

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»**

Б.М. СИЛАЕВ

**ТРИБОЛОГИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ**

САМАРА 2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Б.М. СИЛАЕВ

ТРИБОЛОГИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ

*Утверждено Редакционно-издательским советом
Самарского государственного аэрокосмического университета
в качестве монографии*

САМАРА
Издательство СГАУ
2008

УДК 621.891
ББК 34.41
С36

Рецензенты:

Заслуженный деятель науки РФ, лауреат Государственной премии СССР,
доктор технических наук, профессор ИМАШ Ю. Н. Д р о з д о в;
заведующий кафедрой основ конструирования машин СГАУ,
доктор технических наук, профессор В. Б. Б а л а к и н

Силаев Б.М.

С36 ТРИБОЛОГИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕ-
ДАХ: монография / Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм.ун-та,
2008. – 264 с. : ил.

ISBN 978-5-7883-0564-6

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований автора по трению и изнашиванию деталей машин в маловязких смазочных средах – топливных и криогенных жидкостях, воде и ее растворах и других химически активных жидкостях. На основании теоретически полученной обобщенной математической модели трения и изнашивания, отражающей термодинамические и кинетические явления во фрикционной зоне, и адаптирования ее к условиям трения скольжения и трения качения, предлагается широкий спектр методик расчета различных узлов трения, функционирующих в указанных средах. Показаны методы обеспечения долговечности по износостойкости вновь разрабатываемых узлов трения и повышения работоспособности и срока службы существующих конструкций узлов, а также номинально неподвижных, но подверженных вибросмещениям соединений деталей. Значительное внимание уделено моделированию узлов трения и современным методам и средствам исследования и идентификации изношенных поверхностей. Рассмотрены вопросы разработки системы смазки и охлаждения узлов трения маловязкими жидкостями, существенно определяющей их надежность и ресурс работы.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающихся проблемами обеспечения работоспособности трибосистем, функционирующих в рабочих маловязких средах, а также может быть использована преподавателями, аспирантами и студентами технических учебных заведений.

УДК 621.891
ББК 34.41

ISBN 978-5-7883-0564-6

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ.....	12
1.1. Современные представления и физико-химические аспекты контактного взаимодействия поверхностей трения.....	12
1.2. Основные модельные представления об изнашивании твердых тел и развитии методов расчета.....	24
1.3. Общая характеристика методов исследований, испыта- тельных средств и объектов исследований.....	37
2. ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ФРИКЦИОН- НОМ КОНТАКТЕ ПРИ ГРАНИЧНОЙ СМАЗКЕ МАСЛОМ И МАЛОВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ.....	40
2.1. Условия на контакте и характер взаимодействия поверхностей трения качения при граничной смазке маслом.....	41
2.2. Особенности взаимодействия и изнашивания поверх- ностей трения качения при смазывании маловязкими рабочими жидкостями.....	48
2.3. Условия на контакте и характер взаимодействия поверхностей трения скольжения при граничной смаз- ке маслом.....	58
2.4. Особенности взаимодействия и изнашивания поверх- ностей трения скольжения при смазывании мало- вязкими рабочими жидкостями.....	62
2.5. Общая характеристика особенностей контактного взаи- модействия поверхностей при граничной смазке.....	65
3. МОДЕЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТРИБОСИСТЕМ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ, И КОНЦЕПЦИЯ МЕТОДА РАСЧЕТА ИЗНОСО- СТОЙКОСТИ.....	68
3.1. Физическая модель-концепция трибологической систе- мы как трибореактора.....	68
3.2. Математическое описание трибологической системы как трибореактора.....	73
3.2.1. Уравнение переноса массы.....	73
3.2.2. Уравнение переноса количества движения.....	76
	3

3.2.3. Уравнение переноса энергии.....	77
3.2.4. Уравнение баланса энтропии.....	80
3.3. Обобщенная математическая модель трения и изнашивания.....	83
3.4. Адаптация обобщенной модели к трибосистемам, работающим в условиях трения качения.....	86
3.5. Адаптация обобщенной модели к трибосистемам, работающим в условиях трения скольжения.....	91
3.6. Концепция обобщенного метода расчета износостойкости деталей машин.....	93
4. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА, МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ И ДИАГНОСТИКА ТРИБОСИСТЕМ.....	97
4.1. Основные особенности методов исследований и конструирования испытательных средств.....	97
4.2. Универсальная стендовая машина трения.....	100
4.2.1. Особенности конструкции стендовой машины трения.....	100
4.2.2. Применяемые средства измерений и регистрации параметров испытаний.....	104
4.3. Методическое обеспечение испытаний.....	108
4.3.1. Метод измерения момента и мощности трения...	108
4.3.2. Метод ускоренных испытаний трибосистем на износостойкость.....	113
4.4. Техническая диагностика трибосистем.....	119
5. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	127
5.1. Исследование влияния конструктивной схемы подшипникового узла на поведение основных трибологических характеристик.....	127
5.2. Исследование мощности трения подшипников качения и ее основных составляющих.....	138
5.2.1. Исследование характера изменения мощности трения в зависимости от основных режимных параметров.....	138
5.2.2. Определение составляющих мощности трения подшипников качения и коэффициента трения...	141
5.3. Исследование теплового режима подшипников качения...	154
5.4. Исследование закономерностей изнашивания и работоспособности подшипников качения.....	161

6. ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО ПОДТВЕРЖДЕНИЮ МОДЕЛЬНЫХ ПРЕДСТАВЛЕНИЙ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ОПОР ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ.....	167
6.1. Метод расчета износостойкости подшипников качения..	169
6.2. Метод расчета и обеспечения оптимальных трибологических и конструктивных характеристик подшипниковых узлов.....	174
6.2.1. Улучшение режима трения.....	174
6.2.2. Определение потребной величины прокатки маловязкой смазочной среды.....	180
6.2.3. Выбор оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла из условия обеспечения потребной величины прокатки.....	181
6.2.4. Выбор оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла из условия снижения потерь на трение.....	189
6.2.5. Метод расчета системы смазки и охлаждения подшипников качения.....	192
6.3. Расчет и выбор подшипников качения для работы в среде маловязких жидкостей.....	193
6.3.1. Выбор подшипников качения.....	193
6.3.2. Расчет на прочность сепаратора и его зазоров плавания и центрирования.....	196
6.3.3. Расчет подшипников качения на долговечность...	202
6.3.4. Некоторые общие принципы и методология повышения ресурса и надежности тяжело нагруженных подшипников качения.....	204
7. ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЬНЫХ ПРЕДСТАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ И ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ...	212
7.1. Повышение работоспособности высоконапряженных соединений деталей путем замены вида трения.....	212
7.2. Повышение работоспособности высоконапряженных соединений деталей за счет изменения характера взаимодействия поверхностей.....	221
7.3. Повышение работоспособности металлополимерных подшипников скольжения, применяемых в экстремальных условиях.....	231
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	245

ВВЕДЕНИЕ

Современное и перспективное машиностроение требует все более широкого применения узлов трения, функционирующих в среде маловязких рабочих жидкостей. Достаточно сказать, что во многих изделиях таких современных отраслей, как авиационное и космическое двигателестроение, химическое и нефтяное машиностроение, узлы трения работают со смазыванием и охлаждением рабочими маловязкими средами – низкомолекулярными углеводородными и криогенными жидкостями, водой и ее растворами и т.п.

Использование указанных жидкостей вместо обычно применяемых различных смазочных материалов имеет исключительно важное техническое, экономическое и экологическое значение. Это обусловлено тем, что при этом упрощаются конструктивные схемы машин и механизмов, сокращается их масса и габариты, исключается применение специальных смазочных сред и систем для их транспортирования и хранения, снижается при эксплуатации количество вредных выбросов в окружающую среду.

Жесткие ограничения по габаритным и массовым характеристикам, например в таких отраслях, как авиационная и ракетно-космическая техника, обуславливают создание компактных высокопроизводительных быстроходных агрегатов. При этом особое значение имеет вопрос обеспечения высокой надежности, так как большие экономические затраты, связанные с выполнением программ космических исследований, безопасностью авиационных полетов, а также соображения национального престижа делают стоимость отказа весьма высокой. Достаточно напомнить крупнейшую трагедию XX века – гибель космического корабля "Челленджер" с экипажем на борту из-за ненадежности уплотнительных элементов, принесшую США миллиардные убытки и падение национального престижа. Аналогичное положение можно отметить в нефтегазодобывающей и химической промышленности, где ненадежная работа трибосистем может привести к крупным авариям на производстве с человеческими жертвами и большими материальными потерями.

В указанных условиях одну из наиболее трудных и сложных задач представляет проблема обеспечения работоспособности узлов трения, которые зачастую функционируют в экстремальных условиях. Так, опоры качения турбонасосных агрегатов (ТНА) большинства жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), обеспечивающих кос-

мические полеты, являются высокоскоростными, т.е. работают при частотах вращения, значительно превышающих предельно допустимые по каталогу, при этом смазываются и охлаждаются маловязкой рабочей средой, которую перекачивают насосы. Это низкомолекулярные углеводородные и криогенные жидкости – керосин, жидкий кислород и другие агрессивные маловязкие среды. Скоростной параметр таких подшипников достигает $d_m n = 3,5 \cdot 10^6$ мм · об/мин, температура узла до -253°C , причем, как правило, имеет место сложное комбинированное нагружение в условиях воздействия спектра виброускорений в широком диапазоне частот [195]. Работа в указанных условиях обуславливает повышенные износы деталей трибосистем. Так, износ поверхностей качения подшипников кислородного насоса ТНА, определяемый увеличением внутренних зазоров, в течение короткого времени возрастал до 4...7-кратного значения от исходного [195, 197, 201].

В результате большого комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ ведущих КБ совместно с отраслевыми НИИ созданы современные образцы авиационно-космической техники и двигателей к ним, многие образцы оборонной техники и др., показатели надежности и долговечности узлов трения которых имеют высокий уровень. Вместе с тем необходимо отметить, что в нашей стране и за рубежом наряду с известными успехами возрастающие потребности развития авиационно-космической и других областей техники, где узлы трения функционируют в маловязких смазочных средах, не имеют достаточного научного обоснования по многим вопросам разработки, производства и эксплуатации трибосистем высокой надежности и необходимого ресурса.

При создании узлов трения наиболее ответственным является этап конструирования. Для трибосистем, работающих на масле, существует обширная научно-техническая и справочная литература по расчету и конструированию: подшипников качения [90, 104, 159, 163, 237, 239], опор скольжения [48, 107, 147, 248], зубчатых и шлицевых соединений [1, 176], уплотнений [56, 135, 136] и др. Как правило, создание узла трения является задачей многовариантной, включающей оптимизацию наиболее важных конструктивных параметров. Конструктор прежде всего решает проблему выбора материала пар трения [40, 43, 94, 250], определяет допустимые нагрузочные параметры – величину нормальных и касательных напряжений,

исходя из условий обеспечения износостойкости, прочности или контактной выносливости [102, 118, 126, 176], решает задачу выбора смазки и охлаждения [68, 103, 157], при этом рабочая температура узла назначается по температурной стойкости смазки [137, 138], динамические составляющие нагрузок (вибрации) при необходимости уменьшаются устройством демпферов [26, 126, 269, 270]. Важный резерв повышения долговечности трибосистем – это использование различных присадок (ПАВ), а также явления избирательного переноса [51, 52], которому в последнее время придается большое значение.

Приведенный перечень основополагающих технических задач далеко не разрешен относительно расчета и конструирования узлов трения, предназначенных для работы в маловязких смазочных средах. Публикация научных разработок, посвященных исследованию работоспособности и трибологических характеристик указанных узлов, фрагментарна, тематически несистемна и разрознена по отдельным научно-техническим изданиям. Недостаточно расчетов методик для анализа, прогнозирования и проектирования трибосистем на заданную долговечность.

Достаточно сказать, что конструкция, трибологические характеристики и параметры режимов работы узлов трения, работающих в среде маловязких жидкостей, например, опоры качения ТНА ЖРД, пусковых агрегатов авиационных газотурбинных двигателей, насосов химико-технологических установок, нефтегазодобывающего оборудования и др., создаются и подбираются полуэмпирически с учетом достигнутого уровня и опыта работы в аналогичных узлах. Зачастую далеко не сразу удается создать работоспособную конструкцию узла трения и подобрать благоприятное сочетание характеристик, при которых обеспечивается требуемая долговечность и надежность. При этом экспериментальная отработка проводится с помощью весьма трудоемких и дорогостоящих стендовых испытаний натурных узлов, в том числе и в составе изделий.

Полуэмпирический метод создания трибосистем не дает уверенности в том, что разработанная конструкция для заданных режимных параметров является оптимальной. На рис. В.1 приведена фотография разрушившегося кислородного насоса ТНА при стендовых доводочных испытаниях ЖРД. Причиной аварийного исхода испытаний явились неудовлетворительные смазочно-охлаждающие

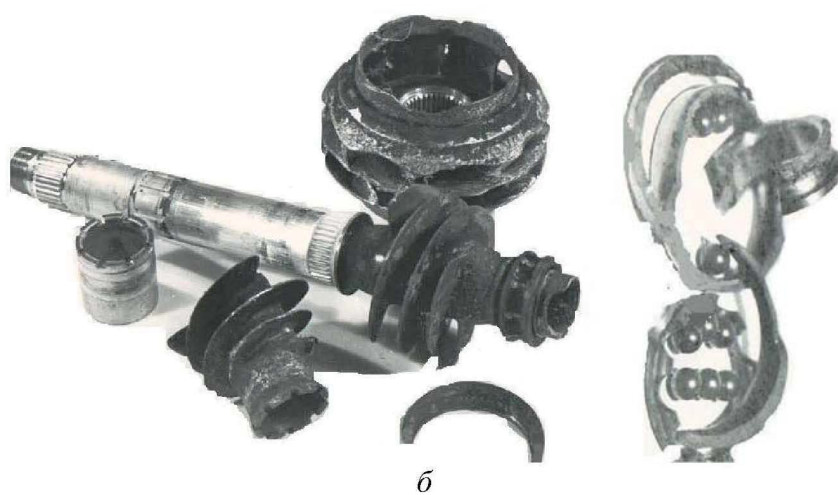
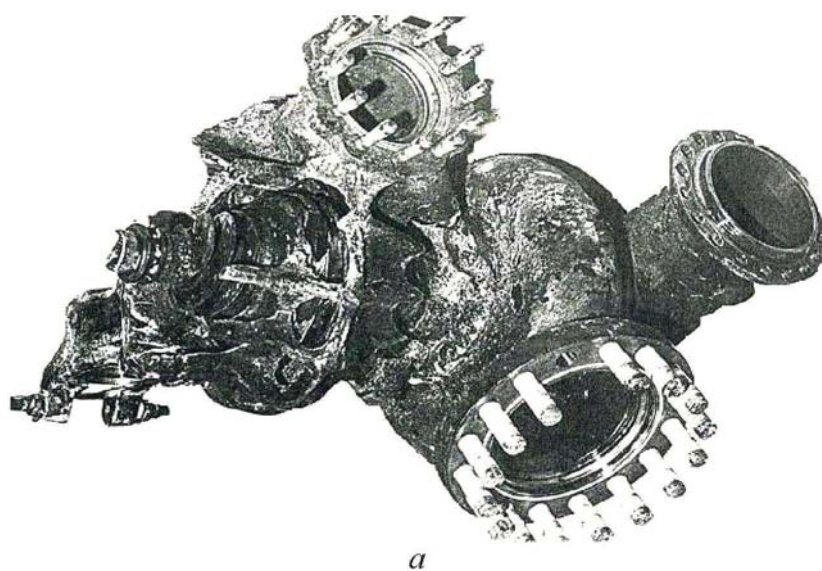


Рис.В.1. Вид кислородного насоса с приводной турбиной (*а*) и состояние его ротора (*б*) после аварийного стендового испытания жидкостного ракетного двигателя

со смазыванием и охлаждением маловязкими рабочими жидкостями, показали, что при разработке испытательных средств для широкого исследования различных пар трения должны быть заложены следующие основные требования [209, 219]:

- применение в испытательных устройствах герметизированных рабочих камер, позволяющих проводить испытания узлов трения или образцов материалов в прокачиваемых под давлением маловязких средах;

- возможность варьирования в широком диапазоне величины прокачки смазочных жидкостей, а также скоростных и нагрузочных параметров;

- высокая точность и стабильность показаний, а также воспроизводимость результатов экспериментов;

- высокая степень механизации управления работой и регулирования параметров, а также автоматизация измерения и регистрации основных режимных и трибологических параметров – скорости, нагрузки, момента трения, величины прокачки смазочно-охлаждающей жидкости, температуры испытываемого объекта и рабочей среды и др.

Учет указанных требований вызывает существенное усложнение конструкции испытательных устройств, при этом испытательные машины, приводы к ним, агрегаты управления и регулирования занимают достаточно большие производственные площади. Все это приводит к высокой технической и экономической цене получения научно-технической информации. Указанные обстоятельства обуславливают применение следующих основных принципов конструирования, сформулированных на базе общих принципов [153] применительно к испытательным средствам для узлов трения, функционирующих со смазыванием и охлаждением маловязкими рабочими жидкостями.

Принцип умеренной универсализации, преследующий цели расширения функций машин трения и увеличение номенклатуры исследуемых узлов трения. Умеренность универсализации испытательного устройства предполагает целесообразную степень ее реализации, чтобы при этом значительно не усложнять конструкцию, не делать ее громоздкой и неудобной в обслуживании. Исходя из обеспечения сформулированных выше требований к испытательным устройствам, принцип умеренной универсализации можно реализо-

вать по кинематическому и размерному признакам, разрабатывая универсальные машины трения для различных пар вращательного движения (подшипники качения и скольжения, торцовые уплотнения и др.) и далее для испытания пар трения поступательного движения также определенного диапазона размеров.

При разработке испытательных средств принцип умеренной универсализации успешно сочетается с методом базового агрегата, в основе которого лежит применение базового узла, превращаемого в машины трения различного назначения присоединением к нему сменных объектов, обеспечивающих испытываемой паре трения заданные движения, условия и режимы испытаний. В качестве базового агрегата целесообразно принять несущий корпус установки с приводным валом, технологическими подшипниками и узлами нагружения. В качестве сменных объектов представляется рациональным принятие узла привода и узла испытываемого объекта.

Применение вышеназванных принципов конструирования успешно дополняет метод агрегатирования, заключающийся в создании машин трения путем сочетания автономных узлов, устанавливаемых на базовом агрегате – несущем узле. Например, в зависимости от требуемых диапазонов частот вращения и наработки в качестве привода можно принять либо воздушную турбину, соединенную непосредственно с приводным валом машины, либо электродвигатель с механической передачей. При этом наибольшую экономию средств дает заимствование деталей и узлов с серийно изготавливаемых машин и изделий, когда детали и узлы получают в готовом виде, проверенные опытом эксплуатации (например, зубчатые колеса для компоновки привода, узел воздушной турбины и др.). Испытуемые узлы трения komponуются в виде отдельного агрегата, навешиваемого на несущий корпус установки с приводным валом.

4.2. Универсальная стендовая машина трения

4.2.1. Особенности конструкции стендовой машины трения

Все, сформулированные выше основные принципы конструирования испытательных средств в среде маловязких жидкостей реализованы при разработке универсальной стендовой машины трения (рис.4.1). Данная машина позволяет проводить испытания подшип-

ников качения и скольжения со смазыванием как обычными жидкими маслами и консистентными смазками, так и в среде маловязких рабочих жидкостей. Кроме того, ее можно использовать для испытаний и доводки уплотнений вращающихся валов с применением различных смазочных материалов.

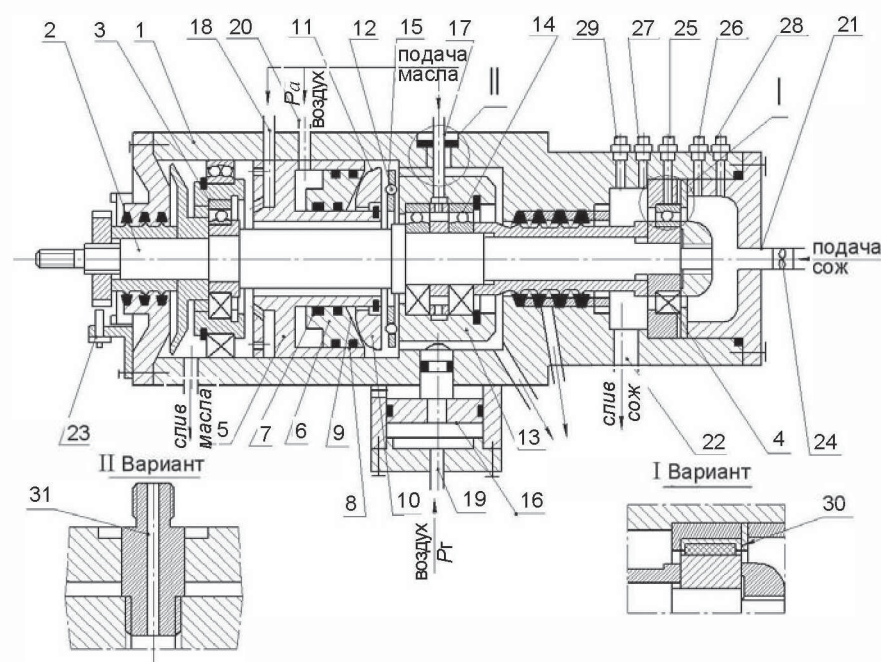


Рис.4.1. Универсальная стендовая машина трения

В основе конструкции машины и ее основных узлов заложены устройства по авторским свидетельствам [7, 8, 10]. Машина трения состоит (рис.4.1) из общего корпуса 1 и приводного вала 2, которые объединяют все основные узлы. Вал 2 с одного конца опирается на технологическую опору качения 3, выполненную с возможностью самоустановки при перекосах, а с другого конца – на испытываемый подшипник 4, размещенный в герметизированной камере. В средней части приводного вала 2 расположены механизм осевого и радиального нагружения исследуемого объекта, что обеспечивает равенство

плеч от точки приложения радиальной силы до испытываемого подшипника 4 и технологической опоры 3.

Механизм осевого нагружения состоит из закрепленного в корпусе 1 кольцевого цилиндра 5, внутри которого размещен кольцевой поршень 6, герметичность которого обеспечивается с помощью уплотнителей 7 и 8. Внешний торец 9 поршня 6 выполнен коническим и опирается через плавающее кольцо 10 со сферическим торцом 11 и через комплект шариков 12 на плоский торец обоймы нагружения 13, передающей осевое усилие от поршня через 2 одинаковых подшипника качения 14 на вал 2 и далее на испытываемый подшипник 4. Шарик 12 закреплен на обойме 13 при помощи сепаратора 15. Механизм радиального нагружения 16 также состоит из цилиндра и поршня, от которого через обойму 13 и подшипники 14 радиальное усилие передается на вал 2 и далее на испытываемый подшипник 4.

Подшипники 14, на которых установлена обойма узла нагружения 13, подбираются с одинаковыми внутренними зазорами – радиальными и осевыми, что обеспечивает равномерность их загрузки и соответственно долговечность и надежность узла нагружения. На обойме 13 неподвижно с ней установлен штуцер 17 для подвода смазки к подшипникам 14. Герметичность между штуцером 17 и корпусом 1 обеспечивается специальным эластичным уплотнителем, что обеспечивает свободу перемещения обоймы 13 и вала 2 при загрузке подшипника 4.

Разработанная машина трения входит в состав испытательного стенда, включающего в себя кроме указанной машины привод от осевой одноступенчатой воздушной турбины, пульт управления, контроля и записи режимных параметров и трибологических характеристик исследуемой пары на ЭВМ. В качестве приводной турбины использована осевая турбина воздушного стартера авиационного ГТД. Кроме осевой турбины в качестве привода возможно использование электродвигателя, присоединенного к машине через редуктор или мультипликатор.

Работа машины трения осуществляется в следующей последовательности. Валу 2 (рис.4.1) задают вращение от приводной турбины, одновременно с этим через штуцеры 17 и 18 подают жидкое масло для смазки технологических подшипников, а через штуцеры 19 и 20 подают воздух под определенным давлением для обеспечения за-

данных радиальной и осевой нагрузок на испытываемый подшипник 4. При этом равномерность распределения и передачи нагрузок на детали узлов нагружения обеспечивается за счет самоустановки плавающего кольца 10 по полусфере 11, а предотвращение заклинивания при перемещении обоймы 13 в процессе нагружения осуществляется комплектом шариков 12 и сферическим торцом штока узла радиального нагружения. Далее в штуцер 21 подают смазочно-охлаждающую жидкость (керосин, воду и т.д.) для смазывания и охлаждения исследуемого подшипника 4, слив которой осуществляется через штуцер 22. В зависимости от условий испытаний подачу смазочно-охлаждающей среды можно осуществлять и через штуцер 22, а слив – через штуцер 21. Контроль за вращением вала 2 осуществляется с помощью датчика оборотов 23, расход смазочно-охлаждающей жидкости измеряют датчиком расхода 24, температуру наружного кольца испытываемого подшипника 4 и потока смазочно-охлаждающей среды, а также давление в нем до и после подшипника контролируют соответственно датчиками температуры 25, 26, 27 и давления 28, 29.

Машина трения позволяет проводить испытания подшипников качения как радиальных, так и радиально-упорных размером по отверстию внутреннего кольца от 25 мм до 45 мм. При испытаниях реализуются в широком диапазоне основные режимные параметры, в том числе и идентичные натурным: по прокачке смазочно-охлаждающей среды (вода, керосин и т.п.) – от 0 до 2 дм³/с; по частоте вращения – от 0 до 30000 мин⁻¹; по нагрузкам – возможно осуществлять как в отдельности радиальное нагружение от 0 до 7 кН или осевое – в пределах от 0 до 10 кН, так и комбинированное с одновременным приложением радиальной и осевой нагрузок в любом сочетании в указанных интервалах.

Существенным преимуществом разработанной стендовой машины трения является следующее:

– универсальность, обеспечивающая возможность компоновать при испытании различные конструктивные схемы узлов трения как с подшипниками качения, так и подшипниками скольжения, а также уплотнениями валов; на основном виде (рис.4.1) показан испытательный узел с шариковым подшипником качения 4, на элементе 1 приведен вариант с подшипником скольжения 30, при этом для ис-

пытания подшипников скольжения, а также радиальных роликовых подшипников качения и узлов уплотнения ротор машины фиксируется от осевого смещения с помощью специального фиксатора 31 (см. элемент 11 на рис.4.1);

– многовариантность применения приводных устройств – машина позволяет использовать в качестве привода как осевую воздушную турбину, так и электродвигатель с редуктором или мультипликатором (на рис. не показано); в случае применения воздушной турбины машина приобретает такие важные эксплуатационные качества, как быстрый разгон и торможение, нечувствительность к кратковременным перегрузкам, способность длительно работать в режиме частых пусков-торможений; кроме того это приводит к сокращению габаритов и массы машины, упрощает конструкцию стенда в целом, так как исключает применение промежуточных передач и дополнительных устройств для измерения момента трения испытываемого подшипника, ибо в качестве такого устройства используется указанная приводная воздушная турбина [8];

– доступность и легкость автоматизации проведения испытаний, так как для измерений и регистрации всех исследуемых параметров используются стандартные датчики и аппаратура.

4.2.2. Применяемые средства измерений и регистрации параметров испытаний

Для испытания узлов трения на стендовой машине разработана информационно-измерительная система (ИИС) на базе вычислительного комплекса. На рис.4.2 представлена конструктивная схема стенда и структурная схема ИИС, на рис.4.3, *а* – общий вид машины и на рис.4.3, *б* – пульт управления, регулирования и регистрации измеряемых параметров.

Рассматриваемая ИИС включает в себя группу первичных измерительных преобразователей-датчиков D , которые расположены в определенных исследуемых точках информационного пространства стенда (см. рис.4.2). Отбор информации осуществляется периодически опросом датчиков D , подключенных ко входу УИП – блоку унифицирующих измерительных преобразователей, где информационные сигналы усиливаются в унифицированный сигнал постоянно-

го тока. Затем указанные сигналы поступают в аналого-цифровой преобразователь (АЦП), где они преобразуются в цифровой код. После этого измерительная информация попадает в процессор электронно-вычислительной машины (ЭВМ) для обработки по заданным программам. Результаты обработки выводятся на средства отображения информации (СОИ) – регистрируются на цифропечатающей машинке СОИ1 или на графопостроителе СОИ2 и отображаются на дисплее СОИ3.

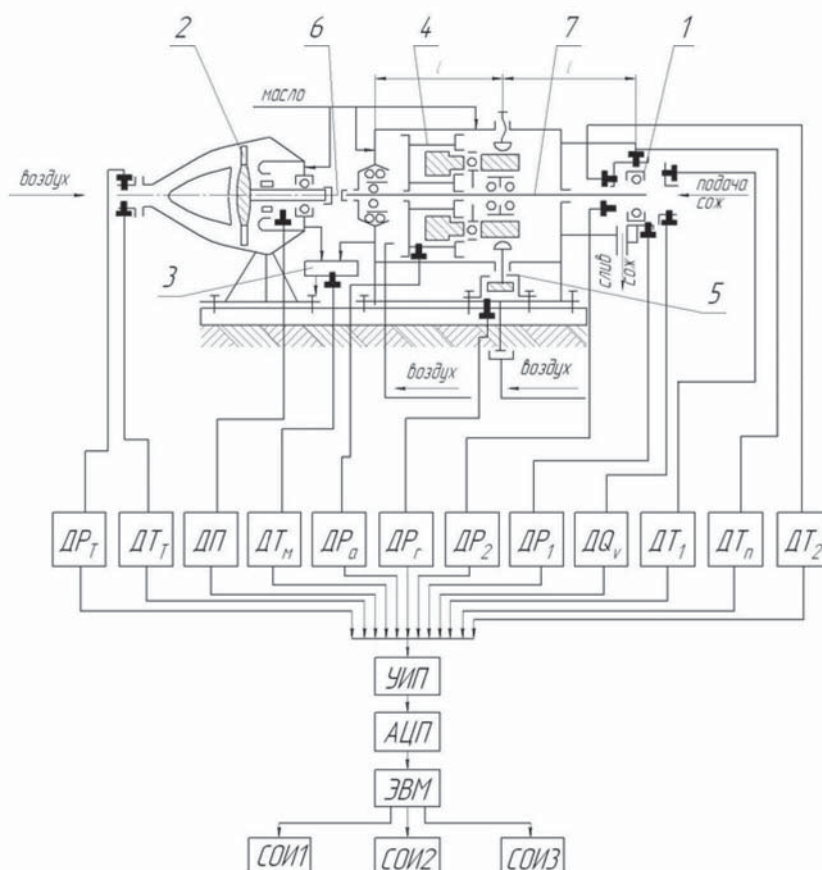
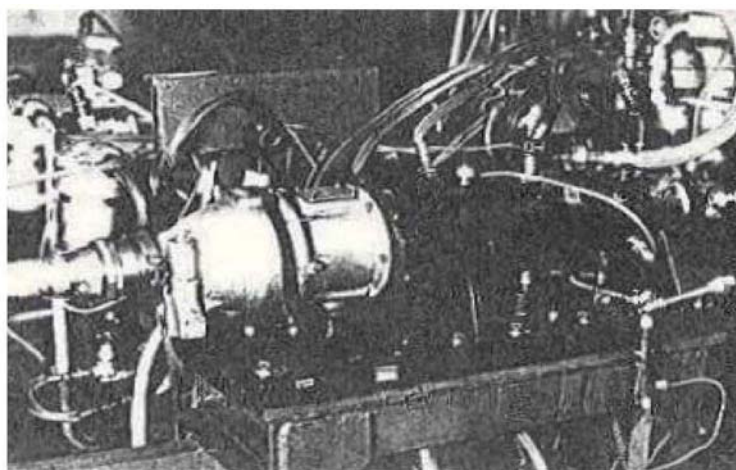
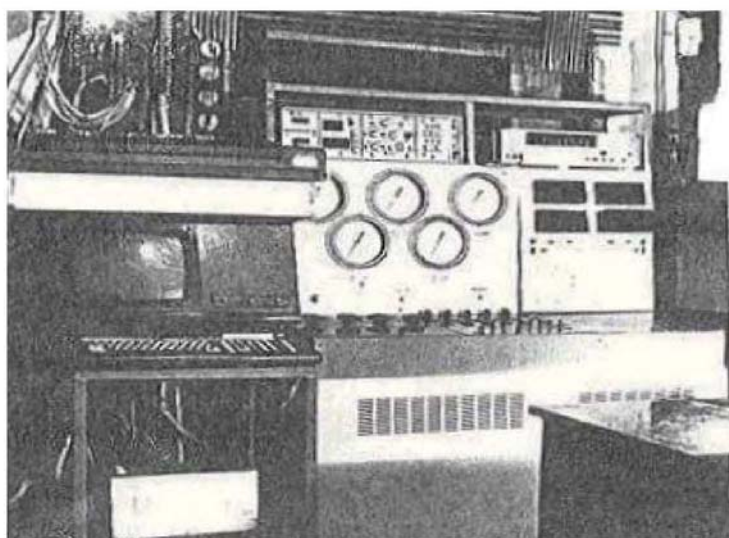


Рис.4.2. Конструктивная схема стенда для испытания узлов трения в маловязких смазочных средах с информационно-измерительной системой



а



б

Рис.4.3. Общий вид машины трения (*а*) и пульта управления, регулирования и регистрации измеряемых параметров (*б*)

Для получения информации о состоянии исследуемого объекта измерения производятся по следующим основным группам датчиков – измерителей параметров:

– группа датчиков температуры $DT_n, DT_1, DT_2, DT_M, DT_T$ – термоэлектрические преобразователи типа термопары хромель-копель (ХК), предназначенные для измерения температуры узла трения, например, температуры наружного кольца подшипника 1 (DT_n), температуры смазочно-охлаждающей жидкости на входе в полость узла (DT_1) и на выходе из него (DT_2), температуры воздуха на входе в приводную турбину 2 (DT_T) и смазочного масла технологических подшипников в маслогребенке 3 (DT_M);

– группа датчиков давления $Dp_1, Dp_2, Dp_T, Dp_a, Dp_r$ – преобразователи давления типа МП модели 22518 с манометрической трубчатой пружиной и индуктивным преобразователем перемещений, предназначенные для измерения давления смазочно-охлаждающей жидкости на входе в подшипник 1 (Dp_1) и на выходе из него (Dp_2), давления воздуха на входе в турбину 2 (Dp_T) и в цилиндрах осевого 4 (Dp_a) и радиального 5 (Dp_r) нагружения испытываемого подшипника;

– датчик расхода DQ_V – турбинный преобразователь расхода типа ТДР с индуктивным преобразователем частоты вращения крыльчатки, предназначенный для измерения объемного расхода смазочно-охлаждающей жидкости, прокачиваемой через исследуемый узел трения;

– датчик оборотов Dn – индукционный преобразователь типа ИС-445, предназначенный для измерения частоты вращения вала турбины, жестко связанной через муфту 6 с валом машины 7.

Для преобразования информационных сигналов измерительных датчиков в измерительных каналах ИИС используется высокоточная стандартная аппаратура. В качестве УИП группы датчиков температуры используется преобразователь измерительный групповой А614-7/3, предназначенный для пропорционального преобразования в унифицированный сигнал постоянного напряжения сигналов термопар. Указанный преобразователь рассчитан на подключение 16 термопар с номинальной статической характеристикой преобразова-

ния ХК₆₈. Преобразователь обеспечивает автоматическую компенсацию термо- ЭДС свободных концов термопар. Выходной сигнал (0-5)В, класс точности 0,4. Используемые для измерения давления преобразователи давления типа МП представляют собой средства измерения с унифицированным токовым выходным сигналом. Класс точности преобразователя 0,6. Питание осуществляется от сети переменного тока напряжением 36 В, частотой 50 Гц. Усилитель преобразователя встроен в корпус датчика.

Преобразование частотных сигналов датчиков расхода типа ТДР и датчиков оборотов типа ИС-445 осуществляется комплектом преобразователей типа П4-6 и УФ-1. Частотные сигналы с датчиков поступают предварительно на усилитель-формирователь УФ-1, где они усиливаются и преобразуются в одинаковые по амплитуде импульсы отрицательной полярности, которые поступают на преобразователь частоты в напряжение ПЧ-6. Данный преобразователь пропорционально преобразует частоту в унифицированный сигнал постоянного тока. Класс точности указанных преобразователей 0,1.

Для автоматизации процесса обработки и регистрации поступающей измерительной информации был использован вычислительный комплекс, применяемый в автоматизированных системах научных исследований с количеством контролируемых точек до 32.

4.3. Методическое обеспечение испытаний

В данном параграфе рассматриваются методы исследований, которые можно применить при испытаниях любой конструктивной разновидности узлов трения, для исследования которых предназначена универсальная стендовая машина трения. Методы исследований работоспособности и трибологических характеристик конкретных видов узлов трения приведены в соответствующих разделах данной работы, посвященных изложению результатов исследований указанных трибосистем.

4.3.1. Метод измерения момента и мощности трения

Измерение момента трения исследуемой трибосистемы в широком диапазоне режимов испытаний производится на основе использования приводной воздушной турбины методом измерения и соответствующей математической обработки замеренных величин ее режимных параметров [8, 211, 214].

условия опоры качения кислородного насоса, что привело к недопустимому разогреву подшипника, вызвавшему взрывное возгорание газифицированного кислорода в полости узла трения, разрушение его и ТНА в целом. В [195] показано, что в общей сумме дефектов турбонасосного агрегата, проявляющихся на стадии опытно-конструкторской отработки конструктивных решений, до 60% принадлежит узлам трения.

В ряде случаев следует говорить о недостаточном уровне надежности узлов трения и авиационной техники, недостаточном использовании известных и поиске новых прогрессивных технических решений. Так, по данным академика Н.Д. Кузнецова дефекты авиационных газотурбинных двигателей по трибосистемам могут достигать 60–70%. По ряду параметров надежности, например таких, как общий и межремонтный ресурс многих узлов трения, их характеристики нуждаются в дальнейшем повышении. Это касается подшипников качения и скольжения, уплотнений, соединений вал-ступица, бандажных и замковых соединений лопаток компрессоров, топливных и масляных насосов и др.

В практике эксплуатации серийных изделий известны случаи, когда изменение размеров при работе, схватывание и другие дефекты, связанные с износом узлов трения, создавали аварийные ситуации, угрожающие безопасности полетов.

Аналогичные ситуации можно констатировать в нефтегазодобывающей и химической промышленности, где используются агрегаты с трибосистемами, смазываемыми рабочими продуктами. Так, по данным работ [47, 94] можно отметить низкий ресурс узлов трения различных перекачивающих химические продукты насосов (зачастую не превышающий несколько десятков часов) и их недостаточную надежность. Основопологающим для решения технических задач, связанных с применением в качестве смазочных материалов маловязких рабочих жидкостей, является создание теоретических предпосылок и методов обеспечения работоспособности узлов трения на уровне, соответствующем высоким рабочим параметрам машин, аппаратов и приборов, предназначенных для работы в широком диапазоне высоких и глубоких низких температур; с повышенными скоростями, нагрузками и давлениями рабочих сред; зачастую в условиях, когда указанные среды являются химически активными. Поэтому в настоящее время в нашей стране и за рубежом большое внимание уделяется исследованиям закономерностей

Метод основан на использовании функциональной зависимости, полученной на основе анализа размерностей [265] и выражающей рабочие характеристики конкретной используемой турбины при работе на известном рабочем теле в виде

$$T_{KP} / p_H = f(p_T^* / p_H; n / \sqrt{T_T^*}), \quad (4.6)$$

где T_{KP} – крутящий момент на валу турбины 2 (рис.4.2); $p_T^* = p_T + p_H$ – полное давление воздуха на входе в турбину 2; p_T – манометрическое давление, измеряемое датчиком Dp_T ; $p_H = B_H / 735,6$ – статическое давление на выходе из турбины; B_H – барометрическое давление мм рт.ст., измеряемое в помещении, где производятся испытания; $T_T^* = 273,2 \pm T_T$ – абсолютная температура воздуха на входе в турбину; T_T – температура воздуха на входе в °С, измеряемая датчиком DT_T ; n – частота вращения вала турбины, измеряемая датчиком Dn .

Для измерения момента трения испытываемого трибосопряжения сначала при регламентных работах с помощью загрузочного устройства – гидро- или пневмотормоза, производят тарировку турбины 2 – снимают ее рабочие характеристики, выражаемые зависимостью (4.6). По замеренным величинам режимных параметров приводной турбины $n_i, T_{T(i)}, p_{T(i)}, p_H, T_{KP(i)}$, где i – индекс, указывающий порядковый номер ступени частоты вращения, на которой производится измерение параметров, получают математические соотношения, аппроксимирующие общую функциональную зависимость (4.6) в виде полинома

$$T_{KP} = [a(n / \sqrt{T_T^*})^2 + bn / \sqrt{T_T^*} + c] p_H, \quad (4.7)$$

при этом коэффициенты a, b, c определяются экспериментально для каждой ступени частоты вращения как функция от $\pi_T = p_T^* / p_H$. Затем соотношение (4.7) либо номографируют в виде, приведенном на рис.4.4, либо программируют и вводят в ЭВМ информационно-измерительной системы стенда.

Далее соединяют турбину 2 с помощью муфты 6 соосно с приводным валом 7 машины трения (см. рис. 4.2), вместо испытываемой

трибосистемы 1 устанавливают подшипник качения такого же типоразмера, как технологические подшипники качения самой машины и подключают к нему масляную систему. Затем с помощью турбины 2 выводят ротор машины на заданные частоты n_i ; нагружают его заданными нагрузками – радиальной $F_{r(ij)}$ и осевой $F_{a(ij)}$, где j – индекс ступеней нагрузок на i -й частоте вращения, измеряют на каждой частоте n_i для каждой ступени нагрузок $F_{r(ij)}$ и $F_{a(ij)}$ параметры турбины $T_{T(i)}^*$, $P_{T(i)}^*$, P_H и по номограмме (см. рис. 4.4) или по математической зависимости (4.7) с помощью ЭВМ ИИС определяют для каждой исследуемой частоты вращения n_i и нагрузок $F_{r(ij)}$ и $F_{a(ij)}$ моменты сопротивления вращению ротора машины на четырех подшипниках качения $T_{KP.M(i)} = f(n_i, T_{T(i)}^*, P_{T(i)}^*, P_H, F_{r(ij)}, F_{a(ij)})$. Так как между четырьмя одинаковыми подшипниками ротора в первом приближении можно считать нагрузку одинаково распределенной, то можно принять, что ротор машины трения без испытываемого узла будет нагружен на заданной частоте вращения n_i моментом сопротивления вращению, равным

$$T_{KP.p(i)} = 3T_{KP.M(i)} / 4. \quad (4.8)$$

По соотношению (4.8) либо строят тарировочные графики машины, либо его табулируют для заданных частот вращения n_i и ступеней нагрузок $F_{r(ij)}$ и $F_{a(ij)}$ [214].

После тарировочных испытаний машины производят испытания узлов трения на заданных режимах, при этом также измеряют параметры приводной турбины $n_i, T_{T(i)}^*, P_{T(i)}^*, P_H$, с помощью которых по номограмме или по соотношения (4.7) определяют крутящие моменты ротора машины с исследуемым узлом трения $T_{KP.\Sigma(i)} = f(n_i, T_{T(i)}^*, P_{T(i)}^*, P_H, F_{r(ij)}, F_{a(ij)})$. Разность между найденными значениями крутящих моментов $T_{KP.\Sigma(i)}$ на каждой i -й частоте вращения n_i и значениями моментов $T_{KP.p(i)}$, определенных по (4.8) для тех же частот вращения и ступеней нагрузок будет равна

искомому моменту трения исследуемого узла при заданных условиях испытаний, т.е.

$$T_{f(i)} = T_{KP.\Sigma(i)} - T_{KP.p(i)}. \quad (4.9)$$

По найденному моменту трения исследуемого узла производится определение мощности трения на основе известной зависимости

$$\Phi_{f(i)} = T_{f(i)} \omega_i, \quad (4.10)$$

где ω_i – угловая скорость вращения вала.

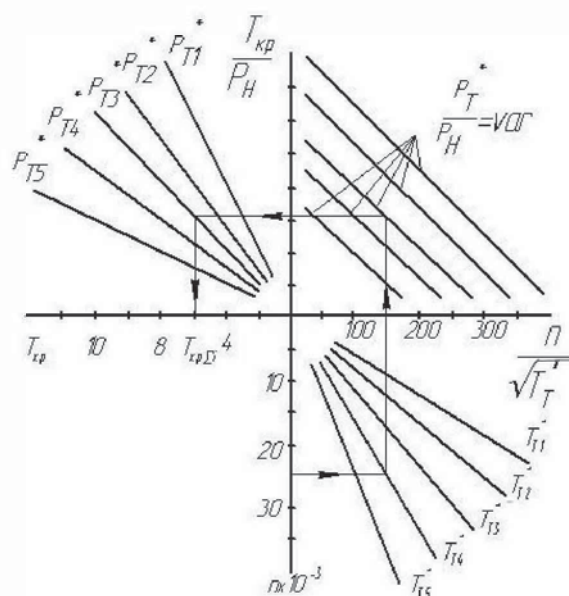


Рис.4.4. Пример построения номограммы для определения момента трения

Для обеспечения измерений и обработки результатов испытаний в автоматизированном режиме была разработана программа для вычислительного комплекса в машинном коде. На рис.4.5 приведена блок-схема алгоритма испытаний. После ввода программы перед началом испытаний машина в диалоговом режиме запрашивает исходные данные и ожидает команды оператора для начала измерений результатов испытаний с последующей обработкой полученных данных. За один цикл измерений и обработки в течение 2...3 с машина выполняет десятикратный опрос 16 измерительных каналов,

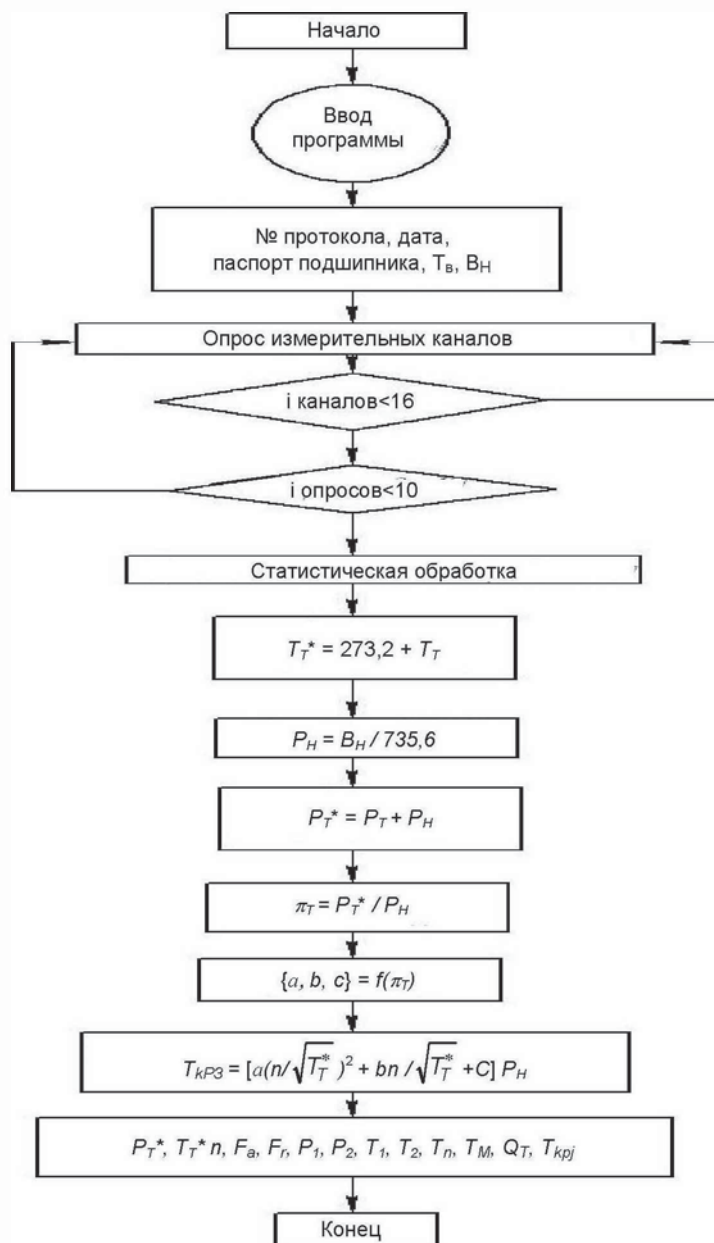


Рис.4.5. Блок-схема алгоритма испытаний подшипника на стендовой машине трения

производит осреднение результатов с последующей обработкой по заданным зависимостям и выдачу в реальном масштабе времени на СООИ обработанных результатов испытаний с рассчитанным крутящим моментом.

Необходимо отметить, что применение разработанной информационно-измерительной системы и ЭВМ существенно упрощает процедуру тарировки машины трения и измерения момента трения испытываемого узла с использованием соотношений (4.7) – (4.10), так как измерение момента сводится к определению рабочих параметров воздушной турбины, осуществляемому теми же датчиками, которые используются для контроля параметров при тарировке турбины и получении ее рабочих характеристик (4.6).

В случае применения в качестве привода машины электродвигателя с механической передачей измерение момента трения испытываемого узла можно производить с помощью устройства, подробно описанного в [12].

4.3.2. Метод ускоренных испытаний трибосистем на износостойкость

Как известно, испытания трибосистем на износостойкость можно проводить как по методу натурного моделирования, так и по методу ускоренных испытаний. По методу натурного моделирования проводятся испытания натурального узла трения при нескольких типовых режимах, отражающие характерные случаи эксплуатации изделий. Недостатком этого метода является, во-первых, не всегда достижимая длительность испытаний и, во-вторых, повышенные материальные затраты при проведении эксперимента по полному циклу. Особенно это имеет значение при проведении испытаний в таких дорогостоящих средах, как криогенные жидкости. Поэтому в этих условиях большое значение приобретает метод ускоренных испытаний пар трения, при котором необходимый объем информации об износостойкости получают в более короткие сроки.

Метод ускоренных испытаний рассмотрим на примере испытаний подшипников качения в среде маловязких смазочно-охлаждающих жидкостей. В общем случае при соответствующих преобразованиях и получении экспериментальных коэффициентов, как показано будет ниже, разработанный метод можно применять при исследовании и других трибосистем.

В [197, 199, 206] показано, что характер процессов, протекающих в поверхностном слое при трении, обусловлен не только свойствами материалов и среды, но и существенно зависит от степени концентрации энергии трения на контактирующих поверхностях. И если изменять эту степень концентрации, например, за счет энергообмена с окружающей средой путем варьирования прокачки смазочно-охлаждающей жидкости или за счет изменения нагрузочно-скоростных параметров, то можно реализовать регулирование процесса изнашивания. Исходя из этой предпосылки, экспериментально была установлена зависимость интенсивности изнашивания $I_{h(n)}$ подшипников качения от величины относительной прокачки среды $\bar{Q}_V = Q_n / Q_\phi$ [201, 212] (где Q_n - необходимая прокачка жидкости через подшипник, необходимая для полного снятия тепловых потоков для заданных режимных параметров; Q_ϕ - фактическая прокачка, при которой допускается износ подшипников, не превышающий предельной величины, установленной ТУ). Безразмерная величина относительной прокачки $\bar{Q}_V$ является обобщенным параметром, так как отражает в себе практически все основные энергетические потери при работе подшипника качения.

Обработка опытных данных, полученных в [201, 212] при испытании подшипников типа 207Ю и 214Ю из коррозионно-стойкой стали 95Х18Ш в среде жидкого кислорода, а также на воде, показала, что зависимость интенсивности $I_{h(n)}$ от относительной прокачки $\bar{Q}_V$ соответствует степенной функции в виде

$$I_{h(n)} = K_n \bar{Q}_V^{a_n}, \quad (4.11)$$

где K_n, a_n - коэффициенты, подлежащие определению.

Так как испытания подшипников проводились при комбинированном (радиально-осевом) нагружении, то износ их определялся в сторону действия усилий. Обработкой результатов экспериментальных испытаний подшипников в среде воды и жидкого кислорода получены коэффициенты пропорциональности $K_{n(r)}$ и $K_{n(a)}$ и показатель степени $a_{n(r)}$ и $a_{n(a)}$ интенсивностей изнашивания $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$

соответственно в радиальном и осевом направлениях, т.е. в сторону увеличения радиального и осевого зазоров подшипника. Полученные данные приведены в таблице.

Таблица

Коэффициенты пропорциональности $K_{n(r)}$ и $K_{n(a)}$ и показатели степени $a_{n(r)}$ и $a_{n(a)}$ для интенсивности изнашивания $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$ подшипников при ускоренных испытаниях

Среда	Изнашивание подшипников в радиальном направлении		Изнашивание подшипников в осевом направлении	
	$K_{n(r)}$	$a_{n(r)}$	$K_{n(a)}$	$a_{n(a)}$
Вода ГОСТ 2874-82	$0,25 \cdot 10^{-11}$	4	$0,76 \cdot 10^{-11}$	4
Жидкий кислород	$0,35 \cdot 10^{-10}$	6	$1,05 \cdot 10^{-10}$	6

Результаты испытаний подшипников в среде воды и жидкого кислорода приведены соответственно на рис.4.6,а,б, где точками показаны экспериментальные значения интенсивностей $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$, полученные как средние значения от интенсивностей изнашивания подшипников испытанных партий в зависимости от параметра $\bar{Q}_V = Q_n / Q_\Phi$; кривые 1 и 2 изображают вычисленные по формуле (4.11) соответственно интенсивности изнашивания $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$.

Для установления эквивалентного (сокращенного) времени испытаний подшипника, определяемого длиной пути трения $L_{f(э)}$, эквивалентной известной эксплуатационной длине пути трения L_f , выразим в соотношении (4.11) требуемую прокачку Q_n через режимные параметры из уравнения теплового баланса $Q_n = f_{np} P \pi d n / [C_p (T_2 - T_1)]$ и составим систему уравнений, описывающих подобные установившиеся процессы изнашивания подшипника в эксплуатационных условиях и при эквивалентных испытаниях его на износостойкость в натурной смазочно-охлаждающей среде

$$h_n = I_{h(n)} L_f$$

$$I_{h(n)} = K_n [f_{np} P \pi d n / (Q_\Phi C_P (T_2 - T_1))]^{a_n}, \quad (4.12, a)$$

$$h_n = I_{h(\varepsilon)} L_{f(\varepsilon)}$$

$$I_{h(\varepsilon)} = K_n [f_{np} P_\varepsilon d n_\varepsilon / (Q_{\Phi(\varepsilon)} C_{P(\varepsilon)} (T_{2(\varepsilon)} - T_{1(\varepsilon)}))]^{a_n}, \quad (4.12, б)$$

где h_n – износ подшипника, определяемый как увеличение его внутренних зазоров ($h_{n(r)} = e_2 - e_1$ и $h_{n(a)} = s_2 - s_1$, где e_1 и s_1 , e_2 и s_2 – радиальный и осевой зазоры до испытания и после соответственно); ε – индекс, отмечающий принадлежность величины к условиям эквивалентных испытаний; f_{np} – приведенный коэффициент трения; P – эквивалентная нагрузка на подшипник; n – частота его вращения; d – диаметр внутреннего кольца подшипника; T_1 и T_2 – температура смазочно-охлаждающей жидкости на входе в подшипник и на выходе из него соответственно; C_P – теплоемкость жидкости, оцениваемая при температуре T_2 .

