. Сальниковые контактные уплотнения	10
3.2. Манжетные контактные уплотнения	11
3.2.1. Конструктивная схема	11
3.2.2. Проектирование манжетного уплотнения	13
3.2.3. Материалы манжетных уплотнений	16
3.3. Уплотнения контактными кольцами	16
3.3.1. Конструктивная схема	16
3.3.2. Проектирование уплотнений контактными коль- цами	18
3.3.3. Материалы контактных колец	20
3.4. Торцовые контактные уплотнения (ТКУ)	21
3.4.1. Конструктивная схема ТКУ	21
3.4.2. Проектирование ТКУ	23
3.4.3. Материалы ТКУ	30
3.5. Направления уменьшения утечек и повышения надежност ти контактных уплотнений	33
3.6. Конструкции некоторых контактных уплотнений, приме няемых в ДЛА	36
Бесконтактные уплотнения	42
4.1. Щелевые уплотнения с фиксированной гладкой стенкой	42
4.1.1. Конструктивная схема	42
4.1.2. Проектирование щелевых уплотнений	43
4.1.3. Материалы щелевых уплотнений	48
4.2. Лабиринтные уплотнения	49
4.2.1. Конструктивная схема	49
4.2.2. Проектирование лабиринтных уплотнений	51
4.2.3. Материалы лабиринтных уплотнений	52
4.3. Динамические уплотнения с плавающим кольцом	52
4.3.1. Конструктивная схема	53
4.3.2. Проектирование уплотнения с плавающим коль- цом	55
4.3.3. Материалы плавающих колец	58
4.4. Винтовые уплотнения	58
4.4.1. Конструктивная схема	58
4.4.2. Проектирование винтовых уплотнений	60
4.4.3. Материалы винтовых уплотнений	62

4.5. Лабиринтно-вихревые уплотнения	62
4.5.1. Конструктивная схема	62
4.5.2. Проектирование лабиринтно-вихревых уплотнений	64
4.5.3. Материалы лабиринтно-вихревых уплотнений	65
4.6. Гидродинамические уплотнения (импеллеры)	66
4.6.1. Конструктивная схема	66
4.6.2. Проектирование импеллеров	67
4.6.3. Материалы импеллерных уплотнений	69
4.7. Торцовые гидростатические уплотнения (ТГСУ).	69
4.7.1. Конструктивная схема	70
4.7.2. Проектирование ТГСУ	74
4.7.3. Материалы ТГСУ	88
4.8. Радиальные гидростатические уплотнения (РГСУ)	88
4.9. Магнитожидкостные уплотнения (МЖУ)	89
4.9.1. Конструктивная схема	89
4.9.2. Проектирование МЖУ	91
4.9.3. Материалы МЖУ	91
4.10. Конструкции некоторых бесконтактных уплотнений, применяемых в ДЛА	92
5. Заключение	100
Библиографический список	103

Анатолий Иванович Белоусов
Владимир Андреевич Зрелов

**КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИИ
ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ ТУРБОМАШИН
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Редактор Г. А. Усачева
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Г. А. Усачева

Св. план 1989 г., поз. 75.
ЕО 00302. Подписано в печать 30.09.89.
Формат 60 × 84 1/16. Бумага оберточная.
Печать высокая. Усл. п. л. 6,3. Уч.-изд. л. 6,0.
Т. 500 экз. Заказ 944. Цена 25 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева.
443086. Московское шоссе, 34.

Тип. ЭОЗ Куйбышевского авиационного института.
443001, Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.