Из совместного решения системы уравнений (4.12) получаем эквивалентную длину пути трения $L_{f(\varepsilon)}$, на основании чего можем рассчитать время ускоренных испытаний:

$$L_{f(\varepsilon)} = L_f \left(\frac{P}{P_\varepsilon} \frac{n}{n_\varepsilon} \frac{Q_{\Phi(\varepsilon)}}{Q_\Phi} \frac{C_{P(\varepsilon)}}{C_P} \frac{T_{2(\varepsilon)} - T_{1(\varepsilon)}}{T_2 - T_1} \right)^{a_n}. \quad (4.13)$$

Для проведения эквивалентных испытаний подшипников качения на износостойкость по предложенному методу в натурной смазочно-охлаждающей жидкости необходимо произвести правильный выбор нагрузочно-скоростных параметров и величины прокачки жидкости и обеспечить реализацию этих параметров в пределах заданных допусков на испытательной установке. Выбор указанных параметров при решении соотношения (4.13) необходимо производить так, чтобы $P \leq P_\varepsilon \leq [P_{\max}]$, $n \leq n_\varepsilon \leq [n_{\max}]$, где P, n – нагрузка на подшипник и частота вращения его при эксплуатации; $[P_{\max}], [n_{\max}]$ – максимально допустимые нагрузки и частота вращения для данного типоразмера подшипника.

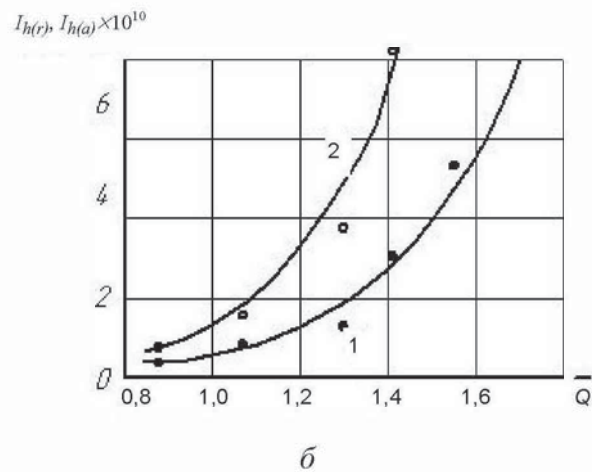
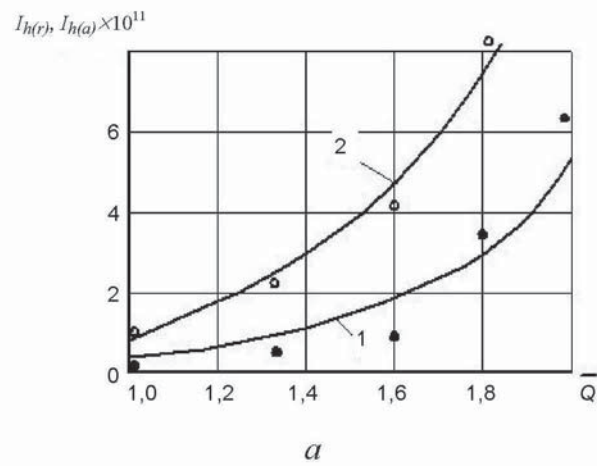


Рис.4.6. Зависимость интенсивности изнашивания подшипников качения от относительной прокатки:
 a – при испытании в среде воды;
 b – при испытании в среде жидкого кислорода;
 1, 2 – интенсивности изнашивания $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$
 в направлении увеличения радиального и осевого зазоров подшипника соответственно

Анализ системы уравнений (4.12) в сопоставлении с теоретически полученными соотношениями (3.18) и (3.19) показывает идентичность их структур в общем виде, что свидетельствует о правильности экспериментально полученного уравнения (4.11) и развернутого в систему (4.12). Однако в (4.12) учитываются только основные потоки энергии, связанные с проскальзыванием на контакте и рассеянием с поверхностей контакта за счет энергообмена с прокачиваемой смазочной средой [215, 217]. О неполном учете соотношениями (4.12) всех составляющих потоков энергии, возникающих в зоне трения, показывает и повышенный разброс экспериментальных точек (до $\pm 45\%$) по сравнению с расчетными (рис.4.6). Тем не менее, это не снижает практической ценности метода, так как речь идет о снижении величин прокачки смазочной среды и экономии ее расхода при ускоренных испытаниях. Как показали эксперименты, снижение количества прокачиваемой среды можно обеспечить в 2-3 раза без аварийного исхода испытаний.

С целью дальнейшего снижения материальных затрат и улучшения условий обслуживания при испытаниях подвергаемые изнашиванию подшипники можно испытывать в среде модельной маловязкой смазочно-охлаждающей жидкости. Например, жидкий кислород можно заменить на воду или другую более дешевую и менее опасную в обращении маловязкую химически активную среду, и наоборот.

Для перевода испытаний подшипников в модельной среде рассмотрим два установившихся процесса изнашивания подшипников (в натурной и рассматриваемой модельной жидкостях) и для этих условий составим систему уравнений (4.12). Очевидно, что коэффициенты K_n и a_n в соотношении (4.11) и (4.12) для различных сред будут различными. Имея это в виду и введя для натурной и модельной сред соответственно индексы H и M , из совместного решения составленной системы уравнений получим:

$$L_{f(M)} = L_{f(H)} \frac{K_{n(H)} Q_H^{a_{n(H)}}}{K_{n(M)} Q_M^{a_{n(M)}}},$$

$$Q_H = f_H P_H \pi d n_H / [Q_{\Phi(H)} C_{P(H)} (T_{2(H)} - T_{1(H)})]; \quad (4.14)$$

$$Q_M = f_M P_M \pi d n_M / [Q_{\Phi(M)} C_{P(M)} (T_{2(M)} - T_{1(M)})].$$

взаимодействия и изнашивания поверхностей трения в присутствии маловязких смазочных жидкостей.

Имеющиеся результаты исследований приносят определенную пользу конструкторам, технологам и эксплуатационникам. Однако еще далеко не освещены в достаточной мере многие важные вопросы, которые интересуют не только инженерную, но и научно-исследовательскую практику. В книге предпринята попытка представить единообразный подход к описанию трения и изнашивания твердых тел в среде маловязких жидкостей, основанный на обобщенном модельном представлении трибомеханической системы в виде трибореактора, в котором происходят механические, физические и химические процессы и описание их на основе уравнений энергомассопереноса. Такое представление позволило наиболее полно учесть характеристики элементов системы и параметры процесса трения и изнашивания, а также все взаимосвязи между свойствами этих элементов. Рассмотрены особенности процесса контактного взаимодействия и изнашивания поверхностей трения в маловязких смазочных средах; изложены основные принципы и подходы к разработке испытательных средств для указанных условий; большое внимание уделено адаптации обобщенных модельных представлений к конкретным видам трибосопряжений, позволяющих прогнозировать их ресурс, а также некоторым другим аспектам, касающимся методического обеспечения работоспособности узлов трения. Книга состоит из введения, семи глав и библиографического списка.

Рассмотренные обстоятельства указывают на высокую актуальность и народнохозяйственное значение решения проблемы обеспечения работоспособности, высокого ресурса и надежности узлов трения, функционирующих в маловязких смазочных средах. Поэтому назрела необходимость в создании систематизированного труда, где были бы отражены все основные методические подходы и вопросы по теории и проектированию указанных узлов. Именно эти задачи и решает предлагаемая вниманию читателя книга.

В монографии представлены, в основном, результаты многолетних научных исследований по названным выше проблемам, выполненных автором при работе в промышленности по созданию и доводке на повышенные ресурс и надежность узлов двигателей летательных аппаратов, а также в Самарском государственном аэрокосмическом университете имени академика С.П.Королева.

Выбор модельной смазочно-охлаждающей жидкости и оценку времени ускоренных испытаний производят на базе полученных соотношений (4.14) с учетом ограничений, наложенных выше по нагрузкам и скоростям.

Таким образом, разработанный метод и полученные расчетные зависимости позволяют проводить обоснованные ускоренные испытания трибосистем (например, подшипников качения) на износостойкость, эквивалентные эксплуатационной наработке как в натуральных маловязких смазочно-охлаждающих жидкостях, так и в модельных средах.

4.4. Техническая диагностика трибосистем

Применение средств технической диагностики является одним из существенных и наиболее действенных методов оценки технического состояния, прогнозирования изменений во времени и совершенствования трибосистем, особенно таких как подшипники качения и скольжения, узлы уплотнений и др. Как известно, любая диагностическая система строится на предварительном изучении изменений во времени технического состояния объекта и исследовании физических закономерностей, лежащих в основе этих изменений. Чем глубже изучены закономерности и причинно-следственные связи, тем точнее решаются задачи прогнозирования изменений параметров, свойств и состояния пар трения. Современные тенденции изучения закономерностей изменения свойств, характеристик и состояния деталей узлов трения предполагают следующие уровни [171].

Субмикроскопический уровень позволяет, опираясь на физику твердого тела, исследовать несовершенства в кристаллах, неравномерные положения атомов в решетке, концентрации вакансий и дислокаций, существенно определяющих физические и механические свойства материалов. Эти исследования являются физической основой решения основных задач прочности и долговечности материалов.

Микроскопический уровень базируется на рассмотрении изменений свойств материалов деталей при изучении процессов, происходящих в небольшой области. В первую очередь, это относится к взаимодействию поверхностных слоев трущихся элементов и смазочно-охлаждающей среды.

Макроскопический уровень основывается на исследовании изменений интегральных параметров, характеризующих элементы системы в целом (размеров, физико-механических характеристик, коэффициентов трения и т.д.). Анализ процессов на макроскопическом уровне позволяет обобщить физические закономерности изменения технического состояния деталей и исследовать взаимосвязь их характеристик и параметров функционирования с процессами изнашивания и другими повреждениями.

При обеспечении работоспособности трибосистем в среде маловязких жидкостей наибольшее распространение получили исследования на микро- и макроскопическом уровнях. На этих уровнях проводятся исследования преимущественно с применением таких методов металлофизического анализа, как металлографический, электронно-микроскопический, рентгеноструктурный, электронографический, рентгеноспектральный и спектральный анализы, метод микро- и макрофрактографии и различные методы определения механических свойств материалов деталей. При использовании указанных методов большое внимание уделяется исследованию состояний деталей и узлов трения после стендовых и натурных испытаний с целью более тонкого и глубокого выявления физической сущности механизмов повреждений деталей. Эти методы, развитые Н.Д. Кузнецовым [126, 127, 128], В.М. Лозовским с сотрудниками [21, 132] и др., широко применяются при разработке и доводке на повышенный ресурс и надежность изделий авиакосмической техники.

Для трибосистем, функционирующих в маловязких смазочных средах, учитывая высокую цену отказа и на основании опыта создания и эксплуатации изделий, применяется метод непрерывного диагностирования технического состояния деталей и узлов на протяжении всего их жизненного цикла. Данный метод можно свести к следующему:

- проверка качества материала и изготовления ответственных деталей и узлов неразрушающими методами контроля;
- контроль состояния поверхностей трения при работе в составе узла в процессе как стендовых, так и натурных испытаний либо по непосредственному измерению величины износа (повреждения) детали, либо по выходным параметрам;
- безусловное тщательное исследование причин возникновения недопустимых износов поверхностей трения деталей и других повреждений.

Применение методов неразрушающего контроля как средств ранней диагностики качества деталей позволяет в процессе производства выявить дефекты материала типа различных нарушений сплошности, оценить его структуру и физико-механические свойства, проконтролировать геометрические параметры.

Среди различных методов неразрушающего контроля, основанных на применении различных физических явлений, наибольшее применение для указанных целей в настоящее время находят магнитопорошковый, вихретоковый, ультразвуковой, рентгенографический, капиллярные (цветной, люминесцентный, люминесцентно-цветной), оптико-визуальный методы контроля и некоторые др. Принципиальные возможности обнаружения дефектов названными методами показаны на схеме рис.4.7 [37, 132, 140].

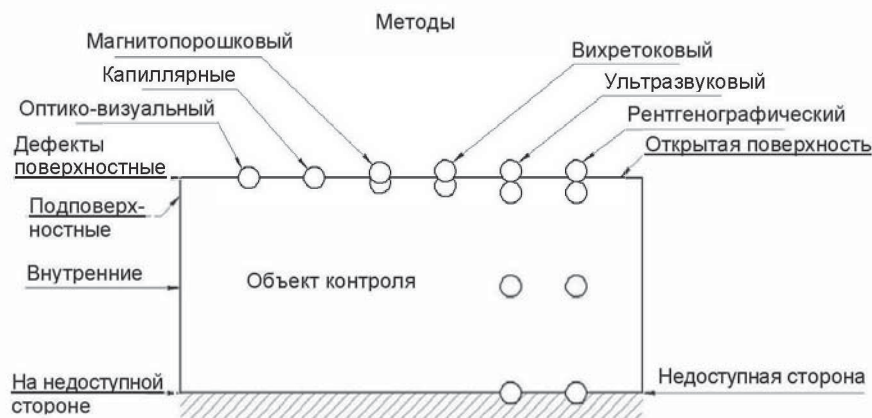


Рис.4.7. Принципиальная схема возможностей методов неразрушающего контроля

Следует иметь в виду, что оптико-визуальный и капиллярные методы позволяют выявлять только поверхностные дефекты типа несплошности материала, наличие трещин и т.п. Все другие методы, как видно из схемы (рис.4.7) обеспечивают обнаружение дефектов как поверхностных, так и подповерхностных. Среди них только два метода – ультразвуковой и рентгенографический позволяют выявлять дефекты не только в указанных местах, но и в толще материала и на недоступной стороне детали. Причем ультразвуковой метод предпочтителен, поскольку он позволяет обнаруживать дефекты при

одностороннем подходе к детали, в то время как рентгенографический требует доступа к детали с двух сторон для установки кассеты с пленкой и источником излучения.

При функционировании трибосистемы оценка износа поверхностей трения производится, как отмечено выше, по непосредственному измерению его величины, пользуясь геометрическими и весовыми показателями. Например, путем замера изменения размера детали при ее изнашивании в направлении, перпендикулярном к поверхности трения, или измерения износа детали по потере массы со всей поверхности трения в результате изнашивания. Эти методы находят довольно широкое применение при эксплуатации как с непосредственным измерением величины линейного износа, так и измерением износа по потере массы с различными способами регистрации частиц износа в прокачиваемой смазочно-охлаждающей среде. Последний метод обладает несомненными достоинствами и простотой, если имеется своя функциональная или стохастическая зависимость, которая связывает количество частиц износа с весовыми показателями.

Контроль состояния поверхностей трения по выходным параметрам, имея в виду, что они являются основными характеристиками любого узла трения и их изменение при работе непосредственно связано со степенью износа поверхностей или другими повреждениями, в настоящее время применяется тоже достаточно широко как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях различного назначения. О степени повреждения узлов трения в указанных условиях можно судить по изменению следующих информативных выходных параметров: температуры, коэффициента трения, утечек, давления и вибраций. Эти параметры косвенно отражают техническое состояние поверхностей трения элементов системы.

Необходимо отметить, что для реализации методов контроля по выходным параметрам требуются специальные модели диагностики технического состояния системы и модели изменения параметров. Для этого необходимы как аналитические, так и экспериментальные исследования, так как для построения адекватных моделей функционирования трибосистем и их диагностических моделей требуется учитывать многогранные стороны физических процессов, макро- и микрогеометрию поверхностей, отсутствие или наличие и свойства

несущего гидродинамического слоя, процессы трения и изнашивания, вибрационные процессы и некоторые др.

Так, например, задача анализа изменения виброхарактеристик и параметров во времени может быть решена в результате совместного анализа дифференциальных уравнений, характеризующих техническое состояние трибосистемы [170, 278]:

$$M \ddot{Z} + G(r, t) \dot{Z} + H(r, t) Z = F(r, t), \quad (4.15)$$

$$\dot{r} = \mu [R(Z, t)r + L(Z, t)] \quad (4.16)$$

при известных начальных значениях векторов $Z(0)$ и $r(0)$, получаемых априорно или из эксперимента. Здесь M – матрица инерционных свойств тел; G и H – матрицы, характеризующие соответственно демпфирующие и жесткостные свойства связывающих твердые тела элементов; Z – вектор вибросмещений тел; $F(r, t)$ – вектор возмущений, вызывающих вибрацию; r – параметр, характеризуемый отклонениями геометрических характеристик от номинальных значений, технологическими погрешностями и другими флуктуациями; μ – малый параметр, учитывающий медленное изменение r ; R и L – соответственно матрица и вектор, элементы и координаты которых являются функциями времени и виброхарактеристик системы.

Процессы, которые описываются уравнениями (4.15) и (4.16), происходят в разных масштабах времени. Быстрые вибрационные процессы определяются уравнением (4.15), медленные, например изменение параметра за счет изнашивания, – уравнением (4.16). Если рассматривать быстрые процессы, то вектор r можно считать постоянным и тогда решение уравнения (4.15) можно представить в виде

$$Z = W(r, t)F(r, t), \quad (4.17)$$

где $W(r, t)$ – передаточная функция системы, зависящая от времени t . Вектор r для быстрых движений играет роль параметра. Если изменение r в масштабе быстрых движений мало, то структура W и F остается неизменной, а параметры, функционально связанные с r , будут медленно изменяющимися. При рассмотрении медленных

движений вибрации Z и связанные с ними параметры целесообразно осреднять. Таким образом, эффективным методом анализа уравнений (4.15) и (4.16) является разделение движений и последовательный анализ медленных и быстрых процессов. Для этого уравнение (4.17) необходимо дополнить соотношениями (3.18) и (3.21) и, решая данную систему уравнений относительно вектора r , получить его зависимость от времени t . Используя полученную зависимость, можно диагностировать спектральные характеристики передаточной матрицы, возмущений и вибраций для отдельных отрезков заданного интервала времени.

Диагностические модели, подобные рассмотренным и реализованные в виде алгоритмов на ЭВМ и специализированных приборах, позволяют автоматизировать процесс поиска дефектов при изготовлении и контрольных испытаниях трибосистем и обеспечивают контроль технического состояния и его изменений при эксплуатации.

Несмотря на достаточно высокую информативность диагностики по выходным параметрам, полное раскрытие причин потери узлом работоспособности и численной оценки степени его повреждений получить при этом не удастся, так как первопричиной изменения выходных параметров является как следствие комплекс явлений. Поэтому при отказе трибосистемы на любом этапе ее активного жизненного цикла обычно производятся комплексные исследования по установлению причин повышенного износа или других повреждений деталей с применением широкого круга современных методов металлофизического анализа. На основе обобщения опыта работы ряда промышленных фирм и некоторых научно-технических источников [90, 126, 132, 171] ниже приведен примерный порядок и перечень исследовательских работ и применяемые при этом методы анализа.

1. Общая оценка состояния объекта и характера его повреждений:

– визуально или с помощью лупы, эндоскопа или бинокулярного микроскопа при 4...100-кратном увеличении производятся общие опτικο-визуальные и фрактографические исследования состояния узла трения, характера повреждений и разрушений его деталей;

– устанавливается наличие трещин, их размеры, характерные особенности изменения макро- и микрогеометрии в сравнении с исходным состоянием поверхностей;

- проверяется состояние сопряженных деталей, наличие и характер повреждений на них, вероятность возникновения места первичного очага процесса повреждения или разрушения.

2. Анализ условий и режимов работы узла трения:

- оценивается качество технического обслуживания;
- определяются наработка узла с начала эксплуатации и режимы работы, наличие отклонений в них, причины этих отклонений, условия нагружения и возможность появления перегрузок;
- проверяется вероятность засорений каналов, ухудшающих условия прокачки смазочно-охлаждающей жидкости.

3. Анализ конструктивных особенностей трибосистемы:

- производится оценка правильности выбора материала пар трения и назначения термообработки, соответствия нагрузочно-скоростным параметрам и смазочно-охлаждающей среде;
- проверяется достаточность прокачки смазочной среды для снятия тепловых потоков в зоне трения;
- выявляется наличие концентраторов напряжений и правильность сопряжений деталей, необходимость поверхностного упрочнения или специального покрытия;
- устанавливаются все изменения технической документации и их влияние на работоспособность узла трения.

4. Проверка качества материала и изготовления деталей:

- проводятся исследования на соответствие материала поврежденной детали требованиям технических условий по химическому составу (поэлементный состав материала и процентное содержание каждого из элементов); по макро- и микроструктуре (наличие несплошностей – пор, микротрещин, шлаков, тип структуры, величина и конфигурация зерна и др.); по механическим свойствам материала (твердость, предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, ударная вязкость и др.);

- проверяется качество изготовления деталей на соответствие размеров, отклонений формы и расположения поверхностей, шероховатости и волнистости и других параметров требованиям технической документации;

- выявляется наличие и размеры производственно-технологических дефектов – микротрещин, короблений, расслоений, не-

достаточной или неравномерной толщины покрытий, их растрескивание, отслаивание и др.

5. Исследование изношенных поверхностей трения, изломов и других повреждений деталей:

- с помощью методов фрактографии устанавливаются виды изнашиваний, опираясь на макро- и микрофрактографические признаки, формируемые нагрузочно-скоростными параметрами, температурой на контакте и средой (см. главы 2 и 5), при этом микрофрактографический анализ проводится в широком диапазоне увеличений (до 50 тысяч раз и выше) с применением металлографических (световая фрактография) и электронных (электронная фрактография) микроскопов;

- с помощью методов металлофизического анализа определяются физико-механические свойства поверхностных слоев и приповерхностных зон, отражающие условия нагружения, смазывания и охлаждения, а также действие других факторов, влияющих на трение, характер и интенсивность изнашивания (см. главу 2);

- для получения качественной и количественной информации о характере таких повреждений как изломы, производится их анализ методом фрактографии [23, 234, 242], на основе которого устанавливается вид излома (хрупкий, вязкий, усталостный и т.д.), тип и степень деформации (упругая, пластическая и др.) и взаимосвязь процесса разрушения с условиями нагружения, т.е. с уровнем нагрузки и скоростью ее приложения.

На основании анализа и обобщения всех результатов исследований реконструируется закономерность протекания процесса повышенного износа или разрушения, формулируются выводы и обосновывается заключение о причинах вышеназванных повреждений узла трения, разрабатываются рекомендации и мероприятия по предупреждению подобных выходов узла из строя.

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Разработанные испытательные средства и методы исследований позволяют проводить испытания опор качения с учетом специфики их функционирования в маловязких смазочно-охлаждающих средах. Проведение таких испытаний позволяет экспериментально подтвердить разработанные модельные представления и обеспечить получение основных трибологических характеристик пар трения, необходимых для расчета их интенсивности изнашивания на базе полученных расчетных соотношений (3.18) и (3.19), а также для обеспечения работоспособности узлов трения в заданных условиях эксплуатации.

5.1. Исследование влияния конструктивной схемы подшипникового узла на поведение основных трибологических характеристик

Известно [33, 105, 165, 275], что осевой расход жидкости через вращающуюся щель непрерывно падает с увеличением скорости вращения. Вместе с тем исследования сложного течения жидкости под перепадом давления через вращающийся подшипник качения, изменение осевого расхода (прокачки) жидкости в зависимости от частоты вращения колец подшипника, его размеров и конструктивной схемы подшипникового узла не были проведены. Падение осевого расхода жидкости через вращающийся подшипник качения ниже расчетного, как правило, приводит к нарушению теплового режима работы и изменению других трибологических характеристик узла, что в конечном счете может привести к выходу его из строя. Указанное обуславливает высокую актуальность проведения этих исследований.

Подшипниковые узлы с подшипниками качения, охлаждаемыми прокачкой рабочей маловязкой жидкости под перепадом давления, состоят обычно из двух камер: входной, в которую жидкость подводится из зоны высокого давления, и выходной, в которую жидкость отводится после прокачки через подшипник и откуда сливается в зону низкого давления. При этом подача смазочно-охлаждающей жидкости во входную камеру и истечение ее из выходной камеры в

общем случае может осуществляться в двух направлениях: параллельно продольной оси вала (рис.5.1,а) или под некоторым углом к оси вала (рис.5.1,б,в).

Экспериментально решалась общая функциональная зависимость (4.1), т.е. определялось изменение перепада давления Δp на вращающемся подшипнике качения, величины прокачки Q_V жидкости через него, теплового состояния и мощности трения при варьировании конструктивной схемы подшипникового узла (параметр K_c), обуславливающей различие способов подачи и слива смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ), перепада давления на неподвижном подшипнике Δp_0 и частоты вращения n при постоянной нагрузке на подшипник.

Испытания подшипниковых узлов, выполненные по схемам, приведенным на рис.5.1,а и б, были проведены при прокачке воды (ГОСТ 2874-82) в диапазоне изменения частоты вращения n от 0 до $27 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ и давления во входной камере p_1 от 0,03 до 0,9 МПа [198, 204]. Испытывали серийный шарикоподшипник типа 207Ю с массивным сепаратором. Исследования проводили по специальной программе: на заданной ступени давления p_1 для данной конструктивной схемы подшипникового узла измеряли значения p_2 , p'_2 и p''_2 , характеризующие распределение давления по длине в выходной камере, и расход Q_V при различной частоте вращения n внутреннего кольца подшипника.

Результаты испытаний, иллюстрируемые полученными для одного подшипника графиками (рис.5.2), показывают, что перепад давления на сепараторе $\Delta p = p_1 - p_2$ и расход Q_V через подшипник с повышением частоты вращения снижаются, при этом для конструктивной схемы рис.5.1,а это снижение происходит более резко, чем для схемы рис.5.1,б. При истечении жидкости параллельно оси вала (рис.5.1,а) при достижении $\Delta p = 0$ происходило заклинивание проходного сечения подшипника, расход через него прекращался полностью (рис.5.2,а,б). Для схемы с истечением под углом (рис. 5.1,б) во всем испытанном диапазоне частот вращения и давлений явления заклинивания не наблюдалось (рис.5.2,в,г). Однако снижение прокачки до 25...40% по мере возрастания частоты вращения имело место и в этом случае.

1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ

1.1. Современные представления и физико-химические аспекты контактного взаимодействия поверхностей трения

Как известно, трибологические процессы в зоне контакта твердых тел при их относительном перемещении существенно зависят от вида смазки – гидродинамической, смешанной или граничной. Область соответствующего режима смазки определяется по известной диаграмме Герси-Штрибека (рис.1.1), выражающей зависимость коэффициента f от безразмерного комплекса $\eta v / p$. Как видно из диаграммы, вырождение гидродинамической смазки в смешанную или граничную может иметь место в связи со снижением вязкости η среды при заданных скорости скольжения v и давлении в контакте p . Таким образом, смазочная среда и ее физические свойства, характеризующиеся вязкостью, а также смазывающей способностью (маслянистостью), в процессе функционирования трибосистемы является одним из основных факторов, значительно определяющих ее работоспособность.

Согласно молекулярно-механической теории трения, развитой И.В.Крагельским [116], эффективность смазочного действия обусловлена двумя основными явлениями: во-первых, смазка понижает силы адгезионного взаимодействия поверхностей трения (уменьшает молекулярную составляющую коэффициента трения f_M); во-вторых, снижает сопротивление упругому или пластическому оттеснению (уменьшает механическую составляющую коэффициента трения f_D). С точки зрения фрикционных связей применение смазочного материала [118] способствует сохранению условий внешнего трения, созданию положительного градиента механических свойств $d\tau_{cp}/dz > 0$, так как прочность пленки смазки меньше прочности основного материала. Смазочная пленка уменьшает также фрикционные параметры τ_0 и β [119], от которых зависит величина касательных напряжений, возникающих в результате межмолекулярного взаимодействия.

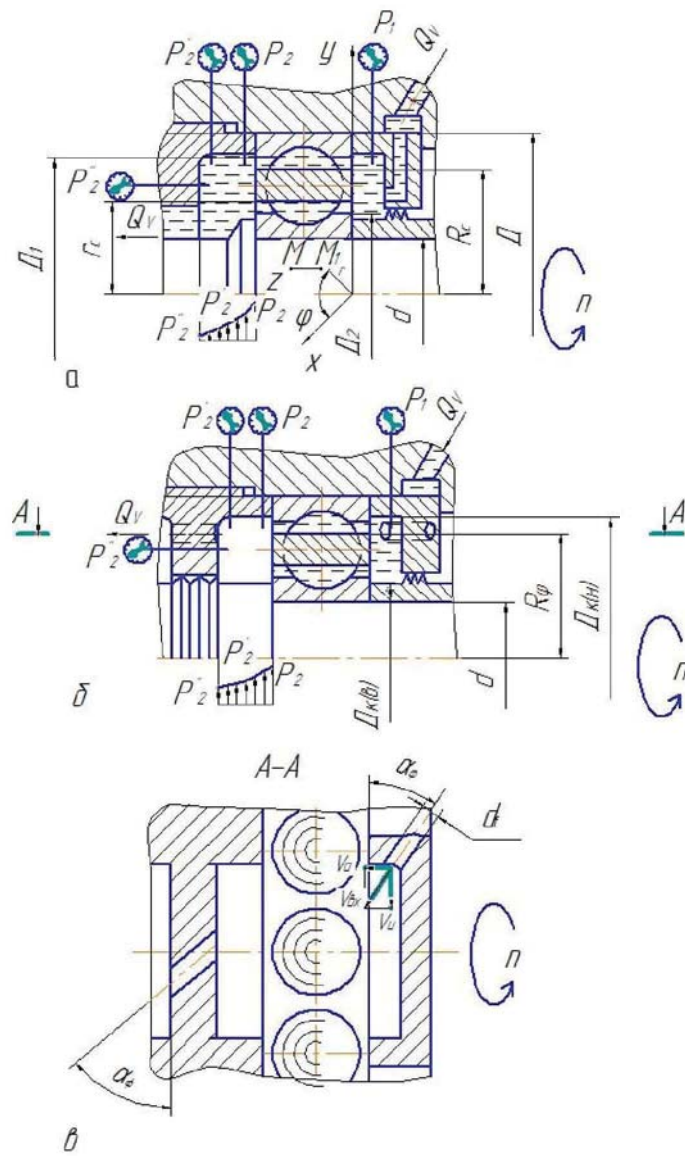


Рис.5.1. Конструктивные схемы подшипников узлов:
 а – с истечением параллельно-продольной оси вала;
 б – с истечением под углом к продольной оси вала;
 в – с подачей жидкости во входную камеру под углом

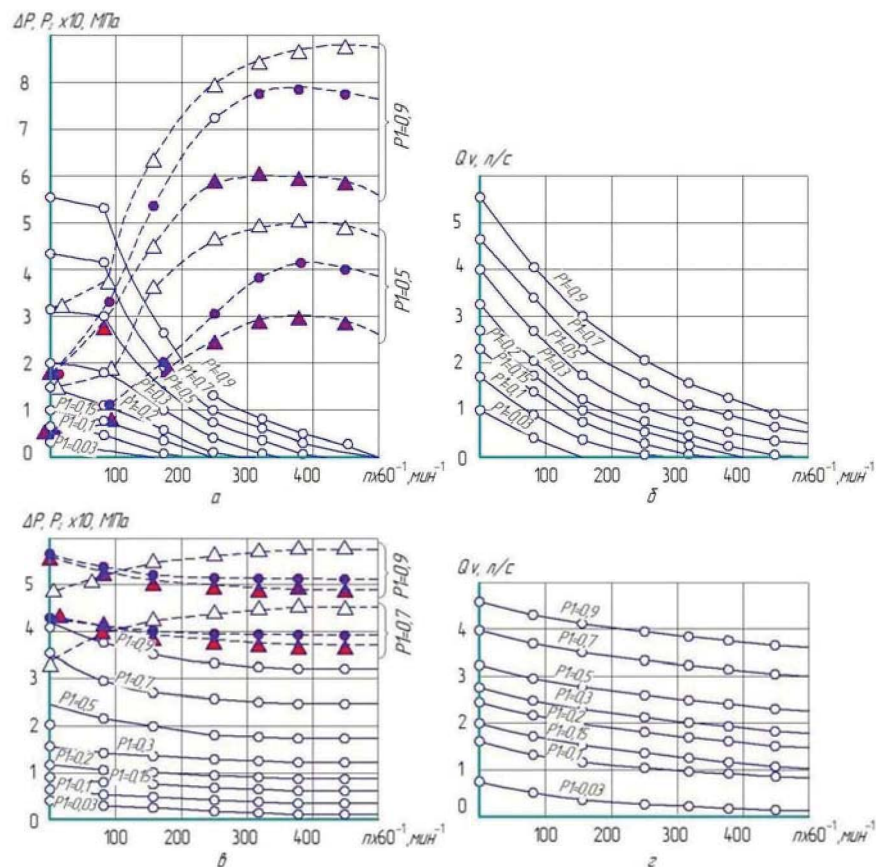


Рис.5.2. Зависимость перепада давления Δp -(o) на сепараторе, давления p_2 -(Δ), p_2' -($\bullet$), p_2'' -($\blacktriangle$) в выходной камере и осевого расхода Q_v через подшипник от частоты вращения n внутреннего кольца при различных значениях p_1 на входе:
 а, б - истечение из выходной камеры параллельно продольной оси вала;
 в, г - истечение из выходной камеры под углом к оси вала

Давление в выходной камере по мере увеличения частоты вращения возрастает, причем по длине камеры неравномерно. В сечении, прилегающем к торцу сепаратора, увеличение давления p_2 (определяющего перепад Δp на вращающемся подшипнике) происходит более резко по сравнению с сечениями, расположенными в середине камеры (p'_2) и у противоположного ее торца (p''_2).

Давление во входной камере при изменении частоты вращения поддерживалось равным значению $p_{0(в)}$, замеренному при неподвижном подшипнике.

Влияние конструктивной схемы подшипникового узла (рис.5.1, а, б) на энергетические потери в опоре качения оценивалось с помощью измерения мощности трения подшипника Φ_n , температуры его наружного кольца T_n и жидкости на входе и выходе из него T_1 и T_2 [208]. По замеренным величинам построены графические зависимости мощности трения подшипника и его теплового состояния от скоростного режима работы (рис.5.3) при разных способах формирования движения СОЖ через вращающийся подшипник качения согласно схемам рис.5.1,а,б.

Как можно видеть из анализа приведенных графиков (см.рис. 5.3,а,б), при одном и том же давлении жидкости p_1 перед подшипником и одинаковой нагрузке на него и частоте вращения мощность трения подшипника Φ_n и его тепловой режим, характеризуемый перепадом температуры потока СОЖ $\Delta T = T_2 - T_1$ и избыточной температурой наружного кольца $\Delta T_n = T_n - T_1$, ниже в 1,3...2,0 раза для способа смазывания и охлаждения с истечением за подшипником под углом к продольной оси вала в сторону периферии по сравнению с истечением параллельно указанной оси.

Для установления влияния входной камеры подшипникового узла на трибологические характеристики проведено испытание шарикоподшипника 26-207Р в составе подшипникового узла, выполненного со сменным коллектором на входе, обеспечивающем различные условия подвода СОЖ к подшипнику [208, 214]. На входе был установлен коллектор с оптимальным расположением выходных отверстий по схеме рис.5.1,б.

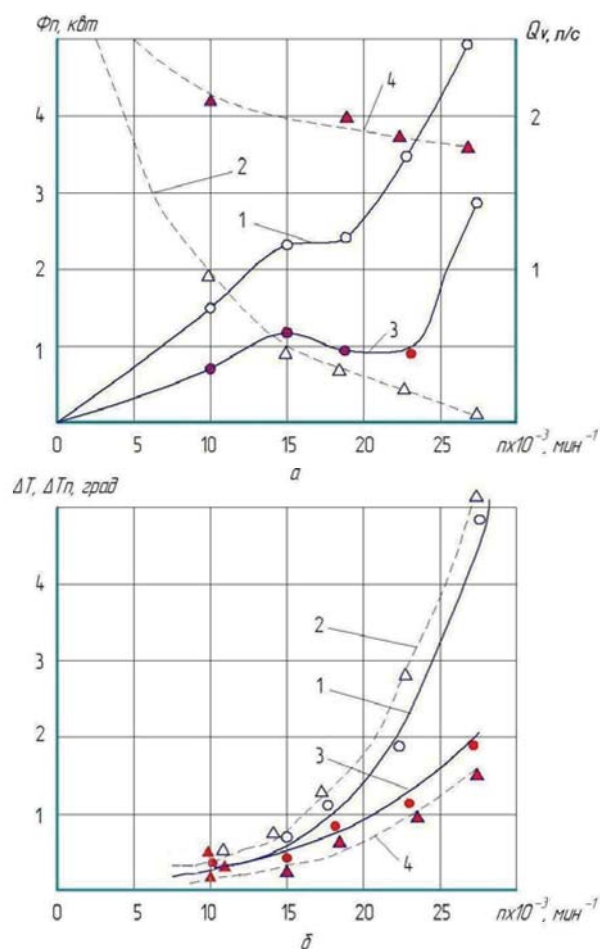


Рис. 5.3. Влияние выходной камеры подшипникового узла на мощность Φ_n трения подшипника и прокачку $Q_v(a)$, на перепад температуры в потоке СОЖ ΔT и на наружном кольце подшипника ΔT_n (б): 1 – Φ_n и ΔT ; 2 – Q_v и ΔT_n – при истечении жидкости из выходной камеры параллельно продольной оси вала; 3 – Φ_n и ΔT ; 4 – Q_v и ΔT_n – при истечении жидкости из выходной камеры под углом к оси вала; давление во входной камере $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$, нагрузка на подшипник

$$F_r = F_a = 15 \text{ Н}$$

Подшипниковый узел (рис.5.1, б,в) позволял осуществлять подачу смазочно-охлаждающей жидкости на входе в зазоры подшипника с расположением отверстий как на уровне нижнего зазора, образованном внутренним диаметром сепаратора и наружным диаметром внутреннего кольца подшипника, так и на уровне верхнего зазора, образованного наружным диаметром сепаратора и внутренним диаметром наружного кольца. Кроме того, указанные отверстия располагались также под некоторым углом α_ϕ относительно торцевой плоскости подшипника в сторону его вращения. Для испытания были выбраны четыре возможных случая течения жидкости относительно торцевой плоскости подшипника - при расположении впускных отверстий на уровне верхнего зазора подшипника под углами $\alpha_\phi = 90^\circ$ (схема № 1) и $\alpha_\phi = 10^\circ$ (схема № 2), а также при расположении указанных отверстий на уровне нижнего зазора под углами $\alpha_\phi = 90^\circ$ (схема №3) и $\alpha_\phi = 14^\circ$ (схема № 4).

Испытания подшипника качения производились для каждой конструктивной схемы на частотах вращения $n = 5 \cdot 10^3; 10 \cdot 10^3; 15 \cdot 10^3; 20 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ при нагружении подшипника на каждой ступени частоты вращения радиальными и осевыми силами $F_r = 1,1; 3,0; 4,8; 6,3 \text{ кН}$ и $F_a = 2,0; 3,1; 5,3; 6,9 \text{ кН}$.

Для оценки влияния входной части конструктивной схемы подшипникового узла на поведение трибологических параметров по результатам измерений построены графики зависимости перепада давления на вращающемся подшипнике $\Delta p = p_1 - p_2$, перепада температуры $\Delta T = T_2 - T_1$ потока СОЖ, избыточной температуры $\Delta T_n = T_n - T_2$ наружного кольца подшипника и мощности трения Φ_n от частоты вращения n внутреннего кольца подшипника и геометрических параметров входной камеры, формирующей поток жидкости на входе в подшипник. Указанные графические зависимости приведены на рис.5.4...5.6.

Из анализа приведенных на рис.5.4 зависимостей можно видеть, что для всех испытанных конструктивных схем изменение перепада

давления до частоты вращения $5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ по сравнению со статическим состоянием практически не наблюдается. Далее для конструктивных схем с впускными отверстиями на уровне верхнего зазора и для конструктивной схемы с впускными отверстиями на уровне нижнего зазора с углом $\alpha_\phi = 90^\circ$, чтобы обеспечить заданный уровень прокачки Q_V , необходимо увеличение перепада давления.

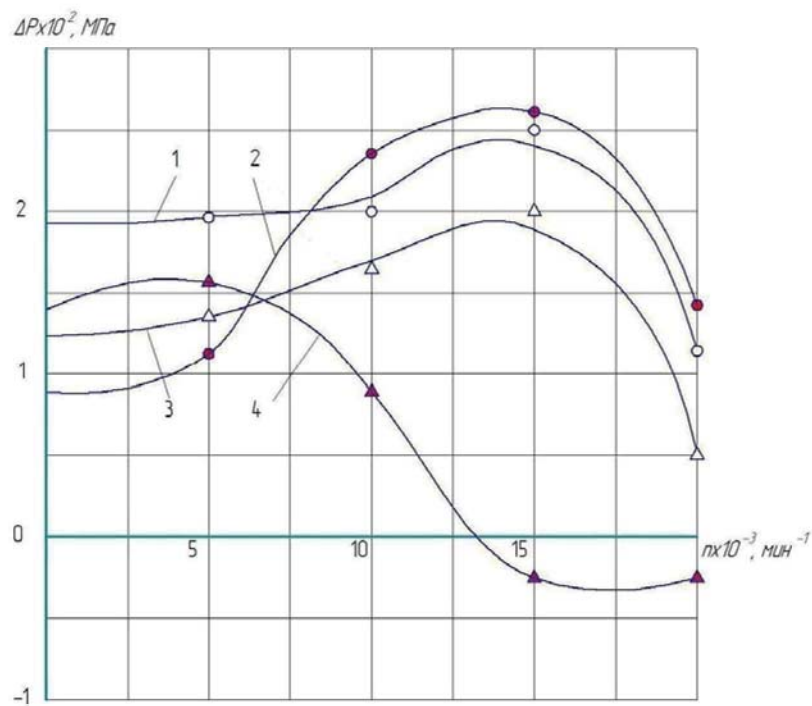


Рис. 5.4. Влияние входной камеры подшипникового узла на перепад давления жидкости на подшипнике: 1 – $\alpha_\phi = 90^\circ$, 2 – $\alpha_\phi = 10^\circ$ – впускные отверстия на уровне верхнего зазора (схемы №1 и 2); 3 – $\alpha_\phi = 90^\circ$, 4 – $\alpha_\phi = 14^\circ$ – впускные отверстия на уровне верхнего зазора (схемы №3 и 4); нагрузка на подшипник $F_r = 3,0 \text{ кН}$, $F_a = 3,1 \text{ кН}$

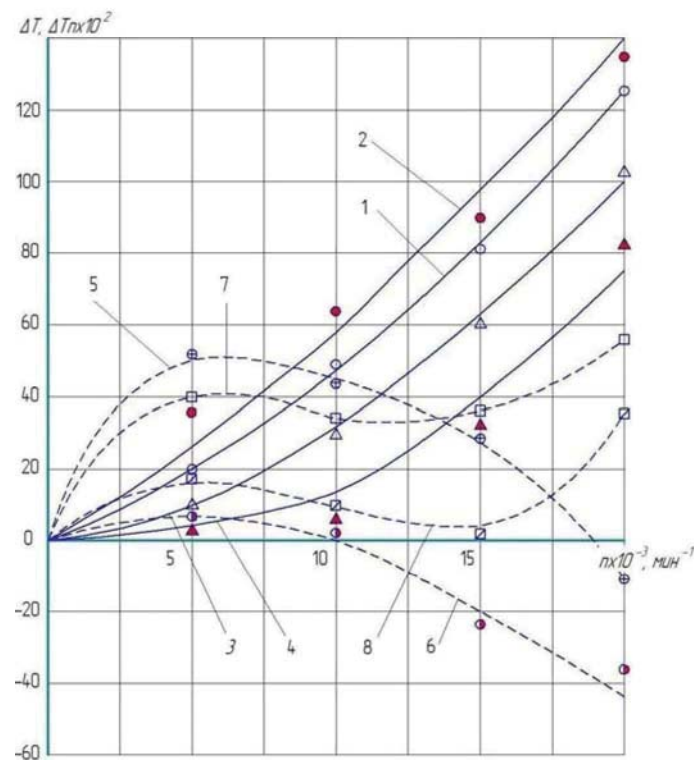


Рис. 5.5. Влияние входной камеры подшипникового узла на перепад температуры в жидкости ΔT (кривые 1, 2, 3, 4) и на избыточную температуру наружного кольца подшипника ΔT_n (кривые 5, 6, 7, 8): 1, 5 – $\alpha_\phi = 90^\circ$; 2, 6 – $\alpha_\phi = 10^\circ$ - схема №1 и 2 с выпускными отверстиями на уровне верхнего зазора; 3, 7 – $\alpha_\phi = 90^\circ$; 4, 8 – $\alpha_\phi = 14^\circ$ - схемы №3 и 4 с выпускными отверстиями на уровне нижнего зазора; прокачка жидкости через подшипник $Q_V = 0.39$ л/с; нагрузка на подшипник $F_r = 3,0$ кН, $F_a = 3,1$ кН

Для испытываемого подшипника 26-207Р это увеличение достигает максимума на частоте $n = 15 \cdot 10^3$ мин⁻¹ и составляет от исходного уровня от 25 до 100% для схем №1, 2 и 3. При дальнейшем повышении частоты вращения подшипника происходит снижение перепада давления на частоте $20 \cdot 10^3$ мин⁻¹, для указанных схем снижение достигает от 0 до 100% от исходного уровня.

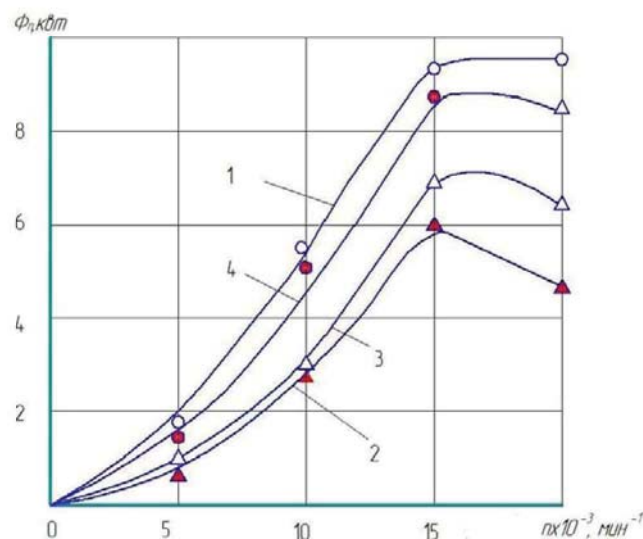


Рис. 5.6. Влияние входной камеры подшипникового узла на мощность трения подшипника: 1 – $\alpha_\phi = 90^\circ$, 2 – $\alpha_\phi = 10^\circ$ – впускные отверстия на уровне верхнего зазора (схемы №1 и 2); 3 – $\alpha_\phi = 90^\circ$, 4 – $\alpha_\phi = 14^\circ$ – впускные отверстия на уровне нижнего зазора (схемы № 3 и 4); прокачка жидкости через подшипник $Q_V = 0,39$ л/с; нагрузка на подшипник $F_r = 3,0$ кН, $F_a = 3,1$ кН

Аномальное поведение по изменению перепада давления наблюдается при испытании схемы № 4 с расположением впускных отверстий на уровне нижнего зазора с углом $\alpha_\phi = 14^\circ$. Начиная с $5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ здесь имеет место непрерывное снижение Δp на вращающемся подшипнике качения. На частоте вращения $15 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ и выше наблюдается отрицательный перепад давления, что свидетельствует о насосном режиме работы, т.е. о режиме работы подшипника качения не как обычного гидравлического сопротивления, а как насоса, перекачивающего некоторое количество жидкости и создающего определенный напор потока.

Зависимости, приведенные на рис.5.5, свидетельствуют о степени эффективности охлаждения подшипника качения, работающего в составе различных конструктивных схем подшипникового узла.

Наилучшие результаты из испытанных схем получены для входной камеры с верхним расположением впускных отверстий под углом $\alpha_\phi = 10^\circ$ (схема № 2). При работе подшипника в узле, собранном по указанной схеме, температура T_n наружного кольца во всем испытанном диапазоне частот вращения оставалась равной или ниже до 0,5 градуса температуры СОЖ на выходе T_2 . В то время как для других схем наоборот - температура подшипника получена выше до 0,5 градуса температуры T_2 . При этом затраты мощности Φ_n на привод подшипника (рис.5.6) для вышеуказанной схемы во всем испытанном диапазоне параметров получены ниже по сравнению с остальными испытанными схемами. Так, например, по сравнению со схемами № 1 ($\alpha_\phi = 90^\circ$) и № 4 ($\alpha_\phi = 14^\circ$) эта разница составила 1,5...2,0 раза, а по сравнению со схемой № 3 ($\alpha_\phi = 90^\circ$) при расположении впускных отверстий на уровне нижнего зазора – 1,1...1,5 раза.

Из всех испытанных конструктивных схем подшипникового узла с точки зрения обеспечения заданного уровня прокачки Q_V СОЖ через вращающийся подшипник более высокие результаты показала схема с расположением впускных отверстий на уровне нижнего зазора подшипника с углом наклона отверстий α_ϕ относительно его торцевой плоскости. Указанная схема обеспечивает минимальный перепад на вращающемся подшипнике качения в испытанном диапазоне частот. Однако данная схема при повышенных частотах вращения подшипника обуславливает его работу в насосном режиме, что может приводить к перегрузке сепаратора подшипника. Кроме того, указанная схема не оптимальна с точки зрения температурного состояния подшипника качения и затрат мощности на его привод.

Таким образом, из испытанных конструктивных схем подшипникового узла, имеющих различные входные камеры, формирующие поток СОЖ на входе в подшипник качения, оптимальной с точки зрения минимизации температуры подшипника и его мощности трения является конструктивная схема № 2 с входной камерой, имеющей впускные отверстия на уровне верхнего зазора подшипника, расположенные под углом наклона α_ϕ относительно его торцевой плоскости в сторону вращения.

5.2. Исследование мощности трения подшипников качения и ее основных составляющих

5.2.1. Исследование характера изменения мощности трения в зависимости от основных режимных параметров

Закономерность изменения мощности трения Φ_n исследовалась при испытании шарикового подшипника 26-207Р в водной среде при варьировании следующих основных режимных параметров: частоты вращения n , нагрузки на подшипник F_r и F_a и прокачки воды Q_v , т.е. экспериментально решалась общая функциональная зависимость (4.2). На рис.5.7, 5.8 и 5.9 показаны полученные зависимости мощности трения Φ_n от указанных выше параметров. Для анализа выбрана конструктивная схема подшипникового узла, имеющая впускные отверстия под углом $\alpha_\Phi = 90^\circ$ на уровне верхнего зазора.

Из анализа приведенных данных можно видеть, что для заданной ступени нагрузки и величины прокачки в исследуемом диапазоне частот вращения (рис. 5.7) мощность трения плавно возрастает с увеличением частоты вращения до $n = 15 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$, а затем темп увеличения потерь замедляется. Можно констатировать, что увеличение частоты вращения в 2 и 3 раза (диапазон частот $n = 5 \cdot 10^3 \dots 15 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$) приводит к увеличению потерь мощности в подшипнике для заданной ступени нагружения соответственно в 2,2...3 раза и в 4,5...8 раз. В диапазоне частот $n = 15 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ это увеличение имеет место всего лишь не более чем на 10%.

С увеличением нагрузки на подшипник для заданных ступеней частоты вращения и величины прокачки (рис.5.8) затраты мощности в опоре также увеличиваются, причем указанное увеличение практически пропорционально возрастанию нагрузки, т.е. графические зависимости для каждой ступени нагрузки практически эквидистантны друг другу.

Возрастание нагрузки на каждой исследуемой ступени частоты вращения приводит к существенно меньшему увеличению мощности трения. Так, увеличение нагрузки примерно в 2 раза обуславливает возрастание затрат мощности на 10...40%. При этом значения, близкие к указанному верхнему пределу, имеют место при низких ступенях частот вращения.

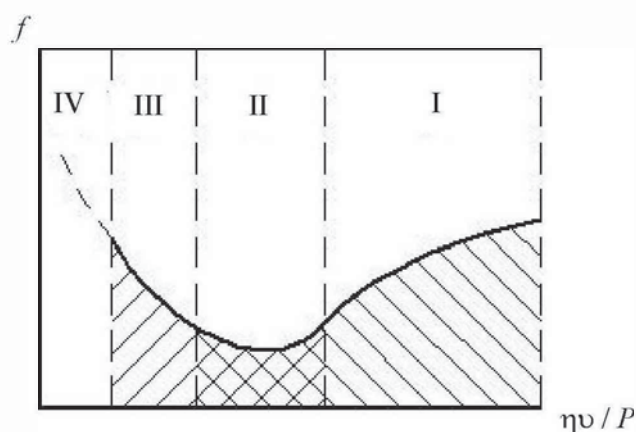


Рис.1.1. Режимы смазки поверхностей трения:
 I – гидродинамическая смазка (или упруго-гидродинамическая, УГД-смазка $h_{\min} > R_{z1} + R_{z2}$);
 II – смешанная смазка (частичная УГД-смазка $h_{\min} \cong R_{z1} + R_{z2}$);
 III – граничная смазка ($h_{\min} < R_{z1} + R_{z2}$);
 IV – трение без смазки ($h_{\min} = 0$);
 $h_{\min}$ – минимальная толщина масляной пленки;
 R_{z1} и R_{z2} – шероховатость контактируемых тел

Наиболее тяжелыми режимами работы узлов трения являются режимы с явно выраженной граничной смазкой. Как правило, такие режимы работы трибосистем стараются при эксплуатации не допускать или максимально сокращать их время. Однако узлы трения таких изделий как двигатели летательных аппаратов, химикотехнологические машины, нефтегазодобывающее оборудование и др. изначально и в процессе всей эксплуатации работают в условиях граничной смазки маловязкими рабочими жидкостями (криогенные среды, низкомолекулярные углеводородные жидкости, вода и ее растворы и т.д.). Это обусловлено низкой смазывающей способностью указанных жидких сред и их малой вязкостью. На резко выраженные условия граничного трения указывают А.Г.Дьякова и Е.Ф. Непомнящий [84], А.Г. Дьякова и Ю.Н. Дроздов [83], В.Н.Нарышкин [146] при испытании подшипников качения в среде воды, А.Ф.Аксенов

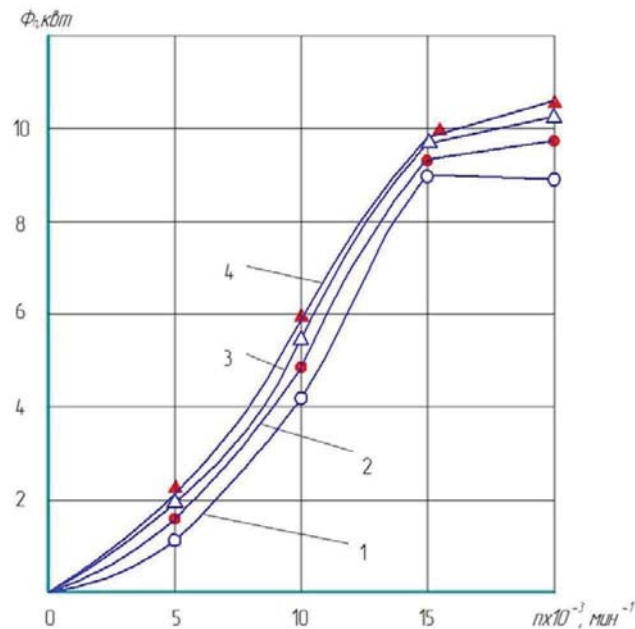


Рис. 5.7 Зависимость мощности трения подшипника Φ_n от частоты вращения n при прокачке $Q_V = 0,39$ л/с; 1 – $F_r = 1,16$ кН, $F_a = 2,0$ кН; 2 – $F_r = 3,00$ кН, $F_a = 3,10$ кН; 3 – $F_r = 4,85$ кН, $F_a = 5,32$ кН; 4 – $F_r = 6,32$ кН, $F_a = 6,90$ кН

Зависимость потерь мощности на трение Φ_n в подшипнике от прокачки СОЖ Q_V , приведенная на рис.5.9, свидетельствует, что для заданных ступеней частоты вращения и нагрузки возрастание прокачки влияет неоднозначно на мощность трения в опоре качения. В исследуемом диапазоне прокачек сначала имеет место резкое снижение потерь до определенного уровня прокачки. Так, для исследуемого подшипника 26-207Р это понижение происходит на всех исследуемых ступенях частот вращения $n = 5 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$; $15 \cdot 10^3$ и $20 \cdot 10^3$ мин^{-1} при изменении прокачки с $Q_V = 0,39$ л/с до $Q_V = 0,45$ л/с. Затем при дальнейшем увеличении прокачки Q_V мощность трения Φ_n начинает медленно возрастать. Это имеет место до уровня прокачки $Q_V = 0,90 \dots 0,95$ л/с, после чего на всех исследуемых частотах

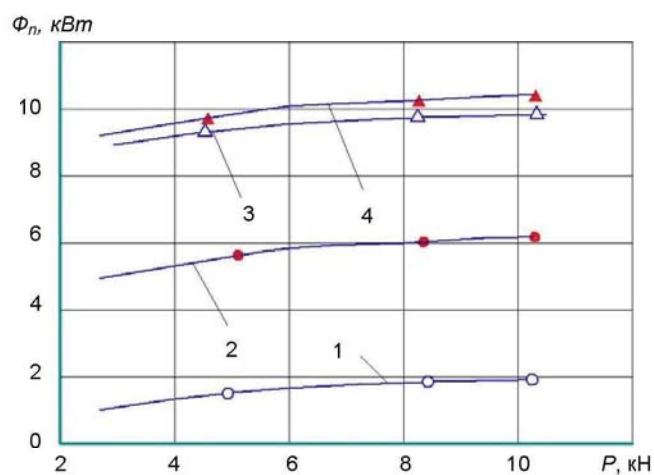


Рис. 5.8. Зависимость мощности трения подшипника Φ_n от эквивалентной нагрузки P при прокачке $Q_V = 0,39$ л/с: 1 – $n = 5 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 2 – $n = 10 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 3 – $n = 15 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 4 – $n = 20 \cdot 10^3$ мин⁻¹

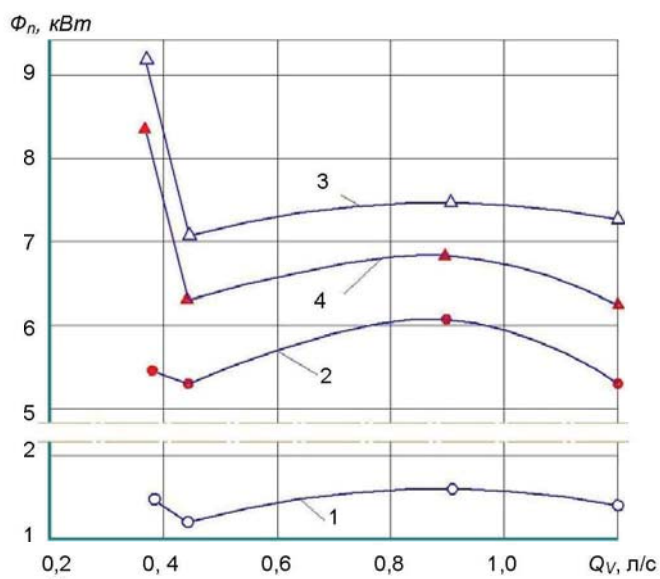


Рис. 5.9. Зависимость мощности трения подшипника от прокачки Q_V при нагрузках $F_r = 3,0$ кН, $F_a = 3,1$ кН: 1 – $n = 5 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 2 – $n = 10 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 3 – $n = 15 \cdot 10^3$ мин⁻¹, 4 – $n = 20 \cdot 10^3$ мин⁻¹

вращения опять начинается медленное понижение затрат мощности. Такой характер поведения исследуемой функции Φ_n от параметра Q_V свидетельствует о наличии нескольких оптимумов прокачек СОЖ, минимизирующих потери мощности на трение в опоре качения. В исследованном диапазоне прокачек получено по крайней мере не менее двух минимумов функциональной зависимости $\Phi_n = f(Q_V)$ при $\{F_r, F_a, n\} = idem$.

5.2.2. *Определение составляющих мощности трения подшипников качения и коэффициента трения*

Как показано в главе 3, для расчета трибосопряжений на износостойкость необходимы методы расчета составляющих потоков энергии во фрикционной зоне. В частности, из анализа полученных выше соотношений (3.18) и (3.19) следует, что развитие научных основ расчета и проектирования опор качения современных сложных технических устройств требует знания составляющих мощности трения подшипников качения. И если для подшипников, работающих на масле, методы расчета составляющих мощности трения достаточно хорошо развиты [68, 86, 236], то для подшипников качения, работающих со смазыванием и охлаждением путем прокачки через опору под перепадом давления маловязких рабочих жидкостей, таких как углеводородные и криогенные среды, вода и т.п., методы определения составляющих, адекватно отражающих механизм явления, не создано. В данной работе изложены результаты создания такого метода на базе теории подобия и моделирования с привлечением экспериментальных исследований [222, 228].

Из анализа условий работы подшипника качения с прокачкой под перепадом давления маловязкой смазочно-охлаждающей жидкости можно видеть, что затраты энергии на его привод Φ_n обусловлены в основном двумя видами потерь – потерями, связанными с силами трения в местах контактирования между собой деталей подшипника Φ_f , и гидродинамическим сопротивлением Φ_h , возникающем при вращении сепаратора вместе с комплектом тел качения как фасонного диска в жидкостной среде, а также при перекачива-

нии тел качения по беговым дорожкам и от эффекта вращения их вокруг собственной оси, т.е. можно записать

$$\Phi_n = \Phi_f + \Phi_h. \quad (5.1)$$

Рассмотрим гидродинамическое сопротивление, возникающее при движении тел качения. Известно, что смазывание и охлаждение подшипников качения прокачкой маловязких рабочих жидкостей приводит к трению в зоне площадок контакта, близкому к трению с граничной смазкой или даже без смазочного материала [146, 159, 285]. Это обусловлено низкой смазывающей способностью указанных сред вследствие их малой вязкости. Достаточно сказать, что вязкость воды и углеводородных жидкостей на порядок ниже вязкости обычно применяемых жидких минеральных масел. Прямыми измерениями показано [159], что сопротивление качению в среде бензола (вязкость $\nu_{20} = 0.7$ Сст) практически одинаково с сопротивлением качению поверхностей без смазки. Поэтому вклад в гидродинамическое сопротивление за счет перекачивания тел качения по дорожкам колец в среде маловязких жидкостей несуществен и им можно пренебречь.

Для оценки порядка величины составляющей гидродинамического сопротивления Φ_h при вращении в жидкости тел качения вокруг собственной оси воспользуемся известной зависимостью [76]

$$\Phi_h = C_\mu \rho \omega^3 (d/2)^5, \quad (5.2)$$

где C_μ – коэффициент сопротивления, ρ – плотность жидкости, ω и d – угловая скорость вращения тела и его диаметр.

Исходя из этого, оценим потери только от вращения в жидкостной среде соответственно тел качения $\Phi_{h(w)}$ и сепаратора $\Phi_{h(s)}$ подшипника. При этом для упрощения не будем учитывать потери на цилиндрических поверхностях сепаратора, а учтем только боковые (дисковые) потери. Приняв в первом приближении согласно [76] пропорциональность коэффициента сопротивления диска при вращении в жидкостной среде только числу Рейнольдса $Re_{окр} = d^2 \omega / (4\nu)$, можем записать с учетом (5.2):

$$\Phi_{h(s)} / \Phi_{h(w)} \cong \omega_s^4 d_s^7 / (z \omega_w^4 d_w^7) \quad (5.3)$$

Здесь индексы "s" и "w" относятся соответственно к сепаратору и к телу качения, z – число тел качения в подшипнике.

Заменяя в (5.3) угловые скорости вращения через частоту вращения подшипника n , средний диаметр подшипника d_m , диаметр тела качения d_w и угол контакта α , окончательно получим

$$\Phi_{h(s)} / \Phi_{h(w)} \cong (d_m + d_w \cos \alpha)^3 / (z d_w^3). \quad (5.4)$$

Например, для шарикоподшипника 207, у которого $d_w = 11,1$ мм; $d_m + d_w \cos \alpha = 64,6$ мм; $z = 9$, отношение (5.4) будет составлять примерно 30, т.е. гидродинамическое сопротивление при вращении тел качения вокруг собственной оси примерно в 30 раз меньше, чем при вращении сепаратора. Величина указанного порядка будет сохраняться и для других типоразмеров подшипников, т.к. соотношение размеров в них имеет одну и ту же закономерность.

Таким образом, основной составляющей гидродинамического сопротивления будет являться сопротивление, возникающее при вращении сепаратора вместе с комплектом тел качения как фасонного диска в жидкостной среде; гидродинамическое сопротивление при вращении тел качения вокруг собственной оси имеет второй порядок малости и им можно пренебречь.

Для определения полного гидродинамического сопротивления сепаратора при работе подшипника выразим его момент трения через составляющие по аналогии как для вращающегося диска в соответствии с [76]:

– момент трения боковых стенок сепаратора

$$T_{h(d)} = 4\pi \int_{r_c}^{R_c} \tau r^2 dr = \frac{2}{5} \pi \xi \rho \omega_s^2 (R_c^5 - r_c^5);$$

– момент трения цилиндрических поверхностей сепаратора

$$T_{h(c)} = 2\pi R_c^2 \int_0^{B_s} \tau dl + 2\pi r_c^2 \int_0^{B_s} \tau dl = \pi \xi \rho \omega_s^2 B_s (R_c^4 + r_c^4);$$

– суммарный момент трения сепаратора

$$T_{h(s)} = T_{h(d)} + T_{h(c)} = \frac{2}{5} \pi \xi \rho \omega_s^2 \left[R_c^5 - r_c^5 + \frac{5}{2} B_s (R_c^4 + r_c^4) \right], \quad (5.5)$$

здесь r_c , R_c , B_s - соответственно внутренний и наружный радиусы сепаратора и его ширина (см. рис.5.1); $\tau = \xi \rho (r \omega_s)^2 / 2$ - напряжение трения; ξ - коэффициент трения, принятый в первом приближении одинаковым на всей поверхности сепаратора. Далее, так как тела качения выступают над цилиндрическими поверхностями сепаратора, учтем это в формуле (5.5) путем введения для его радиусов коэффи-

циентов, принятых из геометрических соотношений элементов подшипника равными $R_s = 1,07R_c$ и $r_s = 0,87r_c$. С учетом этого формула для определения гидродинамического сопротивления сепаратора при вращении его как фасонного диска в жидкостной среде будет иметь вид

$$\Phi_h = T_{(h)s} \omega_s = C_\mu \rho \omega_s^3 [R_s^5 - r_s^5 + 2,5B_s(R_s^4 + r_s^4)], \quad (5.6)$$

где $C_\mu = 2\pi\xi/5$ - коэффициент сопротивления.

Теоретическое определение коэффициента C_μ в (5.6) в настоящее время не представляется возможным из-за сложности гидродинамической задачи о потоках в зазоре между вращающимися телами. Указанный коэффициент найдем из эксперимента на базе теории подобия и моделирования. Для этого проведем общий анализ течения несжимаемой смазочной жидкости под перепадом давления через вращающийся подшипник качения (см.рис.5.1).

Как следует из постановки задачи, движение жидкости осесимметричное. Для этого случая наиболее естественным является представление всех уравнений, описывающих поведение жидкости при сложном вращательно-осевом ее движении по тракту подшипникового узла, в цилиндрической системе координат r, φ, z (см. рис.5.1). Анализ течений и решение задачи будем производить для установившегося вынужденного движения несжимаемой маловязкой жидкости на базе следующих основных уравнений, имеющих в указанной системе координат с учетом принятых ограничений вид [76, 133, 275]:

– уравнения движения среды в форме уравнений Навье-Стокса

$$\begin{aligned} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{v_\varphi^2}{r} &= \omega^2 r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r}{r^2} \right), \\ v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{v_r v_\varphi}{r} &= \nu \left(\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} - \frac{v_\varphi}{r^2} \right), \\ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right); \end{aligned} \quad (5.7)$$

– уравнение неразрывности потока жидкости

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0; \quad (5.8)$$

– уравнение переноса энергии

$$v_r \frac{\partial T}{\partial r} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right]. \quad (5.9)$$

В этих уравнениях v_r , v_φ и v_z – соответственно радиальная, окружная и осевая составляющие вектора скорости; $\omega^2 r$ – радиальная составляющая вектора массовой силы, действующей на единицу массы жидкости; ρ – плотность; p – давление; ν – кинематическая вязкость; a – коэффициент температуропроводности; T – температура.

На основании первой теоремы подобия получим индикаторы и определяющие критерии гидродинамического подобия. Для этого запишем сначала первое уравнение системы (5.7) для натурального (индекс "н") и подобного ему модельного (индекс "м") течений:

$$\begin{aligned} v_{rn} \frac{\partial v_{rn}}{\partial r_n} + v_{zn} \frac{\partial v_{rn}}{\partial z_n} - \frac{v_{\varphi n}^2}{r_n} &= \omega_n^2 r_n - \frac{1}{\rho_n} \frac{\partial p_n}{\partial r_n} + \\ &+ \nu_n \left(\frac{\partial^2 v_{rn}}{\partial r_n^2} + \frac{1}{r_n} \frac{\partial v_{rn}}{\partial r_n} + \frac{\partial^2 v_{rn}}{\partial z_n^2} - \frac{v_{rn}}{r_n^2} \right); \\ v_{rm} \frac{\partial v_{rm}}{\partial r_m} + v_{zm} \frac{\partial v_{rm}}{\partial z_m} - \frac{v_{\varphi m}^2}{r_m} &= \omega_m^2 r_m - \frac{1}{\rho_m} \frac{\partial p_m}{\partial r_m} + \\ &+ \nu_m \left(\frac{\partial^2 v_{rm}}{\partial r_m^2} + \frac{1}{r_m} \frac{\partial v_{rm}}{\partial r_m} + \frac{\partial^2 v_{rm}}{\partial z_m^2} - \frac{v_{rm}}{r_m^2} \right). \end{aligned} \quad (5.10)$$

Известно, что при моделировании физических процессов преимущественно используется линейное соответствие между моделью и натурой:

$$X_m = C_x X_n, \quad (5.11)$$

где C_x – коэффициент пропорциональности, именуемый константой подобия величин X . В соответствии с уравнением (5.11) найдем константы подобия, выражающие геометрическое, кинематическое и динамическое подобие соответственно геометрических систем, полей скоростей и сил:

$$\begin{aligned} C_l &= r_m / r_n = z_m / z_n; \quad C_v = v_{rm} / v_{rn} = v_{zm} / v_{zn} = v_{\varphi m} / v_{\varphi n}; \\ C_\omega &= \omega_m / \omega_n; \quad C_p = p_m / p_n; \quad C_\rho = \rho_m / \rho_n; \quad C_\nu = \nu_m / \nu_n. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Выразим параметры с индексом "м" в соответствии с уравнением (5.11) и с учётом соотношений (5.12) и, подставив их во второе уравнение системы (5.10), получим уравнение движения, описывающее модельное течение смазочно-охлаждающей жидкости через вращающийся подшипник качения в параметрах натурального:

$$\begin{aligned} & C_v v_{rn} \frac{C_v \partial v_{rn}}{C_l \partial r_n} + C_v v_{zn} \frac{C_v \partial v_{rn}}{C_l \partial z_n} - \frac{C_v^2 v_{\varphi n}}{C_l r_n} = \\ & = C_\omega^2 C_l \omega_n^2 r_n - \frac{1}{C_\rho \rho_n} \frac{C_p \partial p_n}{C_l \partial r_n} + \\ & + C_v v_n \left(\frac{C_v \partial^2 v_{rn}}{C_l^2 \partial r_n^2} + \frac{1}{C_l r_n} \frac{C_v \partial v_{rn}}{C_l \partial r_n} + \frac{C_v \partial^2 v_{rn}}{C_l^2 \partial z_n^2} - \frac{C_v v_{rn}}{C_l^2 r_n^2} \right). \end{aligned}$$

Условие гидродинамического подобия течения через подшипниковый узел при вращающемся подшипнике качения принимает вид

$$C_v^2 / C_l = C_\omega^2 C_l = C_p / (C_\rho C_l) = C_v C_v / C_l^2,$$

при этом индикаторы подобия

$$C_v C_l / C_v = 1; C_\omega^2 C_l^3 / (C_v C_v) = 1; C_p C_l / (C_\rho C_v C_v) = 1.$$

Подставляя в индикаторы подобия значения констант (5.12) и учитывая произвольность выбора процессов "н" и "м", получим следующие определяющие критерии подобия: Рейнольдса $Re = \omega l / \nu$, Тейлора $Ta = \omega r^{1/2} l^{3/2} \nu$ и Эйлера $Eu = p / (\rho \nu^2)$, здесь l – характерный размер системы.

Анализ аналогичным методом двух других уравнений системы (5.7) и уравнения неразрывности (5.8) не показал других критериев подобия. Аналогичный анализ уравнения энергии (5.9) показал, что критерием теплового подобия является единственный критерий Прандтля $Pr = \nu / \alpha$.

Для рассматриваемой задачи обтекания установим условия однозначности и определим характерные величины, составляющие безразмерные комплексы. Так как согласно постановке задачи исследуется гидродинамическое сопротивление при стационарном движении несжимаемой жидкости через зазоры вращающегося подшипника, то в качестве характерной скорости в комплексах Re и Eu

принята среднерасходная осевая скорость $v_m = Q_v / A_\Sigma$, где Q_v – осевой расход жидкости через подшипник (задается исходя из обеспечения работоспособности подшипника), $A_\Sigma = \pi d_m \delta_\Sigma$ – суммарная площадь проходного сечения зазоров между сепаратором и кольцами подшипника, $d_m = (d + D)/2$ – средний диаметр подшипника, $\delta_\Sigma = (D_1 - D_2)/2 - (R_c - r_c)$ – суммарный зазор, здесь d, D, D_1, D_2, R_c и r_c – размеры, ясные из рис.5.1. За характерный размер критерия Re принят удвоенный суммарный зазор $2\delta_\Sigma$, что вытекает из известного определения гидравлического радиуса. В качестве характерного давления в формуле числа Эйлера принято давление p_1 на входе в зазоры подшипника, так как оно в значительной мере зависит от инерционных массовых сил, возникающих при вращении. Поскольку согласно [204] движение жидкости через зазоры подшипника существенно определяется вращением сепаратора, поэтому для критерия Ta в качестве характерных величин приняты угловая скорость вращения сепаратора ω_s , наружный радиус R_s и суммарный зазор δ_Σ . Из постановки задачи следует, что при работе подшипники смазываются и охлаждаются прокачкой через них рабочих низкокипящих жидкостей, что значительно ограничивает температурные напоры в таких устройствах. При малых температурных напорах физические характеристики жидкости ρ, ν, a изменяются незначительно и их можно принять равными физическим параметрам жидкости на входе в подшипниковый узел.

Таким образом, установленные выше определяющие критерии подобия для смазочно-охлаждающей жидкости, прокачиваемой под перепадом давления через вращающийся подшипник качения, с учетом условий однозначности будут иметь вид:

$$Re = 2\delta_\Sigma v_m / \nu; \quad Eu = p_1 / (\rho v_m^2); \quad Ta = \omega_s R_s^{1/2} \delta_\Sigma^{3/2} / \nu; \\ Pr = \nu / a.$$

Поскольку рассматривается течение жидкости, близкое к изотермическому, критерий Прандтля можно исключить из числа определяющих. Тогда, на основании второй теоремы подобия обобщенное критериальное уравнение для рассматриваемой группы явлений можно записать в виде

$$C_\mu = f(Re, Eu, Ta). \quad (5.13)$$

Вид функции (5.13) определен с помощью эксперимента. Для этого был разработан метод экспериментального определения составляющих мощности трения подшипников, основанный на разделении общих потерь на два вида основных составляющих в соответствии с соотношением (5.1).

Разработанный метод реализован на стендовой машине трения [16, 218, 219]. Сущность его заключается в следующем. Предварительно определяют момент сопротивления вращению $T_{kp, p(i)} = f(n_i)$ ротора машины трения без испытываемого подшипника (см.(4.7)), где n_i – частота вращения на i -й ступени. Затем на место испытываемого подшипника устанавливается его имитатор, конструктивная схема которого и схема его установки в рабочей камере машины трения представлена на рис.5.10,а. Имитатор подшипника представляет собой устройство, элементы деталей которого в рабочей зоне полностью соответствуют размерам и шероховатости деталей реального подшипника качения (рис.5.10,б). Основное отличие заключается в том, что на вращающемся внутреннем кольце 1 (см.рис.5,10,а) неподвижно закреплены сепаратор 2 с помощью заклепок 3 и тела качения 4 с помощью резьбовых хвостовиков 5. Между неподвижным наружным кольцом 6 и телами качения 4 выполнен минимально возможный зазор $\Delta_{\min}$, исключающий их взаимный контакт при вращении. Такое исполнение имитатора полностью исключает первый вид потерь в подшипнике качения Φ_f (см. (5.1)), обусловленный трением в местах контакта.

Далее, после монтажа имитатора на вал 7 и в корпус 8 машина трения приводится во вращение от привода 9. Затем производится измерение общего момента сопротивления вращению ротора с испытываемым имитатором подшипника $T_{kp, \Sigma(i)}$ при заданных режимных параметрах – частоте вращения n_i и прокачке смазочной жидкости $Q_{v(j)}$, т.е. получают зависимости $T_{kp, \Sigma(i)} = f(n_i, Q_{v(j)})$. Разность между найденными значениями крутящих моментов $T_{kp, \Sigma(i)}$ и $T_{kp, p(i)}$ машины трения будет определять искомые гидродинамические потери в подшипнике качения, то есть

$$T_{h(S_i)} = T_{kp, \Sigma(i)} - T_{kp, p(i)}. \quad (5.14)$$

[22] при исследовании работоспособности топливopодающей аппаратуры авиационных двигателей в среде низкомолекулярных углеводородных жидкостей (топливных авиакеросинов), Д.Мур [145] при работе подшипников скольжения корабельных гребных валов со смазыванием водой, Г.Геноу [285] при испытании подшипников качения в протоке жидкого кислорода и водорода.

Механизм действия граничной смазки весьма сложен [28, 30, 36, 120, 145, 235, 238, 272], так как граничные слои смазки в одну или несколько молекул не обеспечивают полного разделения твердых поверхностей, которые при работе сближены настолько, что между неровностями возникают механические взаимодействия, а под влиянием молекулярного поля твердых тел смазочный материал малой толщины теряет свои объемные свойства, в частности подвижность, и гидродинамические явления становятся несущественны, при этом смазочный материал, вступая в физическое и химическое взаимодействие с поверхностями трения, резко изменяет свойства этих поверхностей.

Достижения трибологии в исследовании граничной смазки, режимов граничного трения и процессов взаимодействия на фрикционном контакте обобщены в ряде монографий [22, 28, 30, 36, 39, 50, 61, 69, 70, 79, 110, 119, 124, 134, 138, 144, 145, 169, 178, 238, 272, 278] и др., представляющих ее современный уровень. Круг охваченных актуальных проблем весьма широк. Основные из них – это физическая природа, состояние и свойства поверхностей твердых тел; структура и физико-химические свойства молекул смазки и смазочного свойства; кинетика процессов адсорбционного адаптирования молекул смазки на твердой поверхности и физико-механические свойства структур, образуемых молекулами смазки в межфазном поле твердых тел; механика, микро- и макрогеометрия контакта, процессы упругой и пластической деформации и та совокупность явлений, которые инициированы внешним и внутренним трением – изменения и изнашивание граничного слоя смазки и твердых поверхностей, тепловые и диффузионные процессы, каталитические явления и химические реакции, электрические, акустические и некоторые другие явления. Исследованы также многие вопросы расчета и конструирования трибосистем. Однако особенности взаимодействия на фрикционном контакте при граничной смазке маловязкими смазочными

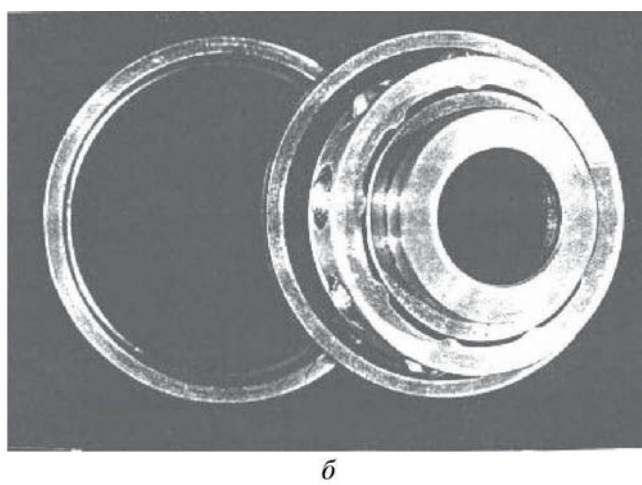
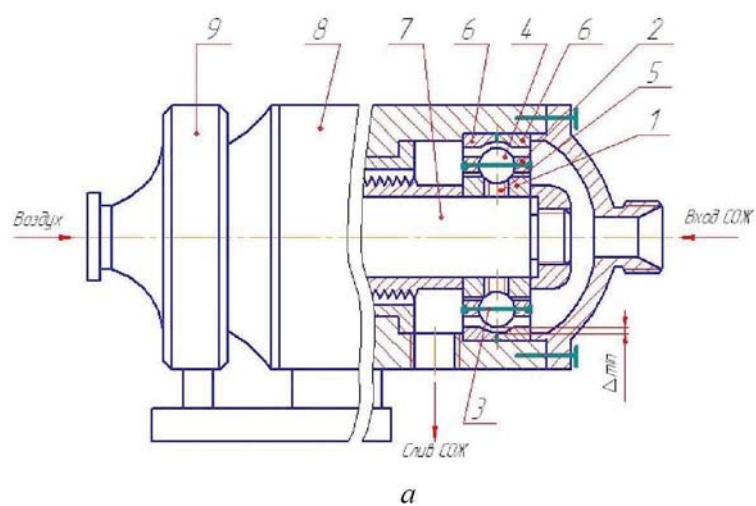


Рис. 5.10. Конструктивная схема имитаторов подшипника качения и схема его установки в рабочей камере машины трения (*a*); общий вид имитатора подшипника качения (*б*)

Метод реализован при испытаниях шарикоподшипника 207Р и его имитатора в модельной водно-глицериновой жидкости, имитирующей по кинематической вязкости топливные керосины марки Т-1 и ТС-1. Результаты испытаний представлены на рис.5.11, где показано изменение гидродинамического сопротивления Φ_h , кВт, определяемое по соотношению (5.14), в зависимости от частоты вращения n , мин⁻¹, при прокачках $Q_v = 0,5; 0,7$ и $1,0$ л/с - соответственно кривые 1, 2 и 3. Для сравнения на рис.5.12 приведено изменение суммарной мощности трения подшипника качения 207Р с бронзовым сепаратором, измеренной при постоянной эквивалентной нагрузке $P = 4,61$ кН и при тех же частотах вращения n и прокачках $Q_v = 0,5; 0,7; 1,0$ л/с - соответственно кривые 1,2,3.

Математическая обработка полученных экспериментальных данных позволила определить, что функция (5.13) имеет вид

$$C_\mu = a_\mu Re^{b_\mu} (Eu Ta^2)^{-b_\mu}, \quad (5.15)$$

где a_μ и b_μ – коэффициенты, определяемые из эксперимента, величина их существенно зависит от критического значения числа $Ta_{кр} = f(Re)$, характеризующего устойчивость потока в зазорах между сепаратором и кольцами подшипника.

Согласно [76, 275] при исследовании гидродинамического сопротивления, когда оно зависит одновременно от окружной и осевой скоростей движения, различают ламинарное течение, турбулентное, турбулентное течение с макровихрями Тейлора и развитое турбулентное течение с макровихрями. При этом первые два режима возникают в условиях невысоких скоростей вращения при $Ta \leq Ta_{кр(I)} = 0,702 Re^{0,845}$, третий режим имеет место согласно [275] в диапазоне чисел Тейлора $Ta_{кр(I)} < Ta \leq Ta_{кр(II)} = 133,5 Re^{0,445}$ и последний режим возникает при $Ta > Ta_{кр(II)}$.

Обработкой результатов экспериментов получено:

- а) при $Ta_{кр(I)} < Ta \leq Ta_{кр(II)}$ значение коэффициентов $a_\mu = 2,95$; $b_\mu = 0,4$;
- б) при $Ta > Ta_{кр(II)}$ – $a_\mu = 295$; $b_\mu = 0,8$.

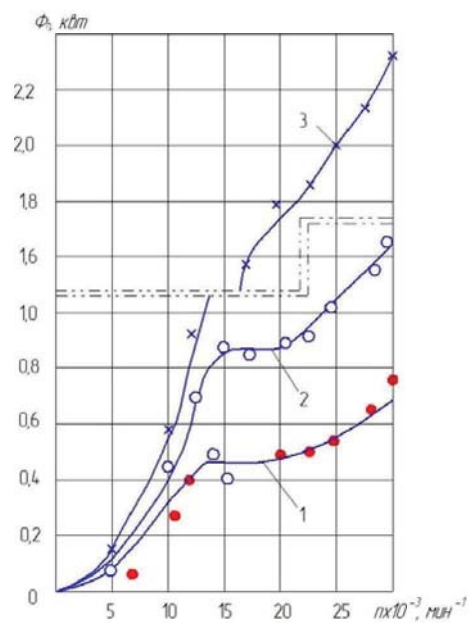


Рис.5.11. Зависимость гидродинамических потерь в подшипнике Φ_h от частоты вращения n : 1 – $Q_v = 0,5$ л/с, 2 – $Q_v = 0,7$ л/с, 3 – $Q_v = 1,0$ л/с

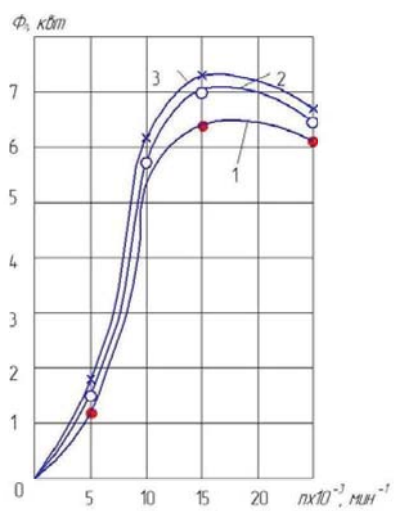


Рис. 5.12. Зависимость мощности трения в подшипника Φ_n от частоты вращения n : 1 – $Q_v = 0,5$ л/с, 2 – $Q_v = 0,7$ л/с, 3 – $Q_v = 1,0$ л/с

В условиях невысоких скоростей вращения, когда $Ta \leq Ta_{кр(1)}$, коэффициент сопротивления C_μ сепаратора можно определять согласно [76, 275] как для вращающегося диска в жидкостной среде в зависимости от окружного числа Рейнольдса $Re_{окр} = R_c^2 \omega_s / \nu$, при этом критическое число $Re_{кр(окр)} > 3 \cdot 10^5$. Для ламинарного режима обтекания сепаратора $C_\mu = 2,52 Re_{окр}^{-0,5}$, а при турбулентном режиме $C_\mu = 0,146 Re_{окр}^{-0,2}$.

Подтверждением правильности полученного соотношения (5.15) для C_μ являются экспериментальные данные, приведенные на рис. 5.11. Кривые 1, 2, 3 изображают вычисленные по формуле (5.6) с учетом зависимости (5.15) гидродинамические потери при вращении сепаратора с комплектом тел качения, точками показаны экспериментальные их значения. Наибольшее отклонение опытных точек от расчетных для исследуемых режимов течения не превышает $\pm 15\%$, кроме режимов, близких к переходным, характеризуемых $Ta_{кр(II)}$, где разброс опытных точек от расчетного значения достигает $\pm 25\%$.

Анализ экспериментальных данных по определению мощности трения в подшипнике (см. рис. 5.12) показал, что характер изменения общих потерь в исследуемом диапазоне частот вращения в основном идентичен характеру изменения гидродинамического сопротивления. При этом разница мощностей трения в зависимости от прокачки (кривые 1, 2 и 3 на рис. 5.11 и 5.12 соответствуют одним и тем же прокачкам $Q_v = 0,5; 0,7$ и $1,0$ л/с) практически совпадает с аналогичной разностью гидродинамических потерь в диапазоне частот вращения $n = 5 \cdot 10^3 \dots 15 \cdot 10^3$ мин⁻¹. При более высоких частотах вращения указанная разница коррелирует менее заметно, что можно объяснить за счет изменения приведенного коэффициента трения $f_{пр}$. Из сравнения экспериментальных данных, приведенных на рис. 5.11 и 5.12, можно видеть, что потери на гидродинамическое сопротивление могут достигать 30% от мощности трения подшипника.

О характере изменения потерь в подшипнике, связанных с трением в местах контакта тел качения с кольцами и сепаратором, мож-

но судить по изменению приведенного коэффициента трения f_{np} , вычисленного по замеренным потерям $\Phi_f = \Phi_n - \Phi_h = f_{np} P \pi d n$. На рис.5.13 представлены графики изменения f_{np} в зависимости от частоты вращения n , мин^{-1} , при постоянной эквивалентной нагрузке $P = 4,61 \text{ кН}$ и прокачках $Q_v = 0,5; 0,7$ и $1,0 \text{ л/с}$ –соответственно кривые 1, 2 и 3. Из анализа представленных данных следует, что с увеличением частоты вращения до $n = 10 \cdot 10^3 \dots 12 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ коэффициент f_{np} возрастает, затем примерно с таким же темпом уменьшается. При этом резкое возрастание f_{np} –примерно в 2 раза – имеет место при переходных режимах обтекания, характеризуемых числами Ta , близкими к $Ta_{кр(II)}$. Несколько более сложное изменение f_{np} в зависимости от прокачки Q_v . Увеличение прокачки жидкости в диапазоне частот до $n = 10 \cdot 10^3 \dots 12 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ приводит к незначительному увеличению коэффициента трения f_{np} , на более высоких частотах вращения увеличение прокачки вызывает незначительное снижение коэффициента f_{np} .

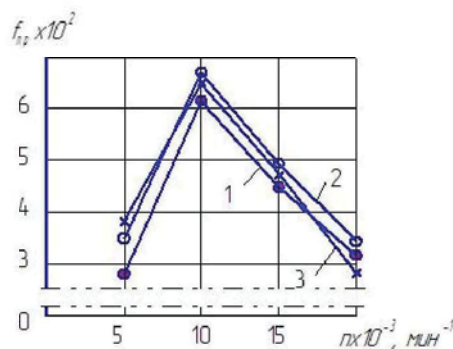


Рис.5.13. Характер изменения приведенного коэффициента трения в зависимости от частоты вращения n при эквивалентной нагрузке на подшипник $P = 4,61 \text{ кН}$: 1 – $Q_v = 0,5 \text{ л/с}$, 2 – $Q_v = 0,7 \text{ л/с}$, 3 – $Q_v = 1,0 \text{ л/с}$

Разработанный метод и приведенные данные позволяют оценить потери в подшипнике качения по их видам, рассчитать опоры качения, функционирующие в потоке маловязких рабочих жидкостей, а также указывают пути совершенствования существующих опор качения.

5.3. Исследование теплового режима подшипников качения

Температурное поле системы подшипник-сопрягаемые детали – СОЖ во многом определяет работоспособность подшипников, их износостойкость, мощность трения и, в конечном счете, надежность работы.

Для исследования температурного поля указанной системы в процессе испытаний шарикоподшипника 26-207Р на стендовой машине трения измерялись температура наружного кольца подшипника T_n , температура СОЖ на входе в подшипник T_1 и на выходе из него T_2 в зависимости от изменения частоты вращения n подшипника, нагрузки F_r и F_a и прокачки Q_v для конструктивных схем подшипникового узла № 1...4 (см. рис.5.1,б,в), т.е. экспериментально решались соотношения общего вида (4.3).

Испытания подшипников проводились в стационарном режиме, т.е. перед включением каждой серии измерений параметры стабилизировались на заданном уровне. Поскольку испытания трудоемкие и проводились в разное время суток и при разных погодных условиях, т.е. при разных температурах окружающего воздуха в испытательном боксе и, следовательно, при разных температурах T_1 СОЖ на входе в подшипник, то очевидно, что объективной характеристикой температурного состояния системы подшипник – СОЖ будет являться перепад температуры $\Delta T = T_1 - T_2$ потока жидкости и избыточная температура $\Delta T_n = T_n - T_2$ наружного кольца подшипника. Поэтому вместо зависимостей (4.3) для анализа были построены по полученным результатам испытаний графические зависимости ΔT_n и ΔT от указанных выше параметров (рис.5.14 и 5.15).

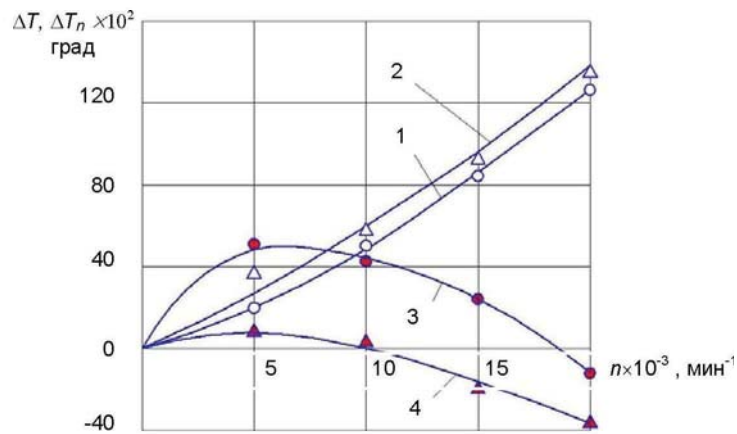


Рис.5.14. Зависимость перепада температуры в жидкости ΔT (кривые 1, 2) и избыточной температуры наружного кольца подшипника ΔT_n (кривые 3, 4) от частоты вращения n для схем № 1 и 2 (отверстия на уровне верхнего зазора, $Q_v = 0,39$ л/с, $F_r = 3,00$ кН, $F_a = 3,10$ кН):
1, 3 – $\alpha_\phi = 90^\circ$; 2, 4 – $\alpha_\phi = 10^\circ$

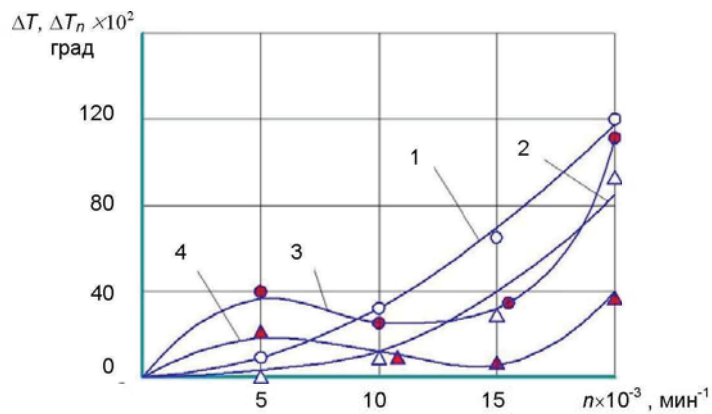


Рис.5.15. Зависимость перепада температуры в жидкости ΔT (кривые 1,2) и избыточной температуры наружного кольца подшипника ΔT_n (кривые 3,4) от частоты вращения n для схем № 3 и 4 (отверстия на уровне нижнего зазора, $Q_v = 0,39$ л/с, $F_r = 3,00$ кН, $F_a = 3,10$ кН):
1,3 – $\alpha_\phi = 90^\circ$; 2, 4 – $\alpha_\phi = 14^\circ$

Из анализа графиков, приведенных на рис.5.14 и 5.15, можно видеть, что перепад температуры ΔT потока СОЖ увеличивается с возрастанием оборотов подшипника для всех исследованных конструктивных схем подшипникового узла. Наибольший темп увеличения ΔT можно констатировать для конструктивных схем № 1 и 2 ($\alpha_\phi = 90$ и 10° с впускными отверстиями на уровне верхнего зазора). Увеличение действующих нагрузок на испытуемый подшипник оказывает меньшее воздействие на подогрев жидкости на выходе из подшипника по сравнению с увеличением частоты его вращения. Так, возрастание на $5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ в исследуемом диапазоне частот вращения приводит к увеличению перепада ΔT примерно на 50% по сравнению с предыдущей ступенью оборотов, в то время как увеличение нагрузки на подшипник примерно вдвое обуславливает возрастание ΔT не более чем на 25% [214].

Другой параметр, свидетельствующий об эффективности охлаждения поверхностей трения подшипника, это избыточная температура наружного кольца подшипника ΔT_n . Для всех конструктивных схем имеет место некоторое увеличение параметра ΔT_n до частоты вращения $n = 10 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$, далее для схем № 1 и № 2 происходит его понижение, причем для схемы №2 это понижение более резкое и до отрицательных величин (рис.5.14), т.е. температура наружного кольца T_n становится ниже температуры T_2 потока жидкости на выходе из подшипника, в то же время перепад температуры потока СОЖ ΔT возрастает по сравнению с другими схемами (см.рис.5.14 и 5.15). Все это свидетельствует о более эффективном теплоотводе для указанной схемы подшипникового узла. Поведение ΔT_n для конструктивных схем № 3 и № 4 после частоты вращения $n = 10 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ неоднозначно. Сначала происходит некоторое понижение указанного параметра до $n = 15 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$, а при дальнейшем увеличении частоты вращения имеет место резкое увеличение избыточной температуры.

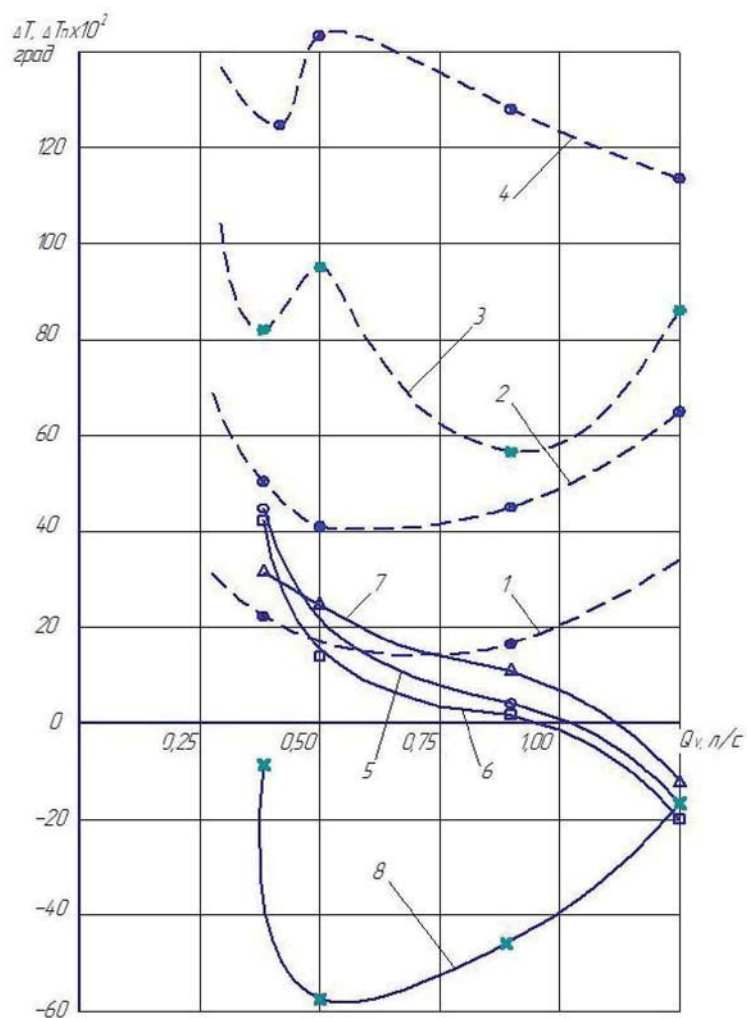


Рис. 5.16. Зависимость перепада температуры в жидкости ΔT (кривые 1, 2, 3, 4) и избыточной температуры наружного кольца подшипника ΔT_n (кривые 5, 6, 7, 8) от прокачки Q_v (схема № 1 с расположением впускных отверстий на уровне верхнего зазора, $F_r = 3,00$ кН, $F_a = 3,10$ кН):
 1,5 – $n = 5 \cdot 10^3$ мин⁻¹; 2,6 – $n = 10 \cdot 10^3$ мин⁻¹;
 3,7 – $n = 15 \cdot 10^3$ мин⁻¹; 4,8 – $n = 20 \cdot 10^3$ мин⁻¹

Анализ поведения параметров ΔT и ΔT_n в зависимости от величины прокачки Q_v жидкости проведем на примере схемы № 1 (см. рис.5.1,а). Характер изменения ΔT и ΔT_n показывает (рис.5.16), что для каждой ступени частоты вращения имеется своя оптимальная величина прокачки Q_v , обеспечивающая минимальную температуру наружного кольца подшипника. Необходимо отметить, что из всех испытанных схем для конструктивной схемы №2 (рис.5.1,б,в) уровень оптимальных прокачек, обеспечивающих заданную минимальную температуру наружного кольца в исследуемом диапазоне частот, ниже в 1,2...1,6 раза по сравнению с другими схемами [214].

Таким образом, закономерности температурного состояния подшипников качения при работе в среде маловязких СОЖ в основном определяются нагрузочно-скоростными параметрами, величиной прокачки и существенно зависят также от конструктивной схемы подшипникового узла, формирующей движение потока через подшипник. Наиболее эффективной с точки зрения обеспечения теплового режима подшипника качения из исследованных конструктивных схем подшипникового узла является схема с расположением впускных отверстий под углом на уровне верхнего зазора между сепаратором и наружным кольцом.

Как показано в главе 2, критической точкой, характеризующей условия перехода от одного вида фрикционного взаимодействия к другому в присутствии маловязких смазочных сред, является температура насыщения паров T_s жидкостей. Условия возникновения во фрикционной зоне указанной температуры определяются температурой поверхности трения T . Так как данную температуру для работающего подшипника качения экспериментально определять затруднительно, поэтому целесообразно ее находить расчетно-экспериментальным методом с учетом замеренной температуры T_n на наружной поверхности наружного кольца.

Для этого составим уравнение баланса для фрикционной зоны подшипника качения в виде

$$\Phi_f + \Phi_h = \Phi_s + \sum_i \Phi_i, \quad (5.16)$$

и обоснуем определение потоков энергии, составляющих балансовое соотношение (5.16). Потери на трение в местах контактирования деталей подшипника найдем как

$$\Phi_f = f_{np} P \pi d n. \quad (5.17)$$

средами и закономерности изнашивания исследованы и освещены недостаточно полно.

Основные представления о граничных слоях смазки на твердых поверхностях и их влияние на процессы трения и изнашивания сформировались к середине XX века в основном на основе работ В.Д. Кузнецова, А.С. Ахматова, Б.В. Дерягина, П.А. Ребиндера, В. Гарди, Ф.Б. Боудена. Современная точка зрения на указанные явления формируется с 50-х годов прошлого века под влиянием работ И.В. Крагельского, Д.Н. Гаркунова, Б.Д. Грозина, Б.И. Костецкого, И.М. Любарского, Р.М. Матвеевского, Н.А. Буше, Ю.Н. Дроздова, А.В. Чичинадзе, Д. Мура, Х. Чихоса, Д. Бакли и ряда других, где обосновывается существенная роль структурных факторов и физико-химических явлений во фрикционной зоне взаимодействующих твердых тел.

В настоящее время достаточно полно разработана физическая модель контакта поверхностей трения в условиях граничной смазки. Схема этой модели представлена на рис.1.2.

В общем случае при граничном трении могут иметь место все возможные формы взаимодействия элементов фрикционного контакта – от жидкостного трения в микрополостях профиля до металлического контакта по вершинам микронеровностей из-за прорыва граничного слоя и среза пленки вторичных структур [22, 28, 36, 145, 238]. Сила трения F_f складывается из следующих компонентов (см. рис.1.2): сопротивления срезу или сдвигу на участках площадок металлического контакта F_{A1} и контакта тонкопленочных слоев вторичных структур F_{A2} , сопротивления сдвигу на участках контакта, разделенных граничным слоем F_{A3} , и сопротивления сдвигу в полимолекулярном слое смазки F_{A4} .

В условиях граничного трения велика роль граничного слоя смазки и твердых пленок различной природы на поверхностях трения. Начало систематическим исследованиям граничных слоев смазки на твердых поверхностях и их существенной роли при трении положил в 20-х годах XX столетия английский физик В. Гарди [286 – 288]. Он экспериментально показал, что сила статического граничного трения при прочих равных условиях является функцией двух переменных – давления и толщины слоя смазки, а закон Амонтона

Потери на гидродинамическое сопротивление Φ_h оценим по формуле (5.6); величину энергообмена с прокачиваемой через подшипник смазочной средой определим из соотношения

$$\Phi_s = \rho Q_v C_p (T_2 - T_1), \quad (5.18)$$

где T_1 и T_2 соответственно температура жидкости на входе в подшипник и на выходе из него.

Значение тепловых потоков Φ_i с поверхностей трения в прилегающие зоны тел найдем с учетом следующих допущений. Теплопроводностью в тела качения можно пренебречь, так как они со всех сторон омываются прокачиваемой жидкостью. Температуру поверхностей трения на внутреннем и наружном кольцах в первом приближении можно принять одинаковой. Далее, учитывая непрерывность генерации тепла вращающейся системой тел и непрерывность прокачки жидкости, омывающей внутренние поверхности подшипника, градиентами температур в окружном и осевом направлениях колец можно пренебречь и рассматривать одномерную задачу теплопроводности в направлении толщины колец. В соответствии с принятыми допущениями и согласно [218] можно записать

$$\Phi_i = \frac{\lambda_i}{\delta_i} \cdot \frac{\pi d_{m(i)} B_i}{\varphi_i} (T - T_n), \quad (5.19)$$

где δ_i – толщина стенки i -го кольца, при этом $\delta_1 = (d_{жс1} - d)/2$ – толщина стенки внутреннего кольца; $\delta_2 = (D - d_{жс2})/2$ – толщина стенки наружного кольца; $d, d_{жс1}, D, d_{жс2}$ – внутренний диаметр и диаметр дорожки качения внутреннего кольца, наружный диаметр и диаметр дорожки качения наружного кольца соответственно; $d_{m(i)} = (d_i + d_{жс(i)})/2$; B_i, φ_i – средний диаметр, ширина кольца и его коэффициент кривизны.

В соответствии с рассмотренными значениями составляющих потоков энергии (5.6), (5.17)...(5.19) во фрикционной зоне подшипника и с учетом формулы (5.16) температура поверхности трения будет равна

$$T = \frac{\Phi_f + \Phi_h - \Phi_s}{\sum_i (\lambda_i / \delta_i) (\pi d_{m(i)} B_i / \varphi_i)} + T_n. \quad (5.20)$$

На рис.5.17 приведены графики изменения температуры поверхностей трения подшипника 207Ю при испытаниях на воде, по-

лученной математической обработкой экспериментальных данных с учетом формулы (5.20). Рис.5.17, график 1, иллюстрирует изменение указанной температуры в зависимости от изменения частоты вращения подшипника при $\{P, Q_v\} = idem$ (эквивалентная нагрузка на подшипник $P = 8,72$ кН, прокачка воды $Q_v = 0,1$ л/с); рис.5.17, график 2, показывает характер изменения температуры T в зависимости от эквивалентной нагрузки P при $\{n, Q_v\} = idem$ (частота вращения $n = 20 \cdot 10^3$ мин⁻¹, прокачка $Q_v = 0,1$ л/с).

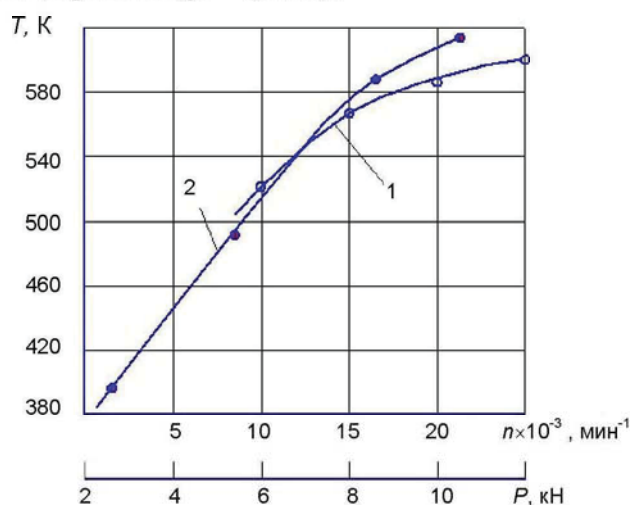


Рис.5.17. Зависимость температуры поверхностей трения T подшипника от частоты вращения n и нагрузки P при испытаниях в среде воды:
1 - $T = f(n)$; 2 - $T = f(P)$

Анализ графиков показывает, что при одинаковом темпе изменения варьируемых параметров (частоты вращения n и нагрузки P) темп изменения исследуемого параметра - температуры поверхности трения T - выше для случая изменения нагрузки, т.е. нагрузка является более значимым фактором, чем изменение в исследуемом диапазоне скоростного параметра.

Статистические данные испытаний показали, что подшипники качения сохраняют работоспособность при уровнях температур поверхностей трения, превышающих температуру насыщения паров T_s смазочной среды не более, чем на 240 и 560 градусов Кельвина соответственно для воды и жидкого кислорода. При этом имеет место интенсивное коррозионно-механическое изнашивание поверхностей

трения (см.рис.2.5...2.7). Превышение указанного уровня температур вызывает катастрофические последствия для испытываемого узла трения (см.рис.В.1).

Поэтому для равномерного теплосъема и обеспечения надежного функционирования трибосистемы без заеданий, схватываний, задиров и разрушений необходимо заполнение всего объема подшипникового узла смазочной средой и интенсивная ее прокачка через узел. В этом случае исключается повышенный нагрев общей массы прокачиваемой жидкости и, несмотря на то, что большинство маловязких рабочих жидкостей являются низкокипящими, исключается также развитие опасных явлений кавитации в узле.

Обработка статистических данных испытаний для воды и жидкого кислорода при температуре на входе в узел $T_{1(\text{H}_2\text{O})} \leq 308 \text{ K}$ и $T_{1(\text{O}_2)} \leq 90 \text{ K}$ и давлении $p_{1(\text{H}_2\text{O})} \leq 0,1 \text{ МПа}$ и $p_{1(\text{O}_2)} \leq 1,0 \text{ МПа}$ показала, что температура указанных сред на выходе из узла T_2 и наружного кольца подшипника T_n составляет величину

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (0,5 \dots 10), \\ T_n &= T_2 + (-2 \dots + 6). \end{aligned} \quad (5.21)$$

При этом верхние значения, приведенных в (5.21) диапазонов температур, принимаются, когда работа подшипников допускается при температуре поверхностей трения T , обуславливающей температуру жидкости в зоне трения, несколько превышающую температуру насыщения ее паров $T_{s.}$.

5.4. Исследование закономерностей изнашивания и работоспособности подшипников качения

Особенности взаимодействия и трибологические процессы на фрикционном контакте в присутствии маловязких жидкостей подробно освещены в главе 2. В данном параграфе рассматриваются в основном закономерности изнашивания подшипников, характеризующие количественную сторону рассматриваемого вопроса, а также влияние основных режимных параметров на работоспособность подшипников качения. Получение количественных характеристик износа необходимо для подтверждения разработанных модельных представлений и, как это следует из анализа зависимостей (3.18) и (3.19), для определения коэффициента пропорциональности K и показателя степени a в расчетной модели процесса изнашивания.

Исследование характеристик изнашивания подшипников качения из коррозионно-стойкой стали 95Х18Ш проведено на стендовой машине трения в среде воды (ГОСТ 2874-82) и жидкого кислорода [201, 203, 206]. Испытаниям подвергались шариковые радиально-упорные подшипники типа 207Ю и 214Ю. В общей сложности в указанных условиях испытано более 300 подшипников. В процессе испытаний экспериментально решалась задача общего вида (4.5); т.е. определялась зависимость износа h_r и h_a от основных режимных параметров - от радиальной и осевой нагрузок на подшипник F_r и F_a , от частоты вращения n и величины прокатки Q_v . При этом производились непрерывный контроль и запись температуры наружного кольца подшипника T_n и жидкости на входе в подшипник T_1 и выходе из него T_2 .

Величина износа испытываемого подшипника принималась дифференцированно как увеличение его внутренних зазоров в радиальном и осевом направлениях, т.е.

$$h_r = S_{r(2)} - S_{r(1)}; \quad h_a = S_{a(2)} - S_{a(1)},$$

где $S_{r(1)}$ и $S_{a(1)}$, $S_{r(2)}$ и $S_{a(2)}$ - радиальные и осевые зазоры подшипника в состоянии поставки и после заданной наработки соответственно.

Полученные результаты испытаний подшипников типа 207Ю на воде представлены графически на рис.5.18, где кривые 1, 3, 5 и 2, 4, 6 изображают износ в радиальном и осевом направлениях соответственно; состояние подшипников после испытаний показано на рис.5.19.

Из анализа приведенных данных (см. рис.5.18) можно видеть, что с увеличением нагрузочно-скоростных параметров для заданного времени испытаний ($t_n = 120$ мин) износ непрерывно возрастает, причем в разных интервалах нагрузок и скоростей темп его возрастания неоднозначный. Так, в области нагрузок, характеризующих умеренными герцевскими напряжениями на площадках контакта подшипника ($\sigma_{z \max} \leq 2000$ МПа), при изменении нагрузки в 2 раза во столько же раз изменяется и величина износа. При переходе в область нагрузок, обуславливающих повышенные напряжения на фрикционных площадках ($\sigma_{z \max} \leq 2000$ МПа), увеличение нагрузки в 2 раза по сравнению с предыдущей областью вызывает резкое возрастание износа - в 4...5 раз по сравнению с областью умеренных нагрузок. В то же время в области повышенных нагрузок разница между двумя соседними ступенями в 1,5 раза обуславливает увеличение износа всего только в 1,3 ...1,5 раза.

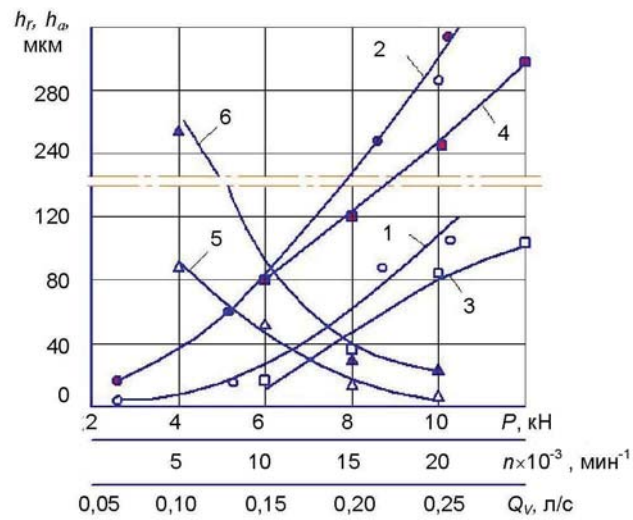


Рис. 5.18. Зависимость износа подшипников качения в радиальном h_r и осевом направлениях h_a (среда вода):
 1, 2 – от нагрузки P при $Q_v = 0,1$ л/с, $n = 20 \cdot 10^3$ мин $^{-1}$;
 3, 4 – от частоты вращения n при $P = 8,72$ кН, $Q_v = 0,1$ л/с;
 5, 6 – от прокачки Q_v при $P = 8,72$ кН, $n = 20 \cdot 10^3$ мин $^{-1}$

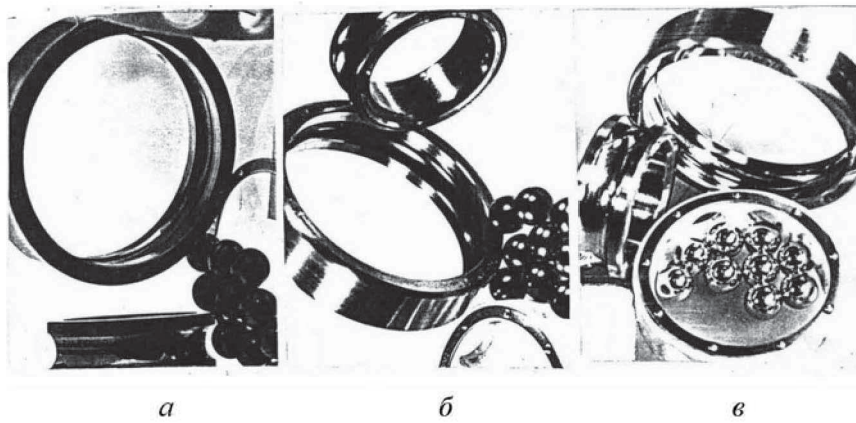


Рис. 5.19. Состояние подшипников качения после испытаний в среде воды:
 а, б, в – соответственно при $T > T_s$, $T \cong T_s$ и $T < T_s$

Темп возрастания износа при увеличении частоты вращения ниже по сравнению с предыдущим (рис.5.18), причем он также характеризуется двумя интервалами для исследованного интервала скоростей. Так, в области частот вращения $10 \cdot 10^3 \dots 15 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ прирост скорости в 1,5 раза вызывает увеличение износа в 1,3...1,4 раза. В интервале высоких скоростей вращения ($n=20 \cdot 10^3 \dots 25 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$) износ поверхностей качения подшипников практически одинаков с вышеуказанным.

Если повышение нагрузочно-скоростных параметров вызывает непрерывное увеличение износа, то, как следует из анализа приведенных данных на рис.5.18, кривые 5, 6, увеличение прокатки Q_v существенно снижает износ. Так, увеличение прокатки в 2 раза приводит к снижению износа на порядок.

Приведенные экспериментальные данные свидетельствуют о широких возможностях управления процессом изнашивания поверхностей при смазывании и охлаждении маловязкими средами за счет варьирования нагрузочно-скоростных параметров и величины прокатки смазочно-охлаждающей жидкости для заданных типоразмера опоры качения и длины пути трения. Это хорошо подтверждается как изменением величины износа подшипника после испытаний в зависимости от изменения варьируемого параметра, так и изменением соответственно окраски поверхностей трения. Большим износам соответствует более темная окраска (рис.5.19,а). При незначительных износах наблюдается незначительное потемнение (рис. 5.19,б) или даже отсутствие изменения окраски поверхностей (рис.5.19,в).

Как было показано выше (см. главу 2), состояние поверхностей трения при этом и их износ существенно определяются температурой поверхности в зоне трения. Приведенные на рис.5.19 фотографии состояния подшипников качения хорошо подтверждают данное положение. Рис.5.19,а иллюстрирует состояние поверхностей трения подшипника при работе его в условиях, когда температура жидкости $T_{жс}$ в зоне трения превышает температуру насыщения ее паров T_s ; рис.5.19,б - когда указанные температуры равны. Потемнение поверхностей трения и повышенные износы, сопровождающие указанные условия работы, свидетельствуют о достаточно четко выраженном процессе коррозионно-механического изнашивания. Рис. 5.19,в свидетельствует о том, что работа поверхностей трения при тепловом режиме, обуславливающим температуру жидкости, не пре-

вышающую температуру насыщения ее паров, приводит к подавлению коррозионно-механических процессов во фрикционной зоне, при этом поверхности трения остаются светлыми и их износ определяется в основном совокупностью механических и молекулярно-механических процессов.

Аналогичные закономерности изнашивания и состояние поверхностей трения подшипников качения 207Ю и 214Ю наблюдаются и после испытания их в среде жидкого кислорода (см.рис.5.20 и 5.21). Однако при этом необходимо отметить, что коррозионно-механические процессы на дорожках качения выражены существенно ярче и изнашивание протекает более интенсивно по сравнению с испытанием подшипников в среде воды. Это хорошо подтверждается состоянием внутренних колец подшипника 207Ю, показанных на рис.5.21.

Необходимо отметить, что результаты проведенных стендовых и натурных испытаний подшипников качения в указанных условиях показали, что известные рекомендации по смазыванию поверхностей трения и традиционные способы подачи смазок (разбрызгиванием, подача струйными форсунками при заполнении узла смазкой не более, чем до оси нижнего тела качения и др.) становятся совершенно непригодными для работы подшипников в маловязких химически активных средах. Так, подшипники качения, испытываемые на стенде со струйной подачей для смазывания и охлаждения жидкого кислорода, работают в этих условиях не более 30...40 с и выходят из строя по причине разрушения колец, тел качения и сепаратора.

На поверхностях качения и бортиках колец после испытаний появляются сколы металла, надиры, макротрещины и сетка микро-трещин, наволакивание материала сепаратора. Сепаратор имеет разрывы перемычек, разрушение заклепок, надиры и наволакивание материала. При этом выход из строя подшипников зачастую сопровождается катастрофическими последствиями для всего изделия (см.рис.В.1). Надежное функционирование подшипников качения в течение заданного срока службы обеспечивается заполнением всего объема подшипникового узла маловязкой химически активной смазочно-охлаждающей жидкостью и обязательной ее прокачкой под определенным давлением. При этом определенному сочетанию нагрузок и скоростей должна соответствовать вполне определенная величина прокачки жидкости через подшипник.

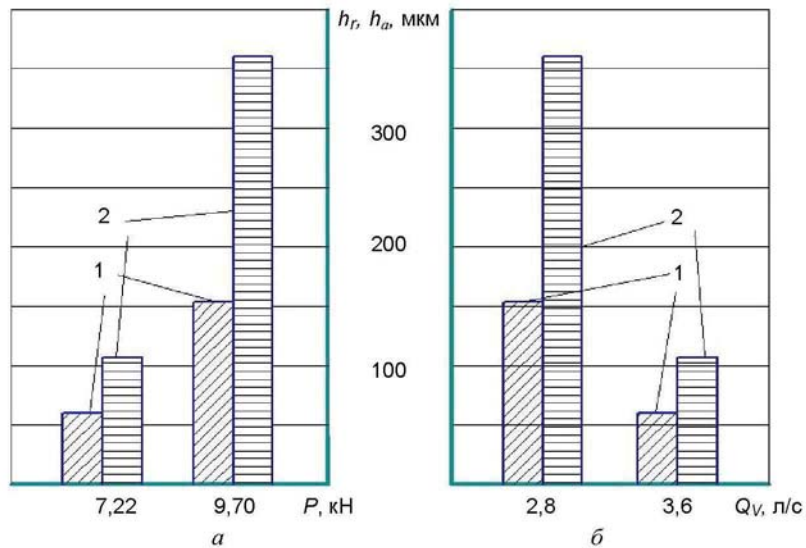


Рис. 5.20. Зависимость износа подшипников качения в радиальном h_r (1) и осевом h_a (2) направлениях при испытании в среде жидкого кислорода: a - от нагрузки P при $Q_v = 2,8 \text{ л/с}$ и $n = 20,5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$; b - от прокачки Q_v при $P = 9,7 \text{ кН}$ и $n = 20,5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$

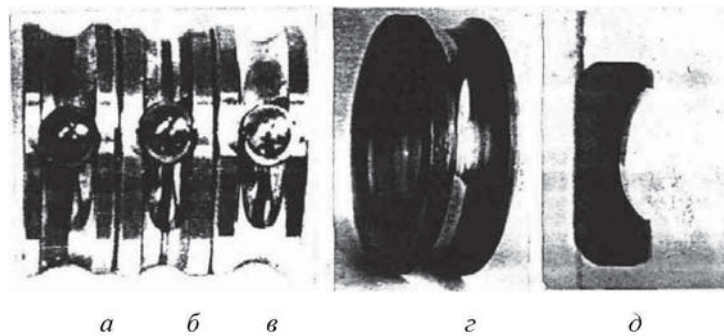


Рис. 5.21. Состояние рабочих поверхностей подшипников качения после испытаний в среде жидкого кислорода: a, c, d - при $T > T_s$, b - при $T \cong T_s$, c - при $T < T_s$

6. ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО ПОДТВЕРЖДЕНИЮ МОДЕЛЬНЫХ ПРЕДСТАВЛЕНИЙ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ОПОР ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Структура теоретически полученной обобщенной модели трения и изнашивания (3.16) показывает, что основная характеристика процесса – интенсивность изнашивания I_h , определяется возникновением термодинамической ситуации и кинетических явлений во фрикционной зоне, характеризующихся соответственно производством энтропии θ_s и потоком $\bar{j}_s$. Очевидно, что соотношение этих двух величин в поверхностных микрообъемах слоя h_s существенно зависит от воздействия на трибосистему (через характеристики материала M , среды Q и геометрии G – см. рис.3.2) основных рабочих переменных – силовых F_n и скоростных v факторов и величины прокачки жидкости Q_V .

Результаты экспериментальных исследований, полученных при испытании подшипников качения в среде воды и жидкого кислорода (см. главы 2 и 5), показывают, что, изменяя прокачку смазочно-охлаждающей жидкости Q_V через подшипник или нагрузку на него P и частоту вращения n , можно управлять процессом коррозионно-механического изнашивания (КМИ) поверхностей трения. При этом изменение нагрузочно-скоростных параметров P и n или прокачки Q_V приводило к взаимно противоположному влиянию их на КМИ, т.е. повышение нагрузки или частоты вращения вызывало увеличение износа, в то время как увеличение прокачки уменьшало износ, и наоборот. Изменение величины износа в зависимости от изменения варьируемого параметра хорошо коррелировало с изменением окраски поверхностей качения благодаря образованию окисных пленок на них разной толщины. Большим износам соответствовала более темная окраска и более толстые окисные пленки (до 500 нм и выше). При незначительных износах наблюдалось незначительное потемнение или даже отсутствие изменения окраски поверхностей и образование окисных пленок малой толщины (не выше 40 нм). При этом для колец подшипников были характерны локализация изменения окраски и образование окисных пленок только в зоне качения, в то время как нерабочая часть поверхности желоба оставалась свет-

лой с исходным микропрофилем, полученным при финишной обработке (см. рис.2.7...2.9).

Указанное изменение состояния поверхностей трения в зависимости от внешних воздействий на них подтверждает выдвинутое выше положение (см. главу 3) о модели трения и изнашивания в виде концепции трибореактора, т.е. всю систему, состоящую из протекающей через зазор сплошной среды и прилегающие локальные зоны твердых тел (см.рис.3.2), можно рассматривать как трибореактор, в котором протекают механические, физические и химические процессы, обуславливающие взаимные обменные процессы энергией, веществом и количеством движения. При этом интенсивностью указанных процессов можно управлять через соответствующее изменение внешних воздействий (P, n, Q_V).

Получаемое вполне определенное состояние поверхностей качения подшипников в зависимости от уровня внешних воздействий наглядно иллюстрирует, что во фрикционной зоне протекают термодинамические необратимые процессы и в поверхностном слое происходит постоянное увеличение энтропии в соответствии со вторым законом термодинамики, постулирующим о неотрицательности производства энтропии, т.е. $\theta_s \geq 0$. Сопутствующий этому поток энтропии $\bar{j}_s$, вызванный переносом тепловой энергии за счет теплопроводности, конвекции и излучения, а также явлениями диффузии, препятствует увеличению энтропии в микрообъемах слоя h_s . Приведенные выше экспериментальные данные (см. главы 2 и 5) свидетельствуют о том, что изменение нагрузки P на подшипник и частоты вращения n приводило в основном к изменению производства энтропии $\theta_s = \Phi\{\tau_s, \nu_s, T_\sigma, \zeta_x, \zeta_m, \nabla T = f(P, n)\}$ во фрикционной зоне. Изменение же прокачки Q_V через подшипник обуславливало в основном изменение плотности потока энтропии $\bar{j}_s = \Phi\{\bar{j}_q, \bar{j}_{n(d)} = f(Q_V)\}$. Таким образом, экспериментально показано, что соотношение этих двух составляющих энтропии на фрикционном контакте является характеристикой процесса трения и изнашивания, определяющей состояние поверхностей трения и величину их износа.

Использование в расчетной практике разработанных модельных представлений – обобщенной модели (3.16) и адаптированной к условиям трения качения модели (3.19) – будет показано ниже на примере расчета подшипников качения на долговечность по износоустойчивости.

оправдывается лишь в случае трения мономолекулярных слоев смазки. В.Гарди установил также зависимость коэффициента трения от молекулярного веса смазки.

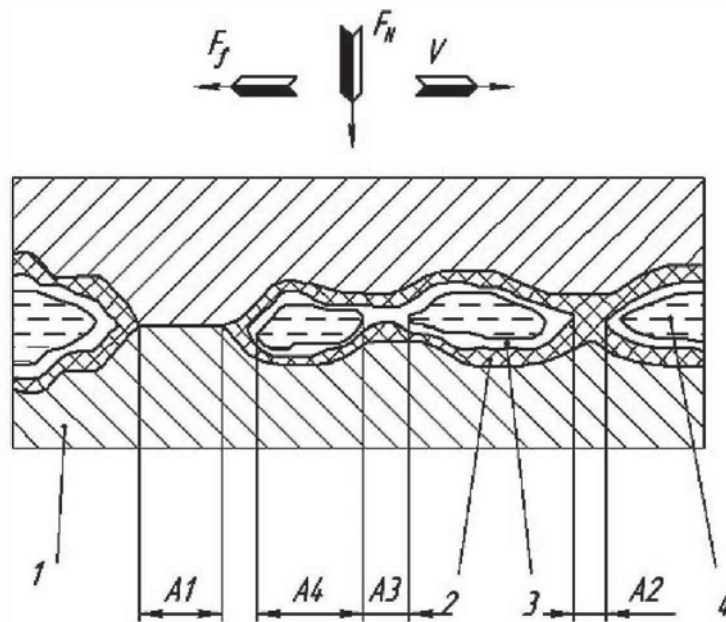


Рис.1.2. Модель контакта поверхностей трения при граничной смазке:

- 1 – металл; 2 – тонкопленочный слой вторичных структур;
- 3 – граничный слой смазки; 4 – полимолекулярные слои смазки

Механизм действия смазки исследовали Ж.И. Финч [283], Б.В. Дерягин с сотрудниками [70 – 72], глубокие исследования по структуре смазочного слоя выполнены А.С. Ахматовым [27], состояние науки в области граничного трения им обобщены в монографии [28]. Ими установлен адсорбционный механизм возникновения граничных слоев смазки, показана адсорбционная природа маслянистости, являющейся важной характеристикой смазывающей способности жидких масел, установлены особые физические свойства тонких граничных слоев смазок, отличные от объемных свойств. Граничные адсорбированные и ориентированные слои на поверхностях обладают большой механической прочностью и способны вы-

6.1. Метод расчета износостойкости подшипников качения

В соответствии с полученным выше алгоритмом обобщенного метода расчета (см.рис.3.5) первым шагом в разработке метода расчета износостойкости деталей машин заданной формы и рода трения является получение конкретного вида соотношения для интенсивности изнашивания I_h . Адаптируем указанный алгоритм к расчету износостойкости подшипников качения.

Необходимо отметить, что структура обобщенной модели (3.16), развернутой в соотношении (3.19) для одной пары тел качения, позволяет получить расчетную зависимость для системы тел подшипника качения. При этом следует помнить, что суммарный износ подшипника качения $h_{f(\Sigma)}$ складывается из износа внутреннего и наружного колец $h_{f(1)}$ и $h_{f(2)}$ и износа тел качения $h_{f(3)}$, т.е.

$$h_{f(\Sigma)} = h_{f(1)} + h_{f(2)} + 2h_{f(3)}, \quad (6.1)$$

где $h_{f(i)} = \int_0^{L_{f(i)}} I_{h(i)} dL_{f(i)}$, здесь i означает индекс изнашиваемого тела.

Для стационарного процесса

$$I_{h(i)} = \text{const}, \quad h_{f(i)} = I_{h(i)} L_{f(i)}.$$

В настоящее время точные методы расчета составляющих потоков энергии еще очень сложны и недостаточно отработаны. Поэтому определение интенсивностей $I_{h(i)}$ и износов $h_{f(i)}$ в (6.1) для каждого тела подшипника затруднительно. В этих условиях приобретает практический смысл комплексная оценка потоков энергии во фрикционной зоне подшипника и соответственно его интенсивности изнашивания $I_{h(n)}$ и износа $h_{f(\Sigma)}$.

Исходя из указанного и используя соотношение (3.19,a) с учетом комплексной оценки составляющих потоков энергии в зоне трения подшипника для рассматриваемых условий его работы по формулам (5.6) и (5.17)...(5.19), окончательно получим расчетную зависимость для интенсивности изнашивания подшипников качения $I_{h(n)}$ от без-

размерного термокинетического критерия $\bar{S} = (T\Phi_n + \Delta T_n \Phi_d) / (T\Phi_d)$ в виде степенной функции $I_{h(n)} = K(\bar{S})^a$, т.е.

$$I_{h(n)} = K[(T\Phi_n + \Delta T_n \Phi_d) / (T\Phi_d)]^a, \quad (6.2)$$

где согласно зависимостям (5.6) и (5.17)...(5.19)

$$\begin{aligned} \Phi_n &= f_{np} P \pi d n + C_\mu \rho \omega_s^3 [R_s^5 - r_s^5 + 2,5 B_s (R_s^4 + r_s^4)], \\ \Phi_d &= \rho Q_V C_p (T_2 - T_1) + \sum_i (\lambda_i / \delta_i) (\pi d_{m(i)} B_i / \varphi_i) \Delta T_n, \\ \Delta T_n &= T - T_n. \end{aligned}$$

Износ подшипника для стационарного режима работы определится по формуле

$$h_{f(\Sigma)} = I_{h(n)} L_f. \quad (6.3)$$

Путь трения L_f за время $t_{f(\Sigma)}$ можно определить полагая, что за один оборот внутреннего кольца комплект шаров в количестве z штук перемещается на длину, определяемую частотой вращения сепаратора, т.е.

$$L_f = \frac{\pi n}{2} \left(1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{d_m} \right) d_{жс(1)} z t_{h(\Sigma)}, \quad (6.4)$$

здесь D_w и d_m – диаметр тела качения и средний диаметр сепаратора, α – угол контакта.

При переменном режиме работы суммарный износ подшипника можно оценить из соотношения

$$h_{f(\Sigma)} = \sum_j \int_0^{L_{f(j)}} I_{h(j)} dL_{f(j)}, \quad (6.5)$$

где $I_{h(j)}$ и $L_{f(j)}$ – интенсивность изнашивания подшипника и путь трения при j -ом режиме работы, определяемые соответственно по формулам (6.2) и (6.4) для каждого из режимов. При этом в указан-

ные формулы подставляются режимные значения входящих в них параметров и времени $t_{h(j)}$.

После вычисления интенсивности изнашивания подшипника $I_{h(n)}$ по заданным параметрам в соответствии с (6.2) определяют его износ по (6.3) или (6.5) или его расчетную долговечность $t_{h(\Sigma)}$ из соотношения (6.4). Полученные значения сравнивают с допустимыми, т.е.

$$h_{f(\Sigma)} \leq [h_f]; \quad t_{h(\Sigma)} \geq [t_h],$$

где $[h_f]$ и $[t_h]$ – допустимые износ в течение заданного срока службы подшипника и наработка.

Для подшипников данного типоразмера допустимый износ $[h_f]$ назначается исходя из условий работы и конструктивных особенностей подшипника, подшипникового узла и агрегата в целом, например, из требований исключения задеваний ротора о статор агрегата в процессе работы. Обычно допустимый износ подшипника задается дифференцированно как увеличение его внутренних зазоров, т.е.

$$[h_r] = S_{r(2)} - S_{r(1)}; \quad [h_a] = S_{a(2)} - S_{a(1)}, \quad (6.6)$$

где $S_{r(1)}$ и $S_{a(1)}$, $S_{r(2)}$ и $S_{a(2)}$ – радиальный и осевой зазоры подшипника в состоянии поставки и после заданной наработки соответственно.

В соответствии с этим интенсивность изнашивания подсчитывается по формуле (6.2) отдельно для изнашивания в радиальном направлении $I_{h(r)}$ и в осевом $I_{h(a)}$. Математической обработкой полученных экспериментальных данных по износу подшипников качения из стали 95Х18Ш в среде воды (ГОСТ 2874-82) и жидкого кислорода (см. главу 5) получено значение коэффициентов K_r , K_a и показателя степени α_r , α_a для расчета интенсивностей изнашивания соответственно в направлении увеличения радиального и осевого зазоров подшипника. Значения указанных величин в зависимости от температуры жидкости $T_{жс}$ в зоне трения приведены в табл. 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1

Коэффициент пропорциональности K_r и показатель степени a_r для интенсивности изнашивания подшипников в радиальном направлении

Среда	K_r			a_r
	$T_{жс} \geq T_s$	$T_{жс} \cong T_s$	$T_{жс} < T_s$	
Вода ГОСТ 2874-82	$0,563 \cdot 10^{-11}$	$0,332 \cdot 10^{-11}$	$0,067 \cdot 10^{-11}$	6
Жидкий кислород	$1,534 \cdot 10^{-11}$	$0,593 \cdot 10^{-11}$	$0,252 \cdot 10^{-11}$	6

Таблица 6.2

Коэффициент пропорциональности K_a и показатель степени a_a для интенсивности изнашивания подшипников в осевом направлении

Среда	K_a			a_a
	$T_{жс} \geq T_s$	$T_{жс} \cong T_s$	$T_{жс} < T_s$	
Вода ГОСТ 2874-82	$1,659 \cdot 10^{-11}$	$0,659 \cdot 10^{-11}$	$0,206 \cdot 10^{-11}$	6
Жидкий кислород	$3,645 \cdot 10^{-11}$	$1,167 \cdot 10^{-11}$	$0,617 \cdot 10^{-11}$	6

Результаты экспериментальных исследований по износу подшипников качения в среде воды и жидкого кислорода приведены соответственно на рис.6.1,а и 6.1,б, где точками показаны экспериментальные значения интенсивностей, полученные как средние значения интенсивностей изнашивания подшипников испытанных партий от безразмерного термокинетического критерия $\bar{S}$, выражающего отношение величин в квадратных скобках формулы (6.2). Кривые 1, 2, 3 изображают вычисленные по соотношению (6.2) интенсивности изнашивания $I_{h(r)}$ в радиальном направлении подшипника, кривые 4, 5, 6 - интенсивности $I_{h(a)}$ в осевом направлении. Причем, кривые 1 и 4 получены при испытании в условиях, когда температура жидкости в зоне трения не превышала температуры насыщения ее паров, т.е. $T_{жс} < T_s$; кривые 2 и 5 отражают условия, когда $T_{жс} \cong T_s$ и кривые 3 и 6 при $T_{жс} \geq T_s$. Наибольшее отклонение опытных точек от расчетных не превышает $\pm 47\%$. Таким образом, проведенное обобщение экспериментальных данных показало хорошее согласие полученной расчетной модели трения и изнашивания с экспериментом.

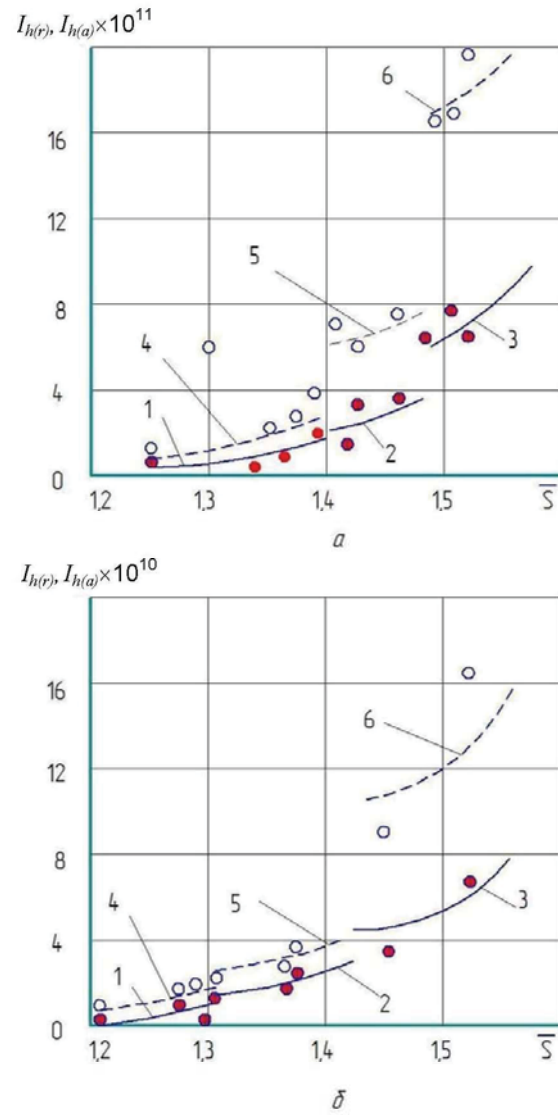


Рис. 6.1. Зависимость интенсивности изнашивания подшипников качения от термокинетического критерия $\bar{S}$: a – при испытании в среде воды; b – при испытании в среде жидкого кислорода; 1,2,3 и 4,5,6 – интенсивности $I_{h(r)}$ и $I_{h(a)}$ в направлении увеличения радиального и осевого зазоров соответственно

6.2. Методы расчета и обеспечения оптимальных трибологических и конструктивных характеристик подшипниковых узлов

6.2.1. Улучшение режима трения

Из анализа расчетной модели изнашивания подшипников качения (6.2) можно видеть, что изнашивание существенно определяется потоками энергии, возникающими в зоне трения. Уровень указанных потоков, как показано в главах 2 и 5, определяет температуру поверхностей трения и смазочной среды в зоне трения, от которых, в свою очередь, зависит характер фрикционного взаимодействия и механизм изнашивания поверхностей. Это хорошо согласуется с данными Р.М. Матвеевского с сотрудниками [137,138], показавшими, что увеличение температуры в зоне трения выше критических значений для соответствующего сочетания материалов и смазки является одной из основных причин разрушения граничных слоев, приводящих к резкому возрастанию силы трения и повреждению поверхностей. Так как маловязкие рабочие жидкости, используемые в качестве смазочных сред, в большинстве своем являются низкокипящими, это повышает опасность возникновения кавитационных явлений в полостях подшипниковых узлов, что дополнительно усложняет условия эксплуатации подшипников вследствие ухудшения режима трения в контактной зоне и их виброакустических характеристик [210]. Указанное обуславливает актуальность разработки методов, предотвращающих названные явления.

Одним из методов является создание определенного давления прокачиваемой среды в подшипниковом узле, которое бы превышало давление насыщенных паров p_s жидкости во избежание развития опасных явлений кавитации. Это также создает условия, при которых температура насыщения паров T_s в процессе работы не должна превышать температуру жидкости в зоне трения, что предотвращает возникновение нежелательного характера фрикционного взаимодействия.

Метод основан на новых способах повышения работоспособности подшипников [13,14], предусматривающих обеспечение взаимо-

связи гидродинамических параметров прокачиваемой смазочно-охлаждающей жидкости (давления p_1 , и скорости v_1 набегающего потока СОЖ во входной камере подшипникового узла) с нагрузочно-скоростными параметрами подшипника (F_r , n). Причем метод пригоден как для опор качения, так и для опор скольжения (рис.6.2,а,б).

Указанная взаимосвязь получена из рассмотрения движения жидкости через полость подшипниковых узлов качения и скольжения, изображенных на рис.6.2,а,б. Пренебрегая изменением энергии положения ввиду второго порядка ее малости, применим уравнение Бернулли (энергии) в относительном движении для двух сечений: одно сечение I-I (см.рис.6.2) - непосредственно во входных камерах I подшипниковых узлов и другое сечение II-II – в области минимального давления. Для подшипника качения область минимального давления находится в зазорах между сепаратором и кольцами подшипника (см.рис.6.2,а), для подшипника скольжения указанная область находится в зоне, расположенной противоположно от области, где возникает максимальное гидродинамическое давление, т.е. примерно в области, расположенной противоположно от направления действия нагрузки на подшипник (см.рис.6.2,б). Минимальному давлению $p_{\min}$ в указанных областях соответствует максимальная скорость течения $v_{\max}$, поэтому можно записать

$$p_{1\min} + \rho v_1^2 / 2 = p_{\min} + \rho v_{\max}^2 / 2, \quad (6.7)$$

где $p_{1\min}$ – минимально необходимое давление во входной камере подшипникового узла, обеспечивающее бескавитационный режим работы.

Преобразуем уравнение (6.7) к виду

$$(p_{1\min} - p_{\min}) / (\rho v_1^2 / 2) = (v_{\max} / v_1)^2 - 1. \quad (6.8)$$

Полученные безразмерные отношения величин (6.8) носят наименование коэффициента давления $C_{p(n)}$ [133]. Следовательно, можем записать

$$C_{p(n)} = (p_{1\min} - p_{\min}) / (\rho v_1^2 / 2) = (v_{\max} / v_1)^2 - 1. \quad (6.9)$$

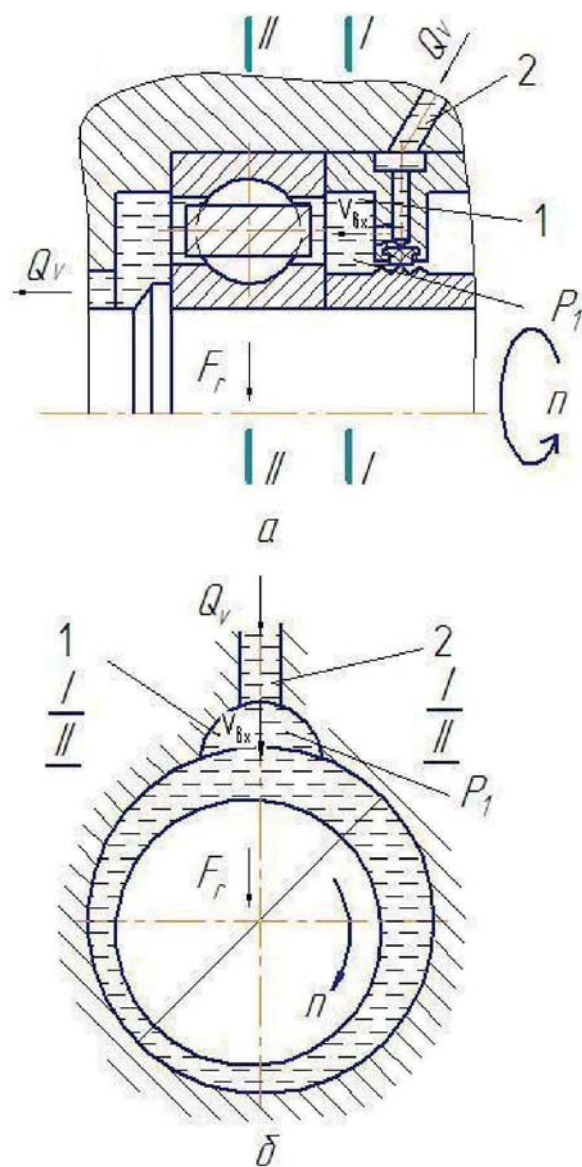


Рис. 6.2. К расчету минимально необходимого давления, предотвращающего кавитационные явления в полостях опор: *a* - качения, *б* - скольжения

Согласно теории кавитации при движении жидкости в зависимости от скорости набегающего потока, давления в нём и формы обтекаемого тела давление в локальных областях может достигать критического значения, при котором происходит "вскипание" жидкости. Образуются полости, так называемые кавитационные каверны, которые заполняются парами жидкости и выделяющимся из жидкости растворенным в ней газом. Указанное критическое давление зависит также от физических свойств жидкости и её температуры, от возможного присутствия в ней дисперсных примесей, которые, становясь центром парообразования, ускоряют этот процесс. Очевидно, нижним пределом значений критического давления будет являться давление насыщенных паров жидкости p_s , зависящее от температуры жидкости в зоне трения, оценку которой можно произвести с учётом соотношения (5.20).

Подставляя в (6.9) критическое давление p_s , которое для подшипников будет в основном определяться действующими нагрузками F_r (или иногда P для подшипника качения) и частотой вращения n , т.е. $p_s = p_s(F_r, n)$, получим так называемый коэффициент кавитации (или кавитационное число) $\sigma_{k(n)}$ для подшипников

$$\sigma_{k(n)} = [p_{1\min} - p_s(F_r, n)] / (\rho v_1^2 / 2). \quad (6.10)$$

Преобразовывая (6.10), окончательно получим выражение для определения давления $p_{1\min}$ во входной камере подшипникового узла, обеспечивающего бесрывной, т.е. устойчивой, без «вскипания» жидкости и резкого увеличения вибраций режим работы подшипника

$$p_{1\min} = \sigma_{k(n)} \rho v_1^2 / 2 + p_s(F_r, n). \quad (6.11)$$

Коэффициент кавитации $\sigma_{k(n)}$ в полученном уравнении (6.11) определяется экспериментально для каждого типа опоры с учётом формулы (6.10). В первом приближении указанный коэффициент можно принимать в пределах $\sigma_{k(n)} = 0,02 \dots 0,3$ [150].

При работе подшипниковых опор смазочно-охлаждающая жидкость подается через подводящие каналы 2 (см.рис.6.2) и далее во входные камеры 1 так, чтобы в них обеспечивалось давление p_1 не ниже, чем давление $p_{1\min}$, определяемое по формуле (6.11). Далее жидкость, пройдя через зазоры подшипников и охладив поверхности

трения, нагреется до расчетной температуры и выйдет из зазоров на слив. Давление на выходе из указанных зазоров должно остаться таким, чтобы обеспечить необходимый слив жидкости далее по гидравлическому тракту. Поэтому давление во входной камере подшипниковых узлов p_l принимается с учетом указанных потерь по тракту, т.е. не ниже (равным или несколько больше) минимально необходимого согласно соотношению (6.11) давления p_{lmin} , предотвращающего кавитационные явления в полостях подшипниковых узлов. Таким образом

$$p_l \geq p_{lmin} = \sigma_{k(n)} \rho v_1^2 / 2 + p_s(F_r, n). \quad (6.12)$$

Для подтверждения выдвинутых положений проведены экспериментальные исследования по определению зависимости вибрационных свойств подшипника качения от давления смазочной среды в корпусе опоры. Испытания проводились в модельных условиях на специальном стенде, схема которого изображена на рис.6.3.

Предварительно получали виброграммы колебаний подшипника качения при испытаниях на жидком масле. Для этого подшипник 1 (рис.6.3) устанавливали на консольный вал 2 привода 3 и помещали его вместе с консолью в герметизированную камеру малогабаритного корпуса 4. Подшипник заливали целиком в камере исследуемой средой 5, приводили его во вращение, нагружали радиальным F_r и осевым F_a усилиями, после чего в камере с подшипником создавали последовательный ряд давлений p_i среды и для каждой ступени давления, начиная с нуля, снимали виброграммы колебаний подшипника с помощью виброизмерительной аппаратуры 6. Сравнение результатов исследований виброхарактеристик на жидком масле, полученных по предложенному методу и традиционному [58], не показало существенных расхождений между ними.

После испытаний на масле аналогичные испытания проводились в среде исследуемой маловязкой жидкости. Полученные виброграммы сравнивались между собой. О наступлении бесрывного режима судили по снижению общего уровня вибраций до значения, близкого к полученному на масле.

Измерение виброхарактеристик проведено при испытании шарикоподшипника типа 205 на частоте вращения $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ с нагружением радиальной силой $F_r = 0,025 \text{ кН}$ и осевой $F_a = 1,000 \text{ кН}$ при варьировании давления в смазочной камере от 0 до 0,3 МПа.

держивать без разрушения высокие нормальные давления – до 100 МПа. Такие особые свойства граничного слоя А.С.Ахматов [27] называет свойствами квазитвердого тела.

На прочность граничных слоев смазки и их несущую способность существенное влияние оказывает температура в зоне трения. Исследования антифрикционных свойств тонких смазочных слоев при объемном нагреве, проведенные Р.М. Матвеевским с сотрудниками [137, 138], показали, что увеличение температуры приводит к резкому возрастанию силы трения и повреждению поверхностей, что свидетельствует о разрушении граничного смазочного слоя. В присутствии химически активных добавок в смазочном материале повышение температуры приводит к возникновению на поверхностях трения химически модифицированных слоев, обеспечивающих снижение трения и повышающих работоспособность деталей машин при повышенных температурах. Возрастание температуры выше определенного уровня приводит к разрушению таких модифицированных слоев, возникновению металлического контакта и катастрофическому износу деталей. Таким образом, увеличение температуры в зоне трения выше критических значений для соответствующего сочетания материалов поверхностей и смазки является одной из основных причин разрушения граничных слоев.

Определяющее влияние температуры на процессы заедания поверхностей трения показано Ю.Н.Дроздовым с сотрудниками [78]. Ими теоретически получено и экспериментально подтверждено, что причиной заедания является температура в дискретных точках пятна касания.

Согласно П.А.Ребиндеру [178, 179] граничное трение обуславливает явления, при которых в тонком поверхностном слое создаются облегченные условия пластического сдвигообразования за счет адсорбционного пластифицирования активной смазкой поверхностных слоев металла. Поверхностно-активные молекулы граничных слоев в результате взаимодействия с твердыми телами и способности к миграции по поверхности могут проникать в микротрещины и оказывать механическое воздействие, приводящее к углублению микротрещин и разрушению тонкого поверхностного слоя (эффект Ребиндера), вызывая его адсорбционное пластифицирование. Если такой процесс локализуется в пределах микронеровностей поверхностей и приводит к их сглаживанию и приработке,

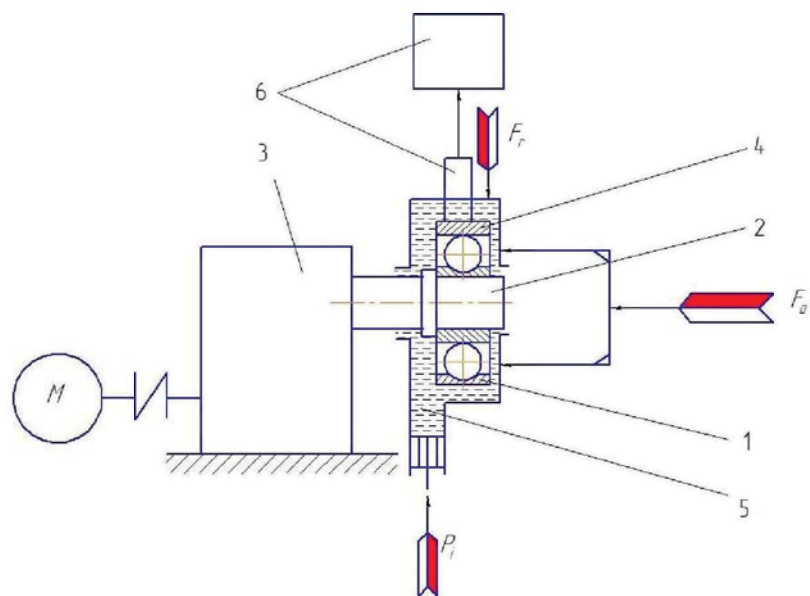


Рис. 6.3. Схема устройства для измерения виброхарактеристик подшипников качения

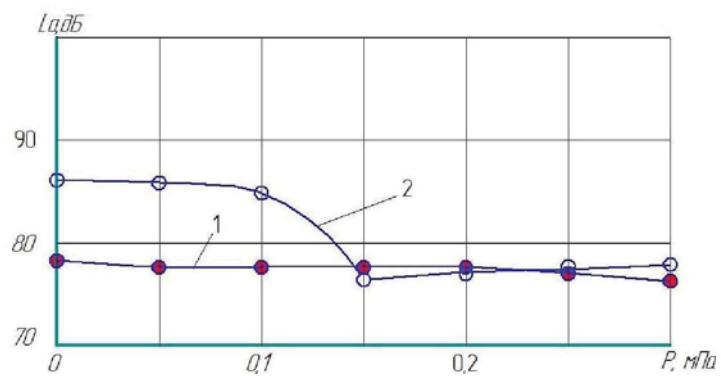


Рис. 6.4. Зависимость общего уровня вибраций подшипников качения от давления смазочной среды:
1 – при испытании в среде масла МН - 7,5;
2 – при испытании в среде керосина РТ

Получены зависимости общего уровня виброускорений $L_a, \text{дБ} (re a_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2)$ от избыточного давления p , МПа в камере узла при испытаниях подшипника в среде масла МН-7,5 и в среде керосина РТ - соответственно кривая 1 и 2 на рис.6.4. Полученные данные свидетельствуют, что при работе подшипника качения в среде минерального масла МН-7,5 изменение давления смазочной среды в диапазоне 0...0,3 МПа практически не оказывает влияния на виброхарактеристики подшипника, в то время как изменение давления в указанном диапазоне маловязкой среды оказывает существенное влияние на спектр вибраций подшипника. Работа подшипника в среде керосина РТ при нулевом избыточном давлении в камере подшипникового узла приводит к значительному ухудшению вибрационного состояния, однако при повышении давления среды в камере удастся снизить общий уровень вибраций до уровня, близкого при работе подшипника в среде масла. Это свидетельствует о стабилизации режима трения за счет затухания срывных явлений в зоне трения подшипника.

Указанные методы прошли апробацию при стендовых испытаниях подшипников качения и в натурных условиях при повышении работоспособности подшипников скольжения шестеренного насоса со смазыванием водой [14, 214]. Как расчетный метод (см. уравнение (6.12)), так и экспериментальный метод виброграмм позволяют еще на стадии проектирования разработать обоснованные требования к конструктивно-эксплуатационным параметрам динамически нагруженных опор трения качения и скольжения, функционирующих в среде маловязких смазочных жидкостей, и обеспечить повышение их работоспособности.

6.2.2. Определение потребной величины прокачки маловязкой смазочной среды

Одним из наиболее существенных факторов, определяющих процесс изнашивания, как показано в глава 5 (см. рис.5.18...5.21), является величина прокачки маловязкой смазочной среды, которая реализует перенос тепловой энергии из зоны трения и влияет также на протекание химических реакций в ней как в силу своих физико-химических свойств, так и в зависимости от своего состояния, являющегося в основном функцией температуры и давления. Поэтому

очень важным является правильное назначение величины прокачки жидкости.

Для определения потребной величины прокачки смазочной среды через подшипник качения воспользуемся уравнением теплового баланса (5.16), из которого с учетом зависимости (5.18) будем иметь

$$Q_V = (\Phi_f + \Phi_h - \sum_i \Phi_i) / [\rho C_p (T_2 - T_1)]. \quad (6.13)$$

Потоки энергии Φ_h , Φ_f и Φ_i в (6.13) находятся соответственно по формулам (5.6), (5.17) и (5.19). Прокачка, оцениваемая по (6.13), совместно с теплопроводностью в прилегающие зоны тел, определяемой потоками Φ_i , должна обеспечивать в процессе работы опоры качения полный теплосъем с поверхности трения.

Из анализа соотношения (6.13) с учетом зависимостей по оценке составляющих потоков энергии можно видеть, что потребная прокачка отражает в себе информацию о фактическом тепловом состоянии фрикционной зоны подшипника и, вместе с тем, она является основным фактором, определяющим температурный уровень поверхностей трения. Вследствие этого потребная прокачка определяет характер фрикционного взаимодействия рабочих поверхностей подшипника и, следовательно, вид процесса изнашивания. Как показано было в главах 2 и 5, при величине прокачки, обеспечивающей температуру жидкости в зоне трения, не достигающую температуры насыщения ее паров, изнашивание рабочих поверхностей определяется в основном совокупностью механических и молекулярно-механических процессов. Если же величина прокачки обуславливает тепловой режим, при котором температура жидкости во фрикционной зоне равна или превышает температуру насыщения ее паров, то работа поверхностей трения сопровождается коррозионно-механическим изнашиванием. Таким образом, соответствие потребной величины прокачки действующим нагрузочно-скоростным параметрам опоры качения является одним из необходимых условий надежного ее функционирования на заданный ресурс.

6.2.3. Выбор оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла из условия обеспечения потребной величины прокачки

Показанное экспериментально в главе 5 падение осевого расхода (прокачки) жидкости через вращающийся подшипник качения

затрудняет обеспечение потребной прокачки, рассчитанной по соотношению (6.13). Необходимо знать, какая из испытанных конструктивных схем подшипникового узла (см.рис.5.1,*а,б*) является наилучшей с точки зрения обеспечения минимального падения осевого расхода жидкости через подшипник для заданных его кинематических и геометрических параметров. Для этого рассмотрим теоретически движение смазочно-охлаждающей жидкости через вращающийся подшипник качения с учетом влияния конструктивных схем подшипниковых узлов, изображенных на рис.5.1,*а,б*.

Для определения осевого расхода через радиальные зазоры между сепаратором и кольцами подшипника с учетом вращения будем исходить из уравнения энергии для относительно установившегося движения

$$dp + d(\rho v^2 / 2) + g\rho dH + dp_f = 0, \quad (6.14)$$

где p, H, ρ, g, p_f – давление, напор, плотность, ускорение свободного падения, потери напора (давления), обусловленные трением при течении по зазорам; $v_m = Q_v / A_\Sigma$ – среднерасходная скорость (см. главу 5).

Применим условия однозначности и сформулируем условия логического обоснования основных допущений: 1) движение в зазорах подшипника установившееся; 2) осевой расход жидкости через подшипник определяется только радиальными зазорами между сепаратором и бортами колец (эти зазоры приведены к условному суммарному зазору соотнесенному с одним из диаметров сепаратора; хотя по длине зазор неравномерен, однако в зоне наибольшей неравномерности, ограниченной дорожками качения, он частично заполнен телами качения, что позволяет полагать проходное сечение в этой зоне эквивалентным проходному сечению в зоне бортов и принять длину l зазора равной ширине подшипника B); 3) скорость потока в направлении оси вращения подшипника постоянна и равна среднерасходной скорости v_m ; 4) зазоры полностью заполнены жидкостью, т.е. коэффициент сужения струи $\varepsilon_{стр} = 1$; 5) коэффициенты сопротивления λ_ε , потеря $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ на входе в зазоры подшипника и на выходе не зависят от скорости вращения; 6) так как закон изменения плотности неизвестен, то в первом приближении можно считать, что

плотность среды сохраняет свое постоянное значение перед подшипником $\rho_1 = \text{const}$ и после него $\rho_2 = \text{const}$, а при прохождении жидкости через подшипник принимает среднее значение $\rho_m = (\rho_1 + \rho_2)/2$; 7) вращение не влияет на степень турбулизации потока.

В действительности расход определяется не только зазорами, но и числом тел качения, а коэффициенты λ_ε , $\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{вых}}$, а также степень турбулизации потока зависят от частоты вращения элементов подшипника, что учитывается введением коэффициента пропорциональности β_ω .

В уравнении (6.14) слагаемые $g \rho dH$ и dp_f выражают потери, обусловленные соответственно разностью уровней расположения и трением при течении по зазорам. Величиной $g \rho dH$, имеющей более высокий порядок малости, можно пренебречь, а величину dp_f можно выразить по известной формуле гидравлики через λ_ε , dl , δ_Σ , ρ_m и v_m . Соответствующие подстановки в уравнение (6.14) и последующие преобразования дают

$$-\int_{p_{\text{вх}}}^{p_{\text{вых}}} dp = \lambda_\varepsilon \frac{B}{2\delta_\Sigma} \rho_m \frac{Q_V^2}{2A_\Sigma^2}. \quad (6.15)$$

Пределы изменения давления для формулы (6.15) взяты с учетом того, что уравнение (6.14) относится к состоянию жидкости в зазорах подшипника, т.е. с учетом потерь давления на входе в зазоры и на выходе из них от внезапного сужения и расширения потока жидкости. Тогда

$$\begin{aligned} p_{\text{вх}} &= p_{0(1)} - \xi_{\text{вх}} \rho_m v_m^2 / 2; \\ p_{\text{вых}} &= p_{0(2)} - \xi_{\text{вых}} \rho_m v_m^2 / 2 + p_\omega, \end{aligned} \quad (6.16)$$

где $p_{0(1)}$ и $p_{0(2)}$ – давление без учета вращения на входе в зазоры подшипника и выходе из них; p_ω – давление в выходной камере подшипникового узла, обусловленное вращением, т.к. жидкость при выходе из зазоров вращающегося подшипника получает некоторую закрутку. Явление закрутки во входной камере опоры учитывать не

будем. Дело в том, что, если не создавать подкрутки жидкости за счет специальных конструктивных мер (см. главу 5), то во входной камере узла это явление проявляется существенно меньше, чем в выходной камере.

Давление p_ω и решение уравнения (6.15) найдем для обоих общих случаев течения жидкости из выходной камеры подшипникового узла (см. рис. 5.1).

Течение жидкости параллельно оси вала (см. рис. 5.1,а). Закон изменения давления в выходной камере по текущему радиусу r найдем из уравнения радиального равновесия частиц жидкости

$$dp_\omega = \rho_2 \omega_{ж}^2 r dr, \quad (6.17)$$

где $\omega_{ж}$ — угловая скорость жидкости. Выразив $\omega_{ж} = \beta_{1n} \omega_{BH}$, где β_{1n} — коэффициент пропорциональности, ω_{BH} — угловая скорость внутреннего кольца подшипника, получим после подстановки $\omega_{ж}$ в уравнение (6.17) и его интегрирования

$$p_\omega = \beta_{1n}^2 \rho_2 \omega_{BH}^2 (R_c^2 - r_c^2) / 2. \quad (6.18)$$

Из уравнения (6.15) с учетом формул (6.16) и (6.18) следует, что осевой расход для случая течения жидкости в выходной камере опоры качения параллельно оси вала определяется соотношением

$$Q_{V(n)} = \mu_0 A_\Sigma \sqrt{2(p_{0(1)} - p_{0(2)}) / \rho_m - \beta_n \bar{\rho} \omega_{BH}^2 (R_c^2 - r_c^2)}, \quad (6.19)$$

где $\mu_0 = 1 / \sqrt{\xi_{вх} + \xi_{вых} + \lambda_\varepsilon / (2\delta_\Sigma)}$ — коэффициент расхода без учета вращения подшипника, $\beta_n = \beta_{1n}^2$, $\bar{\rho} = \rho_2 / \rho_m$.

Течение жидкости под углом к оси вала (см. рис. 5.1,б). В этом случае наряду с вращением жидкости в выходной камере возникает движение ее в радиальном направлении. Для определения осевого расхода жидкости через вращающийся подшипник необходимо знать распределение давления p_2 в выходной камере узла с учетом вращения. При наличии указанного течения, пренебрегая ничтожной разностью уровней расположения, давление p_2 в выходной камере можно определить из уравнения Бернулли

$$p_{0(2)} + \rho_2 v_m^2 / 2 = p_2 + \rho_2 v_2^2 / 2,$$

откуда после некоторых преобразований получим

$$p_2 = p_{0(2)} + \beta_{1Y}^2 \rho_2 \omega_{BH} r_c^2 (R_c^2 - r_c^2) / (2R_c^2), \quad (6.20)$$

где β_{1Y} коэффициент пропорциональности для случая истечения жидкости под углом к оси вала.

Используя уравнение (6.15) с учетом (6.16) и (6.20), а также приняв $\beta_Y = \beta_{1Y}^2; \bar{r}^2 = (r_c/R_c)^2$, после соответствующих преобразований окончательно получим

$$Q_{V(Y)} = \mu_0 A_\Sigma \sqrt{2(p_{0(1)} - p_{0(2)}) / \rho_m - \beta_Y \bar{\rho} \omega_{BH} \bar{r}^2 (R_c^2 - r_c^2)}, \quad (6.21)$$

Для расчета прокачки Q_v по полученным формулам (6.19) и (6.21) необходимо знать величину коэффициентов пропорциональности β_n и β_Y . Указанные коэффициенты определим на базе теории подобия и математической обработки результатов экспериментов, описанных в главе 5.

Из анализа экспериментальных данных (см. рис. 5.2) следует, что перепад давления и осевой расход через вращающийся подшипник качения определяются скоростью вращения его элементов, т.е. в рассматриваемом процессе существенную роль играют силы инерции и нормальные поверхностные силы давления. В этом случае, как известно из теории подобия [161, 190], решающее значение имеет критерий Эйлера Eu . Следовательно, для группы подобных явлений (подшипники качения с массивным сепаратором) коэффициент β_ω в формулах (6.19) и (6.21) можно выразить как $\beta_\omega = f(Eu) = idem$, где $Eu = \Delta p_0 / (\rho_2 U_{BH}^2)$; здесь $\Delta p_0 = p_{0(1)} - p_{0(2)}$ – перепад давления на сепараторе подшипника без учета вращения; U_{BH} – окружная скорость на наружном диаметре внутреннего кольца подшипника.

По результатам испытаний подшипников на воде (см. главу 5) для каждой конструктивной схемы подшипникового узла (см. рис. 5.1, а, б) были вычислены значения коэффициентов β_n и β_Y и построены графики их изменения в зависимости от критерия Эйлера (рис. 6.5).

Аппроксимация опытных данных показала, что зависимость коэффициента β_ω от критерия Эйлера соответствует степенной функции в виде $\beta_\omega = a_\omega Eu^{e_\omega}$, где a_ω и e_ω – коэффициенты, подлежащие определению.

Математической обработкой результатов экспериментов получено:

а) для случая истечения жидкости параллельно оси вала

$$\beta_n = 2,1Eu^{0,86}, \quad (6.22)$$

б) для случая истечения жидкости под углом к оси вала

$$\beta_y = 1,21Eu^{0,86}. \quad (6.23)$$

Перестроение кривых, приведенных на рис.6.5, на графики в логарифмических координатах показало, что экспериментальные точки хорошо ложатся на прямые. Это доказывает правильность принятой функциональной зависимости. Наибольшее отклонение опытных точек от зависимостей, соответствующих формулам (6.22) и (6.23), не превышает $\pm 30\%$. Из практического приложения теории подобия известно, что иллюстрированный на графиках (рис.6.5) достаточно малый разброс точек является наглядным доказательством обобщенного характера критериальных уравнений для коэффициента β_ω , учитывающего влияние вращения на осевой расход жидкости.

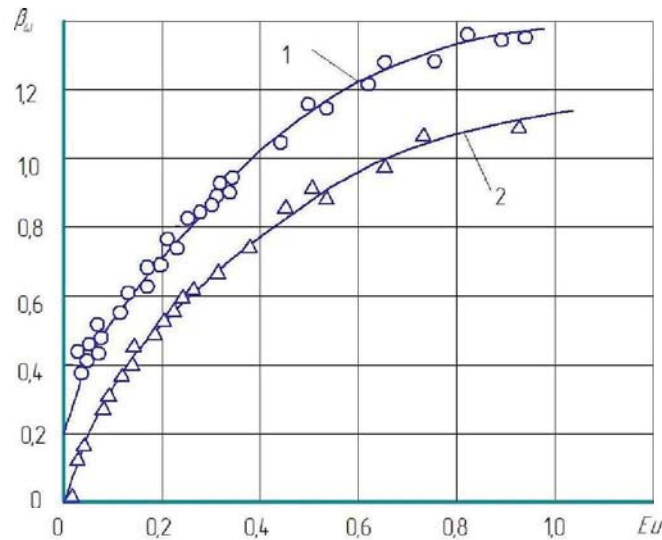


Рис.6.5. Зависимость коэффициента пропорциональности β_ω от критерия Эйлера Eu : 1- $\beta_n = f(Eu)$ – для истечения жидкости параллельно оси вала; 2- $\beta_y = f(Eu)$ – для истечения жидкости под углом к оси вала

Из анализа полученных формул (6.19) и (6.21) можно видеть, что при отсутствии вращения подшипника указанные зависимости превращаются в обычную формулу для определения расхода жидкости через гидравлическое сопротивление.

Другая интересная особенность состоит в том, что при определенном соотношении между перепадом давления на неподвижном подшипнике Δp_0 и частотой его вращения n возможно запирание проходного сечения подшипника, т.е. расход через его зазоры прекращается. Это произойдет в том случае, если в результате возрастания угловой скорости ω_{BH} подкоренные выражения в формулах (6.19) и (6.21) достигнут нулевого значения. При этом очевидно, что при условии $\beta_n \geq \beta_y$ запирание живого сечения подшипника в случае истечения жидкости параллельно оси вала наступает раньше. Указанные явления полностью подтверждены экспериментальными испытаниями подшипников (см. рис. 5.2).

Полученные на базе теории подобия и обобщения результатов экспериментов соотношения (6.19) и (6.21) для расчета прокачки позволяют выбрать оптимальную схему подшипникового узла из условия обеспечения заданной величины прокачки при минимальном перепаде давления на сепараторе из возможных значений в процессе работы подшипника, что очень важно с точки зрения обеспечения его работоспособности. Это можно видеть из рассмотрения графиков, приведенных на рис. 6.6. Графические зависимости 1, 2, 3, 4 изображают качественно согласованное с экспериментальными (рис. 5.2) и расчетными по формулам (6.19) и (6.21) данными изменение прокачки Q_V в зависимости от частоты вращения n и перепада давления Δp на сепараторе для разных конструктивных схем подшипникового узла.

Пусть, например, для обеспечения потребной величины прокачки $Q_{V(z)}$ на заданной частоте вращения n_z требуется перепад давления на подшипнике Δp_z (рис. 6.6). Для рассматриваемого случая конструктивная схема опоры с истечением параллельно оси вала не обеспечит заданную прокачку $Q_{V(z)}$, так как критическая частота вращения $n_{kp(n)}$, при которой величина прокачки через вращающийся подшипник качения сравнивается с заданной, меньше заданной частоты вращения, т.е. $n_{kp(n)} < n_z$. При схеме с истечением под углом к

оси для рассматриваемого случая заданную величину прокачки $Q_{V(Z)}$ возможно обеспечить, так как $n_{kp(y)} > n_Z$. Что же касается перепада давления на сепараторе подшипника Δp , то в данном случае схема с истечением под углом тоже более выгодна, так как $\Delta p_{kp(y)} < \Delta p_Z$, т.е. критический перепад давления для заданной частоты n_Z оказывается меньшим по сравнению с заданным, в то время как для схемы с истечением параллельно оси вала $\Delta p_{kp(n)} > \Delta p_Z$ (см. рис. 6.6).

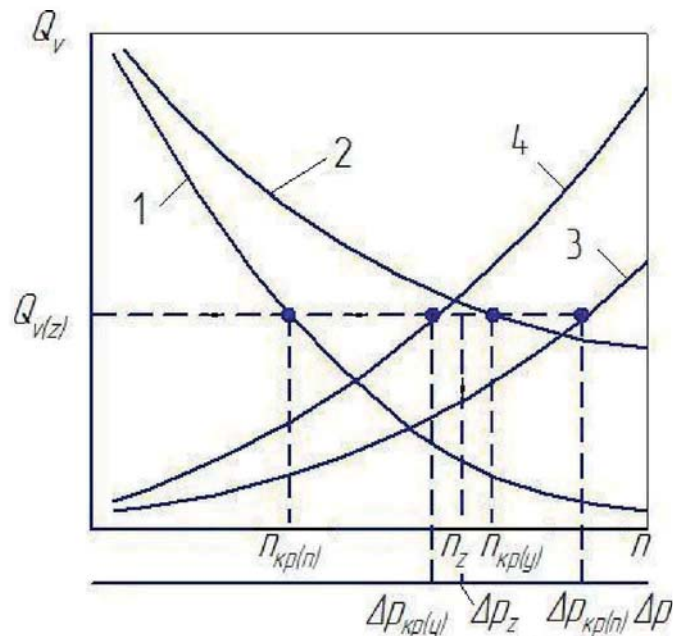


Рис. 6.6. Зависимость прокачки Q_V жидкости от частоты вращения n и перепада давления на сепараторе Δp :

$$\begin{aligned} 1 \text{ и } 2 - \{Q_{V(n)}, Q_{V(y)}\} &= f(n) \quad \text{при } \Delta p = idem, \\ 3 \text{ и } 4 - \{Q_{V(n)}, Q_{V(y)}\} &= f(\Delta p) \quad \text{при } n = idem \end{aligned}$$

Следовательно, при указанной схеме для обеспечения заданной прокачки $Q_{V(Z)}$ требуется более высокий уровень перепада, что отрицательно может сказаться на работоспособности сепаратора с точки зрения его износостойкости и прочности по переключкам.

смазочное действие граничного слоя улучшается. Этот механизм лежит в основе действия смазок при обработке металлов давлением. При высоких удельных нагрузках и повышенной активности молекул граничных слоев разрушение поверхностей происходит на большей глубине. В подобных случаях граничные слои ведут себя не как смазочные, а как способствующие интенсивному разрушению. На этом свойстве поверхностно-активных молекул основан механизм действия смазочно-охлаждающих жидкостей, применяемых при резании металлов.

Однако малая термостойкость адсорбционных слоев, как показал В.Н. Латышев [131], ограничивает диапазон действия эффекта Ребиндера при резании металлов. С ростом контактных температур кроме адсорбционно-пластифицирующего действия при деформации и разрушении возрастает роль трибохимических процессов. Преобладающим действием смазочно-охлаждающих жидкостей становится смазочно-химический эффект, сущность которого состоит в том, что под действием высоких температур и давлений, развиваемых в зоне резания, а также активирующего влияния ювенильных поверхностей стружки и заготовки, компоненты смазочно-охлаждающих жидкостей разрушаются с образованием атомов и химических радикалов (осколков молекул), вступающих в реакцию с контактными площадками резца и стружки с образованием твердых смазочных пленок, что облегчает условия резания и повышает стойкость инструмента.

Г.В. Виноградовым и Ю.Я. Подольским выполнены исследования по изучению механизма смазочного действия при тяжелых режимах работы, обуславливающих режим трения, близкий к граничному [32, 44 – 46, 162]. Ими было показано, что с переходом к тяжелым режимам трения возрастает значение химического взаимодействия смазочных сред и поверхностей трения, а также их химического модифицирования. Смазки являются источниками, поставляющими к поверхностям трения вещества (например кислород, серу, хлор, фосфор и т.п.), вступающие в химические реакции с твердым телом и создающие необходимый градиент механических свойств по И.В. Крагельскому. Показано также, что на физико-химические процессы в зоне фрикционного контакта оказывает влияние и химический состав металлических поверхностей.

Разработанный метод определения величины прокачки через вращающийся подшипник качения и выбора оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла апробирован в модельных и натурных условиях и внедрен в практику.

6.2.4. Выбор оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла из условия снижения потерь на трение

Большие объемы прокачиваемой маловязкой смазочно-охлаждающей жидкости через опору качения требуют при конструировании подшипниковых узлов применения нетрадиционных конструктивных решений, обеспечивающих создание таких условий при прокачке заданного количества жидкости, чтобы потери мощности на трение, например за счет гидродинамических сопротивлений при работе подшипника, были минимальны и исключали бы перегрузку, повышенный износ и повреждение сепаратора. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют (см. рис.5.5 и 5.6), что наилучшей с этой точки зрения является конструктивная схема с входной камерой, имеющей впускные отверстия для жидкости на уровне верхнего зазора между сепаратором и наружным кольцом подшипника, расположенные под углом α_ϕ относительно его торцевой плоскости в сторону вращения (см. рис. 5.1,б,в). Однако проведенными экспериментами не установлено, какой величиной выполнять угол α_ϕ для конкретного подшипника качения и заданной частоты вращения и на каком расстоянии от оси вращения R_ϕ располагать смазочные каналы.

Определение положения смазочных каналов произведем из условия рассмотрения закономерностей течения во входной и выходной камерах коллекторов (см.рис.5.1,б,в) маловязкой жидкости [3], которую в первом приближении можно рассматривать как идеальную. В этом случае, как известно из законов гидрогазодинамики [133, 161], ввиду незначительности сил трения между частицами жидкости момент количества движения любой ее частицы относительно оси вращения остается неизменным от входа в камеру до выхода из нее. Тогда на основании закона сохранения момента количества движения можно записать (см.рис.5.1,в) $v_{ax} R_\phi \cos \alpha_\phi = v_U r_m$, откуда можем найти

$$R_\phi = v_U r_m / (v_{ax} \cos \alpha_\phi), \quad (6.24)$$

где $r_m = (D + d)/4$ – средний радиус подшипника;
 $v_U = \pi(D + d)n/2$ – окружная скорость жидкости на радиусе r_m ;
 $v_{ax} = 4Q_V / (\mu_\phi i_\phi \pi d_\phi^2)$ – скорость входа жидкости в камеру коллектора; μ_ϕ , d_ϕ – соответственно коэффициент расхода и диаметр смазочного канала; i_ϕ – количество смазочных каналов.

Подставляя в формулу (6.24) найденные значения входящих величин, окончательно получим

$$R_\phi = \mu_\phi i_\phi \pi^2 d_\phi^2 (D + d)^2 n / (32 Q_V \cos \alpha_\phi). \quad (6.25)$$

Угол α_ϕ определим из треугольника скоростей на выходе из смазочных каналов или на входе в них (см. рис. 5.1, в):

$$\sin \alpha_\phi = v_a / v_{ax}, \quad (6.26)$$

где $v_a = Q_V / (\mu_\kappa S_\kappa) = 4Q_V / [\mu_\kappa \pi (D_{\kappa(n)}^2 - D_{\kappa(B)}^2)]$ – осевая скорость в камере коллектора; здесь μ_κ – коэффициент расхода при движении жидкости в камере коллектора.

Подставляя в формулу (6.26) значения входящих величин и вводя коэффициент $K_\alpha = \mu_\phi / \mu_\kappa$, найдем после преобразований

$$\sin \alpha_\phi = K_\alpha i_\phi d_\phi^2 / (D_{\kappa(n)}^2 - D_{\kappa(B)}^2)$$

или для угла α_ϕ получим соотношение

$$\alpha_\phi = \arcsin [K_\alpha i_\phi d_\phi^2 / (D_{\kappa(n)}^2 - D_{\kappa(B)}^2)]. \quad (6.27)$$

Коэффициент K_α в соотношении (6.27) как отношение коэффициентов расхода μ_ϕ и μ_κ в первом приближении можно оценить так же, как отношение скоростей v_{ax} и v_a . Но отношение скоростей в каждом соседнем участке гидравлического тракта согласно [161] обратно пропорционально корню квадратному из отношения коэффициентов потерь кинетической энергии потока ξ_1 и ξ_2 – соответственно для узкой и широкой частей гидравлического тракта, т.е. при внезапном расширении. Следовательно, можем записать $K_\alpha = \mu_\phi / \mu_\kappa \cong \sqrt{\xi_2 / \xi_1}$. Для известных типоразмеров подшипников качения, применяемых для работы в среде маловязких рабочих жидкостей, значение так называемой степени расширения n_ξ , взятое

как отношение площади поперечного сечения камеры A_k к площади поперечного сечения смазочных каналов $i_\phi A_\phi$, находится примерно в пределах $n_\xi = 50 \dots 100$, что соответствует величине $\sqrt{\xi_2/\xi_1}$, приведенной в [161]. Таким образом, можно принять $K_\alpha = (0,5 \dots 1)10^2$.

Результаты экспериментов по испытанию подшипников качения (см.рис.5.6) показали, что затраты мощности на привод подшипника для конструктивной схемы с наклоном впускных каналов в сторону вращения под углом α_ϕ ниже в 1,5...2 раза по сравнению со схемой без наклона. Полученный эффект снижения мощности трения подшипника объясняется следующим образом. При работе подшипника смазочно-охлаждающая жидкость подается под давлением через входные каналы во входную камеру (см.рис.5.1,б,в). Так как указанные каналы расположены под углом наклона α_ϕ к торцевой плоскости подшипника в сторону вращения, то жидкость в камере закручивается в ту же сторону и входит в радиальные зазоры между сепаратором и кольцами с кинетической энергией, близкой к кинетической энергии сепаратора при его вращении. Далее закрученная жидкость выбрасывается в выходную камеру и по ходу винтового движения через расположенные на выходе смазочные каналы сливается далее по тракту.

Указанное закрученное движение жидкости через полость опоры улучшает также теплоотвод из зоны трения, о чем свидетельствуют экспериментальные данные, приведенные на рис.5.5. Из анализа графиков можно видеть, что для конструктивной схемы с наклоном смазочных каналов под углом α_ϕ , обеспечивающей наилучшую закрутку потока, температура наружного кольца T_n ниже температуры жидкости на выходе из подшипника T_2 , в то время как для других схем – наоборот.

Таким образом, разработанные зависимости (6.25) и (6.27) позволяют выбирать конструктивную схему подшипникового узла с вполне определенным расположением отверстий для подачи и слива жидкости, которое учитывает кинематические и геометрические параметры подшипника качения, геометрию подшипникового узла и расходные характеристики потока жидкости. Указанное обеспечивает работу подшипника с минимально возможными затратами мощности на его привод.

6.2.5. Метод расчета системы смазки и охлаждения подшипников качения

Результаты проведенных исследований показывают существенное значение системы смазки и охлаждения в вопросе обеспечения работоспособности подшипников качения, т.к. от степени совершенства последней зависят такие важные трибологические характеристики, как коэффициент трения, температура поверхностей трения, потери на привод подшипника и, в конечном счете, долговечность по износостойкости его деталей. Поэтому система смазки и охлаждения должна отвечать нагрузочно-скоростным и геометрическим параметрам опоры качения и соответствовать расходным характеристикам потока прокачиваемой жидкости.

Обобщая результаты проведенных исследований, можно наметить следующий путь проекторочного расчета системы смазки и охлаждения подшипников качения при использовании маловязких смазочных сред:

1) по температуре смазочной среды на входе в подшипник T_1 с учетом соотношений (5.21) оценивают температуру жидкости T_2 на выходе из подшипника и температуру наружного кольца подшипника T_n ;

2) по нагрузочно-скоростным и геометрическим характеристикам подшипника для заданной жидкости методом последовательных приближений определяют с учетом зависимостей (5.20) и (6.13) температуру поверхностей трения подшипника T , минимально необходимое давление жидкости во входной камере подшипникового узла $p_{1\min}$ и величину потребной прокачки жидкости Q_V ;

3) используя литературные данные (формулы для течения в узкой щели) или опытным путем (проливкой подшипника на несложном гидростенде) находят коэффициент расхода μ_0 и перепад давления Δp_0 для неподвижного подшипника;

4) исходя из конструктивной схемы подшипникового узла, определяющей течение жидкости в выходной камере, а также размеров подшипника и заданной частоты вращения, по формулам (6.19) и (6.21) с учетом (6.22) и (6.23) оценивают фактическую величину прокачки и сравнивают ее с потребной, при этом выбирают ту из анализируемых схем, которая обеспечивает равенство фактической прокачки с потребной на заданном скоростном режиме работы;

5) выбирают входную часть конструктивной схемы подшипникового узла, формирующей течение на входе в зазоры подшипника, для этого:

а) оценивают диаметр смазочных каналов d_ϕ и их количество i_ϕ на основе известной формулы гидравлики:

$$Q_V = \mu_\phi i_\phi (\pi d_\phi^2 / 4) \sqrt{2 \Delta p / \rho};$$

б) определяют по соотношению (6.27) необходимый угол наклона осей смазочных каналов α_ϕ ;

в) находят по формуле (6.25) радиальную координату расположения R_ϕ осей смазочных каналов относительно оси вращения подшипника.

Разработанный метод позволяет для заданных подшипника качения, его режимных параметров и рода жидкости рассчитать оптимальные характеристики системы смазки и охлаждения – величину потребной прокачки, обеспечивающей необходимый тепловой режим подшипника; минимально необходимое давление среды в полости опоры, предотвращающее развитие кавитационных явлений, а также выбрать конструктивную схему опоры качения, обеспечивающую минимальное снижение осевого расхода через вращающийся подшипник до уровня не ниже, чем потребная прокачка, и минимальные потери мощности на трение. В конечном счете указанное позволяет обеспечить заданную долговечность подшипников качения по износостойкости и существенно повысить в целом их надежность при эксплуатации.

6.3. Расчет и выбор подшипников качения для работы в среде маловязких жидкостей

6.3.1. Выбор подшипников качения

К выбору подшипников качения, предназначенных для работы в среде маловязких жидкостей, современная техника предъявляет особые требования. Исходя из заданных условий эксплуатации при выборе подшипников, как обычно, учитывают величину и направление нагрузки, характер приложения нагрузки, частоту вращения, требуемую долговечность, при этом уделяют особое внимание смазочно-охлаждающей среде, ее физическим, теплофизическим свойствам и

химической активности. Указанные свойства определяют не только условия на контакте, температурное состояние подшипника и др., но и во многом обуславливают конструкцию как самого подшипника качения, так и подшипникового узла.

Практика применения подшипников качения и результаты исследований, приведенные в [47, 90, 230] показали, что для подшипников качения, работающих в среде топливных жидкостей, целесообразно применять стали ШХ15 и ЭИ-347Ш с массивным сепаратором, выполненным из бронзы, текстолита или полиамида специальных марок. Для работы в водной среде рекомендуются подшипники из коррозионно-стойкой стали 95Х18Ш также с бронзовым, текстолитовым или полиамидным сепаратором. Химически более активные среды, нежели вода, например, кислоты, щелочи и др. обуславливают выполнение колец и тел качения из кислотостойкой стали Х32Н8 со специальной термообработкой [47], а сепараторов из таких материалов, как фторопласт-4 и фторопласт-40П и их композиции с наполнителями, которые имеют более высокие износостойкость, антифрикционность, теплопроводность и приемлемые характеристики по прочности, хладотекучести и термическому изменению размеров по сравнению с чистым фторопластом.

Особую сложность вызывает обеспечение работоспособности подшипников качения при работе в среде криогенных жидкостей – кислороде, азоте и водороде. Кроме низкой вязкости и глубоких низких температур (до -253°C) условия функционирования подшипников осложняются применением их при высоких частотах вращения (до $12 \cdot 10^4$ об/мин), а при работе в жидком кислороде дополнительно усугубляются еще и химической активностью среды (см. главу 2). Для эксплуатации в этих условиях хорошо зарекомендовали себя подшипники, у которых кольца и тела качения выполнены из стали 95Х18Ш, и сепаратор – из фторопласта-4 с усилением клепкой или его композиций с наполнителями Ф-4С15, Фн-202, флубон-20, суперфлувис и др.

Другой особенностью конструкций шариковых подшипников качения, как показали исследования, является выполнение повышенного развала желобов колец – радиус желоба внутреннего кольца $R_e = (0,52 \dots 0,53)D_w$, наружного – $R_n = (0,53 \dots 0,54)D_w$ вместо $R_e = R_n = 0,51D_w$, рекомендуемых для стандартного исполнения, здесь

D_w – диаметр шарика. Внутренние зазоры шарикоподшипников – радиальный и осевой, также выполняются повышенными. Указанные особенности конструкции и непрерывная прокачка смазочно-охлаждающей жидкости через вращающийся подшипник улучшают условия работы за счет облегчения удаления из него всех продуктов износа.

Весьма важным для шариковых подшипников является проверка на отсутствие выкатывания шариков при работе на кромки бортиков колец. Проверка производится на основе геометрических соотношений, полученных из рассмотрения положения шарика, имеющего максимальное усилие в контакте (рис. 6.7).

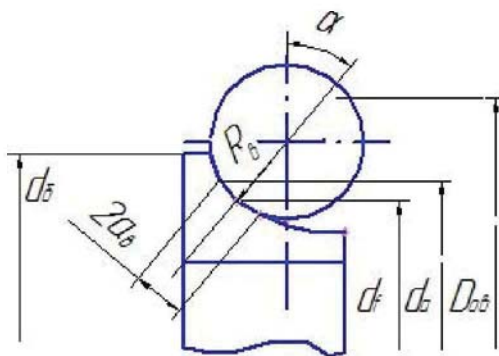


Рис.6.7. Положение площадки контакта шарика с желобом внутреннего кольца

Для этих условий размеры большой полуоси площадки контакта соответственно для внутреннего кольца a_v и наружного кольца a_n могут быть определены по формулам [42]:

$$a_v = K_{av} \sqrt[3]{F_N R_{npv} / E_{np}}; \quad a_n = K_{an} \sqrt[3]{F_N R_{npr} / E_{np}},$$

где F_N – нормальная сила на тело качения; R_{npv} и R_{npr} – приведенный радиус соответственно при контакте шарика с внутренним кольцом и наружным; E_{np} – приведенный модуль упругости контактируемых тел; K_{av} и K_{an} – коэффициенты, учитывающие кривизну поверхностей контактирующих тел.

Условие отсутствия выкатывания шарика на кромку бортика внутреннего кольца имеет вид $d_b > d_a$. При этом диаметр на внешнем

крае эллипса площадки контакта d_a (рис.6.7) определяется по формуле

$$d_a = D_{ов} - 2(R_{\theta} \cos \alpha - a_{\theta} \sin \alpha).$$

Условие отсутствия выкатывания на кромку бортика наружного кольца определяется как $D_a > D_{\theta}$. Здесь

$$D_a = D_{OH} + 2(R_H \cos \alpha - a_H \sin \alpha),$$

D_{θ} – диаметр бортика наружного кольца.

6.3.2. Расчет на прочность сепаратора и его зазоров плавания и центрирования

Расчетная оценка прочности элементов конструкции сепаратора производится в основном для быстроходных подшипников качения, эксплуатируемых либо в криогенных средах, либо при повышенных температурах жидкостей [47, 2, 30]. В силу специфики условий работы для криогенных сред применяют, как указано выше, подшипники качения с фторполимерными массивными сепараторами. Эти обстоятельства, а также жесткие режимные условия работы обуславливают сложность обеспечения работоспособности подшипников качения и, в особенности, их сепараторов.

Обычно применяемые конструктивные схемы полимерных массивных (цельных) сепараторов показаны на рис.6.8.

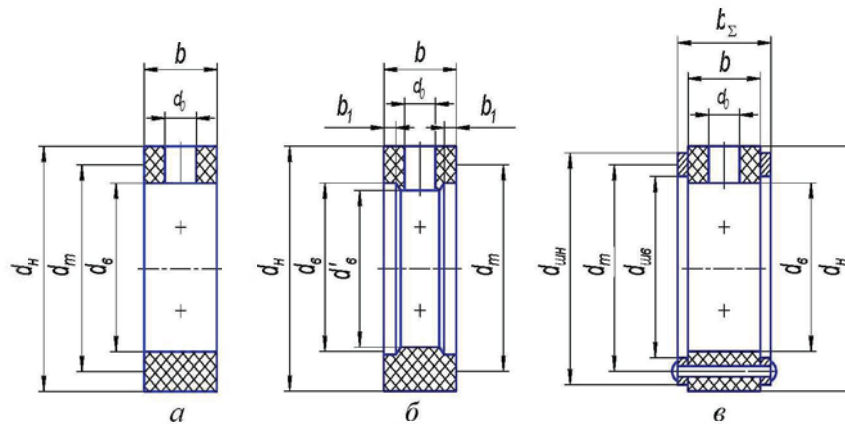


Рис.6.8. Конструктивные схемы полимерных сепараторов:
а – массивный (цельный) сепаратор; б – сепаратор с усилением по внутреннему диаметру; в – сепаратор с заклепками

Вариант а – имеет простую прямоугольную форму поперечного сечения, что очень важно с точки зрения выполнения его размеров с высокой точностью, обеспечивающих необходимые зазоры плавания и центрирования, а также минимальный дисбаланс при высокой частоте вращения. Кроме того, данная конструкция сепаратора является наиболее рациональной из трех рассматриваемых по условиям обеспечения прокачки смазочно-охлаждающей жидкости через подшипник.

Вариант б – данное конструктивное исполнение сепаратора, несмотря на его некоторое усиление по перемычкам на внутреннем диаметре, уступает по технологичности варианту *а* и по возможности получения точных и одинаковых размеров диаметров поясков центрирования для случая, если центрирование осуществляется по внутреннему диаметру d_e . При центрировании по наружному диаметру d_n данный вариант конструктивного исполнения предпочтителен с точки зрения повышения его прочностных характеристик. Однако эта конструкция сепаратора повышает гидродинамическое сопротивление и ухудшает условия прокачки смазочно-охлаждающей среды через вращающийся подшипник качения.

Вариант в – характерен тем, что присоединение боковых металлических шайб, связанных заклепками, обеспечивает меньшую общую температурную усадку сепаратора и, следовательно, возможность центрирования как по внутреннему, так и по наружному диаметрам. Здесь необходимо помнить, что в условиях высоких частот вращения и глубоких низких температур, обуславливающих возникновение высоких центробежных сил инерции и термических усилий, это конструктивное исполнение не всегда может обеспечить требуемые запасы прочности.

При работе в указанных условиях на сепаратор подшипника качения вариантов *а* и *б* действуют следующие усилия:

- центробежная сила инерции, вызываемая вращением ротора узла с частотой вращения n ;
- сила от перепада давления Δp на сепараторе, при котором осуществляется прокачка смазочно-охлаждающей жидкости;
- сила сопротивления вращению сепаратора (гидродинамическая, сила трения и др.).

Напряженное состояние вращающегося сепаратора, возникающее от действия центробежных сил инерции, можно оценить по зависимостям [175]:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= C \left[1 + K^2 \left(1 - \frac{1}{\rho^2} \right) - \rho^2 \right], \\ \sigma_\theta &= C \left[1 + K^2 \left(1 + \frac{1}{\rho^2} \right) - q\rho^2 \right],\end{aligned}\tag{6.28}$$

где σ_r и σ_θ – радиальные и окружные напряжения соответственно;

$C = K_0 \frac{3 + \mu_c}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega_c^2 r_H^2$, $K = \frac{r_e}{r_H}$, $\rho = \frac{r}{r_H}$, $q = \frac{1 + 3\mu_c}{3 + \mu_c}$; K_0 – коэф-

фициент, учитывающий влияние на прочность сепаратора гнезд тел качения; μ_c, γ, g – коэффициент Пуассона, удельный вес и ускоре-

ние свободного падения соответственно; r_e, r_H – внутренний и на-

ружный радиусы сепаратора соответственно; $\omega_c = \frac{\pi n_c}{30}$ – угловая

скорость сепаратора; $n_c = \frac{n}{2} \left(1 - \frac{D_W \cos \alpha}{d_m} \right)$, здесь n – заданная час-

тота вращения ротора, n_c – частота вращения сепаратора; D_W и d_m – диаметр тела качения и средний диаметр сепаратора; α – угол контакта подшипника.

Величина напряжений σ_r и σ_θ , рассчитываемых по соотношениям (6.28) на внутреннем r_e , среднем r_m и наружном r_n радиусах сепаратора и характер их изменения показан на рис.6.9. Видно, что наибольшие напряжения от действия центробежных сил инерции возникают на внутреннем диаметре сепаратора.

Сила от перепада давления Δp на сепараторе вызывает напряжения изгиба в продольных перемычках на одном из торцов сепаратора. Оценку этих напряжений можно получить, рассматривая перемычку как балку, защемленную с двух сторон, и решая ее как

На химизм взаимодействия смазочного материала и металлических поверхностей трения в явлениях задира указывает К.И.Климов [99]. Им предпринята попытка обосновать расчет узлов трения на задиры с учетом скорости разложения масел в зоне трения, т.е. скорости химических превращений масла в конечные продукты, не способные выполнять функции жидкой смазки. В качестве критерия задира предложено принять скорость разложения масла, равную или превышающую скорость его поступления в зону трения.

В более общей постановке физико-химические процессы при трении являются традиционной областью исследований [22, 45, 46, 109, 111, 113, 114, 115, 134, 151, 155, 173, 185, 201, 251, 255, 271]. Общий взгляд на это явление сводится к тому, что деформация трением приводит поверхностные слои твердых тел в аномальное неравновесное, неустойчивое состояние и сопровождается значительным увеличением энергии поверхности, высокой концентрацией дефектов кристаллического строения и искажением решетки. Вследствие этого усиливаются релаксационные процессы, обусловленные трансформацией электронной структуры атомов, кинетическими эффектами перемещения дефектов кристаллической решетки и др., происходит рассеяние энергии (тепловое, электронное, фононное и др.), а неупорядоченное движение атомов, точечных, линейных и других дефектов заменяется движением направленным. При этом перемещающиеся атомы вещества и дефекты стремятся избавиться твердое тело от возникшей неравновесности и избыточной свободной энергии. Указанная активация поверхностей при трении играет определяющую роль в протекании процессов адсорбции, диффузии и химических реакций.

Изучению химических реакций, активируемых механическим воздействием, посвящен новый раздел науки – механохимия или трибохимия [141, 263]. Образование различных структур на поверхностях трения происходит в крайне неравновесных условиях. Трибоактивация вызывает резкое повышение энтропии и энтальпии в поверхностных микрообъемах твердых тел, что резко изменяет константы равновесия реакций. В этих условиях происходит существенное отклонение от законов равновесной растворимости, что обуславливает протекание химических реакций и образование химических соединений [263, 113].

статически неопределимую систему. Изгибающий момент и напряжения для такой балки будут равны:

$$M = \frac{F_n l}{8}; \quad \sigma_u = \frac{M}{W_n},$$

где $F_n = \pi(r_n^2 - r_s^2) \Delta p / z_n$ – усилие на перемычку; l – длина перемычки; W_n – момент сопротивления среднего сечения перемычки; z_n – количество перемычек.

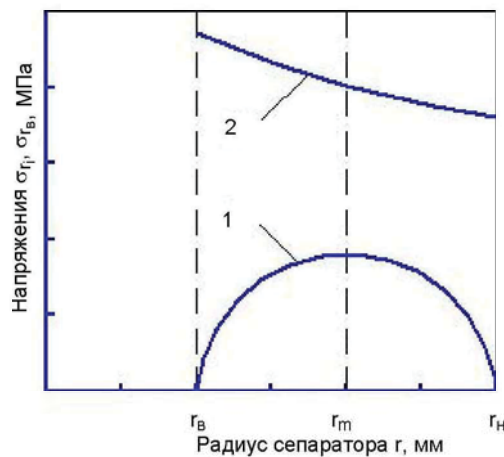


Рис. 6.9. Характер изменения напряжений по радиусу сепаратора:
1 – радиальных σ_r , 2 – окружных σ_θ

Сила сопротивления вращению сепаратора F_c создает напряжения растяжения в его продольных перемычках. Указанную силу можно рассматривать как состоящую из трех составляющих. Предполагается, что одна из составляющих F_v возникает при работе сепаратора как подшипника скольжения между центрирующими диаметрами бортиков соответствующего кольца и соответствующим диаметром сепаратора; вторая составляющая F_w – за счет преодоления сил трения между диаметрами качения и гнездами сепаратора и третья составляющая F_h – это сила преодоления гидродинамического сопротивления при вращении сепаратора как диска в жидкостной среде (см. главу 5).

Напряжения растяжения, создаваемые силой F_c в продольных перемычках, можно оценить по формуле

$$\sigma_p = F_c / (2z_n s_n),$$

где s_n – площадь поперечного среднего сечения перемычки.

Из анализа напряженного состояния вращающегося сепаратора следует, что наиболее нагруженным его элементом являются продольные перемычки. При этом максимальные напряжения в них возникают на внутреннем диаметре (см. рис.6.9). Поэтому запас прочности необходимо оценивать по действующим суммарным напряжениям $\sigma_\Sigma = \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{\mu\mu} + \sigma_p$ и предельному напряжению для материала сепаратора, взятому при рабочей температуре узла.

Работа подшипника качения в сложных силовых и температурных условиях приводит к изменению размеров его деталей. Если под воздействием центробежных сил инерции происходит увеличение диаметров сепаратора и вращающегося внутреннего кольца, то под воздействием захлаживания до глубоких низких температур может иметь место их существенное уменьшение. Одновременно при этом искажается форма гнезда сепаратора и изменяются размеры колец и тел качения. Изменение указанных размеров, например для условий захлаживания, можем определить по следующим расчетным зависимостям [166]:

– увеличение диаметров от центробежных сил инерции

$$\Delta d_\sigma = \frac{d}{E} (\sigma_\theta - \mu \sigma_r);$$

– уменьшение диаметров от изменения температуры

$$\Delta d_T = \alpha_t d \Delta T;$$

– изменение диаметра гнезда сепаратора в направлении, перпендикулярном оси вращения

$$\Delta d_0 = \Delta d_{0F} - \Delta d_{0T};$$

– искажение формы гнезда сепаратора в направлении, параллельном оси вращения

$$\Delta d'_0 = -\mu_c \Delta d_{0F} - \Delta d_{0T};$$

здесь α_t – коэффициент линейного расширения, Δd_{0F} и Δd_{0T} – приращения диаметра гнезда, обусловленные воздействием соответственно растягивающей силы и охлаждением рабочего узла подшипника.

На основании полученных изменений размеров деталей подшипника с учетом вектора их направлений определяются рабочие и начальные (чертежные) размеры сепаратора, зазоры плавания и центрирования и диаметр гнезда сепаратора. При этом диаметры бортиков колец и тел качения принимаются равными полученным из условия обеспечения долговечности и невыхода тел качения на кромки бортиков в рабочих условиях.

Несколько иной расчетный анализ по сравнению с рассмотренным представляет собой алгоритм расчета сепаратора клепаной конструкции (см. рис. 6.8, в). В данном случае наряду с вышеуказанным комплексом усилий в условиях низких или повышенных температур узла трения на сепаратор подшипника дополнительно воздействует сила от перепада температур ΔT , связанная с различием коэффициентов линейного расширения полимерного и металлического материалов элементов конструкции сепаратора.

Вышеперечисленный комплекс усилий обуславливает в элементах сепаратора сложное напряженно-деформированное состояние. Так, центробежная сила инерции вызывает напряжения растяжения и деформации расширения полимерного кольца и металлических шайб сепаратора, то время как при высоком перепаде температур, например при захлаживании криогенной средой, в сепараторе возникает сила взаимодействия, которая, с одной стороны, стремится растянуть в радиальном направлении полимерное кольцо, а с другой стороны – сжать металлические боковые шайбы, изгибая при этом заклепки и поперечные перемычки полимера (см. рис. 6.8, в). В заклепках, наряду с напряжениями изгиба, возникают также напряжения среза в сечениях у головок. При работе, кроме указанных напряжений, на заклепки действуют напряжения растяжения от перепада давления жидкости на сепараторе.

Расчетный анализ сепаратора клепаной конструкции проводится в среднем радиальном сечении, где возникают радиальные напряжения от усилий взаимодействия полимерного кольца и металлических шайб с заклепками. Из рассмотрения условия совместности деформаций металлических шайб и полимерного кольца сепаратора определяется усилие взаимодействия между ними; рассчитываются напряжения растяжения в полимере и сжатия в шайбе, находятся перемещения этих элементов – как температурные, так и от усилий взаимодействия, а также суммарные перемещения.

Напряжения изгиба, возникающие в поперечной полимерной перемычке и заклепке, определяются как для составной статически неопределимой системы – балки. Учитывая, что при совместном изгибном деформировании заклепки и полимерной перемычки их жесткости суммируются, а нагрузка, приходящаяся на каждый из этих элементов, пропорциональна их жесткости, рассчитываются указанные усилия, наибольший момент в середине пролета, напряжения изгиба в поперечных перемычках полимерного кольца и в заклепках, а также напряжения среза в сечениях у головок заклепок. Далее, предполагая, что все осевое усилие на сепаратор от перепада давления передается через заклепки, определяются напряжения растяжения в теле каждой из них. Имея в виду, что в сечениях у головок заклепок действуют напряжения среза τ_{cp} и растяжения σ_p , а в средней части полимерных перемычек и заклепок – напряжения изгиба - σ_u и растяжения σ_p , находятся соответственно приведенные напряжения по теории максимальной энергии формоизменения $\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{cp}^2}$ и суммарные напряжения $\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_u$. С учетом указанных напряжений оцениваются запасы прочности элементов конструкции сепаратора для заданных условий эксплуатации.

6.3.3. Расчет подшипников качения на долговечность

Метод расчета подшипников качения, работающих в среде маловязких жидкостей, в настоящее время предполагает двухстадийную схему оценки долговечности. На основании результатов исследований [230] можно рекомендовать следующий порядок расчета.

После выбора типоразмера подшипника качения с учетом вышеизложенных особенностей производится оценка его долговечности в миллионах оборотах вращающегося кольца по стандартной методике расчета (ГОСТ 18855-94):

$$L = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (6.29)$$

где a_1, a_2, a_3 – коэффициенты, учитывающие соответственно уровень надежности, свойства материала и эксплуатационные условия; m – показатель степени, имеющий значение $m=3$ – для шарикоподшипников и $m=3,33$ – для роликоподшипников; C – динамическая грузоподъемность, выбираемая в зависимости от типоразмера под-

шипника качения [156,163]; P – приведенная динамическая нагрузка, определяемая по зависимостям:

$$P = F_r V K_\sigma K_T \text{ – для радиальных подшипников,}$$

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_\sigma K_T \text{ – для радиально-упорных подшипников,}$$

$$P = F_a K_\sigma K_T \text{ – для упорных подшипников,}$$

здесь F_r и F_a – постоянные по величине и направлению радиальная и осевая нагрузки; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно [204,205]; K_σ и K_T – коэффициент безопасности и температурный коэффициент соответственно, первый из них учитывает характер нагрузки на подшипник – спокойная, вибрационная, ударная; второй – учитывает влияние понижения твердости рабочих поверхностей при повышенных температурах на контактную выносливость подшипниковых сталей; V – коэффициент вращения, принимаемый равным $V=1$ – при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах и $V=1,2$ – при вращающемся наружном и неподвижном внутреннем.

Расчетное значение номинальной долговечности в часах определяется согласно стандартной методике расчета по формуле

$$L_h = 10^6 L / (60n), \quad (6.30)$$

где n – частота вращения кольца подшипника в об/мин.

Учитывая, что подшипники качения, предназначенные для эксплуатации в среде маловязких рабочих жидкостей, работают в режиме резко выраженного граничного трения и подвержены повышенным износам (см. главу 2), их необходимо рассчитывать также на долговечность по износостойкости (см. главы 5 и 6). Расчеты можно проводить в форме проверочного после того, как выбран типоразмер подшипника и произведена оценка на контактную усталость по соотношениям (6.29) и (6.30).

Для расчета интенсивности изнашивания I_h по формуле (6.2) на основе анализа взаимодействия элементов подшипника в зоне контактирования и с прокачиваемой через него средой определяют составляющие источников и стоков энергии во фрикционной зоне:

- потери на трение в местах контактирования подшипника по формуле (5.17);
- потери на гидродинамическое сопротивление по соотношению (5.6);

- энергообмен с прокачиваемой через подшипник смазочно-охлаждающей средой по уравнению (5.18);
- тепловые потоки с поверхностей трения в прилегающие зоны тел по соотношению (5.19).

На основании полученных данных оценивают температуру T поверхностей трения по формуле (5.20) и сравнивают ее с температурой насыщения паров T_s прокачиваемой через подшипник смазочно-охлаждающей жидкости. В зависимости от соотношения этих величин выбирают по табл. 6.1 и 6.2 коэффициенты пропорциональности K и показатель степени a для расчета интенсивности изнашивания I_h подшипника. Затем рассчитывают путь трения и допустимую наработку подшипника соответственно по формулам (6.3) и (6.4).

После расчетной оценки долговечности по износостойкости подшипника проводится расчетный анализ опоры качения в целом с целью выбора оптимальной конструктивной схемы подшипникового узла и системы смазки и охлаждения подшипника (см. парагр. 6.2).

6.3.4. Некоторые общие принципы и методология повышения ресурса и надежности тяжело нагруженных подшипников качения

Как показано в главе 1, развитие некоторых современных отраслей машиностроения – авиационной, космической энергетической и др., ставит задачу обеспечения работоспособности опор качения в экстремальных условиях: диапазоне температур от криогенных (-253°C) до высоких плюсовых ($+300^{\circ}\text{C}$), при высоких нагрузочно-скоростных параметрах с $d_m \cdot n = 3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин в среде маловязких топливных жидкостей. В настоящее время, когда подшипники качения не всегда могут обеспечивать необходимые рабочие характеристики технических объектов, все большее внимание должно уделяться разработке новых технических решений и различного рода мероприятий по повышению их ресурса и надежности. Ранее, поскольку производство подшипников качения было сосредоточено в отдельной отрасли промышленности, непрерывному развитию этой отрасли способствовали исследования, выполняемые научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности (ВНИПП). Однако в настоящее время ВНИПП, вследствие перестроечных причин и реструктуризации отрасли, оказался практически

без средств, необходимых для серьезных исследовательских работ. На подшипниковых заводах существующая система мониторинга состояния опор качения в изделиях различных отраслей промышленности пассивна и статична. Она построена только на учете обратной связи от потребителя и предполагает в рамках существующих конструкций и технологий устранение сделанных потребителем замечаний за счет незначительной корректировки фрагментов опасных элементов деталей подшипников. В расчетной практике, кроме уточнения схем нагружения подшипников и корректирующих коэффициентов, учитывающих эти схемы, условия смазывания и некоторые свойства материалов, пока ничего не предложено. Сейчас, справедливости ради, можно сказать, что намечается тенденция проводить расчеты подшипников качения по базовым напряжениям [42]. Однако для этих расчетов недостаточно экспериментальных данных по усталостным и триботехническим характеристикам материалов.

В сложившихся условиях очевидно, что необходимы нетрадиционные комплексные подходы к повышению ресурса и надежности опор качения, существенным образом упреждающие требования потребителей по названным показателям. Возможности комплексного подхода к повышению ресурса и надежности могут быть реализованы на основе изыскания не только нетрадиционных и принципиально новых технических решений и конструктивных схем, но и новых методов расчетов и испытаний. Конструктор в процессе поиска функциональных решений должен стремиться к тому, чтобы обеспечить работу силовых элементов подшипника под нагрузкой в области безопасного уровня контактных напряжений по всей поверхности профиля беговых дорожек. Для этого, учитывая широкие возможности современной технологии, необходимо разрабатывать оптимальные методы профилирования рабочих дорожек колец подшипников с учетом градиентов полей напряжений и температур, ожидаемого уровня вибраций, а также возможного значительного изменения теплофизических свойств поверхностных и приповерхностных слоев материалов контактируемых тел.

Снижения затрат мощности трения в опоре качения до 50% и, следовательно, ее теплонапряженности, можно достичь путем применения бессепараторных подшипников качения [6], в которых трение скольжения заменено на трение качения между несущими (основными) телами качения и сепарирующими роликами. На рис.6.10

показано конструктивное выполнение шарикового и роликовых подшипников качения. Для примера на рис.6.10,*г* показан роликовый подшипник, у которого беговые дорожки выполнены совмещенными с элементами конструкции узла изделия. Кроме указанных преимуществ в рассматриваемых подшипниках качения будет отсутствовать такой дефект, как износ и поломка сепаратора, зачастую имеющий место в подшипниках обычной конструкции. И, как показала оценка на модели такого подшипника, улучшаются его виброакустические характеристики.

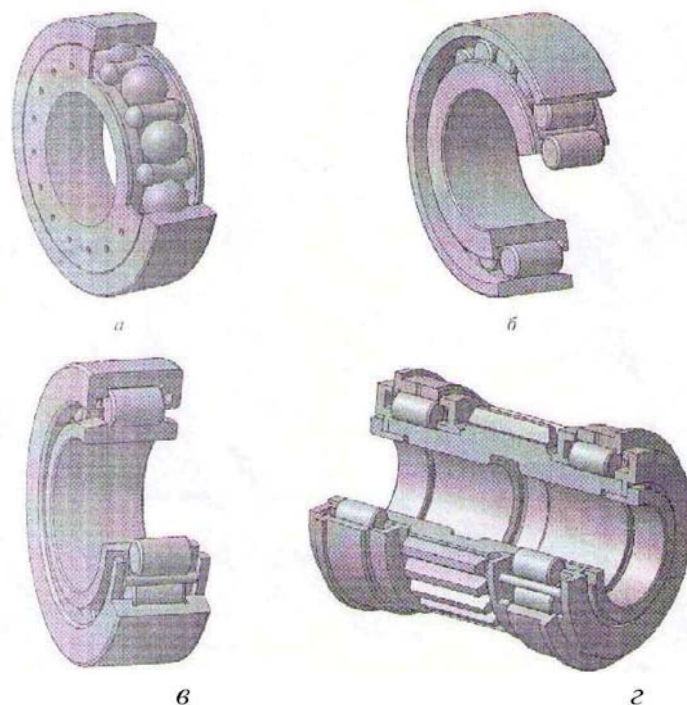


Рис.6.10. Подшипники качения с сепарирующими роликами:
а – шариковый подшипник; *б, в* – роликоподшипники;
г – роликоподшипник с беговыми дорожками, выполненными
на элементах конструкции изделия

Учитывая существующую в современных условиях ситуацию, при которой каждая подшипниковая фирма обслуживает определенные отрасли промышленности (например, аэрокосмическую, авто-

мобильную и т.п.), очевидно, что необходимо развивать научно-исследовательские работы на ведущих предприятиях с учетом их специализации. При этом необходимо исходить из общего подхода, заключающегося в следующей трехстадийной схеме:

- лабораторные научно-исследовательские работы, позволяющие производить обоснованные проверки новых технологических решений и выбор новых материалов подшипников качения на основе испытаний образцов материалов на сопротивление контактной усталости, износостойкость, задиростойкость и др.;

- специализированные испытания подшипников качения на стендовых установках, учитывающие их условия работы в составе изделий по нагрузочно-скоростным параметрам, по сорту смазочных материалов, условиям смазывания и охлаждения и др.;

- опытно-промышленные испытания подшипников качения в составе изделий на стадии доводочных работ, когда по согласованию с заказчиком можно учесть все натурные и перегрузочные условия от пусковых до форсированных режимов.

Исходя из установленных приоритетов и направлений исследований необходимы и соответствующие испытательные средства: лабораторные испытания на контактную усталость и изнашивание требуют наличия современных испытательных машин; стендовые испытания – специализированных стендовых машин. При этом все испытательные средства должны быть оснащены современной диагностической аппаратурой для ранней диагностики и мониторинга состояния как испытываемых образцов материалов и подшипников, так и испытательных установок.

В настоящее время в технической литературе приведено достаточно большое количество разнообразных результатов исследований, которые можно принять в качестве аналогов для разработки технических предложений по повышению долговечности подшипников качения на основе дополнительных проверок. Рассмотрим некоторые из них, которые возможно реализовать без существенных дополнительных затрат.

Известны исследования [231] по повышению долговечности быстрорежущих сталей, являющихся близким аналогом подшипниковых сталей ЭИ-347, путем магнитно-импульсной обработки (МИО). Наиболее важными особенностями МИО являются следующие: под воздействием на деталь изменений внешнего магнитного поля в ней возникает высокий уровень всесторонних сжимающих

напряжений с одновременным нагревом поверхностных слоев до 300°C. Это способствует диффузионному образованию из метастабильного мартенсита отпуска более равновесной и равномерно распределенной мартенситно-карбидной смеси. Указанную обработку возможно проводить на готовых деталях без изменения их геометрических размеров и искажения формы. При этом долговечность материала по данным [231] повышается не менее, чем в 2 раза.

Заслуживают большого внимания исследования [232] по повышению ресурса быстрорежущей стали путем применения так называемой низкотемпературной восстановительной термической обработки (НВТО). Эффект такой термообработки достигается после определенной предварительной циклической наработки детали в условиях эксплуатации или в условиях, имитирующих ее. Показано, что механизм воздействия НВТО на процесс упрочнения быстрорежущей стали заключается в том, что НВТО стабилизирует сформировавшуюся на начальной стадии циклической наработки субструктуру, и материал получает новые свойства, которые определяют повышение его долговечности. Протекающий процесс формирования субструктуры сопровождается интенсивным выделением дисперсных карбидов, сетка которых как бы армирует субзерна пластичной матрицы. Это приводит к перераспределению внутренних напряжений и к уменьшению их концентрации на фазовых границах.

Для проведения НВТО для высоковольфрамовой стали Р18 и низковольфрамовой стали ЭК-73 установлен оптимальный режим (температура 560°C с выдержкой в течение 1 часа) и оптимальная стадия предварительной циклической наработки (300 циклов при силовом воздействии с амплитудой $\sigma_a = -2300-300$ МПа). Показано, что служебные свойства более дешевой низковольфрамовой стали ЭК-73 после НВТО соответствуют служебным свойствам более дорогой высоковольфрамовой стали Р18 без НВТО. Таким образом, НВТО применительно к вольфрамовым сталям можно рассматривать как эффективную ресурсосберегающую технологию, которая не только обеспечивает снижение расхода дефицитного материала за счет увеличения срока службы (в 2...5 раз), но и позволяет экономить в определенных условиях более дорогие высоколегированные вольфрамовые стали.

Поскольку быстрорежущие стали являются аналогом подшипниковых теплостойких сталей типа ЭИ-347, то рассмотренные выше результаты исследований могут послужить основой для проведения

Б.И.Костецким [109] в результате исследований кинетики механизмов образования и свойств трансформированных поверхностных пленок, проведенных в широком диапазоне изменений условий трения на различных материалах и в различных средах, было определено существование на поверхностях трения большой гаммы структур различного состава, названных в [115] вторичными структурами. Наиболее распространенной разновидностью вторичных структур являются окисные пленки, при наличии в составе газовых и жидких смазочных сред, других активных компонентов могут образовываться вторичные структуры неокислородного происхождения (сера-, хлор-, азот- и фосфорсодержащие, углеродные и др.).

Механохимические процессы формирования вторичных структур на металлах в среде низкомолекулярных углеводородных жидкостей впервые изучали Г.В. Виноградов с сотрудниками [45, 46], а позднее Р.С. Файн и К.Л. Кройц [255], широкие исследования в этом направлении провел и обобщил в монографии [22] А.Ф. Аксенов. Ими установлено, что трение металлов в среде низкомолекулярных углеводородов сопровождается интенсивным образованием вторичных структур на поверхности трения – окислов, сульфидов, карбидов, белых нетравящихся слоев, а также органических веществ, образующихся как результат термоокислительных процессов и полимеризации. Каждому сочетанию металлов, режиму трения и свойств среды соответствует определенная совокупность и характер образования вторичных структур, определяющих в конечном счете формирование сил трения и величину износа.

Образование органических полимероподобных структур, как показано в [22, 173, 174, 186] и др., происходит в том случае, когда на поверхности трения имеется генератор химических радикалов (осколков молекул). Радикалы могут образовываться в результате термического или каталитического крекинга углеводородов, механической деструкции и некоторыми другими путями.

Одной из основных причин, приводящих к образованию твердых полимероподобных структур, как установил М.В. Райко [173, 174], является температура в зоне трения. Он назвал указанные структуры самогенерирующимися органическими пленками (СОП). М.В. Райко показал принципиальную возможность целенаправленной реализации эффекта трибополимеризации для обеспечения антифрикционного, противоизносного и противозадирного действия непрерывнообразующихся СОП.

исследований по повышению долговечности тяжело нагруженных подшипников качения. Для этого самым очевидным образом необходимо наличие на подшипниковых фирмах вышеуказанных средств исследований.

Как правило, подшипники качения из теплостойких сталей работают в напряженных нагрузочно-скоростных и температурных условиях, обуславливающих сложный характер контактного взаимодействия на поверхностях качения. В главе 2 показано, что в указанных условиях механизм повреждения и изнашивания имеет сложную неоднозначную природу, включающую комплекс процессов, одновременно протекающих в поверхностных слоях и микрообъемах: выглаживание и срез микронеровностей, отделение частиц износа в результате усталости, царапание и пластическое оттеснение поверхностей в результате перемещения и диспергирования частиц и др. В этой связи возникает актуальная задача повышения долговечности тяжело нагруженных подшипников качения одновременно по двум критериям: сопротивления усталости и износу. Решение подобной комплексной задачи с учетом всех факторов, одновременно определяющих реальный ресурс по обоим предельным состояниям, было предложено и реализовано для прокатных валков [233].

В общем случае рассматривается расчетная модель, при которой предельные состояния детали во времени определяются уровнем действующих нагрузок по единой кривой для усталости и износа так, как показано на рис.6.11. Здесь AB – кривая контактной усталости материала колец подшипника, представленная в координатах $\sigma_H - \lg N$ (σ_H – контактное напряжение, N – число циклов); CD – кривая износостойкости деталей подшипника в координатах $\sigma_H - S$, где S – путь трения при износе. Масштабы координатных осей устанавливаются по величине нагрузок, действующих на данный типоразмер подшипников и вызывающих соответствующие напряжения σ_H , и по времени, которому должны соответствовать число циклов перемены напряжений N_i и путь трения S_i .

Такое построение единой модели для контактной усталости и износа позволяет рассматривать общий случай, для которого ни одно из указанных предельных состояний не может быть исключено из временного анализа, так как в соответствии с данными о физической сущности отказов подшипников предполагается, что кривые AB и CD пересекаются в точке O , образуя область работоспособности AOD .

Эта область определяет работоспособность и разграничивает ресурс подшипников или по контактной усталости (для $\sigma_{Hi} > \sigma_{H \lim}$), или по износу (для $\sigma_{Hi} < \sigma_{H \lim}$) в зависимости от уровня действующих напряжений.

На основании анализа принятой модели можно видеть и принимать решения, чтобы определить, в каком направлении необходимо решать задачу по управлению областью работоспособности AOD подшипников с целью ее увеличения. Очевидно, что решение должно основываться на перенесении кривой контактной усталости или кривой износостойкости и может быть проиллюстрировано (см. рис. 6.11) следующим образом. Если перенести кривую усталости из положения AB в положение A_1B_1 , при котором точкой пересечения кривой износостойкости и новой кривой усталости вместо точки O становится точка O_1 , то при высоком уровне действующих напряжений $\sigma_{Hi} > \sigma_{H \lim}$ можно получить приращение ресурса подшипника, соответствующее отрезку aa_1 . Однако такое изменение положения кривых модели возможно лишь при повышении механических и триботехнических свойств подшипникового материала и, в первую очередь, его предела контактной выносливости.

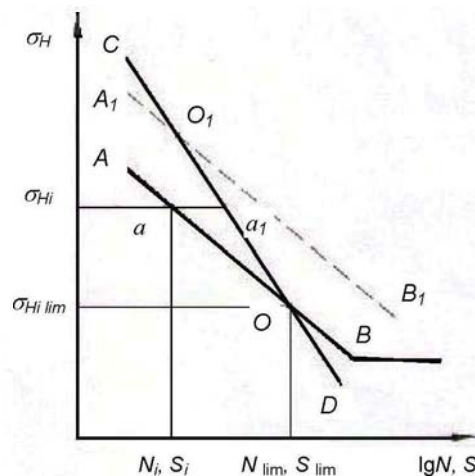


Рис. 6.11. Линии предельных состояний, определяющих ресурс подшипников:
 AB и A_1B_1 — кривые контактной усталости, CD — кривая износостойкости

Выбор методов и способов улучшения указанных свойств в настоящее время не представляет большой сложности, так как в научно-технической литературе можно найти многочисленные рекомендации в этом направлении, например, за счет применения различного рода покрытий, упрочняющих технологий, химико-термических обработок и др. Однако для условий их применения в подшипниковой промышленности необходимы дополнительные проверки и комплексные испытания, для чего, как изложено выше, необходимо создание современной испытательной базы. При этом лабораторные средства испытаний должны быть типа машин трения, обеспечивающих движение образцов материалов как в условиях чистого трения качения, так и трения качения с различной (регулируемой) степенью проскальзывания. Это позволит получать одновременно характеристики сопротивления контактной усталости, износостойкости и задиристости.

Решение всех, обозначенных выше комплексных проблем обеспечит проведение обоснованного выбора перспективных направлений повышения ресурса и надежности тяжело нагруженных подшипников качения и создание банка резервных технических решений, учитывающих многокритериальность причин их повреждений и отказов.

7. ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЬНЫХ ПРЕДСТАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ И ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

Основные выдвинутые теоретические положения и разработанные обобщенные модельные представления о взаимодействии и изнашивании поверхностей трения в присутствии маловязких смазочных сред использованы для разработки конкретных моделей контактирования и методов расчета, а также доведены до инженерного применения не только для подшипников качения, но и для других узлов трения, функционирующих в машинах различного назначения – это авиационное и космическое двигателестроение, нефтегазодобывающее оборудование и химическое машиностроение.

Практическая реализация основных положений проведена на вращательных парах трения типа подшипники скольжения [11, 15, 17, 221, 229], уплотнения валов [5, 9, 18, 19], а также на номинально неподвижных сопряжениях деталей типа вал-ступица [194, 196, 205, 207, 241], лопатках компрессоров ГТД [4, 200, 202] и др. Все выполненные разработки опираются на единую методологическую основу – рассмотрение процесса взаимодействия поверхностей трения при контактировании деталей с позиций трибореактора и описание их функционирования разработанной моделью (3.16). Показано также, что указанная модель хорошо адаптируется для описания процессов как внешнего трения поверхностей в контакте, так и внутреннего трения при вязкоупругом поведении материалов. Полученные методы расчета, новые способы и технические решения по повышению работоспособности указанных узлов и сопряжений деталей машин защищены авторскими свидетельствами [4, 6, 9, 11, 15], сущность их рассматривается ниже.

7.1. Повышение работоспособности высоконапряженных соединений деталей путем замены вида трения

Надежность высоконапряженных соединений элементов конструкций двигателей летательных аппаратов, таких как проволочные и трубчатые бандажные рабочие лопатки компрессоров и соединений типа вал-ступица роторов, во многом определяет надежность двигателей в целом. Это объясняется тем, что указанные соединения работают в условиях совместного действия переменных контактных и объемных нагрузок, вызывающих интенсивные микроперемеще-

ния номинально неподвижных относительно друг друга поверхностей. Как известно, такой характер взаимодействия поверхностей приводит к развитию фреттинг-коррозии, что снижает сопротивление усталости деталей, а также вызывает схватывание и заедание их.

В данном исследовании представлены результаты анализа с позиций разработанных модельных представлений (3.16) рабочего состояния сопряженных номинально неподвижных, но подверженных вибросмещениям поверхностей и обоснование моделей их контакта. На базе указанных предпосылок показаны пути повышения работоспособности рассматриваемых соединений деталей.

В процессе доводки двигателей летательных аппаратов на повышенные надежность и ресурс была установлена недостаточная эффективность традиционных методов устранения фреттинг-коррозии за счет гальванических покрытий посадочных поверхностей кольцевого проволочного бандаж рабочих лопаток компрессора ГТД и вала кислородного насоса ЖРД. При этом посадочные поверхности бандаж покрывались медью, а вала – серебром, как наиболее устойчивым против контактной коррозии в условиях криогенных температур и агрессивных сред.

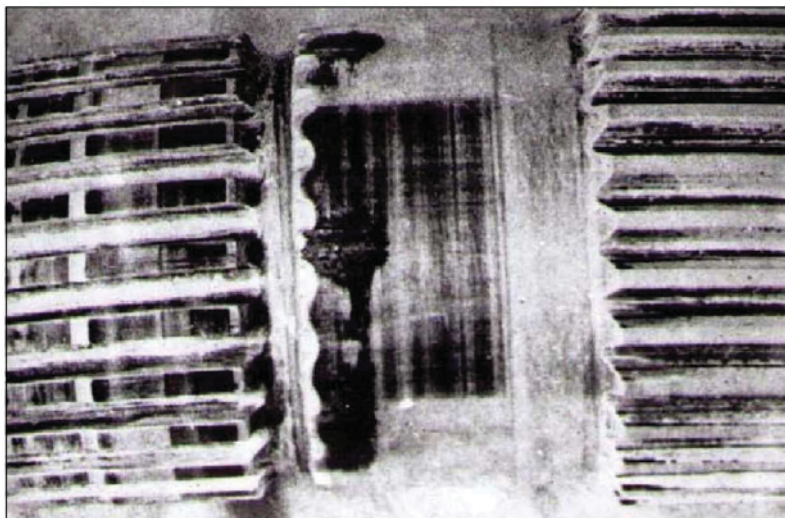
Испытания показали, что проволочный бандаж рабочих лопаток, по конструкции аналогичный описанному в [236], повреждался в районе заделки с лопатками по переходной посадке и выходил из строя раньше, чем наступала поломка лопаток. Анализ состояния поверхностей бандаж свидетельствовал о повреждении посадочных поверхностей фреттинг-коррозией, а поверхность излома имела вид, характерный для усталостного разрушения. Сопряженные поверхности вала и рабочего колеса кислородного насоса, несмотря на покрытие серебром и посадку с натягом, также сильно повреждались фреттинг-коррозией. Трещин и поломок вала не наблюдалось, что объяснялось невысоким установленным ресурсом двигателя, однако контактная коррозия была настолько интенсивной, что приводила к схватыванию поверхностей и существенно усложняла разборку и восстановление поверхностей деталей для дальнейшего использования. Типичный случай такого повреждения посадочных поверхностей вала и рабочего колеса насоса показан на фотографии (рис.7.1). На посадочной поверхности вала (рис.7.1, а) очаги контактной коррозии в отдельных местах имеют глубину до 0,05...0,06 мм, что на порядок превышает толщину защитного серебряного покрытия; на сопряженной поверхности ступицы рабочего колеса (рис.

7.1,б) также имеет место очаговое расположение фреттинг-коррозии и от каждого очага видны риски, полученные при разборке соединения, что свидетельствует о схватывании поверхностей; на обеих поверхностях поврежденные зоны покрыты темной окисной пленкой, имеют характерную пористую структуру со следами вырыва материала и с частицами продуктов износа в виде порошка окислов и оплавлений.

Схему контактирования сопряженных поверхностей, подверженных взаимным вибро смещениям, можно описать моделью триборектора (см. рис.3.1). В результате упругого вибро смещения деталей, характеризуемого вибро скоростью v_s в условиях контактных нагрузок F_N , в зоне контакта возникают трибопроцессы внешнего трения, приводящие к повреждению (износу) поверхностей. Очевидно, что интенсивность повреждений (изнашивания) I_h поверхностей в общем случае будет подчиняться закономерности (3.16).

Анализ состояния поверхностей после испытаний в условиях интенсивных вибраций (см. рис.7.1) свидетельствует о всех тех процессах, которые описывает обобщенная модель трения и изнашивания (3.16). То есть в зоне контакта имеет место сложный комплекс механических (виброперемещение, срез микронеровностей и диспергирование их) и физико-химических явлений (окислительные процессы, структурные и фазовые превращения, тепловые и электромагнитные процессы и некоторые др.). Безусловным является то обстоятельство, что если ограничить взаимные вибро смещения поверхностей, то можно затормозить в зоне контакта все процессы внешнего трения и изнашивания, описываемые соотношением (3.16). Так, например, некоторые известные конструктивные решения для демпфирования колебаний лопаток компрессора [2] предусматривают выполнение бандажа в виде трубчатых связей, размещенных в отверстиях лопаток и закрепленных с ними сваркой или пайкой. Такой способ выполнения бандажа существенно усложняет изготовление, при этом в местах заделок трубок появляются концентраторы напряжений, обусловленные зонами термического влияния.

Для ограничения перемещений в контактной зоне вал-ступица необходима посадка с натягом и усиленная осевая затяжка пакета ротора. И если первое условие сравнительно легко выполнимо, то второе зачастую не всегда возможно из-за повышенных деформаций внутренних колец подшипников, приводящих к защемлению тел качения.



а



б

Рис.7.1. Вид повреждений фреттинг-коррозией посадочных поверхностей вала (*а*) и ступицы рабочего колеса (*б*) кислородного насоса

Наиболее эффективным, как показали исследования на натуральных образцах и результаты доводки конструкций, является повышение надежности высоконапряженных соединений деталей машин путем замены внешнего трения поверхностей в контакте на внутреннее трение в эластомерных слоях полимера, размещенного между контактируемыми поверхностями деталей. На рис.7.2, *а* представлена конструктивная схема кольцевого трубчатого банджа 1 с двухбуртовой полимерной втулкой 2, запрессованной в рабочую лопатку 3. Для ограничения вибро смещений в плоскости разреза между втулкой и банджом, последний овалитирован с двух сторон каждой лопатки с образованием выступов 4. Данное техническое решение разработано на основе а.с. 1075778 [4] и реализовано для опытно-промышленных испытаний в газотурбинном двигателе НК-12СТ (рис.7.2, *б*), конвертированном из авиационного и используемом в качестве привода нагнетателя газа в магистральных газопроводах. На рис.7.3 показана схема соединения вала 1 со ступицей 2 и разделяющим их полимерным слоем 3. Схема была реализована для кислородного насоса жидкостного ракетного двигателя НК-33.

Из анализа представленных схем можно видеть, что относительные вибро смещения поверхностей в местах сопряжений заменены сдвиговой деформацией в слоях эластомера. Следовательно, в соотношении (3.16) величины $I_h, \nu_S, \bar{j}_{n(d)}, \xi_x, \xi_M \rightarrow 0$. Из анализа (3.16) можно видеть, что $I_h \rightarrow 0$ становится возможным тогда, когда

$$-\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon + \sum_\beta \theta_\beta = 0. \quad (7.1)$$

Второй член уравнения (7.1) представляет собой энергию, рассеиваемую в единицу времени единицей объема вязкоупругого слоя. В главе 3 было показано

$$\gamma_d T_\sigma T_\varepsilon \cong -p_v T_\varepsilon,$$

где p_v – тензор вязкого давления. Тогда можно записать

$$p_v T_\varepsilon = -\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \sum_\beta \theta_\beta. \quad (7.2)$$

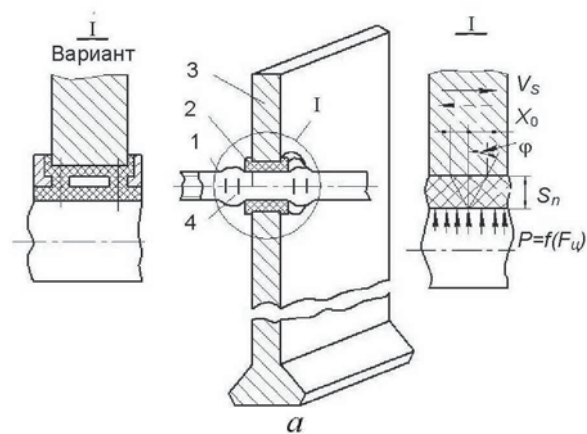


Рис. 7.2. Схема сопряжения кольцевого трубчатого банджа с рабочей лопаткой компрессора через промежуточную полимерную втулку (а) и рабочее колесо компрессора, изготовленное с учетом данной схемы (б)

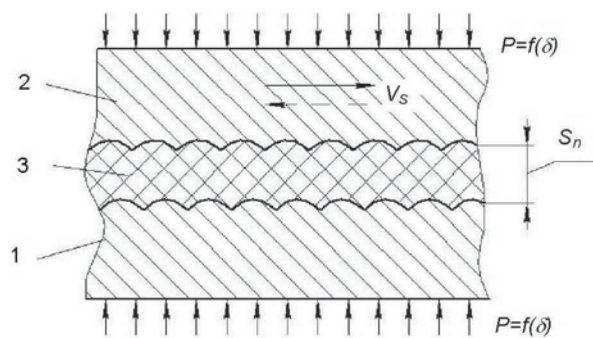


Рис. 7.3. Схема сопряжения вал-ступица с промежуточным полимерным слоем

В работе [145] на основании рассмотрения модели Фойхта вязкоупругого поведения эластомера получена зависимость, позволяющая определить полную энергию W_v , рассеиваемую в вязкоупругом слое за период колебаний, т.е. $W_v = \pi G(A_s / S_n)x_0^2 tg\delta$. Выразив указанную энергию в удельном виде (на единицу объема в единицу времени), подставив ее значение в (7.2) и разрешив относительно толщины S_n вязкоупругого слоя, окончательно получим

$$S_n = \pi G \omega_d x_0^3 tg\delta / [A_s (-\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \sum_\beta \theta_\beta)], \quad (7.3)$$

где G – модуль сдвига, ω_d – частота деформации, x_0 – амплитуда деформации сдвига, $tg\delta$ – тангенс угла потерь (коэффициент демпфирования), A_s – площадь сдвига.

Полученная расчетная модель (7.3) представляет собой по сравнению с известной [145] более полное, основанное на физических представлениях решение задачи о выборе оптимальной толщины демпфирующего слоя, наиболее эффективно рассеивающего энергию колебаний. Как можно видеть, соотношение (7.3) устанавливает связь между параметрами процесса ω_d и x_0 , вязкоупругими свойствами полимера $Gtg\delta$, конструктивной характеристикой – площадью A_s , теплофизическими, электрофизическими и некоторыми другими характеристиками полимера через потоки $\bar{j}_q$ и источники θ_β , т.е. расчетная модель отражает весь комплекс явлений и параметров, определяющих процесс внутреннего трения и рассеяния энергии.

Соотношение (7.3) общего вида легко адаптируется к рассматриваемым видам трибосопряжений (см. рис.7.2 и 7.3). Как известно [145], при работе узла рассеиваемая вязкоупругим слоем энергия колебаний превращается в основном в тепло, которое отводится через прилегающие металлические детали в окружающую среду. Вклад источников β -го вида в процесс несуществен, поэтому составляющей θ_β в (7.3) пренебрегаем. Раскроем в явном виде плотности потоков тепловой энергии $\bar{j}_q$ для рассматриваемых конструктивных схем. Учитывая непрерывность рассеивания энергии, следовательно генерации тепла кольцевым осесимметричным слоем полимера с по-

Изучение специфики образования вторичных структур на поверхностях трения в криогенных агрессивных средах впервые проведено в 70-х годах XX века автором [195, 197, 199, 201]. Исследование закономерностей изнашивания поверхностей качения подшипников из стали 95Х18Ш в среде жидкого кислорода показало существенное влияние температурного фактора на процессы образования окисных плен в зоне трения. В зависимости от температуры, определяемой нагрузочно-скоростными параметрами подшипника и величиной прокачки смазочно-охлаждающей жидкости через него, поверхности трения подшипника были покрыты окисной пленкой разной окраски – от светлой до темной, соответственно и разной толщины. Следует отметить, что указанная особенность образования вторичных структур на поверхностях трения подшипников качения в среде жидкого кислорода была подтверждена в конце 80-х годов при исследовании состояния подшипников качения насоса окислителя высоконапорного турбонасосного агрегата маршевого двигателя космического корабля многоразового использования «Спейс Шаттл» [292].

Специфика диффузионных процессов при трении изучена в ряде работ [114, 134, 151, 155, 185, 251, 271] и др. Отличительной особенностью диффузионных процессов при трении является высокая скорость их протекания. Эффекты резкого ускорения диффузии при внешнем трении показаны в [114, 251]. При трении армко-железа в газовых средах (воздух, кислород, аргон) и в жидкостях (масло, керосин, спирт, дистиллированная и водопроводная вода, водные растворы азотной, серной и соляной кислот) поверхностные слои насыщались различными элементами среды на глубину 100÷300 мкм практически мгновенно. Наряду с образованием слоев, насыщенных кислородом и другими химически активными элементами среды, обнаруживалась интенсивная диффузия углерода, азота и других менее активных элементов, т.е. активация при трении не только ускоряет процесс насыщения, но и способствует диффузии практически всех элементов, заполняющих зону трения независимо от их природы, атомных размеров и т.п.

В [134, 151] показано, что скорость диффузии существенно определяется градиентами концентрации вещества, температур, деформаций и давлений. С помощью методов радиоактивных индика-

следующим теплоотводом в кольцевые поверхности металлических деталей, градиентами температур в окружном и в осевом направлениях деталей можно пренебречь и рассматривать одномерную задачу теплопроводности в радиальном направлении. В соответствии с принятыми допущениями, согласно [143] можно записать

$$\bar{j}_q = \sum_i \frac{\lambda_i}{\delta_i} \frac{\pi l_{m(i)} B_i}{\varphi_i A_i} (T_C - T_0),$$

где δ_i – толщина стенки i -й металлической детали, прилегающей к полимерному слою; $d_{m(i)}$, B_i , φ_i – средний диаметр, ширина прилегающей детали и ее коэффициент кривизны; A_i – кольцевая площадь по диаметру $d_{m(i)}$; λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -й детали; T_C и T_0 – температура полимерного слоя и окружающей среды.

Расчетную оценку толщины S_n эластомера целесообразно проводить по методу последовательных приближений, при этом оценочное значение температурного градиента ∇T можно получить как $(T_C - T_0)/\delta_i$, а первое приближение температуры T_C можно принять, задавшись разумной величиной ее уровня (например, из условия допустимого нагрева полимера и т.п.), или из уравнения теплового баланса, приравняв полную энергию, рассеиваемую в единицу времени вязкоупругим слоем единичной толщины, сумме отводимой тепловой энергии в единицу времени слоями единичной толщины прилегающих деталей, т.е.

$$\pi G A_s \omega_d x_0^2 \operatorname{tg} \delta = \sum_i \lambda_i \pi l_{m(i)} B_i (T_C - T_0) / \varphi_i.$$

Таким образом, с учетом принятых допущений, приведенных обоснований и преобразований соотношение (7.3) для рассматриваемого класса сопряжений примет вид

$$S_n = \pi G \omega_d x_0^3 \operatorname{tg} \delta / \left[A_s (T_C - T_0)^2 \sum_i \lambda_i / (\delta_0^2 \varphi_i) \right]. \quad (7.4)$$

В рассмотренных выше технических решениях (см. рис.7.2 и 7.3) по демпфированию колебаний рабочих лопаток компрессора и устранению фреттинг-коррозии в сопряжении вал-ступица насоса в качестве полимерного слоя использован фторопласт-4. Толщина фторопластовой втулки бандаж и слоя фторопласта в сопряжении

вал-ступица, рассчитанная по формуле (7.4) для натуральных условий эксплуатации, составила 0,850 и 0,015 мм соответственно. С учетом конструктивно-технологических соображений (допуск на изготовление, неравномерность толщины пленки при нанесении и др.) указанная толщина номинально выбрана равной соответственно 1,00 и 0,03 мм. Втулка бандажа получается точением с последующей запрессовкой в лопатку, а в сопряжении вал-ступица полимер в виде суспензии наносится на вал послойно с последующим спеканием при температуре $350 \pm 10^\circ\text{C}$ [268]; сборка деталей производится за счет нагрева рабочего колеса и охлаждения вала.

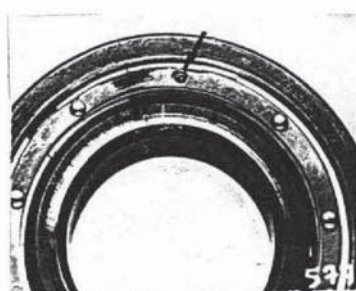
Эффективность и работоспособность предложенных технических решений проверена в стендовых и натуральных условиях. Фторопластирование посадочной поверхности вала полностью устранило повреждения и схватывание сопряженных поверхностей вал-ступица рабочего колеса насоса и существенно облегчило процесс разборки после испытаний и восстановление деталей для последующего использования. Разработанная конструкция кольцевого трубчатого бандажа с полимерной втулкой, реализующей внутреннее трение при демпфировании колебаний, является эффективным средством устранения не только фреттинг-коррозии в контакте, но и снижения вибронапряженности рабочих лопаток. Результаты тензометрирования при стендовых испытаниях двигателя показали снижение уровня вибронапряженности рабочих лопаток на всех режимах в 8...10 раз [75, 277]. Натурные испытания газотурбинных двигателей НК-12СТ с бандажом рабочих лопаток первой ступени компрессора в течение более 18 000 часов подтвердили правильность принятых теоретических предпосылок и технического решения.

Представленное решение задачи о замене внешнего трения в контакте на внутреннее трение вязкоупругого элемента может быть использовано для повышения надежности в условиях работы соединений при интенсивных вибросмещениях, когда традиционные методы устранения фреттинг-коррозии неэффективны. Разработанные конкретные технические решения, используемые для устранения повреждений посадочных поверхностей высоконапряженных соединений, просты, надежны и могут быть использованы на любой стадии жизненного цикла изделия – при разработке нового изделия, на стадии доводки конструкции на повышенные ресурс и надежность, а также при ремонте.

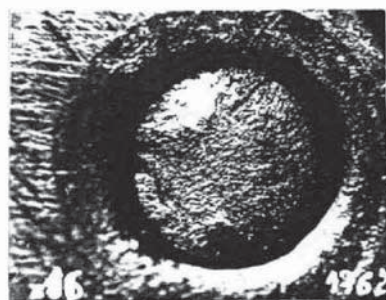
7.2. Повышение работоспособности высоконапряженных соединений деталей за счет изменения характера взаимодействия поверхностей

Распространенной группой высоконапряженных деталей, подверженных повреждениям фреттинг-коррозией, снижающей усталостные характеристики, являются заклепочные соединения различных элементов конструкции двигателей летательных аппаратов. К таким конструкциям относятся фторопластовые сепараторы подшипников качения, широко применяемые в турбонасосных агрегатах современных жидкостных ракетных двигателей. Особенность указанной конструкции состоит в том, что для обеспечения необходимой жесткости и прочности фторопластовое кольцо сепаратора армируется боковыми шайбами из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, которые стягиваются заклепками из сплава ХН78Т, образуя силовую несущую конструкцию каркасного типа.

При работе шарикоподшипников типа 207Ю и 214Ю в составе кислородных насосов жидкостных ракетных двигателей имели место случаи отрыва закладных головок заклепок (рис.7.4,а), что могло приводить к возгоранию опоры и аварийному исходу испытаний. Расчет на статическую прочность заклепок показал достаточный запас. Визуально установлено, что поверхности излома стержней заклепок имели вид, характерный для усталостного излома (рис.7.4,б).



а



б

Рис.7.4. Подшипник с оторвавшейся закладной
головкой заклепки сепаратора: а – внешний вид,
б – характер усталостного излома заклепки

Из анализа условий работы опор качения турбонасосных агрегатов следовало [195], что на повреждения сепаратора могли оказывать как резонансные явления, так как подшипники работают в условиях воздействия спектра виброускорений в широком диапазоне частот колебаний элементов конструкции, так и собственные конструктивно-технологические параметры сепаратора, определяющие характер сопряжения силовых элементов заклепок с боковыми шайбами и взаимодействие их поверхностей при работе.

Метрологическим исследованием выявлена нестабильность конструктивно-технологических параметров при соединении силовых элементов сепаратора. Так, стержни заклепок со стороны замыкающих головок (формируемых при изготовлении сепаратора) полностью заполняли отверстия в шайбах при клепке, обеспечивая безззорную посадку, а со стороны закладных головок (получаемых при изготовлении заклепок) в процессе клепки образовывалась посадка, близкая к безззорной при клепке сепаратора на вибропрессе с ручной установкой (вариант технологии 1), в то время как при изготовлении по варианту 2 (клепка на автоматизированной радиально-клепальной машине) у большей части заклепок оставалась посадка с зазором. Установлено также, что дефект заклепочного соединения проявлялся только на сепараторах, выполненных по технологическому варианту 2.

Указанное обусловило проведение исследований по определению влияния на вибропрочность заклепочного соединения ряда конструктивно-технологических факторов: характера посадки заклепок – с зазором или натягом, гальванического покрытия серебром и вариантов технологий клепки [108, 193].

По специально разработанной методике были проведены испытания на выносливость натуральных элементов заклепочного соединения, представляющего собой консольно закрепленную заклепку 1 с сопряженным участком торцевой шайбы 2 (рис.7.5). Образцы испытывались на консольный изгиб по ускоренному методу до разрушения [91] при трех уровнях напряжений $\sigma_{\max}$ в заделке, соответствующих 0,71; 1,05 и 1,39 от величины предела ограниченной выносливости материала заклепок, выбранной для базы $2 \cdot 10^6$ циклов. Испытывалось по 8 образцов на каждом уровне напряжений, т.е. по 24 образца от каждой из 6 серий, сформированных по исследуемым конструктивно-технологическим признакам.

Испытания на выносливость заклепочного соединения, закрепленного в приспособлении 3 (рис.7.5), проводились на электродинамическом вибраторе 4 типа П-646 при колебаниях заклепки 1 по основному тону. Собственная частота основного тона f_1 и амплитуда колебаний A_z свободного конца заклепки для заданного уровня напряжений $\sigma_{\max(i)}$ в заделке вычислялась по формулам, полученным на основе теории упругих колебаний [26]:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha_1^2}{l_z^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}; \sigma_{\max} = \alpha_1 \frac{T(\alpha_1)}{B(\alpha_1)} \frac{Ed_z}{l_z} A_z,$$

где α_1 – первый корень уравнения частот; E и m – модуль упругости и погонная масса заклепки; $I = \pi d_z^4 / 4$ – осевой момент инерции, l_z и d_z – длина и диаметр заклепки; $T(\alpha)$ и $B(\alpha)$ – функции А.Н. Крылова, Прагера и Гогенемзер соответственно. Частота колебаний при испытаниях фиксировалась по шкале задающего генератора ГЗ-34, амплитуда колебаний – по шкале микроскопа типа МИС-460. Момент появления макроскопической трещины усталости обнаруживался по снижению частоты собственных колебаний. Для обработки результатов применялся статистический метод [100, 276], основанный на корреляционном анализе зависимости между циклической долговечностью и уровнем нагружения:

$$X_y = \bar{X} - r_{1/1} (S_x / S_y) (Y_i - \bar{Y}), \quad (7.5)$$

где X_y – среднеевероятное значение статистической величины логарифма числа циклов $\lg N$ для заданного уровня логарифма нагружения $Y_i(\lg \sigma_{\max(i)})$; $\bar{X}, \bar{Y}$ – средние значения логарифмов чисел циклов и нагружений; $r_{1/1}$ – коэффициент корреляции; S_x, S_y – ос-

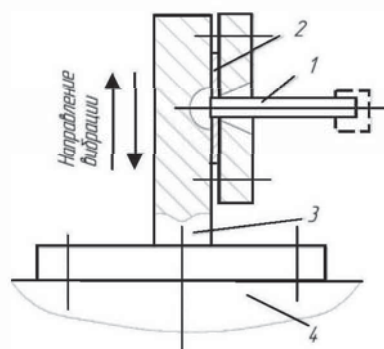


Рис.7.5. Схема закрепления элементов заклепочного соединения сепаратора при испытании на выносливость

новые отклонения значений логарифмов чисел циклов и нагружений.

Математическая обработка результатов проводилась на ЭВМ. По расчетно-экспериментальным данным в координатах $\lg \sigma_{\max} - \lg N$ построены графики корреляционных уравнений (7.5) для соответствующих серий образцов (рис. 7.6). Количественное влияние конструктивно-технологических факторов на выносливость образцов оценивалось отношением $k_z = N_1 / N$, где N_1 и N – среднеевероятное число циклов до момента разрушения образцов соответственно с мероприятиями и без них. Оценка расхождения двух средних рядов измерений производилась при помощи t -распределения Стьюдента [142], при этом уровень значимости p_z принят $\leq 5\%$.

Анализ полученных данных показывает, что усталостная долговечность образцов первой серии (вариант технологии 1) выше в 1,8...2,8 раза, чем второй серии (вариант 2). Оценка расхождения среднеевероятных значений выносливости этих образцов с достаточной надежностью (вероятность $p_z \leq 3\%$) свидетельствует о том, что полученная разница не вызвана случайными причинами, а является следствием изменения технологического процесса клепки.

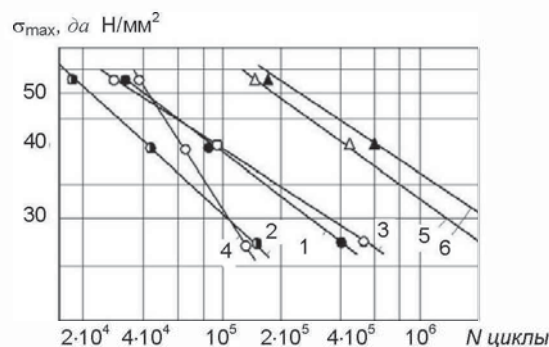


Рис. 7.6. Зависимость усталостных свойств заклепочного соединения от конструктивно-технологических параметров, 1...6 – номера серий образцов

Влияние гальванического покрытия серебром на усталостные характеристики заклепочного соединения носит сложный характер. Выносливость посеребренных образцов в условиях посадок

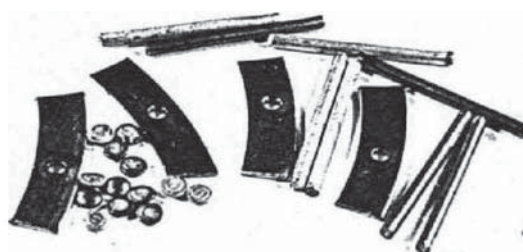
с зазором серии (3 и 4) на нижнем уровне нагружения ($\sigma_{\max} = 270 \text{ даН} / \text{мм}^2$) существенно меньше выносливости элементов без покрытия ($k_z = 0,3$), тогда как на среднем и верхнем уровнях нагружения разница в усталости менее значительна ($k_z = 0,7 \dots 1,4$). Оценка расхождения для нижнего уровня нагружения показала его значимость ($p_z \leq 0,1\%$); на среднем и верхнем уровнях нагружения указанное расхождение могло быть вызвано случайными причинами (вероятность p_z случайных факторов составляет 31 и 14% соответственно).

В условиях гарантированного натяга (серии 5 и 6) на среднем и верхнем уровнях нагружения средневероятная выносливость образцов с покрытием серебром в $k_z = 1,2 \dots 1,3$ раза выше, чем элементов без покрытия; на нижнем уровне все образцы выстояли заданную базу испытаний $2 \cdot 10^6$ циклов без поломок. Оценка расхождения средних значений долговечностей подтверждает сделанный вывод ($p_z \leq 5\%$).

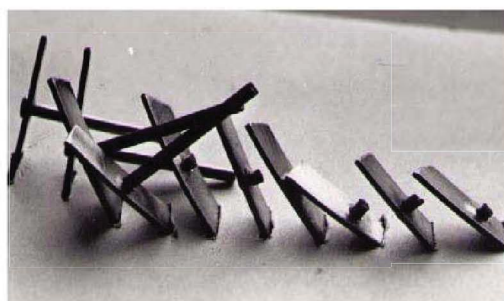
В наибольшей мере по сравнению с другими факторами на выносливость заклепочного соединения оказал влияние характер посадки заклепок. Усталостная долговечность элементов, выполненных с натягом (серии 5 и 6), значительно превышает выносливость соединений, испытанных в условиях гарантированного зазора (серии 3 и 4). Для образцов серий 3 и 5 эта разница составляет $k_z = 4,8 \dots 5,3$ раза. Существенное различие усталостных свойств элементов в зависимости от посадки подтверждено также расчетом оценки расхождения средних — $p_z \leq 0,1\%$.

На рис. 7.7 представлены элементы заклепочного соединения после испытания на выносливость. Вид разрушенных образцов заклепочного соединения с зазором (рис. 7.7, а) свидетельствует о том, что в лабораторных условиях удалось достаточно точно имитировать дефект (отрыв закладных головок заклепок), вызываемый в натурных условиях при работе подшипников в составе изделий (см. рис. 7.4). В то время как поломка заклепок, устанавливаемых в отверстия с натягом, несколько отличается от разрушений в условиях с зазором. На рис. 7.7, б видно, что место излома переместилось от головки за пределы сопряжений с шайбой.

Анализ результатов метрологических исследований, испытаний на выносливость и состояния деталей показывает, что различие в усталостной долговечности заклепок можно объяснить явлениями фреттинг-коррозии в зоне сопряжений. Как известно, необходимым условием возникновения фреттинг-коррозии является относительное микроперемещение контактирующих поверхностей номинально неподвижных соединений деталей. Причем микросмещения происходят под воздействием переменных нагрузок как вследствие наличия посадочных зазоров в соединениях, так и в результате периодических объемных упругих деформаций.



а

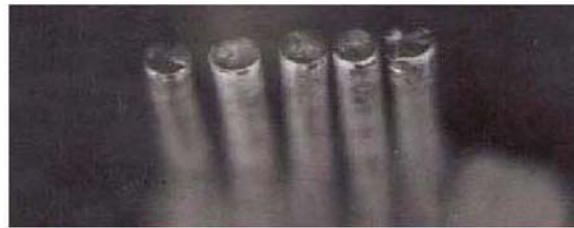


б

Рис.7.7. Состояние заклепочного соединения после испытаний на выносливость:
а– с гарантированным зазором, *б* – без зазора

Указанные условия возникают в заклепочных соединениях с зазором под воздействием спектра виброускорений при работе подшипников качения в натурных условиях, а также при лабораторных испытаниях образцов. В результате этого в зоне сопряжений образу-

ется фреттинг-коррозия, которая, являясь концентратором напряжений, приводит к усталостному излому головок заклепок (рис.7.8). При изменении характера взаимодействия поверхностей за счет посадки с натягом взаимные микроперемещения в сопряжениях заклепок с шайбами существенно уменьшены, т.е. источник образования фреттинг-коррозии, а следовательно и причины снижения выносливости, в значительной степени оказываются устраненными.



а



б

Рис.7.8. Следы фреттинг-коррозии в зоне сопряжения заклепок с боковой шайбой после испытаний:
а – в лабораторных условиях; б – в натурных условиях

Это хорошо согласуется с моделью (3.16), в которой одним из основных факторов, инициирующих изнашивание (повреждение) контактирующих поверхностей, является их взаимное тангенциальное перемещение в условиях воздействия контактных нагрузок и сопутствующие им механо-химические явления. И если ослабить воздействие указанных факторов, т.е. $\{\nu_s, \bar{j}_{n(d)}, \xi_x, \xi_M\} \rightarrow \min$ или $\{\nu_s, \bar{j}_{n(d)}, \xi_x, \xi_M\} \rightarrow 0$, то можно существенно снизить или устранить интенсивность повреждений $I_h \rightarrow \min$ или $I_n \rightarrow 0$, т.е. сни-

зить или полностью устранить явление фреттинг-коррозии и его влияние на усталостные характеристики сопряженных деталей. Реализацию этого положения хорошо иллюстрируют полученные данные испытаний на выносливость заклепочного соединения.

Результаты исследований успешно использованы в ЖРД НК-33 и НК-39 для повышения работоспособности фторопластовых сепараторов шарикоподшипников типа 207Ю и 214Ю без существенного изменения их конструкции. Было реализовано беззазорное сопряжение заклепок с силовыми шайбами несущего каркаса путем двухстороннего формирования головок при клепке сепараторов.

Другими группами деталей и узлов трения, где можно реализовать снижение износа за счет изменения характера взаимодействия поверхностей трения, являются подшипники качения и узлы уплотнений валов (рис.7.9 и 7.10).

Известно, что при работе высокоскоростных тяжело нагруженных авиационных подшипников качения критерием утраты их работоспособности является, в основном износ, поверхностей качения и поломка перемычек сепараторов в результате повышенного износа. Одной из основных причин износа является повышенное тепловыделение, вызванное трением скольжения в местах контактирования сепаратора с телами качения и направляющими бортами колец.

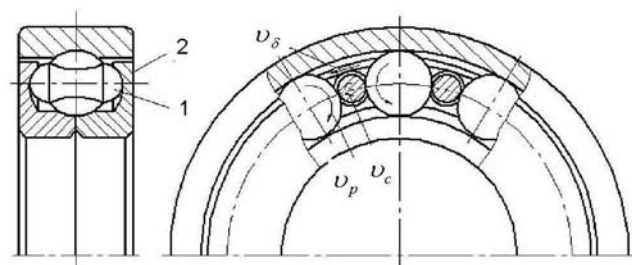
Указанного явления можно избежать, если применить подшипники качения, в которых сепаратор заменен на сепарирующие ролики, разделяющие рабочие тела качения [6]. На рис. 7.9,а представлена конструктивная схема шарикового подшипника с сепарирующими роликами и схема взаимодействия его деталей. Диаметральные размеры сепарирующих роликов 1 и направляющих буртов 2 назначают из условия равенства скоростей тел качения v_p , сепарирующих роликов v_c и направляющих буртов v_s в местах их контакта, что обеспечивает взаимодействие деталей в условиях трения качения. Поскольку сепаратор в данной конструкции отсутствует, детали работают в условиях обката, трение скольжения существенно снижено, т.е. $\{v_s, \bar{j}_{n(d)}, \xi_x, \xi_M\} \rightarrow \min$, следовательно $I_{h(k)} \rightarrow \min$ (см. соотношение (3.18)). Это подтверждается определением момента сопротивления вращению методом выбега для экспериментального шарикоподшипника типа 207, изображенного на рис.7.9,б. Получено снижение момента в 1,3...1,5 раза в сравнении с подшипником обычной конструкции аналогичного типоразмера.

торов [74] установлено, что константы диффузии при трении выше на 5. . 10 порядков эквивалентных, определяемых при термически активируемой диффузии.

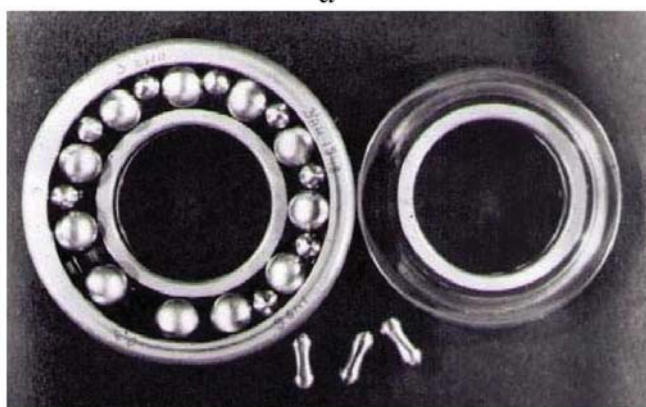
В результате диффузионных процессов поверхности трения не только насыщаются элементами смазочной среды, но на них в результате перераспределения легирующих элементов могут образовываться новые фазы. Как показано в [134], при трении ползуна из алюминиевого сплава по высокопрочному чугуна на его поверхности образовывалась упорядоченная фаза Fe_3AlC . В работе [185] установлено, что при трении равновесных сплавов Cu-Au и Cu-Zn и конструкционных марок алюминиевых, оловянистых, оловянисто-фосфористых и оловянисто-свинцовистых бронз в результате взаимной диффузии из перенесенного вещества образуются твердые растворы, характеризующиеся соответствующим элементным составом, периодом кристаллической решетки, плотностью дефектов и др.

Интенсивное протекание деформационных и диффузионных процессов при трении инициирует в поверхностном слое значительные структурные изменения и фазовые превращения. Так, в [271] показано, что при изнашивании сталей за короткое время успевает произойти образование твердого раствора, растворение цементита и карбидов, миграция атомов углерода. В результате происходит обогащение углеродом или легирующими элементами одной поверхности трения за счет другой. На участках, насыщенных углеродом, при термической активации трением могут возникать новые соединения и коагуляция карбидов.

Аналогичные явления исследовались в [155] при трении армко-железа в среде смазки, поставляющей углерод. Интенсивная диффузия углерода смазки в поверхностный слой вызывала в нем образование перлита, при этом общее количество углерода возрастало на 15. . 30% по отношению к исходному количеству. При оценке последствий деформационно-диффузионных процессов в сложнолегированных сталях в [155] было установлено, что в микрообъемах непосредственного контакта образовывались новые специфические структуры – аустенитомартенситокарбидная структура трения со значительным преобладанием, до 80 . . . 90%, γ -фазы аустенита. При непрерывном рентгенографировании поверхностей в процессе трения было зафиксировано резкое изменение фазового состава при схватывании контактирующих поверхностей – резкое увеличение



a



b

Рис. 7.9. Подшипник качения сепарирующими роликами:
a – конструктивная схема, *b* – фотография образца

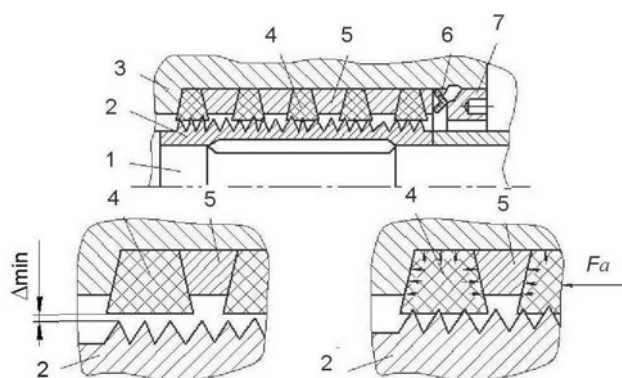


Рис. 7.10. Лабиринтное уплотнение с минимизацией
 давлений в контакте уплотнительных элементов

Явления повышенного износа существенно ограничивают применение полимеров в узлах уплотнений валов при высоких скоростях вращения. Как следует из анализа математической модели трения и изнашивания (3.16), интенсивность изнашивания можно существенно понизить, если обеспечить снижение напряжения в контактной зоне. На принципе минимизации контактных давлений в зоне контакта уплотнительных элементов получено новое техническое решение по выполнению лабиринтного уплотнения валов [9].

Лабиринтное уплотнение (рис. 7.10) состоит из выполненных на валу 1 кольцевых гребней 2 и установленных в корпусе 3 поочередно, выполненных из легкоприрабатывающегося эластичного материала, уплотнительных колец 4 и жестких разделительных колец 5. Уплотнительные и разделительные кольца имеют форму трапецеидального сечения. Для поджатия набора колец в осевом направлении в корпусе установлены пружина 6 и нажимная втулка 7.

При монтаже уплотнительные кольца 4 устанавливаются в корпусе с минимальным зазором $\Delta_{\min}$ (см. рис. 7.10) между их внутренними поверхностями и вершинами гребней. После сборки уплотнительные кольца обжимают осевым усилием F_a с помощью нажимной втулки, при этом эластичный материал колец течет в сторону необжимаемой внутренней поверхности и при вращении вала происходит врезание гребней в уплотнительные кольца с образованием в них кольцевых канавок, составляющих с гребнями уплотняющий лабиринт. После приработки между уплотнительными элементами устанавливается минимальный зазор $\Delta \rightarrow \min$, снижается контактное давление $p_a \rightarrow \min$, что обеспечивает при высокой герметичности уплотнения минимизацию интенсивности изнашивания $I_h \rightarrow \min$ (см. соотношение (3.16)) в процессе эксплуатации. Кроме того, при работе за счет постоянного поджатия пружинным элементом 6 эластомерных вставок 4 (см. рис. 7.10) реализуется самокомпенсация износа уплотнительных элементов вследствие постепенного деформирования указанных вставок на величину износа.

Полученное новое техническое решение использовано для создания эффективных уплотнительных устройств высокооборотных

валов испытательных средств и для узлов уплотнений нефтегазодобывающего оборудования, работающего при повышенных давлениях и температурах. Указанное решение расширяет эксплуатационный диапазон применения традиционных антифрикционных полимеров в уплотнительных устройствах по скоростному и температурному факторам более чем в 2 раза.

7.3. Повышение работоспособности металлополимерных подшипников скольжения, применяемых в экстремальных условиях

Опоры валов машин и агрегатов, работающих в таких экстремальных условиях как высокие и низкие температуры, маловязкие химически активные среды с низким смазочным действием типа воды, углеводородных низкомолекулярных жидкостей и т.п., должны удовлетворять в силу сложности указанных условий и дорогой цены отказа широкому спектру зачастую противоречивых требований – обладать высокими триботехническими характеристиками, иметь достаточную общую механическую прочность, хорошие теплофизические показатели и т.п. В настоящее время для указанных условий широко применяют полимерные подшипники скольжения различного конструктивного исполнения [47, 160, 164, 250].

Основными факторами, сдерживающими повышение несущей способности и температурного интервала эксплуатации полимерных подшипников скольжения, выполненных из термопластичных полимеров, обладающих высокими антифрикционными показателями, таких как полиамиды, фторопласты и композиции на их основе, являются недостаточная механическая прочность, ползучесть материала под нагрузкой, низкая теплопроводность и высокий коэффициент теплового расширения. Так, например, в [47] показано, что при объемной температуре фторопластового вкладыша порядка 20°C допустимое давление на него $[p_m] = 7,0 \text{ МПа}$, а при температуре 200°C давление $[p_m]$ снижается уже до величины 1,8 МПа, т.е. почти в 4 раза. Превышение допустимых давлений при заданной температуре

эксплуатации вызывает течение материала, обуславливающее необратимые изменения размеров полимерного подшипника – увеличивается зазор по валу, устраняется натяг по посадочному наружному диаметру втулки в корпус. В конечном счете это приводит к потере кинематической точности вращения вала, к возрастанию динамических нагрузок и, как следствие, к выходу узла или даже машины в целом из строя.

Вместе с тем в [268] показано, что термопластичные полимеры типа фторопласта-4 в малые зазоры порядка 0,1 мм не выдавливаются даже под нагрузкой, существенно превышающей допустимую для заданной температуры. При этом детали из термопласта, например типа уплотнительных прокладок, находясь в условиях объемного напряженного состояния, не теряют своих эксплуатационных свойств. На этом основании авторы работ [47, 164, 192, 268] делают вывод, что для восприятия высоких давлений необходимо создавать такие конструкции, которые бы содержали тонкослойные фторопластовые покрытия на металлической основе или пропитанные фторопластовыми суспензиями пористые металлические и металлокерамические вкладыши или, наконец, наполненные фторопластовые композиции, в которых явление ползучести под нагрузкой менее выражено.

Широкому внедрению конструкций с пропиткой или тонкопленочным полимерным покрытием препятствуют сложность технологии получения и неотработанность обеспечения прочного сцепления с металлической основой подшипника. Поэтому существующие рекомендации по конструированию и расчету элементов конструкций отражают большей частью накопленный опыт по выполнению подшипников скольжения в виде втулок-вкладышей различной конструкции, размещенных в корпусе машины с натягом по посадочной поверхности [153, 160, 182, 250]. Рекомендации не отражают всей сложности условий, в которых могут эксплуатироваться подшипники. В этой связи существенно ограничивается применение традиционных полимерных материалов, обладающих высокими триботехническими свойствами, но имеющих невысокие общие механические свойства и некоторые другие характеристики.

В данной работе приведены результаты исследований, показывающие пути повышения служебных свойств подшипников скольжения из полимерных материалов при работе в названных выше экстремальных условиях за счет рациональных конструктивных решений и более точного учета механизма явлений на базе основных положений разработанных модельных представлений (см. (3.16)).

Приведенный выше анализ поведения термопластов в различных условиях под нагрузкой дает основание полагать, что если разместить полимерную втулку в замкнутый объем, например между корпусной металлической обоймой, ограничивающей ее с трех сторон снаружи, и валом машины, замыкающим внутреннюю поверхность втулки, то это обусловит ее работу при объемном напряженном состоянии, а также предотвратит потерю ее размеров, ибо радиальные зазоры между подшипником и валом составляют величину одного порядка с указанной выше величиной, исключающей ползучесть полимера под нагрузкой. Обеспечение указанных условий работы полимера создает предпосылки, при которых конструкция подшипника скольжения приобретает объемно-механические свойства, близкие к свойствам металла, и будет обладать поверхностными антифрикционными свойствами полимера. В этих условиях следует ожидать существенного повышения несущей способности полимерного подшипника и его температурного интервала эксплуатации.

Выдвинутое положение по конструктивному исполнению подшипников скольжения реализовано в виде составных металлополимерных вкладышей, конструктивные схемы которых представлены на рис. 7.11 и 7.12 [11, 15, 17, 229]. Вкладыши содержат полимерную втулку 1, заключенную снаружи в металлическую оболочку 2. Втулка выполнена из антифрикционного полимера, например из фторопласта-4 или полиамида, оболочка – из сплава металла, способного подвергаться обработке давлением, например из латуни или стали и т.п.

В процессе работы подшипника под действием внешних сил, фрикционных и термических нагрузок полимерная втулка 1 испытывает сложное напряженное состояние, которое обуславливает как общую, так и местную деформацию втулки, а также стремится вызвать ее смещение. Ограничителями деформации втулки в ради-

альном направлении служит вал 3, с торцов – бортики 4. Местная деформация ее отдельных частей может предотвращаться различными способами. Так, на рис. 7.11, *а* показана конструкция, где сцепление втулки 1 с оболочкой 2 реализовано за счет сетки продольных или взаимно-пересекающихся каналов 5; на рис. 7.11, *б* – эту функцию выполняет система отверстий 5; на рис. 7.12 – гофры 5 тонкостенной деформируемой оболочки 2, которые плотно облегают рельеф на внешней поверхности втулки 1, образованный взаимно пересекающимися канавками 6 и 7. Таким образом, размещение полимерной втулки 1 в замкнутом пространстве между металлической оболочкой 2 и валом 3 предотвращает недопустимые общую деформацию и смещение втулки, а бортики 4 и сетка каналов или гофры 5, сопряженных с рельефом на наружной поверхности втулки, исключают недопустимые местную деформацию и смещение отдельных участков ее поверхностей.

Применение конструкции, изображенной на рис. 7.12, как показано в [229], имеет наряду с указанными выше и другие положительные стороны. Так, наличие рельефа на наружной поверхности подшипника обуславливает при работе (особенно в условиях высоких температур) частичную компенсацию температурного расширения полимерной втулки в радиальном направлении за счет податливости гофр, что обеспечивает более высокую стабилизацию зазоров на валу. Кроме того, выполнение рельефа в виде взаимно пересекающихся канавок (под прямым углом или винтовых) обеспечивает получение на внешней поверхности составного вкладыша чередующихся между собой выступов и впадин. Участок вкладыша между каждой соседней парой выступов образует упругоэластичные единичные составные элементы – балочки, совокупность которых в целом обеспечивает повышение демпфирующих свойств подшипника. При этом эффект повышенного демпфирования проявляется как вследствие повышенной податливости указанных составных элементов, так и в результате трения между их слоями при микроперемещениях. К дополнительному улучшению указанных свойств приводит также заполнение смазочным маслом взаимно пересекающихся и соединенных между собой канавок на внешней поверхности вкладыша, а непрерывная прокачка масла при работе улучшает теплоотвод от подшипника через развитую внешнюю рельефную поверхность.

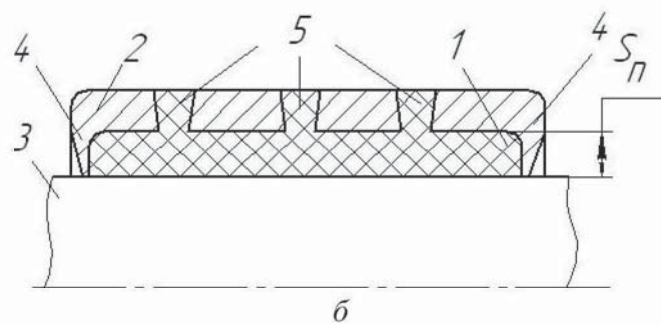
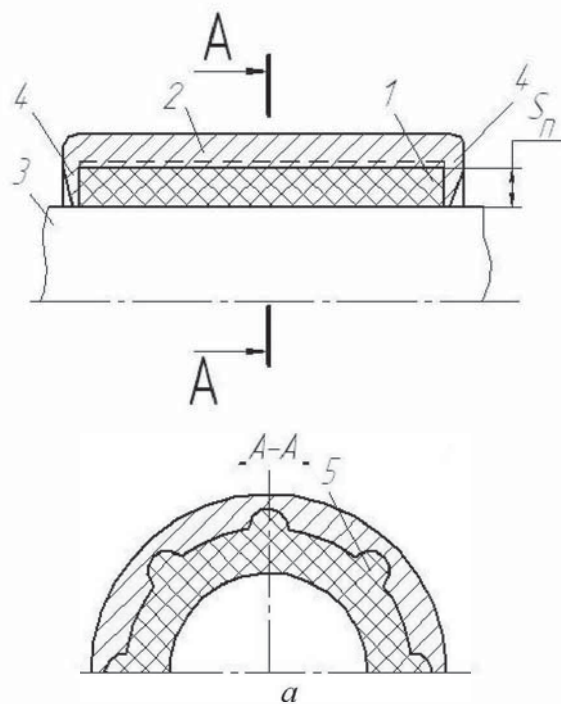


Рис. 7.11. Конструктивные схемы металлополимерных подшипников скольжения с креплением полимера в металлической оболочке: *а* – с помощью продольных или взаимно пересекающихся пазов на внутренней поверхности оболочки; *б* – с помощью системы отверстий, выполненных в оболочке

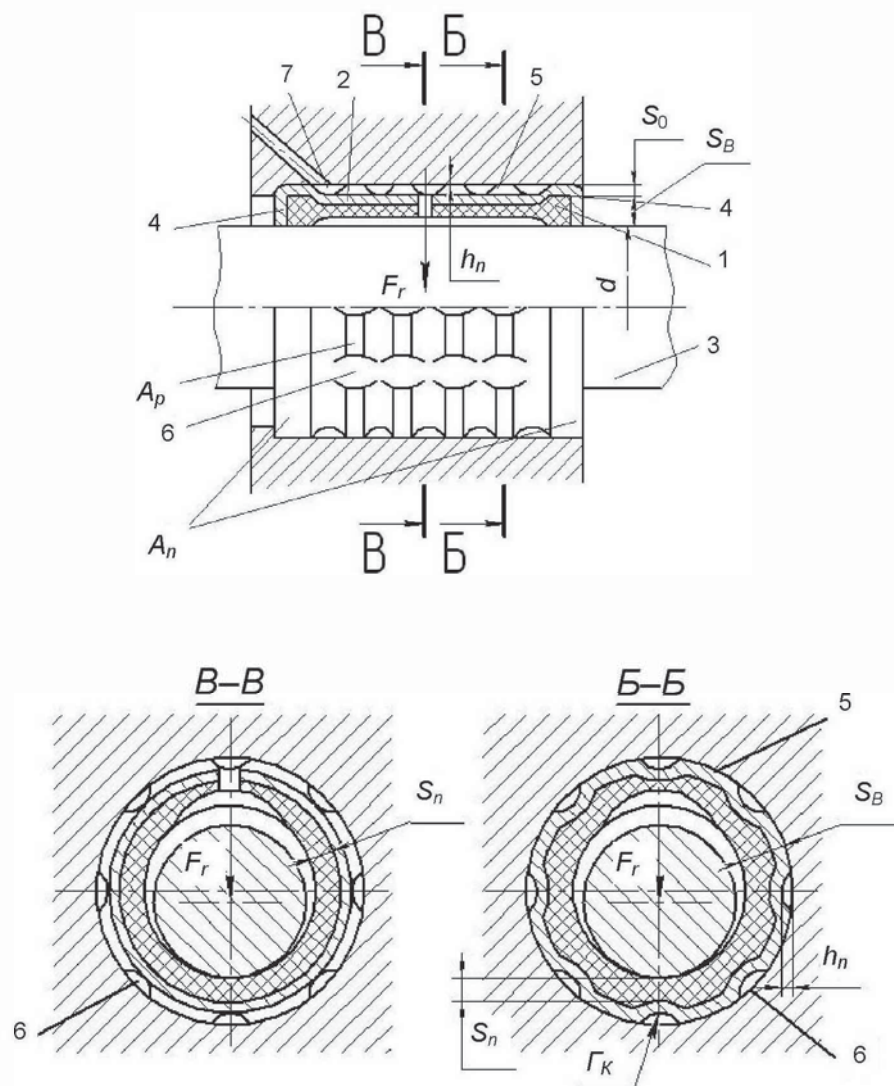


Рис. 7.12. Конструктивная схема металлополимерного подшипника скольжения с креплением полимера в металлической оболочке с помощью гофр

При проектировании металлополимерных подшипников скольжения для повышения их функциональных возможностей и работоспособности необходимо обеспечивать наряду с высокими трибологическими и прочностными параметрами и другие характеристики. Так, при расчете толщины стенки S_n полимерной втулки будем исходить из условия повышения вибродемпфирующих свойств опоры скольжения и улучшения теплоотвода из зоны трения. Указанные условия можно обеспечить, если формула для расчета толщины полимера S_n будет учитывать параметры процесса функционирования и основные характеристики полимерного слоя – вязкоупругие, теплофизические, геометрические и некоторые др.

Для трансформации обобщенной модели (3.16) к рассматриваемому случаю принимаем следующие ограничения: 1) в процессе работы при наличии смазочной среды в узле износ полимера бесконечно мал, что вполне согласуется с экспериментальными данными [47, 160, 164]; 2) трибохимические реакции в контактной зоне вала с полимером отсутствуют, что вполне реально, так как такие полимеры как фторопласт-4, полиамид и другие, подобные им термопласты, являются практически химически инертными; 3) в качестве слоя h_s , подвергаемого трибовоздействиям, принимаем в соотношении (3.16) толщину S_n полимера. Указанные допущения позволяют записать $\{I_h, \bar{j}_{n(d)}, \xi_x, \xi_M\} \rightarrow 0$. Из анализа обобщенной модели (3.16) следует, что $I_h \rightarrow 0$ в случае, когда

$$-\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \tau_s \nu_s / S_n + \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon + \sum_\beta \theta_\beta = 0. \quad (7.6)$$

Заменив в (7.6) третий член, выражающий удельную энергию, рассеиваемую вязкоупругим слоем и определяемую через модифицированную формулу Д. Мура (см. парагр. 7.1), приняв $\tau_s = f\sigma_H = -fp_k$, где σ_H – контактное напряжение в слое; p_k – удельное давление на контактной поверхности; f – коэффициент трения скольжения, после преобразований получим в общем виде

$$S_n = \frac{\pi G \omega_d x_0^3 \text{tg} \delta + f p_k \nu_s A_s}{A_s \left(-\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \sum_\beta \theta_\beta \right)}, \quad (7.7)$$

где $A_s = \varphi_n d l_n / 2$ – площадь рабочей зоны подшипника, здесь φ_n – рабочий угол в подшипнике в радианах; d и l_n – соответственно диаметр и длина подшипника.

Проводя дальнейшие преобразования (7.7), аналогичные описанным в парагр. 7.1, заменив частоту деформации ω_d на $2\pi n$, где n – частота вращения вала, и раскрыв потоки $\bar{j}_q$ в явном виде в соответствии с [160], окончательно получим

$$S_n = \frac{(2\pi^2 G n x_0^3 \text{tg} \delta + f p_k \nu_s A_s) \pi d l_n \delta_B \delta_n T_p}{k_n \varphi_n \Delta T_n^2 \pi d l_n \delta_B + k_B \Delta T_B^2 \delta_n A_s + \rho Q_V C_p \Delta T_g \Delta T_n \pi d l_n \delta_B}. \quad (7.8)$$

В формуле (7.8) $\Delta T_n = T_p - T_0$, $\Delta T_B = \beta_p T_p - T_0$, $\Delta T_g = T_2 - T_1$, T_p – установившаяся рабочая температура в зоне трения; T_0 – температура окружающей среды; T_1, T_2 – температура смазочной жидкости на входе в подшипник и на выходе из него соответственно; β_p – коэффициент, зависящий от рабочего угла и размеров подшипника; δ_B, δ_n – толщина стенки вала и суммарная толщина подшипника с корпусом; k_n – эквивалентный коэффициент теплопередачи подшипника; k_B – суммарный коэффициент теплопередачи вала; Q_V, ρ, C_p – расход смазки через подшипник, ее плотность и теплоемкость соответственно.

Из анализа полученного соотношения (7.8) для расчета толщины полимерного слоя S_n составного металлополимерного подшипника можно видеть, что расчетная модель отражает весь комплекс явлений и параметров, имеющих место при внешнем и внутреннем трении и определяющих процесс рассеяния энергии.

Очевидно, что после определения толщины полимерной втулки S_n дальнейший расчет и конструирование элементов подшипников,

ширины линий γ -фазы. При последующей приработке происходил квазиобратимый процесс превращений $\gamma \leftrightarrow \alpha$.

Особенно интенсивные изменения в тонком поверхностном слое наблюдаются при тяжелых режимах трения. В этом случае образуются так называемые белые нетравящиеся слои. Образование таких слоев наблюдалось при трении металлов со смазыванием маслами [62, 98, 130] и при трении в среде низкомолекулярных углеводородных жидкостей (топливных авиакеросинов) [22]. Белые нетравящиеся слои изучены еще недостаточно. По своим свойствам и структуре белые слои, полученные в разных условиях трения, значительно отличаются друг от друга и имеют разный фазовый состав. В [22] установлено, что белые слои, обнаруженные на поверхностях качения (сталь ШХ15), представляют собой цементит, образовавшийся в результате пластических деформаций, фазовых превращений и структурных изменений в тонких слоях металла в условиях контакта с маловязкой углеводородной средой.

В последнее время при исследованиях опираются на дислокационные представления о процессах, протекающих на поверхностях твердых тел, а неоднородность пластического течения в поверхностных слоях материала и структурно-энергетические особенности зарождения, размножения и динамики движения дислокаций вблизи свободной поверхности твердого тела в области малых и средних величин напряжений и низких температур нашли свое объяснение и привели к созданию новых физических представлений и моделей [25]. В общем случае основой микропластичности материалов является диффузионно-дислокационный механизм неконсервативного движения дислокаций. Поле внешних напряжений изменяет химический потенциал точечных дефектов (вакансий и междоузлий) и формирует направленные диффузионные потоки. Это приводит к образованию вакансионных петель и кластеров и движению деформационных дислокаций под действием осмотических сил. В приповерхностных слоях, особенно при циклическом нагружении, указанные процессы протекают более интенсивно вследствие того, что свободная поверхность является областью облегченного зарождения и стока точечных дефектов [25]. В.П.Алехин назвал эти модельные представления моделью диффузионной накачки точечных дефектов.

Реализация указанного механизма опосредована воздействием ряда дополнительных факторов. Так, Т.Судзуки [244] указано на до-

изображенных на рис.7.11, не представляет трудностей. Однако определение размеров подшипника, представленного на рис.7.12, имеет свои особенности. Как показано в [229], основные конструктивные элементы такого подшипника должны быть определены из условия обеспечения повышенной надежности при работе и технологичности изготовления.

Полная толщина стенки S_B полимерной втулки 1 (см. рис.7.12) согласно геометрическим построениям будет равна

$$S_B = S_n + h_n, \quad (7.9)$$

где S_n – толщина перемычки, определяемая по соотношению (7.8); h_n – глубина канавки, величина которой обоснована ниже.

Увеличение толщины стенки втулки между канавками рельефа на величину, равную глубине канавок, при повышении прочностных характеристик втулки не приводит к ухудшению теплового режима подшипника, даже улучшает его за счет увеличения теплоотвода из полимера в плотно прилегающую по всему периметру втулки металлическую оболочку и далее через масло, циркулирующее по канавкам рельефа, в корпус машины.

Толщину S_0 металлической оболочки 2 определим исходя из того, чтобы при изготовлении металлополимерного вкладыша в процессе получения канавок и других элементов методом давления (например, путем обкатки или вальцевания) не произошел разрыв оболочки в случае ее малой толщины; при большой же толщине могут иметь место перенаклепы материала и растрескивание поверхности оболочки из-за невозможности проводить термообработку в собранном с полимерной втулкой виде, кроме того, возможно пережатие материала полимерной втулки и повреждение ее.

На основании указанного толщина металлической оболочки должна быть такой, чтобы исключались вышеназванные явления, т.е. чтобы деформирование оболочки при получении канавок рельефа происходило без наклепа поверхности, при этом пластические деформации стенки, вызывающие ее утонение, были бы минимальными. Согласно теории обработки металлов давлением [243] указанные условия деформирования при изгибе стенки оболочки можно реализовать при усилии на обкатном ролике, вызывающем изгибающий

момент для единицы ширины заготовки, равный $M_{II} = \beta_d \sigma_s S_0^2 / 4$, где β_d – коэффициент, учитывающий деформированное состояние; σ_s – предел текучести материала оболочки.

С другой стороны, усилие обкатного ролика и создаваемый им изгибающий момент M_{II} не должны вызывать пластического деформирования втулки, величина их должна быть такой, чтобы только изогнуть стенку оболочки по заранее выполненным канавкам рельефа втулки и плотно сжать их. Исходя из этих соображений и на основании соотношения для M_{II} можем записать уравнение $\sigma_s S_0^2 \cong \sigma_B S_B^2$, где σ_B – предел прочности полимера. Из решения полученного уравнения найдем $S_0 = S_B (\sigma_B / \sigma_s)^{1/2}$. Для антифрикционных термопластов и пластичных сплавов металлов типа сталей, медных сплавов и др. величину $(\sigma_B / \sigma_s)^{1/2}$ ориентировочно можно принять равной $0,25 \div 0,35$. Отсюда толщина металлической оболочки вкладыша будет составлять

$$S_0 = (0,25 \div 0,35) S_B. \quad (7.10)$$

Величину радиуса r_k канавок рельефа найдем в зависимости от S_0 , определяемой по (7.10), из условия отсутствия заметной пластической деформации при получении канавок методом давления, т.е. заметного уменьшения толщины S_0 оболочки в местах перегибов. Согласно теории обработки металлов давлением [243] условие заметного уменьшения толщины выражается в виде $r_k / S_0 < 2$. На основании этого радиус r_k канавок рельефа принимаем равным

$$r_k = (2,0 \div 2,5) S_0. \quad (7.11)$$

При выполнении радиуса r_k величиной, определяемой по (7.11), относительная деформация, обуславливающая утонение стенки оболочки в местах перегибов, оцененная в соответствии с [243] по зависимости $\eta = \frac{1}{2} \left[(1 + r_k / S_0)^{1/2} - (r_k / S_0)^{1/2} \right]^2$, составляет не более 6%. Такая деформация для пластичных металлов типа сталей, мед-

ных и алюминиевых сплавов вполне допустима и не приводит к разрывам поверхностей оболочки при обработке давлением.

Глубину канавок рельефа h_n определим исходя из того, чтобы при получении их обработкой давлением не возникало резких перегибов и пластических деформаций в местах перехода от цилиндрической поверхности оболочки к канавкам (края канавок). Так, при $h_n > 0,9S_0$, уже при $h = 1,0S_0$ на краях канавок из геометрических условий образуются резкие перегибы под углом 90° , при этом создаются условия выполнения закономерности $r_k / S_0 < 2$, т.е. условия возникновения существенных пластических деформаций, приводящих к заметному уменьшению толщины оболочки в местах перегибов и, следовательно, к возможным разрывам ее. Исходя из этого глубину канавок h_n принимаем равной

$$h_n = (0,5 \div 0,9)S_0. \quad (7.12)$$

Нижний предел диапазона h_n в (7.12) выбран на основании того, что глубина канавок должна быть достаточной для образования таких гофр, которые бы надежно удерживали полимерную втулку от проворачивания при перегрузках подшипника, например, при пусках и остановках и, следовательно, предотвращали бы ее от повреждений.

Число выступов (гофр) z_r рельефа может быть оценено из условия отсутствия проворачивания вкладыша при перегрузочных режимах работы по формуле

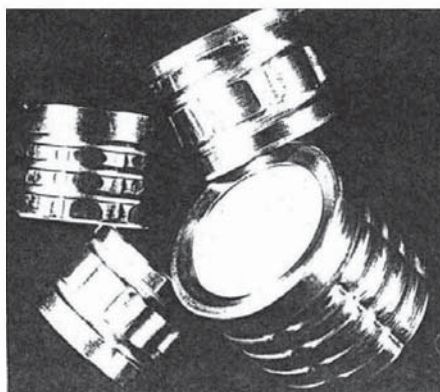
$$z_r \geq (F_f - fp_k A_n) / (fp_k A_p). \quad (7.13)$$

В (7.13) F_f – наибольшая сила трения в подшипнике при перегрузочных режимах работы; f – коэффициент сцепления; p_k – удельное давление на контактной поверхности соединения подшипника с корпусом машины; A_p – площадь единичного выступа рельефа; A_n – площадь наружной посадочной поверхности вкладыша, не занятая рельефом (см. рис. 7.12).

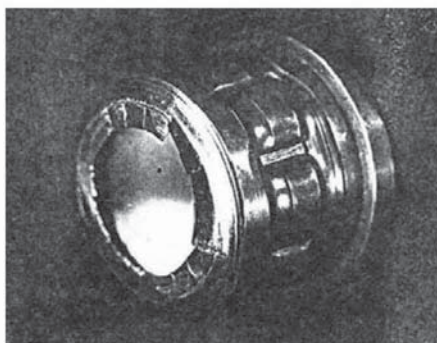
Проверка правильности выдвинутых положений по расчету и конструированию составных металлополимерных подшипников скольжения проведена при изготовлении экспериментальных и опытно-промышленных образцов подшипников, выполненных по

схеме, изображенной на рис.7.12. Результаты экспериментов полностью подтвердили правильность полученных расчетных соотношений (7.8)...(7.13) для определения размеров элементов подшипника. На рис. 7.13,*а* приведена фотография подшипников, конструктивные элементы которых получены в соответствии с указанными зависимостями. Дефектов оболочки из латуни Л63АМ и фторопластовой втулки при изготовлении методом давления с последующей механической обработкой не наблюдалось. Вместе с тем необходимо отметить, что при изготовлении подшипника с металлической оболочкой из указанного материала, но с толщиной стенки, превышающей расчетную на $\approx 30\%$, имели место разрывы и трещины оболочки (см. фото на рис.7.13,*б*).

Работоспособность подшипников, изображенных на рис.7.13,*а*, проверена в различных экстремальных условиях эксплуатации – при смазывании маслом ИПМ-10 при температуре масла на входе в подшипник $170\div 220^\circ\text{C}$; со смазыванием и охлаждением водой при температуре $16\div 30^\circ\text{C}$ и без смазочного материала в условиях возвратно-вращательного движения при температуре подшипника $-55\div +220^\circ\text{C}$. Все подшипники показали высокую работоспособность, при этом несущая способность подшипника при работе без смазки в указанном выше интервале температур превышала допустимую нагрузку для фторопласта в свободном состоянии в 4,7 раза. Нарботка подшипников со смазыванием маслом ИПМ-10 составила 2 ресурсных наработки изделия; наработка подшипников без смазочного материала превысила наработку серийных подшипников скольжения, изготавливаемых из пористого порошкового материала на основе меди, олова и графита, в 6...8 раз. Состояние всех испытываемых подшипников удовлетворительное. При работе со смазыванием водой режимная наработка металлополимерных подшипников скольжения составила ≈ 2000 ч, в то время как штатные подшипники могли работать не более двух часов, в течение которых корпус разогревался до $80\div 90^\circ\text{C}$, появлялась сильная вибрация, сопровождаемая шумом высокого тона, происходило заклинивание подшипников. После замены штатных опор на металлополимерные подшипники они стали работать плавно, без вибраций и шума, а также без заклинивания опор, при этом резко снизился разогрев корпуса подшипников. Так, при стационарном длительном режиме работы нагрев корпуса не превышал $36\div 40^\circ\text{C}$.



a



б

Рис.7.13. Общий вид составных металлополимерных подшипников скольжения: *a* – конструктивные элементы подшипников выполнены в соответствии с расчетными соотношениями (7.8)...(7.12), *б* – конструктивные элементы подшипника выполнены с отклонением от расчетных зависимостей (7.8)...(7.12)

На основе полученных результатов исследований разработана и внедрена в серийное производство конструкция подшипников скольжения по схеме, изображенной на рис.7.11,*a* для условий эксплуатации без смазки в запыленной окружающей среде при низких и повышенных температурах $-55...+220^{\circ}\text{C}$, повышенных допускаемых нагрузках при возвратно-вращательном движении и воздействии спектра виброперегрузок (ГТД НК-12МА, НК-12МВ, НК-12СТ). Подшипники скольжения, разработанные на основе конструктивной

схемы, приведенной на рис.7.12, внедрены при ремонте в эксплуатирующих организациях Госконцерна "Газпром".

Таким образом, предложенное новое техническое решение по конструктивному исполнению и метод расчета и конструирования металлополимерных подшипников скольжения, полученные на основе разработанных модельных представлений о трении и изнашивании в маловязких смазочных средах, позволяют расширить эксплуатационный диапазон применения традиционных антифрикционных полимеров по нагрузочной способности и температуре эксплуатации в 2...4 раза, при этом повышается демпфирующая способность подшипников, надежность их работы и технологичность изготовления; все выдвинутые положения проверены в опытно-промышленных и серийных условиях изготовления и в эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / В.И. Алексеев, В.М. Ананьев, М.М. Булыгина и др. / Под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374с.
2. А.с. 230834 СССР, МКИ F 01Д, F 02С. Бандаж переменного сечения / Л.И. Лупилов, А.Е. Шнейдман, Ю.Ф. Косяк (СССР). – №1000347/24; Заяв. 23.03.65; Оpubл. 15.11.68. Бюл. №35 // Изобретения. Открытия. – 1968. – №35.
3. А.с. 1684551 СССР, МКИ F 16С 33/66. Подшипниковый узел / Б.М. Силаев, А.А. Ермаков, В.В. Лакеев (СССР). – №4664008/27; Заяв. 20.03.89; Оpubл. 15.10.91. Бюл. №38.
4. А.с. 1075778 СССР, МКИ F 01Д5/22, F 04Д29/32. Кольцевой бандаж рабочих лопаток компрессора / Б.М. Силаев, И.Н. Рыжинский, С.Н. Дороднов, С.А. Максимова (СССР). – №2659880/24; Заяв. 28.08.78; Зарегистр. 22.10.83.
5. А.с. 1124148 СССР, МКИ F 16 J 15/34. Торцовое уплотнение / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, В.П. Маринин (СССР). – №3431065/25; Заяв. 23.04.82; Оpubл. 15.11.84. Бюл. №42.
6. А.с. 1129433 СССР, МКИ F 16С19/20. Подшипник качения / Б.М. Силаев (СССР). – №3396167/25; Заяв. 08.01.82; Оpubл. 15.12.84. Бюл. №46.
7. А.с. 1138682 СССР, МКИ G 01М13/04. Установка для испытания подшипников / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, В.П. Маринин (СССР). – №3447013/25; Заяв. 26.05.82; Оpubл. 07.02.85. Бюл. №5.
8. А.с. 1180723 СССР, МКИ G 01М13/04. Устройство для измерения момента сопротивления вращению подшипников / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, Е.Л. Михеенков, В.П. Маринин (СССР). – №3722704/25; Заяв. 05.04.84; Оpubл. 23.09.85. Бюл. № 35.
9. А.с. 1182224 СССР, МКИ F 16 I 15/447. Лабиринтное уплотнение вала / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, В.Ф. Бобков и др. (СССР). – №3751517/25; Заяв. 05.04.84; Оpubл. 30.09.85. Бюл. № 36.
10. А.с. 1186988 СССР, МКИ G 01М13/04. Установка для испытания подшипников качения / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, В.Ф. Бобков и др. (СССР). – №3729107/25; Заяв. 21.04.84; Оpubл. 23.10.85. Бюл. №39.
11. А.с. 1732042 СССР, МКИ F 16С 33/24. Подшипник скольжения / Б.М. Силаев (СССР). – №4779892/27; Заяв. 09.01.90; Оpubл. 07.05.92. Бюл. №17.
12. А.с. 1310667 СССР, МКИ G 01М13/04, G 01N19/02. Устройство для измерения момента сопротивления вращению подшипника / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, В.П. Маринин (СССР). – №3960976/25; Заяв. 04.10.85; Оpubл. 15.05.87. Бюл. №18.

13. А.с. 1323893 СССР, МКИ G 01M13/04. Способ определения режима гидродинамического трения подшипников качения / Б.М. Силаев, А.А. Овчинников, В.Г. Моисеев (СССР). – 3985376/25; Заяв. 03.12.85; Оpubл. 15.07.87. Бюл. №26.

14. А.с. 1439438 СССР, МКИ G 01M13/04. Способ обеспечения работоспособности подшипников / Б.М. Силаев (СССР). – №4233429/ /31; Заяв. 20.04.87; Оpubл. 23.11.88. Бюл. №43.

15. А.с. 1732036 СССР, МКИ F 16C 29/02. Металлополимерный подшипник скольжения / Б.М. Силаев (СССР). – №4779893/27; Заяв. 09.01.90; Оpubл. 07.05.92. Бюл. №17.

16. А.с. 1532830 СССР, МКИ G 01M13/04. Способ измерения момента трения подшипников / Б.М. Силаев, В.Г. Моисеев, Р.А. Яфясов, В.В. Лакеев (СССР). – №4179785/25; Заяв. 12.01.87; Оpubл. 30.12.89. Бюл. № 48.

17. А.с. 1739106 СССР, МКИ F 16C 33/14. Способ изготовления металлополимерного подшипника скольжения / Б.М. Силаев, (СССР). – № 4794350/27; Заяв. 25.12.89; Оpubл. 07.06.92. Бюл. №21.

18. А.с. 1596160 СССР, МКИ F 16 J 15/34. Торцовое уплотнение / В.П. Маринин, Б.М. Силаев (СССР). – №4610497; Заяв. 30.11.88; Оpubл. 30.09.90. Бюл. №36.

19. А.с. 1626032 СССР, МКИ F 16 J 15/02, F 02F 5/00. Уплотнительное кольцо для узла трения типа поршень-цилиндр / Б.М. Силаев (СССР). – №4395858/06; Заяв. 21.03.88; Оpubл. 07.02.91. Бюл. №5.

20. Адамсон А.Ф. Физическая химия поверхностей. – М.: Мир, 1979. – 553с.

21. Аксенов А.Ф., Лозовский В.Н. Износостойкость авиационных топливно-гидравлических агрегатов. – М.: Транспорт, 1986. – 240с.

22. Аксенов А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях. – М.: Машиностроение. – 149с.

23. Гордеева Т.А., Жегина И.П. Анализ изломов при оценке надежности материалов. – М.: Машиностроение, 1978. – 200с.

24. Алексеев Н.М. Взаимодействие, изменения и разрушение твердых тел в трибологической системе // Справочник по триботехнике. В 3-х кн. Кн.1. Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М., 1989. – С.220-232.

25. Алехин В.П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов. – М.: Наука, 1983. – 280с.

26. Ананьев И.В., Тимофеев П.Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. – М.: Машиностроение, 1965. – 526с.

27. Ахматов А.С. Граничный смазочный слой как квазитвердое тело // Труды II конференции по трению и износу в машинах / АН СССР. – М. – Л., 1949. – Т.III. – С. 144-154.

28. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с.
29. Бажал А.И. Физические основы процесса волнового изнашивания // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1975. – Вып.7, – С. 6-11.
30. Бакли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии. – М.: Машиностроение, 1986. – 359 с.
31. Бахарева И.Ф. Нелинейная неравновесная термодинамика. – Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1976. – 286 с.
32. Безбородько М.Д., Виноградов Г.В., Павловская Н.Т. Влияние природы металла и состава смазочных масел на их противоизносные свойства // Повышение качества и применение смазочных материалов. – М., 1967. – С. 32-51.
33. Белоусов А.И. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала // Изв. вузов Сер. Авиационная техника. – 1964. – №3. – С. 106-109.
34. Бершадский Л.И. Основы теории структурной приспособляемости и переходных состояний трибосистем и ее приложение к задачам повышения надежности зубчатых и червячных передач: Автореф. дис. ...д-р техн. наук / ВНИЖТ. – М., 1982. – 48с.
35. Билик Ш.М. Пары трения металл-пластмасса в машинах и механизмах. – М.: Машиностроение, 1965. – 223с.
36. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. – М.: Машиностроение, 1968. – 543с.
37. Дефектоскопия деталей при эксплуатации авиационной техники / Под ред. П.И. Беды. – М.: Воениздат, 1978. – 231с.
38. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. – М.: Машиностроение, 1982. – 190с.
39. Буше Н.А. Исследование антифрикционных сплавов подшипников подвижного состава. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – 176 с.
40. Буше Н.А., Копытько В.В. Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Наука, 1981. – 127с.
41. Буяновский И.А. К учету влияния смазочных материалов при прогнозировании заедания и износа в режиме граничной смазки // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №5. – С. 837-844.
42. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254с.
43. Виноградов Ю.М. Трение и износ модифицированных металлов. – М.: Наука, 1972. – 151с.
44. Виноградов Г.В. Опыт исследования противозадирных свойств углеводородных смазочных сред // Методы оценки противозадирных и противоизносных свойств смазочных материалов. – М., 1969. – С. 3-11.

45. Виноградов Г.В., Корепова И.В., Подольский Ю.Я. Смазочное действие низкомолекулярных углеводов при тяжелых режимах трения // Теория смазочного действия и новые материалы. – М., 1965. – С. 8-12.
46. Виноградов Г.В., Подольский Ю.Я. Механизм противоизносного и антифрикционного действия смазочных сред при тяжелых режимах граничного трения. – Минск: Наука и техника, 1969, – 56с.
47. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1979. – 224с.
48. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения. – М.: Машиностроение, 1980. – 224с.
49. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 302с.
50. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424с.
51. Гаркунов Д.Н., Крагельский И.В., Поляков А.А. Избирательный перенос в узлах трения. – М.: Транспорт, 1969. – 104с.
52. Гаркунов Д.Н., Поляков А.А. Структурная приспособляемость и избирательный перенос // Долговечность трущихся деталей машин. – М., 1990. – Вып. 5. – С. 22-31.
53. Гаркунов Д.Н., Мельниченко И.М., Подалов А.Н. О влиянии альдегидов на установление режима избирательного переноса // Избирательный перенос при трении. – М., 1975. – С. 10-12.
54. Гленсдорф П., Пригожин И., Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. – М.: Мир, 1973. – 280с.
55. Голего Н.Л., Алябьев А.Я., Шевеля В.В. Фреттинг-коррозия металлов. – Киев: Техника, 1974. – 270с.
56. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974, – 212с.
57. Гольденблат И.И., Бажанов В.Л., Копнов В.А. Длительная прочность в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1977. – 248с.
58. Городецкий Ю.Г., Мухин Б.И., Савенок Э.П. Приборы и автоматы для контроля подшипников. – М.: Машиностроение, 1973. – 256с.
59. Гороховский Г.А., Кузнецов Е.А. Распределение подводимой механической энергии в области контакта шероховатых упругих тел // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1979. – Вып.15. – С. 13-18.
60. Греггер Г., Кобольд Г. Расчет износа на основе гипотезы аккумуляции энергии при трении // Исследования по трибонике: Труды специалистов СССР и ГДР / ВНИИМАШ. – М., 1975. – С. 187-195.
61. Грозин Б.Д. Износ металлов. – Киев: Гостехиздат, УССР, 1951. – 252с.
62. Грозин Б.Д., Янкевич В.Ф. Структура белых слоев // Трение и износ в машинах / АН СССР. – М., 1962. - Вып.15. – С. 167-171.
63. Де Гроот С.Р. Термодинамика необратимых процессов. – М.: Госиздат, 1956. – 280с.

полнительные поверхностные источники сдвига, обусловленные химическими явлениями на поверхностях кристаллитов. И.Р. Крамером [290] показаны особенности барьерного действия дислокаций в поверхностной зоне, где образуется слой с повышенной плотностью дислокаций (debriss – слой), задерживающий движение дислокаций, генерированных внутренними источниками. Другим фактором, раскрытым в работах Л.М. Рыбаковой и Л.И. Куксеновой [184] и др., является специфика явлений релаксации приповерхностного слоя материала. В ближайших слоях от свободной поверхности релаксация сил изображения максимальна, что снижает плотность дислокаций. По мере удаления вглубь релаксация ослабевает, и поэтому плотность дислокаций растет. Максимум определяется характеристикой затухания релаксации и деформации при удалении от свободной поверхности.

Анализ литературных источников показал существенную роль химически активных компонентов смазочно-охлаждающих материалов в процессе трения и изнашивания; трибология, опираясь на методы физического металловедения, физики твердого тела, механохимии и других фундаментальных разделов науки, подготовила предпосылки для понимания процессов контактирования при трении поверхностей в среде жидкостей низкой вязкости, обуславливающей режим граничного трения.

1.2. Основные модельные представления об изнашивании твердых тел и развитии методов расчета

Согласно современным представлениям, опирающимся на достижения трибологии и на фундаментальные законы механики, физики твердого тела, физико-химической механики, термодинамики необратимых процессов, материаловедения и др., процесс изнашивания рассматривается как сложное физико-химико-механическое явление, включающее комплекс процессов [28, 30, 36, 77, 81, 113, 119, 134, 258, 260, 261, 272]. Основным процессом, возникающим при трении твердых тел и приводящим к их изнашиванию, является упругопластическая деформация как результат взаимодействий микрорельефов поверхностей, обуславливающих постоянное возникновение и разрушение фрикционных связей, имеющих двойственную молекулярно-механическую природу [116]. В свою очередь, указанный процесс порождает и сопровождается целой гаммой производ-

64. Громаковский Д.Г. Разработка основ триботехнического обеспечения высокой долговечности узлов трения авиационной техники: Дис. ...д-р техн. наук / КПТИ – Куйбышев, 1990. – 377с.
65. ГОСТ 27674-88. Трение и изнашивание в машинах. – М.: Изд. Госкомстандартов, 1988. – 11с.
66. Гуров К.П. Феноменологическая термодинамика необратимых процессов. – М.: Наука, 1978. – 128с.
67. Гутман Э.М. Механохимия металлов и защита от коррозии. – М.: Металлургия, 1974. – 232с.
68. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 172с.
69. Демкин Н.Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 244с.
70. Дерягин Б.В. Что такое трение? – М. –Л.: Изд-во АН СССР, 1963. – 230 с.
71. Дерягин Б.В., Захаваева Н.Н., Кусаков М.М. О природе маслянистости смазочных средств и методах ее количественной оценки // Труды I конференции по трению и износу в машинах / АН СССР – М.-Л., 1939. – Т.1. – С. 519-536.
72. Дерягин Б.В., Пичугин Е.Ф. Граничная вязкость и граничные фазы смазочных пленок // Труды II конференции по трению и износу в машинах / АН СССР. – М. – Л., 1949. – Т.III. – С. 101-105.
73. Дерягин Б.В., Пуш В.Э., Толстой Д.М. Теория фрикционных автоколебаний с периодическими остановками // Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах / АН СССР. – М., 1960. – Т.1. – С. 132-152.
74. Дончук П.П., Марковский Е.А., Костецкий Б.И. Исследование переноса металла в процессах схватывания при сухом трении скольжения // Повышение долговечности материалов. – Киев, 1969.
75. Дороднов С.Н., Дегтярев А.А. О проведенных работах по снижению динамической напряженности рабочих лопаток I ступени компрессора НК-12СТ/ККБМ. – № 272 – 84СТ. – Куйбышев, 1984. – 31с.
76. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплопередача вращающихся тел. – М.: Физматгиз, 1960. – 260с.
77. Дроздов Ю.Н. Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении // Машиноведение. – 1980. №2. – С. 93-99.
78. Дроздов Ю.Н., Арчegov В.Г., Смирнов В.И. Противозадирная стойкость трущихся тел. – М.: Наука, 1981. – 139с.
79. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.
80. Дроздов Ю.Н., Туманишвили Г.И. Расчет на заедание по предельной толщине смазочного слоя // Вестник машиностроения. – 1982. – № 4. – С. 19-22.

81. Дроздов Ю.Н., Фролов К.В. Теоретико-инвариантный метод расчета интенсивности поверхностного разрушения твердых тел при трении // Поверхность. Физика, химия, механика. – 1982. – № 5. – С. 138-146.
82. Дубинин А.Д. Энергетика трения и износа деталей машин. – М. – Киев: Машгиз, 1963. – 139с.
83. Дьякова А.Г., Дроздов Ю.Н. Износ подшипников в водной среде // Вестник машиностроения. – 1971. – № 8. – С. 27-30.
84. Дьякова А.Г., Непомнящий Е.Ф. Расчет износа шарикоподшипников, работающих в водной среде // Вестник машиностроения. – 1969. – № 7. – С. 21-23.
85. Дьярмати И. Неравновесная термодинамика (теория поля и вариационные принципы). – М.: Мир, 1974. – 384с.
86. Ерошкин А.И. Исследование характеристик высокоскоростных тяжело нагруженных подшипников качения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / ЦИАМ – М., 1960. – 22с.
87. Жук Н.П. Курс теории коррозии и защиты металлов. – М.: Металлургия, 1976. – 686с.
88. Журков С.Н. К вопросу о физической основе прочности // Физика твердого тела. – 1980. – Т.22. – Вып.2. – С. 3344-3349.
89. Журков С.Н., Нарзуллаев Б.Н. Временная зависимость прочности твердых тел // ЖТФ. – 1953. – Т.23. Вып.10. – С. 1677-1689.
90. Зайцев Л.Н., Коросташевский Р.В. Авиационные подшипники качения. – М.: Оборонгиз, 1963. – 340с.
91. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. – М.: Металлургиздат, 1963. – 285с.
92. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 456с.
93. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения / Под ред. Д.Н. Гаркунова. – М.: Машиностроение, 1982. – 207с.
94. Износостойкие материалы в химическом машиностроении: Справочник / Под ред. Ю.М.Виноградова. – М.: Машиностроение, Ленингр.отделение, 1977. – 256с.
95. Ильюшин А.А. Механика сплошной среды. – М.: Изд. МГУ, 1978. – 287с.
96. Ишлинский А.Ю., Крагельский И.В. О скачках при трении // ЖТФ. – 1944. – Вып.5-6. – С. 684-687.
97. Каракозов Э.С. Соединение металлов в твердой фазе. – М.: Металлургия, 1976. – 263с.
98. Кислик В.А. О природе белого слоя на поверхностях трения // Трение и износ в машинах / АН СССР. – М., 1962. – Вып.15. – С. 178-183.
99. Климов К.И. Противозадирные свойства масел – функция скорости и химических превращений в зоне трения // Методы оценки противоза-

дирных и противоизносных свойств смазочных материалов. – М., 1969. – С. 26-34.

100. Когаев В.П. Методы статистической обработки результатов усталостных испытаний // Заводская лаборатория. – 1957. – XXIII, №5. – С. 612-620.

101. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232с.

102. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 319с.

103. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с.

104. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. – М.: Машиностроение, 1975. – 279с.

105. Кожевникова Е.И. Исследование гидравлических сопротивлений узких щелей // Труды ВИГМ. – Л., 1959. – Вып. XXIV.

106. Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. Прикладная механика деформируемого твердого тела. – М.: Высшая школа, 1983. – 349с.

107. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1959. – 403с.

108. Коросташевский Р.В., Силаев Б.М. Влияние конструктивных параметров на работу подшипников в жидких средах // Труды института / ВНИПП. – М., 1981. – № 2 (108). – С. 73-87.

109. Костецкий Б.И. Износостойкость деталей машин. – М. – Киев: Машгиз, 1950. – 168с.

110. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – Киев: Техника, 1970. – 396с.

111. Костецкий Б.И., Натансон М.Э., Бершадский Л.И. Механохимические процессы при граничном трении. – М.: Наука, 1972. – 170с.

112. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Никитин Л.В. О роли кислорода при трении скольжения // Машиноведение. – 1965. – №6. – С. 96-103.

113. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.И. Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев: Техника, 1976. – 296с.

114. Костецкий Б.И., Пустоварова Н.П. Пластическое деформирование и вторичные явления на контакте трущихся металлов // Сухое трение. – Рига, 1961.

115. Костецкий Б.И., Топеха П.К., Носовский И.Г. Вторичные структуры на поверхностях трения и износ металлов // Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах / АН СССР. – М., 1960. – Т.1. – С. 217-221.

116. Крагельский И.В. Молекулярно-механическая теория трения // Труды II конференции по трению и износу в машинах / АН СССР. – М. – Л., 1949. – Т.III. – С. 178-183.

117. Крагельский И.В. Об условиях деформирования материала на поверхности трения // Сухое трение. – Рига: 1961. – С. 5-27.
118. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480с.
119. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбапов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526с.
120. Крагельский И.З., Щедров В.С. Развитие науки о трении. –М.: Изд. АН СССР, 1956. – 235с.
121. Кубашевский О., Гопкинс Б. Окисление металлов и сплавов. – М.: Металлургия, 1965. – 428с.
122. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
123. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1980. – 464с.
124. Кузнецов В.Д. Физика твердого тела. Т.4. Материалы по физике внешнего трения, износа и внутреннего трения твердых тел. – Томск: Полиграфиздат, 1947. – 542с.
125. Кузнецов Е.А., Гороховский Г.А. Колебательные процессы, сопровождающие внешнее трение шероховатых тел // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1979. – Вып. 15. – С. 8-13.
126. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. – М., 1966. – С. 51-68.
127. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности // Стандартизация военной техники. – 1970. – №3. – С. 21-34.
128. Кузнецов Н.Д. К вопросу об оптимальном конструировании газотурбинных двигателей // Проблемы прочности. – 1973. – №2. – С. 55-60.
129. Куксенова Л.И., Рыбакова Л.М. Роль легирующих элементов при трении однофазных бронз и латуней в условиях избирательного переноса // Применение избирательного переноса в узлах трения машин / ВИСМ. –М., 1976. – С. 86-90.
130. Курицина А.Д. О происхождении "белой фазы" на поверхности трения//Трение и износ в машинах.–М., 1956.– Вып. 2.–С. 182-203.
131. Латышев В.Н. Химическое взаимодействие с внешней средой металлических поверхностей, образующихся в процессе резания металлов: Автореф. дис. ...д-р техн. наук / МИХМ – М., 1973. – 42с.
132. Лозовский В.Н., Бондал Г.В., Каксис А.О. и др. Диагностика авиационных деталей. – М.: Машиностроение, 1988 – 280с.
133. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Физматгиз, 1973. – 847с.
134. Любарский И.М., Палатник Л.С. Металлофизика трения. – М.: Металлургия, 1976. – 176с.

135. Майер Э. Торцовые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1978. – 288с.
136. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1973. – 232с.
137. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука, 1971. – 227с.
138. Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В. Противозадирная стойкость смазочных сред при трении в режиме граничной смазки. – М.: Наука, 1978. – 191с.
139. Машины и стенды для испытания деталей / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 342с.
140. Неразрушающий контроль металлов и изделий: Справочник / Под ред. Г.С. Самойловича. М.: Машиностроение, 1976. – 56с.
141. Мейер К. Физико-химическая кристаллография. – М.: Metallurgizdat, 1972. – 480с.
142. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. – М.: Наука, 1971. – 576с.
143. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343с.
144. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел. – М.: Наука, 1977. – 221с.
145. Мур Д. Основы и применения трибоники. – М.: Мир, 1978. – 487с.
146. Нарышкин В.Н. Некоторые вопросы работоспособности подшипников в потоке маловязких жидкостей // Подшипниковая промышленность. – 1971. – №2. – С. 19-24.
147. Никитин А.К., Ахвердиев К.С., Остроухов Б.И. Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме. – М.: Наука, 1981. – 321с.
148. Новиков И.И. Термодинамические аспекты пластического деформирования и разрушения металлов // Физико-механические и теплофизические свойства металлов. – М.: Наука, 1976. – С. 170-179.
149. Носовский О.И., Ващенко А.М., Караулов А.К. Закономерности процесса изнашивания стали 45 и титана ВТ1-0 в водной среде // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1987. – Вып.31. – С. 26-29.
150. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1971. – 540с.
151. Одинг И.А. Термическая диффузия в металлах // ДАН СССР. – 1952. – Т.86. – С. 67.
152. О моделировании трения и износа / Под ред. А.В.Чичинадзе. – М.: НИИМАШ, 1970. – 318с.

153. Орлов П.И. Основы конструирования. В 2-х кн. / Под ред. П.Н.Учаева. – Изд. 3-е испр. – М.: Машиностроение. Кн.1, 1988. – 560с. Кн. 2, 1988. – 544с.
154. Островский М.С. Исследование латентного периода фреттинга: Автореф. дис. ...канд. техн. наук / Московский станкоинструментальный институт. – М., 1967. – 24с.
155. Палатник Л.С. // Доклады АН СССР. – 1953. – Т. 89. – С. 455-458.
156. Подшипники качения: Справочник – каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576с.
157. Петрусеви́ч А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки // Известия АН СССР. – 1951. – №2. – С. 209-223.
158. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – М.: Машиностроение, 1969. – 219с.
159. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах. – М.: Машиностроение, 1976. – 262с.
160. Платонов В.Ф. Подшипники из полиамидов. – М.: Машгиз, 1961. – 112с.
161. Повх И.А. Техническая гидромеханика. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524с.
162. Подольский Ю.Я., Корепова И.В., Виноградов Г.В. Условия и виды заедания при трении закаленной стали в углеводородных смазочных средах // Машиноведение. – 1965. – №5. – С. 109-114.
163. Подшипники качения: Справочник / Коросташевский Р.В., Нарышкин В.Н., Старостин В.Ф. и др. – М.: Машиностроение, 1984, – 280с.
164. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.В. Чичинадзе, А.Л.Левин, М.М.Бородин, Е.В.Зиновьев; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – Изд. 2-е, доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
165. Полоцкий Н.Д. О коэффициенте сопротивления кольцевых цилиндрических щелей // Труды ВИГМ. – Л., 1959. – Вып.5 (2).
166. Бушмарин Н.М., Трофиловская Л.С., Явленский К.Н. Расчет пластмассовых сепараторов шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 1971. №2. – С. 45-46.
167. Поляков А.А. О механизме саморегулирования при избирательном переносе //Трение и износ. – 1981. – Т.П, №3, – С. 467-478.
168. Поляков С.А. К оценке интенсивности изнашивания при избирательном переносе // Вестник машиностроения. – 1983. – № 4 – С. 41-43.
169. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания. –М.: Машиностроение, 1984. – 264с.
170. Основы технической диагностики. Кн. 1. Модели объектов, методы и алгоритмы диагнозов / Под ред. П.П. Пархоменко. – М.: Энергия, 1976. – 464с.
171. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. – 592с.

172. Протодяконов И.О., Мариулевич Н.А., Марков А.В. Явления переноса в процессах химической технологии. Основы теории / Под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1981. – 264с.
173. Райко М.В. Исследование смазочного действия нефтяных масел в условиях работы зубчатых передач: Дис. ...д-р техн. наук / КИИГА. – Киев, 1974. – 369с.
174. Райко М.В., Кадомский В.П. Противоизносные свойства твердых пленок, возникающих при смазывании минеральными маслами // Машиноведение. – 1971. – № 4. – С. 111-117.
175. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1970. – 544с.
176. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
177. Ратнер С.Б., Лурье Е.Г. Истирание полимеров как кинетический термоактивационный процесс // ДАН СССР. – 1966. – Т.166. – №4. – С. 909-912.
178. Ребиндер П.А. Физико-химическая механика – новая область науки. – М.: Знание, 1958. – 64с.
179. Ребиндер П.А., Щукин Е.Д. Поверхностные явления в твердых телах в процессах их деформации и разрушения // Успехи физических наук. – 1972. – Т.108. – Вып. 1. – С. 3-42.
180. Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.И. Кинетическая теория прочности твердых тел. – М.: Наука, 1974. – 560с.
181. Рещиков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. – М.: Машиностроение, 1975. – 232с.
182. Решетов Д.Н. Детали машин. – 3-е изд. испр. и перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 655с.
183. Розенберг Ю.А. Методы испытаний смазочных масел с целью прогнозирования их влияния на износ машин // Методы оценки противозадирных и противоизносных свойств смазочных материалов. – М., 1969. – С. 72-100.
184. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. // ФХОМ. – 1975. №1. – С. 105-108.
185. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. – М.: Машиностроение, 1982. – 212с.
186. Санин П.И. О полимерах трения и полимерообразующих присадках // Трение и износ. – 1980. – Т.1. №5. – С. 765-775.
187. Свириденко А.И., Мишкин Н.К., Калинкова Т.Ф. Акустические и электрические методы в триботехнике. – Минск: Наука и техника, 1987. – 280с.
188. Свирский Г.Э. К вопросу статистической теории трения и износа // Теория трения и износа. – М., 1965. – С. 115-117.

189. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1972. – 216с.
190. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – Т.1. – М.: Наука, 1976. – 536с.
191. Семенов А.П. Схватывание металлов. – М.: Машгиз, 1958. – 280 с.
192. Семенов А.П. Рациональные области применения металло-фторопластовых подшипников // Вестник машиностроения. – 1981. – №12. – С. 9-12.
193. Силаев Б.М., Костин В.И., Раткин И.Я. Статистическая оценка вибрационной прочности элементов фторопластовых сепараторов // Тезисы докладов научно-технической конференции / КуАИ. – Куйбышев, 1972. – С. 245-246.
194. Силаев Б.М., Ермаков А.А., Рождественский С.Н. Особенности посадок подшипников качения при их работе в высоконагруженных узлах в протоке криогенных жидкостей // Авиационная промышленность. – 1975. – №2. – С. 36-38.
195. Силаев Б.М. Обеспечение долговечности шарикоподшипников при работе в среде агрессивных криогенных жидкостей: Дис. ... канд. техн. наук / КуАИ – ККБМ. – Куйбышев, 1976. – 183с.
196. Силаев Б.М., Ермаков А.А., Рождественский С.Н. Повышение работоспособности шарикоподшипников в условиях перекося // Авиационная промышленность. – 1977, №7. – С. 33-34.
197. Силаев Б.М. К расчетной оценке износа при трении качения в активных средах // Тез. докл. науч.-техн. конф. "Теория и производство двигателей летательных аппаратов" / КуАИ. – Куйбышев, 1977. – С. 22.
198. Силаев Б.М. К расчетной оценке прокачки смазки через опору качения с учетом вращения // Тез. докл. научн.-техн. конф. "Теория и производство двигателей летательных аппаратов" / КуАИ. – Куйбышев, 1977. – С. 21.
199. Силаев Б.М. Исследование процесса изнашивания при трении качения в активных средах // Тез. докл. IX Всесоюз. конф. "Физика прочности и пластичности металлов и сплавов" / КПТИ. – Куйбышев, 1979. – С. 137-138.
200. Силаев Б.М., Громаковский Д.Г., Громаковский С.Д. Исследование фреттингостойкости и выносливости при фреттинге материалов ВТ-9 и ЖС6У с покрытиями. № 22-60/77, № 80001047/ КПТИ. – Куйбышев, 1980. – 172 с.
201. Силаев Б.М. О структуре расчетной модели изнашивания при трении качения в активных средах // Машиноведение. – 1981. – №1. – С. 89-97.
202. Силаев Б.М., Громаковский С.Д., Земсков Г.В. Экспериментальная оценка влияния фреттинг-процесса на циклическую прочность лопаток компрессоров ГТД из титанового сплава ВТ-9 // Тез. докл. Всесоюз. конф.

"Повышение долговечности и надежности машин и приборов" / КПТИ. – Куйбышев, 1981. – С. 337-338.

203. Силаев Б.М., Моисеев В.Г., Степанов Н.И. Работоспособность подшипников качения в химически активных маловязких средах // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Повышение долговечности и надежности машин и приборов" / КПТИ. – Куйбышев, 1981. – С. 254-255.

204. Силаев Б.М. О расчете прокачки жидкости для смазки и охлаждения подшипника // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С. 27-30.

205. Силаев Б.М., Громаковский Д.Г., Земсков Г.В. Исследование износостойкости, разработка и внедрение мероприятий по повышению ресурса работоспособности подвижных и условно неподвижных соединений авиадвигателей. № 66/81, № 81005700 / КПТИ. – Куйбышев, 1981. – 124с.

206. Силаев Б.М. Влияние режимных факторов на износ в условиях трения качения с граничной смазкой // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1982. – № 21. – С. 99-103.

207. Силаев Б.М., Громаковский Д.Г., Овчинников А.А. Исследование фреттингостойкости деталей ГТД. Разработка прибора для неразрушающего контроля упрочнения поверхностей и проверки смазок. №105/81, № 81030259 / КПТИ. – Куйбышев, 1984. – Кн. 1. – 80с; кн. 2. – 83с.

208. Силаев Б.М. К оценке затрат мощности на трение при работе в маловязких средах // Тез. докл. II Всесоюз. конф. "Надежность и долговечность машин и приборов" / КПТИ. – Куйбышев, 1984. – С. 205-206.

209. Силаев Б.М., Моисеев В.Г. Разработка средств испытаний узлов трения в среде маловязких жидкостей // Тез. докл. II Всесоюз. конф. "Надежность и долговечность машин и приборов" / КПТИ. – Куйбышев, 1984. – С. 207-208.

210. Силаев Б.М., Моисеев В.Г., Овчинников А.А. Некоторые пути снижения уровня вибраций опор трения качения // Тез. докл. IV Всесоюз. конф. "Контактная гидродинамика" / КуАИ. – Куйбышев, 1986. – С. 73.

211. Силаев Б.М., Моисеев В.Г., Яфясов Р.А. Метод определения энергетических затрат в опорах качения // Тез. докл. IV Всесоюз. конф. "Контактная гидродинамика" / КуАИ. – Куйбышев, 1986. – С. 102.

212. Силаев Б.М. Метод ускоренных испытаний подшипников качения на износостойкость // Машиноведение. – 1985. – №4. – С. 110-112.

213. Силаев Б.М., Яфясов Р.А. Универсальная стендовая машина трения // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Современные проблемы триботехнологии" / НКИ. – Николаев, 1988. – С. 291-292.

214. Силаев Б.М., Моисеев В.Г., Яфясов Р.А. Исследование влияния режимных и конструктивных параметров на работоспособность подшипников качения в маловязких смазочно-охлаждающих средах. №55 – 15, № 01860039781 / КуАИ. – Куйбышев, 1988. – 97с.

215. Силаев Б.М. Прогнозирование износостойкости подшипников качения на ресурс работы при ускоренных стендовых испытаниях // Тез. докл.

Всесоюз. конф. "Триботехнические испытания в проблеме контроля качества материалов и конструкций" / РАТИ. – Рыбинск, 1989. – С. 47-48.

216. Силаев Б.М. Обобщенная модель процесса внешнего трения и изнашивания // Машиноведение. – 1989. – №2. – С. 56-65.

217. Силаев Б.М. Исследование работоспособности роликоподшипников с моделированием реальных условий работы // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Повышение качества и надежности продукции, программного обеспечения ЭВМ и технических средств обучения" / КПТИ. – Куйбышев, 1989. – С. 239-240.

218. Силаев Б.М. Исследование мощности трения в подшипниках качения в зависимости от режимных параметров / КуАИ. – Куйбышев, 1989. – 8с. – Деп. в ВНИИТЭМР 03.07.89, № 196.

219. Силаев Б.М. Методы и средства испытаний узлов трения в среде маловязких рабочих жидкостей / КуАИ. – Куйбышев, 1989. – 34с. – Деп. в ВНИИТЭМР 24.07.89, №210.

220. Силаев Б.М., Курушин М.И., Гребнева Л.П. Исследование работоспособности опор качения зубчатых передач агрегатов ГТД. №29-36-15, № 018900П262 / КуАИ. – Куйбышев, 1989. – 79с.

221. Силаев Б.М., Моисеев В.Г., Кочетов В.М. Разработка конструкции подшипников скольжения, обеспечивающих ресурс агрегатов ГТД при экстремальных условиях. №248-89Е, Р, МП, СТ. / ККБМ. – Куйбышев, 1989. – 86с.

222. Силаев Б.М. Анализ взаимодействия потока смазочно-охлаждающей жидкости с элементами подшипникового узла // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Математическое моделирование в машиностроении". Секция "Аэрогидромеханика" / КуАИ. – Куйбышев, 1990. – С.26.

223. Силаев Б.М. Обобщенный метод расчета и прогнозирования износостойкости деталей машин // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Математическое моделирование в машиностроении". Секция "Проектирование и конструкции" / КуАИ. – Куйбышев, 1990. – С. 45-46.

224. Силаев Б.М., Курушин М.И., Мельников А.А. Исследование работоспособности опор качения зубчатых передач агрегатов ГТД. № 29-36-15, № 01890011262 / КуАИ. – Куйбышев, 1990. – 150с.

225. Силаев Б.М., Мельников А.А. Особенности взаимодействия и изнашивания на фрикционном контакте при граничном трении в присутствии маловязких смазочных сред // Тез. докл. международного научно-практического семинара-коллоквиума "Триболог-7М" "Направления и результаты работы триботехнических центров, предприятий, фирм" / РАТИ. – Ярославль – Рыбинск – Ростов, 1991. – С. 71-72.

226. Силаев Б.М. Тепловой режим подшипников при работе в среде маловязких смазочных жидкостей // Тез. докл. V Всесоюз. конф. "Контактная гидродинамика" / КуАИ. – Самара, 1991. – С. 34.

ных механических, физических и химических процессов, протекающих на поверхностях и в приповерхностных микрообъемах трущихся тел. Это процессы окисления, тепловые, диффузионные и коррозионно-механические процессы, усталостное разрушение, срез и скол микронеровностей, поверхностные явления (адсорбция) и др. [22, 28, 30, 36, 50, 110, 119, 134, 145, 178, 258]. Кроме того, на характер контакта твердых тел и возникновение фрикционных связей оказывает влияние не только микрорельеф, но и тонкий, так называемый субмикрорельеф, связанный с возникновением, развитием и взаимодействием дислокаций [25, 185, 264, 297].

В зависимости от режимов работы трибосистемы (нагрузка, скорость), внешних условий трения (окружающая и смазочная среды), физико-механических характеристик материалов трущихся тел и конструктивных особенностей фрикционного сочленения процесс изнашивания поверхностей трения сопровождается одним или несколькими характерными (ведущими) процессами на фрикционном контакте, определяющими определенный вид изнашивания и его интенсивность.

На основе обобщения обширных экспериментальных и теоретических исследований [35, 110, 118, 245, 266] в настоящее время все виды изнашивания классифицированы на три основные группы [65]: механическое изнашивание, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Классификация базируется на выделении основного (ведущего) процесса в совокупном механизме изнашивания. Так, группа механического изнашивания включает абразивное изнашивание, обуславливающее процесс разрушения поверхностей за счет резания и царапания твердыми частицами с отделением микростружки, и усталостное разрушение, вызываемое циклическим воздействием на микровыступы трущихся поверхностей. Молекулярно-механическое изнашивание сопровождается воздействием молекулярных или атомарных сил. Оно подразделяется на адгезионное изнашивание, изнашивание при заедании и избирательный перенос, открытый Д.Н. Гаркуновым и И.В. Крагельским [51]. Последнее явление происходит при трении пары "сталь – сплав меди" в условиях граничной смазки спирто-глицериновой смесью и заключается в выделении меди путем разрушения межатомных связей, переносе ее на поверхность стали и образовании тончайшего слоя меди, который практи-

227. Силаев Б.М. Концепция метода расчета износостойкости деталей машин // Тез. докл. У Всесоюз. конф. "Контактная гидродинамика" / КуАИ. – Самара, 1991. – С. 35.
228. Силаев Б.М. Метод определения составляющих мощности трения подшипников качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1991. – № 4. – С. 103-110.
229. Силаев Б.М. Металлополимерные подшипники скольжения для работы в экстремальных условиях // Вестник машиностроения. – 1991. – №10. – С. 31-33.
230. Силаев Б.М. Трибологические характеристики и методы обеспечения работоспособности и узлов трения в маловязких средах: Дис. ...д-р техн. наук / СГАУ – Самара, 1992. – 394с.
231. К магнитно-импульсной обработке быстрорежущих сталей / О.К. Колеров, А.П. Трухов, А.Н. Логвинов и др. // Вестник СГАУ, №115, 2004. – С. 85-88.
232. Куманин В.И., Чеховой А.Н. Механизм воздействия восстановительной термообработки на процесс упрочнения инструментальной стали при эксплуатации // Вестник машиностроения, 1994. №12. – С. 24-29.
233. Коновалов Л.В. Роль и приоритетные направления конструкционной надежности и машин при современных тенденциях развития машиностроения // Вестник машиностроения, 1996. №12. – С. 1-10.
234. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Классификация видов поверхностей разрушения (изломов) металлов: Рекомендации. – М.: ВНИИНМАШ, 1976. – 46с.
235. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин / В.Д.Зозуля, Е.Л. Шведков, Д.Я. Ровинский, Э.Д. Браун. – Киев: Наукова думка, 1990. – 258с.
236. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 600с.
237. Спицын Н.А., Машнев М.М., Красновский Е.Я. и др. Опоры осей и валов машин и приборов. – Л.: Машгиз, 1970. – 520с.
238. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. В 3-х т. Т.1. Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400с.
239. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машгиз, 1969. – 632с.
240. Степанов Н.И., Маринин В.Б., Силаев Б.М. К оценке оптимальных сроков службы смазочных материалов // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Проектирование, изготовление, эксплуатация и диагностика узлов трения в машиностроении" / МФТИ, РАТИ. – М., Рыбинск, 1983. – С. 11-12.

241. Степанов Н.И., Силаев Б.М., Фрейдин Э.И. Повышение фреттингостойкости деталей ГТД // Тез. докл. IX Всесоюз. конф. "Конструкционная прочность двигателей" / КуАИ. – Куйбышев, 1983. – С. 147-148.
242. Фрактография и атлас фрактограмм: Справочник / Пер. с англ. Е.А. Шура; Под ред. М.Л. Бернштейна. – М.: Металлургия, 1982. – 489с.
243. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. – М.: Машиностроение, 1977. – 423с.
244. Судзуки Т. Дислокации и механические свойства кристаллов. – М.: ИЛ, 1960. – С. 151-153.
245. Тененбаум М.М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. – М.: Машиностроение, 1966. – 321с.
246. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. – М.: Машиностроение, 1976. – 271с.
247. Тепломассообмен: Справочник / Под ред. А.В.Лыкова – М.: Энергия, 1978. – 480с.
248. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения. – М.: Машиностроение, 1971. – 168с.
249. Толстой Д.М. Собственные колебания ползуна, зависящие от контактной жесткости, и их влияние на трение // Доклады АН СССР. – 1953. – Т.153. №4.
250. Трение, изнашивание и смазка. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение. Кн.1, 1978. – 399 с; Кн.2, 1979. – 358с.
251. Трусков П.Ф. Физико-химические изменения в металле при трении // Трение, смазка и износ деталей машин / КИГВФ. – Киев, 1962. – Вып. 3.
252. Турбовальный двигатель со свободной турбиной НК-12СТ: Техническое описание / ККБМ. – Куйбышев, 1977. – 156с.
253. Ульянин Е.А. Коррозионно-стойкие стали и сплавы. – М.: Металлургия, 1980. – 208с.
254. Уотерхауз Р.Б. Фреттинг-коррозия. – Л.: Машиностроение, 1976. – 271с.
255. Файн Р.С, Кройц К.Л. Химизм граничного трения стали в присутствии углеводов // Новое о смазочных материалах. – М., 1967. – С. 89-94.
256. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. – Ташкент: Изд-во ФАН, Узб. ССР, 1979. – 168с.
257. Федоров В.В. Исследование и разработка научных основ прогнозирования повреждаемости и разрушения металлов: Автореф. дис. ...д-р техн. наук / ВНИЖТ. – М., 1980. – 42с.

258. Физико-химическая механика контактного взаимодействия и фреттинг-коррозия. – Киев: Научный совет по трению и смазкам АН СССР, 1973.
259. Филимонов Г.Н., Балацкий Л.Т. Фреттинг в соединениях судовых деталей. – Л.: Судостроение, 1973. – 296с.
260. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224с.
261. Фролов К.В., Дроздов Ю.Н., Пинегин С.В. Свойства поверхности в проблеме износостойкости машин // Машиноведение. – 1979. – №5. – С. 55-62.
262. Фляйшер Г. Энергетический метод определения интенсивности износа // Исследование по триботехнике: Труды специалистов СССР и ГДР / ВНИИНМАШ. – М., 1975. – С. 277-291.
263. Хайнике Г. Трибохимия. – М.: Мир, 1987. – 584с.
264. Хирт Дж. Лотс И. Теория дислокаций. – М.: Атомиздат, 1972. – 599с.
265. Хорлофф Дж.Х. Осевые турбины (газовая динамика и термодинамика). – М.: Машиностроение, 1972. – 212с.
266. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. – М.: Наука, 1970. – 252 с.
267. Циглер Г. Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механика сплошной среды. – М.: Мир, 1966. – 135с.
268. Чегодаев Д.Д., Наумова З.К., Дунаевская Ц.С. Фторопласты. – 2-е изд. – Л.: Госхимиздат, Ленингр. отд-ние 1960. – 192с.
269. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов / Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Проничев, Д.Е. Чегодаев и др.; СГАУ – Самара, 1998. – 234с.
270. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002. – 335с.
271. Чернышев В.В. Перераспределение углерода в стальных поверхностях трения // Трение и износ в машинах / АН СССР. – М., 1953. – Вып.7. – С. 34-40.
272. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. – М.: Мир, 1982. – 351с.
273. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 232с.
274. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Гинзбург А.Г. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар. – М.: Наука, 1979. – 268с.
275. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970. – 331с.
276. Шашин М.Я. Методика определения средних вероятных значений циклической долговечности // Заводская лаборатория. – 1952. – XVIII, №6. – С. 201-207.

277. Шведов Ю.Г. Результаты динамического тензометрирования бандажированных рабочих лопаток I ступени компрессора и бандажных трубок в колесе I ступени на изделии № 793020T073. / ККБМ. – № 101 – 2260. – Куйбышев, 1988. – 24с.
278. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239с.
279. Archard J.F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces // J. Appl Phys. – 1953 – vol.24, №8. – P. 981-988.
280. Archard I.F., Hirst W. An Examination of a Mild Wear Process. // Proc. Roy. Soc. Lond. Ser. A. – 1956. vol. 236. – P. 397-410.
281. Beerbower A.A. Critical Survey of Mathematical Models for Boundary Lubrication // ASLE Trans. – 14. – 1970. – P. 90-104.
282. Dies K. Die Reiboxydation als chemischmechanischer Vorgang // Arch. – f. Eisenhüttenwesen. – 1943 – 16, 10. – S. 399-407.
283. Finch G. J., Fordham S. Structure and Formation of Thin Films. // Soc. Chem. Industry. – 1937. – №28, vol. 56. – P. 632-639.
284. Fink M. Wear Oxidation a New Component of Wear // Trans. Amer. Soc. for Steel Treating. – 1930. – vol. 18. – P. 1026-1034.
285. Hanau H. Cryogenic bearings // Machin Design. – 1964. –vol. 36, №13. – P. 123-128.
286. Hardy W., Hardy J. Note on Static Friction and on the Lubricating Properties of certain chemical substances // Phil. Magaz. – 1919. – vol. 38. – P. 32.
287. Handy W. Collected Scientific Papers. – "University Press", Cambridge, 1936. – P. 609-867.
288. Hardy W. Boundary Lubrication. The temperature Coefficient // Proc. of Royal Society. A.C. – 1922. P. 1-487.
289. Holm R. Electric Contacts Stockholm. H. Gerbers Förlag, 1946. – 398p.
290. Kramer J.R.H. Trans. AJME. – 1 964. – vol. 230, №5. – P. 991-1000.
291. Krause H.R. Tribomechanical Reaction in the Friction and Wearing Process of Iron // Wear. –1971. – vol. 18, №3. – P. 403-412.
292. Naerheim Y., Stocker P.J., Lumsden I.B., Determination of the SSME High Pressure Oxiditer Turbopump Bearing Temperature // Advaces Eath of Orbit Propulsion. Technology, Alabame univesity of Huntsvil, 1988. – vol. 1. – P. 102-109.
293. Pursche G. Neue grundsätzliche Überlgungen zum Werkstoffverschleiß // Die Technik, 1972. h. 7. – s. 452-462.
294. Purche G. Zur Beeinflussung des Werkzeugverschleißes bei der spanenden Mettallbearbeitung mit Hilfe wäßriger Zwischenstoffe // Wissenschaftl. Zeitscher. Der TH Karl – Marx – Stadt, 15. 1975. – H.2 – S. 303-319.

295. Quinn T.F.J. The Role of Oxidation in the Mild Wear of Steel. // Brit. J. Appl. Phys. – 1962. – vol. 13. – P. 33-37.
296. Quinn T.F.J. The Effect of Hot Spot Temperature on the Unlubricated Wear of Steel // ASLE Trans. – 1967. – vol. 10. – P. 158-168.
297. Suh N.P. The delamination theory of Wear //Wear. – 1973. – vol. 25, №1. – P. 111-125.
298. Tao F.F. The Role of Diffusion in Corrosive Wear // ASLE Trans. – 1968. – vol. 11, №2. – P. 121-130.
299. Tao F.F. A Study of Oxidation Phenomena in Corrosive Wear // ASLE Trans. – 1969. – vol. 12, №2. – P. 97-105.
300. Tomlinson G.A. The rinsing of Steel Surfaces in Contact // Proc. Roy. Soc. – 1927. – A.V. 115. №771. – P. 472-483.
301. Tenwick N., Earles S.W.E. A Simplified Theory for the Oxidative Wear of Steels // Wear. – 1974. – vol. 18, №5. – P. 381-391.
302. Uhlig H.H. Mechanism of Fretting Corrosion // I. Appl. Mech. – 1954. – vol. 21, N-4, – P. 401.
303. Yoshimoto G., Tsukisoe T. On the Mechanism of Wear between Metal Surfaces // Wear. – 1958. – vol. 1, №6. – P. 472-490.

Научное издание

Силаев Борис Михайлович

**ТРИБОЛОГИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ**

Монография

Редактор Н. С. Купринова
Компьютерная верстка Л. В. Маркова, Т. А. Мозговая
Доверстка Т. Е. Половнева

Подписано в печать 05.12.2008г. Формат 60х84 1/16
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. 16,5. Тираж 500 экз. Заказ Арт.С-3/2008

Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086 г. Самара, Московское шоссе, 34

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета
443086 г. Самара, Московское шоссе, 34

чески не уносится из зоны контакта и переходит с одной поверхности на другую, что придает высокую износостойкость узлу трения.

В отличие от механизмов механического и молекулярно-механического изнашиваний, которые обусловлены деформационным и молекулярным (атомарным) взаимодействием контактирующих поверхностей, коррозионно-механическое изнашивание происходит при трении материалов, вступивших в химическое взаимодействие с окружающей или смазочной средой. Коррозионно-механическое изнашивание включает окислительный механизм изнашивания и разрушение поверхностей при фреттинг-коррозии.

В настоящее время на основе кинетики процессов формирования и разрушения фрикционных связей, обуславливающих разрушение поверхностей трения, для каждого вида изнашивания разработаны физические и математические модели различного уровня адекватности [77, 89, 171, 250, 279, 281, 289, 295] и др. За основное уравнение изнашивания принята зависимость интенсивности изнашивания – линейной I_h или объемной I_v – как функции основных движущих факторов процесса трения и изнашивания.

Наиболее развитой в настоящее время является теория усталостного изнашивания, концепцию которой выдвинул и обосновал И.В. Крагельский. В соответствии с указанной концепцией основное влияние на процесс изнашивания оказывает постоянное возникновение и разрушение фрикционных связей как результат взаимодействия микрорельефов поверхностей [250]. При скольжении микронеровностей по контртелу перед каждой из них возникает зона сжатия, а за ними – вследствие сил трения – зона растяжения. В результате возникает знакопеременный цикл нагружения материала. Многократные повторные деформации микрорельефов поверхностей приводят к физическим и химическим изменениям поверхностного слоя и накоплению в нем повреждений, приводящим к отделению частиц износа. Для множественного контакта основное уравнение изнашивания имеет вид [250]:

$$I_h = K_h \sqrt{\frac{h}{r} \frac{p_a}{p_r} \frac{\alpha_h}{n_h}}, \quad (1.1)$$

где K_h – коэффициент, зависящий от геометрической конфигурации и расположения по высоте единичных неровностей на поверхностях твердых тел; h/r – относительная глубина внедрения (h – глубина

внедрения единичной неровности, r – радиус неровности); P_a и P_r – соответственно номинальное и фактическое давление на контакте; α_h – коэффициент перекрытия, определяемый отношением номинальной площади контакта к площади трения; n_h – число циклов, приводящее к отделению деформированного объема материала.

Н.М. Алексеев развивает теорию изнашивания на основе явлений массопереноса с привлечением основных положений механики деформируемого твердого тела, элементов реологии материалов трущихся пар и разделительных слоев и вероятностных методов образования частиц при сдвиге [24]. В работе представлена физическая модель и приведены экспериментальные данные, подтверждающие при определенных условиях явления массопереноса в пограничном слое по трансляционной (переносной) и ротационной (вращательной) схемам, возникающим вследствие образования зон схватывания, пластических сдвигов, перемещения и диспергирования частиц и намазывания их на поверхности.

А.С. Проников [170, 171] предлагает использовать для расчета изнашивания поверхностей и сопряжений скорость изнашивания ν_h , которая может быть выражена степенной функцией $\nu_h = K_h p_a^m \nu^n$, здесь ν – скорость скольжения; K_h – коэффициент, характеризующий свойства материалов пары, геометрию соприкасающихся поверхностей и условия смазки; m и n – показатели степени, определяемые экспериментально. Автор различает износ поверхностей $\Delta h = f(x, y)$ как функцию координат поверхности трения и износ сопряжения Δh_Σ как показатель взаимного сближения сопряженных деталей при их износе. Задача решается на основе разработанной автором специальной классификации сопряжений по условиям их изнашивания [170, 171].

На основе анализа известных соотношений [79, 119, 250, 266] можно отметить, что закономерности при абразивном и адгезионном изнашивании описываются аналогичными по структуре зависимостями вида

$$I_V = K_V F_N / H_M, \quad (1.2)$$

где F_N – нагрузка, H_M – твердость материала, K_V – коэффициент различного физического содержания.

Для абразивного изнашивания на основе широких экспериментальных исследований М.М. Хрущов и М.А. Бабичев [266] установили, что расчетная модель такого механизма разрушения имеет вид

$$I_v = K_a F_N / HV,$$

здесь K_a – коэффициент, зависящий от абразивных свойств истирающей поверхности, условий испытаний и способа крепления образца; HV – начальная твердость металла при вдавливании пирамиды.

Р.Хольм выдвинул гипотезу об атомарном механизме адгезионного изнашивания [289]. В соответствии с ней изнашивание происходит в результате взаимодействия атомов материалов обеих поверхностей, а объемный износ V_h зависит от числа межатомных взаимодействий и пропорционален вероятности K_z удаления атомов с поверхности при их взаимодействии с атомами контрповерхности. При этом $V_h = K_z F_N / HB$. Позднее Арчард [279], развивая адгезионную теорию изнашивания, показал, что

$$V_h = (K_v / 3)(F_N / HB).$$

Здесь коэффициент K_v имеет смысл вероятности отделения частицы износа с пятна контакта. В случае трения со смазкой в это уравнение вводится дополнительный коэффициент $\alpha_M < 1$, который выражает отношение площади металлического контакта к общей площади.

Термофлуктуационная кинетическая концепция прочности твердых тел, развиваемая А.С. Журковым и др. [88, 89, 180], рассматривает разрушение как процесс постепенного накопления в деформируемом материале разрывов межатомных связей под действием флуктуации тепловой энергии, обусловленных полем внешних сил. В основе развиваемых расчетных методов изнашивания лежит зависимость, устанавливающая связь между долговечностью и прочностью [89]:

$$\tau = \tau_0 \exp[(U_0 - \gamma\sigma)/(KT)],$$

где τ – время до разрушения; τ_0 – постоянная величина порядка периода тепловых колебаний атомов ($\approx 10^{-12}$ с); U_0 – начальная энергия активации, близкая к величине активации распада межатом-

ных связей в твердых телах; σ – разрушающее напряжение; γ – структурно-чувствительный коэффициент; K – постоянная Больцмана; T – абсолютная температура.

Так, Ю.Н.Дроздовым с сотрудниками [79, 80] и др. термofлуктуационная модель использована для описания изнашивания и заедания поверхностей трения в экстремальных условиях. С.Б.Ратнер с сотрудниками [177] для оценки интенсивности изнашивания полимерных материалов предложили соотношение вида

$$I_h \sim \exp[-(U_0 - \gamma\sigma)/(KT)].$$

Рассматривая поверхностное разрушение материала с позиций энергетической теории изнашивания, Г.Фляйшер и его коллеги [60, 262] предложили определять интенсивность изнашивания по соотношению

$$I_h = \tau v_V / (W_T n_h), \quad (1.3)$$

где $\tau = \dot{f}p_a$ – удельная сила трения; $v_V = V_h / V_d$ (V_d – деформированный объем, в котором аккумулируется энергия трения; W_T – плотность энергии трения).

К числу работ, указывающих на возможность более детального развития инженерных начал при энергетическом подходе к проблемам поверхностной прочности, может быть отнесена работа А.Д.Дубинина [82]. Изнашивание твердых поверхностей в этой работе рассматривается как следствие развития совокупности механических, тепловых, электромагнитных и др. процессов, управляемых едиными законами переноса вещества и энергии. Вопросы разрушения поверхностей при внешнем трении, рассматриваемые как следствие переноса энергии путем возникновения колебательных и волновых процессов, получили развитие в исследованиях [29, 59, 82, 96, 125, 187], анализирующих источники возбуждения волн вследствие взаимодействия шероховатостей; в работах [28, 73, 122, 188, 249] и др. при автоколебаниях и внешних возмущениях импульсного характера.

Необходимо отметить, что рассмотренные расчетные модели, разработанные на основе усталостной, адгезионной и энергетической теорий изнашивания, обладают рядом недостатков, так как они не учитывают в той или иной мере всей полноты факторов, фор-

мирующих совокупный механизм фрикционного взаимодействия. Как отмечают авторы [119, с.307] в отношении модели усталостного изнашивания (1.1), расчеты по ней "следует рассматривать как первое приближение. Требуется их дальнейшее развитие как в теоретическом плане, так и в смысле накопления справочно-нормативного материала по механическим и усталостным свойствам поверхностей трения, по параметрам их микрогеометрии и т.п.". Аналогичное можно отметить и относительно моделей (1.2) и (1.3), отражающих соответственно абразивный и адгезионный механизмы изнашивания и разрушение поверхностей с энергетических позиций.

Трансформациям поверхностных слоев в процессе функционирования трибосистемы при коррозионно-механическом изнашивании (КМИ) посвящены работы [22, 44, 45, 46, 109, 112, 115, 280, 282, 284, 295, 296, 298, 299, 301, 303] и др., исследующие один из основных его видов - окислительное изнашивание, а также [55, 64, 154, 254, 259, 300, 302] и др., посвященные выяснению механизма и закономерностей другой формы КМИ – повреждению контактирующих поверхностей фреттинг-коррозией.

Первые сведения о влиянии кислорода на трение и изнашивание металлов получены Г. Томлинсоном [300], затем это явление изучали К. Дис [282], М. Финк [284], Т. Квинн [295, 296], Р.Б. Уотерхауз [254] и др. В нашей стране выяснению роли кислорода при трении со смазочным материалом и без него одними из первых занимались Г.В. Виноградов и Б.И. Костецкий с сотрудниками [44, 45, 46, 109, 112, 115]. При изучении влияния окислительных процессов на трение показана положительная и отрицательная роль кислорода для износостойкости различных металлов и сплавов. Это связано с различными физико-химико-механическими характеристиками вторичных структур-окислов, образующихся при трении различных металлов. И наоборот, сам процесс трения и развиваемые при этом контактные давления резко интенсифицируют процесс окисления поверхностей.

Из анализа исследований различных форм коррозионно-механического изнашивания очевидно, что этот процесс является комбинированным и включает в себя наложение различных механизмов повреждений поверхностей. В вышедших в нашей стране книгах И.В. Крагельского, М.Н. Добычина, В.С. Комбалова [119],

Х. Чихоса [272], Н.Л. Голего, А.Я. Алябьева, В.В. Шевели [55], Р.Б. Уотерхауза [254] и др. весьма полно анализируется фактическое состояние изучения КМИ как окислительной его формы, так и при фреттинг-коррозии, что позволяет не углубляться в подробности анализа механизма процессов, а остановиться лишь на вопросах, касающихся задачи, решаемой в монографии – о расчетной оценке интенсивности изнашивания при КМИ.

В рамках теории коррозионно-механического изнашивания Т. Квинн [295, 296] предложил расчетную модель в виде соотношения

$$I_V = \frac{V_h}{L_f} = \frac{d_\Phi F_N}{3\xi^2 \rho_0^2 v H_M} K_0 \exp(-U_0 / RT), \quad (1.4)$$

где d_Φ – диаметр пятна фактического контакта; K_0 – предэкспонента; R – газовая постоянная; ξ – критическая толщина окисной пленки; ρ_0 – плотность окисла; v – скорость скольжения.

В работе И.А. Буяновского [41] получена модель для расчета интенсивности коррозионно-механического изнашивания на основе гипотезы А. Адамсона [20] о линейности закона роста модифицированного слоя, что предполагается допустимым в случае, если реакция не затруднена:

$$I_V = \frac{V_h}{L_f} = \frac{zF_N}{Bt_0 v^2 HB_M} K_0 \exp\left(-\frac{U + U_0 - \mathcal{P}_r}{RT}\right), \quad (1.5)$$

здесь z – расстояние между адсорбционными центрами; B – постоянная; t_0 – коэффициент, связанный с периодом термических колебаний адсорбированной молекулы; HB_M – твердость по Бринеллю более мягкого из контактирующих материалов.

Необходимо отметить, что использование в практике предложенных соотношений (1.4) и (1.5) для определения интенсивности изнашивания весьма затруднительно из-за неопределенностей ряда величин, в первую очередь таких, как K_0, U_0, ξ . Рассматриваемые расчетные модели не учитывают также теплофизические свойства смазочной среды, существенно влияющие на процессы фрикционного взаимодействия пары трения, особенно в условиях применения маловязких смазочных сред.

В последнее время активно развивается направление, опирающееся на представление о комбинированном характере процесса трения и любой формы изнашивания.

Г. Пурше [293, 294] с позиций материаловедения и с учетом энергетических, механических и структурных аспектов скомбинировал закономерности для описания явлений, происходящих при трении. В целом по Пурше система трения рассматривается как нагруженная система, в которой вследствие механической активации материала протекают физические и химические процессы, приводящие к изменению вещественного состава и энергетических параметров материалов. При достижении определенной местной плотности энергии происходят нежелательные изменения свойств материала или же наступает его разрушение. При этом износ зависит в основном от комплекса энергетических условий W , которые, в свою очередь, определяются условиями нагружения N , параметрами формы Φ и свойствами материала M , т.е. в общем случае по Г. Пурше

$$V_h = V_h \{W(N, \Phi, M)\}.$$

Следует отметить, что разработанная Г.Пурше модель не доведена до расчетного применения, однако с ее помощью можно выполнять качественный анализ явлений, протекающих при трении и изнашивании, и формировать практические рекомендации.

Ю.Н. Дроздовым [77, 79] с применением теории моделирования и размерности разработаны ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении. Так, если в процессе изнашивания преобладает механическое разрушение поверхностей, а химические и тепловые процессы не являются определяющими, то, по мнению автора, целесообразно определять зависимость интенсивности изнашивания в виде аналитического выражения типа

$$I_{h(M)} = h_f / L_f = K_M \pi_a^x \pi_{CM}^y \pi_z^z \pi_{ul}^\gamma, \quad (1.6)$$

где K_M, x, y, z, γ – определяемые экспериментально величины; $\pi_a = p_a / HB$ – комплекс, характеризующий напряженное состояние контакта и безразмерную площадь фактического касания тел [ранее применявшийся в расчетах при абразивном и адгезионном изнашивании – см. (1.2)]; комплекс $\pi_{CM} = h_c / l$ [h_c – толщина смазочного слоя; l – характерный размер (диаметр режущей абразив-

ной частицы, приведенный размер шероховатости)] определяет относительную толщину смазочного слоя; параметр $\pi_y = \varepsilon_1 p_a / \sigma_0$ (p_a – контактное напряжение сжатия; ε_1 – коэффициент, зависящий от коэффициента трения f и напряженного состояния в контакте; σ_0 – предел усталости материала в заданных условиях трения) характеризует усталостную прочность трущихся поверхностей [101]; безразмерный комплекс $\pi_{ш} = R_{\max} / (r b_1^{1/\nu_1})$ ($R_{\max}$ – наибольшая высота неровностей профиля; r – приведенный радиус неровностей; b_1, ν_1 – параметры опорной кривой) определяет влияние шероховатости.

Структуру, аналогичную (1.6), имеют соотношения для интенсивности изнашивания при учете сорбционных процессов и химического модифицирования поверхностей трения, а также для случаев, когда определяющим фактором процесса изнашивания являются тепловые процессы. Для указанных случаев определяющие комплексы получены из рассмотрения физико-химических и тепловых явлений на фрикционном контакте. В НИИМАШ под руководством Э.Д. Брауна и А.В. Чичинадзе разработан метод физического моделирования процессов трения, изнашивания и температурных условий [38, 152, 273, 274]. Этот метод позволяет установить взаимосвязь между параметрами реальной пары трения и параметрами геометрически подобной ей модели, что делает возможным при использовании масштабных коэффициентов перехода переносить результаты лабораторных исследований, проведенных на малогабаритных модельных образцах, на реальные условия работы пар трения. Это дает возможность оптимизации условий трения.

Несмотря на широкую информативность развиваемых методов оценки износостойкости деталей узлов трения с позиций комбинированной теории и физического моделирования, нельзя не отметить и затруднения в их практическом использовании, так как в обоих случаях требуются серьезные экспериментальные исследования для получения большого количества экспериментально определяемых величин для рассчитываемых пар трения. Необходимо также отметить, что в обоих методах конкретно не рассматривались особенно-

сти и специфика коррозионно-механического изнашивания, характерного для работы трибосопряжений в условиях смазывания и охлаждения маловязкими средами.

Значительное расширение круга учитываемых физических явлений при изучении трения и изнашивания материалов позволяет достигнуть совмещения подхода физики прочности и пластичности с термодинамической интерпретацией явлений, опирающейся на фундаментальные законы термодинамики необратимых процессов (М.А. Леонтович, Л. Онзагер, И. Пригожин, И. Дьярмати и др.). Возможности термодинамического подхода к оценке разрушения твердых тел состоят в том, что он позволяет учитывать разнородные процессы, имеющие место в деформируемом материале. И, конкретно, то обстоятельство, что упругопластическая деформация протекает в условиях неоднородности не только механического напряжения, но и температуры, химического потенциала и др., вызывающих перенос энергии, вещества и импульса [31, 54, 63, 66, 85, 267].

Явления переноса опираются на общие термодинамические законы, в частности на принцип Ле-Шателье, согласно которому всякое внешнее воздействие, выводящее систему из равновесия, инициирует в ней процессы, стремящиеся возратить систему в исходное состояние. При этом общим признаком превращений в деформируемых системах, и в частности в трибосистемах, является их необратимый характер, обуславливающий изменение энтропии системы dS как за счет энергомассообмена с внешней средой $-d_e S$, так и вызываемое производством ее внутри системы $-d_i S$, т.е.

$$dS = d_e S + d_i S .$$

Необратимый характер деформационных процессов определяется путем оценки термодинамической вероятности. Как отмечено в [257] для обсуждаемой задачи, И. Пригожиным [54] была рекомендована известная формула Эйнштейна, согласно которой вероятность данного состояния системы

$$\omega \sim \exp[(S - S^*)/K], \quad (1.7)$$

где S^* – значение энтропии в состоянии равновесия, K – константа Больцмана.

При внешнем воздействии на систему она откликается диссипативным потоком I_s , в котором $d_i S / d\tau$ – производство энтропии, τ – время релаксации

$$d_i S / d\tau = (S - S^*) / \tau. \quad (1.8)$$

Из соотношений (1.7) и (1.8) имеем

$$\omega \sim (I_s \tau / K). \quad (1.9)$$

Выражение (1.9) показывает, что вероятность осуществления необратимого процесса тем больше, чем больше плотность потока энтропии и время релаксации. Этот вывод, справедливый для локальных явлений, считается вполне приемлемым для нелинейных термодинамических необратимых процессов, имеющих место в реальных технических системах.

Принципы термодинамики необратимых процессов получили отражение как при исследовании трения и изнашивания твердых тел [34, 40, 51, 52, 110, 113, 168, 169, 256, 257] и др., так и при решении проблемы прочности, пластичности и усталости материалов [57, 92, 106, 148, 190, 256] и др.

На основе обобщения результатов исследований и новых представлений о системе трения как о неравновесной термодинамической системе, Б.И. Костецкий с сотрудниками [113] установили фундаментальную закономерность внешнего трения и обуславливающее ее универсальное явление структурной приспособляемости материалов при трении. Это явление проявляется в существовании для всех материалов и сред некоторого диапазона минимальных сил трения и интенсивности изнашивания, обусловленного образованием диссипативной структуры с минимальным рассеянием энергии и производством энтропии. Оно состоит в локализации эффективного объема взаимодействия твердых тел и среды в субмикроскопических пленках вторичных структур толщиной порядка десятка нанометров, экранирующих исходные материалы от механической и физико-химической деструкции и постоянно регенерируемых путем саморегулирования процессов трибоактивации и пассивации в условиях динамического равновесия. В этом же плане Н.А. Буше и В.В. Копытько развита идея совместимости материалов в подшипниках скольжения [40].

В работе Л.И. Бершадского [34] термодинамический подход к оценке разрушения материалов представляется как основной принцип физической теории надежности. Разрушение материала рас-

смачивается как переход энергии и вещества в форму с большей энтропией, т.е. в менее упорядоченное состояние. Разрушение наступает после достижения некоторой критической величины накопленной энергии (беспорядка) и негэнтропии (мера разнообразия). Работы такого рода представляют в основном методологическое значение.

Д.Н. Гаркуновым, А.А. Поляковым и С.А. Поляковым [52, 167, 168] разрабатывается концепция избирательного переноса, основанная на эволюционном характере процессов, развивающихся в поверхностном слое и подчиняющихся законам неравновесной термодинамики.

С.А. Поляков [168] на основе положений термодинамики необратимых процессов [54, 67, 85] с привлечением теории дислокаций [264, 297] и результатов исследований эволюции дислокационных структур в поверхностях трения образцов из сплавов на основе меди, испытанных в смазочной среде, содержащей глицерин [53, 93, 129, 185], предложил интенсивность изнашивания при избирательном переносе рассчитывать по соотношению

$$I_h = aC_p / (L_f C_n), \quad (1.10)$$

где a – период кристаллической решетки меди; $C_p = NC_\varnothing$ (N – число дислокаций в заданном объеме, $C_\varnothing$ – среднее число атомов в экстраплоскости одной дислокации); C_n – число атомов в монокристаллическом поверхностном слое.

С позиций неравновесной термодинамики В.В.Федоров [256, 257] развивает свой подход как к разрушению твердых тел, так и к изнашиванию поверхностей. В качестве критерия износа он использует изменение плотности внутренней энергии ΔU_e , накапливаемой в материале. Этот параметр В.В.Федоров считает не зависящим от условий трения, что позволяет принимать его в качестве константы материала. Им предложена формула расчета интенсивности изнашивания в виде

$$I = V / A_f = \dot{U}_e / (\Delta U_* - \Delta U_{Tf}) = \delta_e W / (\Delta U_* - \Delta U_{Tf}). \quad (1.11)$$

В формуле (1.11) $\dot{U}_e$ – скорость изменения скрытой энергии в поверхностных слоях материала, отнесенная к единице поверхности

трения; ΔU_{tf} – изменение плотности тепловой составляющей внутренней энергии; ΔU_* – изменение плотности внутренней (скрытой) энергии; V – объем продуктов износа; A_f – площадь поверхности трения; W – удельная мощность трения, отнесенная к единице поверхности трения; δ_e – относительная величина скрытой энергии.

Следует отметить, что предложенные соотношения (1.10) и (1.11) пригодны, по-видимому, только для сравнительных оценок интенсивности изнашивания в рамках исследовательских задач, так как количественное определение величин, входящих в формулы C_p и C_n в (1.10) и $\dot{U}_e$ и ΔU_* в (1.11), является весьма приближенным. Однако значимость применения обсуждаемого термодинамического подхода к описанию разрушения поверхностей трения несомненна.

1.3. Общая характеристика методов исследований, испытательных средств и объектов исследований

Как показал анализ научно-технической литературы, все многообразие существующих методов и средств испытаний деталей машин на изнашивание в основном разрабатывалось применительно к исследованиям пар трения, смазываемых маслом [68, 119, 139, 181, 183]. В то же время практически отсутствуют данные о трибологических характеристиках материалов и пар трения при длительном функционировании их в маловязких смазочных средах, недостаточно научно обоснованных методов испытаний, а также сведений и рекомендаций по обеспечению работоспособности узлов трения в указанных условиях. Поэтому основной целью испытаний на трение и изнашивание в среде маловязких жидкостей являлось получение трибологических характеристик для разработки методов расчета и прогнозирования износостойкости, а также обеспечения работоспособности узлов трения со смазыванием и охлаждением указанными жидкостями.

В соответствии с установившейся экспериментальной практикой в трибологии принята целесообразной следующая методологическая последовательность испытаний трибосопряжений: лабораторные испытания материалов, стендовые и эксплуатационные испытания пар трения [119, 183, 235].

Лабораторные испытания, как известно, проводятся на специальных образцах исследуемых материалов в заданных смазочных средах в основном для получения таких служебных трибохарактеристик материалов как коэффициент трения, интенсивность изнашивания, фрикционная теплостойкость и коррозионная стойкость. В настоящее время в научно-технической и справочной литературе можно найти рекомендации по выбору материалов пар трения с учетом их тепловой и коррозионной стойкости при работе в химически активных средах как для условий качения, так и скольжения [47, 90, 94, 253]. Что же касается двух других характеристик, то их успешно можно определять и при стендовых испытаниях. В то же время при проведении испытаний встречаются большие организационно-технические трудности, связанные с пожароопасностью и токсичностью большинства маловязких сред, а также с высокой способностью к газификации криогенных жидкостей при нормальной температуре и давлении окружающей среды. Все это предопределило отказаться от триботехнических лабораторных испытаний и проводить только стендовые испытания с применением средств автоматизации с последующей проверкой решений и рекомендаций в эксплуатационных условиях.

В решении триботехнических задач как научно-исследовательского, так и прикладного характера в настоящее время ведущее место занимают стендовые испытания трибосопряжений [119, 139, 181, 183, 235]. Особенно это актуально в связи со спецификой условий при исследовании пар трения в маловязких химически активных жидкостях [214, 219]. При этом виде испытаний исследовалась работоспособность натуральных либо модельных узлов трения в различных условиях, в том числе и имитирующих эксплуатационные по нагрузочно-скоростным параметрам и по величине прокачиваемой под перепадом давления маловязкой жидкости через полость узла трения. Стендовые испытания научно-исследовательского характера позволили в сравнительно короткие сроки изучить такие важные трибологические характеристики как коэффициент трения, потери мощности в узле трения, температурное поле в нем и в смазочно-охлаждающей жидкости, величину ее прокачки, поле давлений в прокачиваемой жидкости и эпюру нагрузок на узел трения. Кроме того, при указанных испытаниях проверялась правильность конструктивных решений и выбора расчетных схем, конструктивных раз-

меров и других параметров узла трения, выявлялись оптимальные с точки зрения износостойкости, прочности и других признаков узлы и детали. Указанный комплекс исследований проводился на специально созданной универсальной стендовой машине трения (см. главу 4).

Для получения достаточно полной и широкой информации проводились натурные испытания узлов трения в составе изделий в стендовых или эксплуатационных условиях. При этом выполнялась окончательная проверка правильности выбранных и проверенных при стендовых испытаниях научно-технических решений, устанавливалось взаимовлияние различных узлов изделия на работоспособность узлов трения, влияния номинальных и предельных режимов работы и различных климатических условий на надежность и долговечность работы как отдельных узлов, так и изделия в целом.

Объектами исследований являлись детали, сопряжения, кинематические пары и узлы трения различных агрегатов двигателей летательных аппаратов (авиационных газотурбинных и жидкостных ракетных), работающие в среде маловязких рабочих жидкостей (керосин, жидкий кислород, вода) или без смазочного материала: подшипники качения, их сепараторы, подшипники скольжения, подшипниковые узлы, уплотнения валов, номинально неподвижные, но подверженные вибросмещениям, соединения типа вал-ступица, бандажные связи и др. В отдельных случаях для получения дополнительной информации испытывались образцы материалов.

2. ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ФРИКЦИОННОМ КОНТАКТЕ ПРИ ГРАНИЧНОЙ СМАЗКЕ МАСЛОМ И МАЛОВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ

Трибологические процессы, протекающие на поверхностях трения деталей при работе в среде маловязких смазочных жидкостей, в настоящее время изучаются как в модельных, так в стендовых и натурных условиях испытаний образцов и узлов трения [83, 149, 195, 201, 280, 295, 296]. Лабораторные модельные испытания образцов не отражают всей сложности картины взаимодействия и взаимовлияния деталей в составе реальных узлов трения, следовательно, не воспроизводят всей совокупности механизмов и процессов изнашивания. Поэтому исследования характера взаимодействия, изнашивания и повреждений поверхностей трения деталей, функционирующих в составе реальных узлов трения, например, подшипников качения и скольжения, предпочтительны.

Процессы, возникающие на фрикционном контакте в присутствии маловязких жидкостей, исследованы на рабочих поверхностях подшипников качения из коррозионно-стойкой стали 95Х18Ш после испытаний их в стендовых и натурных условиях в среде жидкого кислорода и воды по ГОСТ 2874-82 [201, 203, 206, 225]. Для сопоставления были изучены состояния рабочих поверхностей подшипников качения из стали ЭИ-347Ш при граничном трении в присутствии синтетического масла ИПМ-10 и подшипников скольжения в условиях граничной смазки маслом МС-20 в широком диапазоне рабочих температур узла [224, 225].

Характер взаимодействия и изнашивания определялся посредством фрактографических и микроструктурных исследований поверхностей трения и приповерхностных зон при помощи электронно-микроскопического и металлографического анализов соответственно на растровом электронном микроскопе РЭМ-100У и на оптическом микроскопе МИМ-8. После испытаний на кольцах подшипников качения сначала проводились фрактографические исследования поверхностей трения на РЭМ-100У, затем из колец вырезались образцы вдоль дорожек качения и поперек их для металлографических исследований. Приготовление шлифов производилось после заливки в эпоксидную смолу с целью сохранения кромок рабочих поверхностей. Изменение механических свойств материала приповерхностных зон колец подшипника оценивалось путем измерения микро-

твердости на приборе ПМТ-3 при нагрузке 0,981Н. Измерения проводились на шлифах образцов, вырезанных поперек дорожки качения. Шаг измерений 0,03 мм с началом от кромки рабочей поверхности.

2.1. Условия на контакте и характер взаимодействия поверхностей трения качения при граничной смазке маслом

Исследования характера повреждений и изнашивания поверхностей трения качения, их взаимодействия в процессе работы проведено на кольцах и телах качения шарикового подшипника 30-200Р, выполненных из теплостойкой стали ЭИ-347Ш. Подшипник используется в редукторе воздушно-пусковой турбины авиационного газотурбинного двигателя и работает в напряженном динамическом режиме в условиях граничного трения в присутствии масла ИПМ-10 [220]. Динамичность режима работы характеризуется неустановившимися нагрузочно-скоростными и температурными параметрами.

На рис.2.1 приведены электронно-растровые фотографии поверхностей трения колец и тел качения указанного подшипника после ресурсных испытаний в составе изделия в условиях обедненной смазки ИПМ-10. Изучение состояния рабочих поверхностей показало, что характер повреждений и изнашивания колец и тел качения неоднозначный в результате неодинаковых условий контактного взаимодействия.

В рабочей зоне беговых дорожек внутреннего и наружного колец кроме изнашивания микропрофиля имеют место повреждения в виде характерного строчечного следа микрократеров и разрывов поверхности незначительной глубины с расстоянием между отдельными повреждениями $\approx 0,01...0,05$ мм. Причем на внутреннем кольце повреждения имеют вид микрократеров неправильной формы, зачастую расположенных группами по 2...4 в одной зоне (рис.2.1, а, б). Поперечный размер единичного повреждения составляет 0,003...0,01мм. Исходный технологический микропрофиль на рабочей поверхности желоба внутреннего кольца полностью выглажен.

Изнашивание и повреждения рабочей зоны желоба наружного кольца отличаются по характеру от изнашивания и повреждений поверхности внутреннего кольца подшипника. Исходный микропрофиль на беговой дорожке наружного кольца также несколько

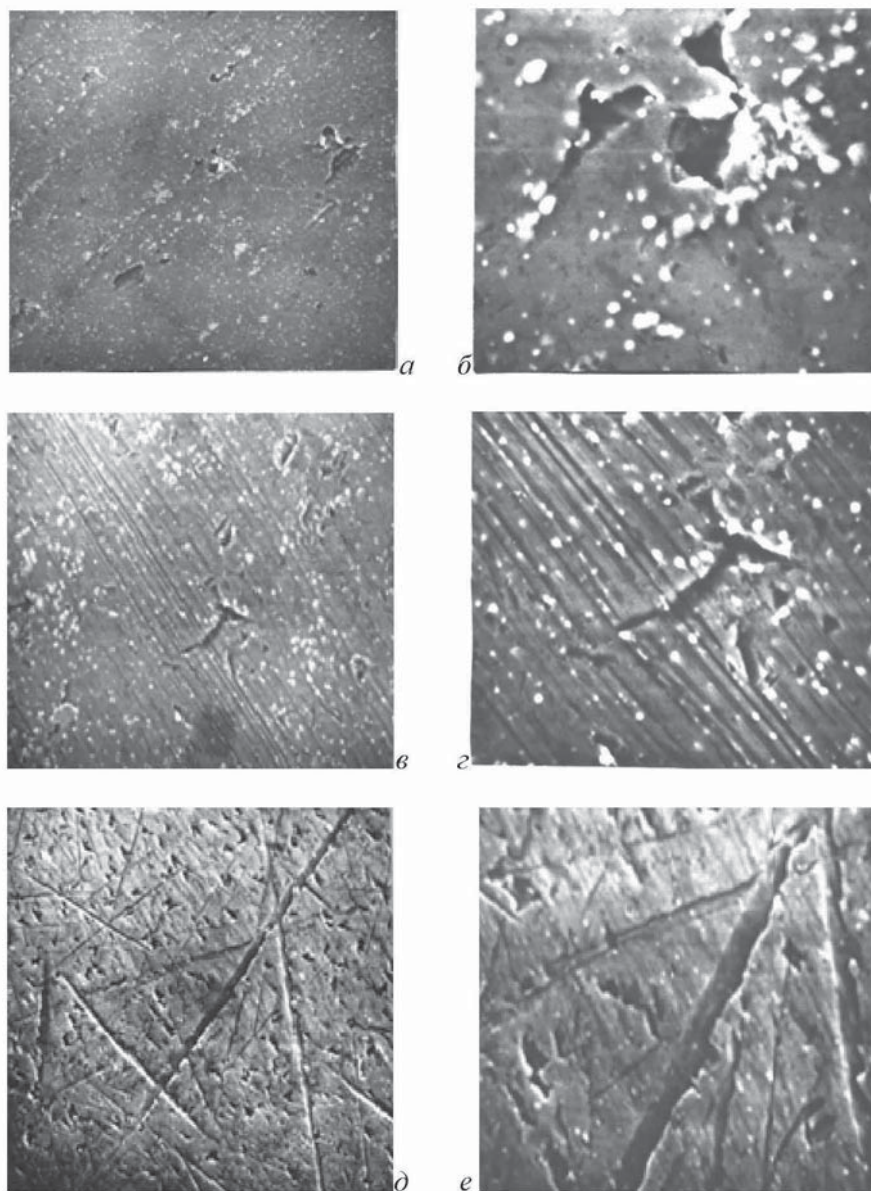


Рис. 2.1. Фрагменты поверхностей трения подшипника из стали ЭИ-347Ш:
а, б – внутреннего кольца; *в, г* – наружного кольца; *д, е* – шарика.
 Увеличение *а, в, д* – $\times 1000$; *б, г, е* – $\times 2000$

выглажен, однако на ней просматриваются следы регулярно ориентированного микропрофиля, оставленного инструментом при финишной обработке кольца (рис. 2.1, в, г). Повреждения имеют вид разрывов поверхности, ориентированных преимущественно поперек следов качения, а также в виде наминов поверхности и отдельных точечных микропор. Длина повреждений составляет примерно 0,003...0,01 мм.

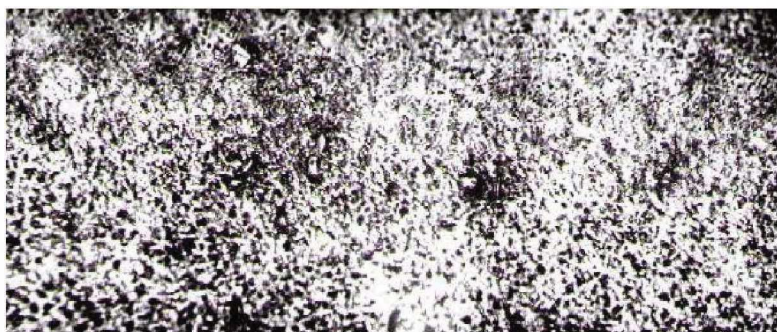
Характер изнашивания поверхностей тел качения существенно отличается от характера изнашивания рабочих поверхностей колец. Поверхность шариков покрыта пересекающимися рисками с точечными, не более 0,005 мм в поперечнике микропорами (рис. 2.1, д, е).

Микроструктура материала колец подшипника (рис. 2.2) представляет собой мартенситную структуру с мелкодисперсными частицами карбидной фазы. Причем, наряду с мелкими равномерно распределенными по сечению образца карбидами наблюдаются отдельные достаточно крупные включения карбидов размером в поперечнике до 0,005 мм, неравномерно распределенные по сечению.

На рабочих поверхностях желобов колец видны поры и микрократеры с характерными шероховатыми стенками, глубина указанных повреждений составляет примерно 0,005...0,010 мм.

Электронно-микроскопический анализ шлифов внутреннего кольца (рис. 2.3, а, б) показал наличие подповерхностных пор, объединенных в микротрещину длиной $\approx 0,015$ мм, расположенную поперек следа качения на глубине залегания $\approx 0,010$ мм от поверхности. Анализ шлифов наружного кольца (рис. 2.3, в) показал также в приповерхностной зоне (и с выходом на поверхность) наличие отдельных микропор, не превышающих в поперечнике 0,002 мм.

Измерения микротвердости, выполненные на поперечном шлифе внутреннего кольца (рис. 2.4), свидетельствуют о деформационном упрочнении (наклепе) материала кольца при работе. Изменение микротвердости затрагивает глубину от рабочей поверхности до 0,12 мм. Характер кривой, отражающей закономерность изменения механических свойств материала по глубине (рис. 2.4), показывает, что слои, прилегающие к рабочей поверхности, имеют меньшие прочностные характеристики, чем нижележащие на некоторой глубине. С увеличением расстояния от поверхности прочностные характеристики слоев несколько возрастают, достигая максимума на расстоянии 0,06...0,09 мм от поверхности трения и затем плавно спадая до значений, характерных для основного материала.



a



б



в

Рис. 2.2. Микроструктура материала колец подшипника (сталь ЭИ - 347Ш):
a, б - шлифы внутреннего кольца поперек и вдоль следа качения соответственно,
 x500; *в* - шлиф наружного кольца вдоль следа качения, x500

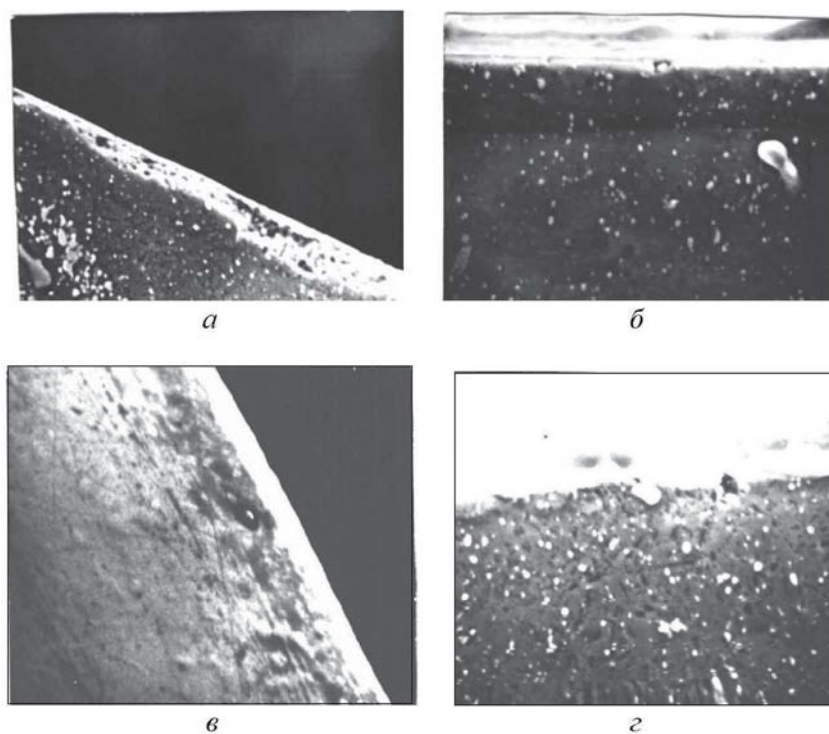


Рис. 2.3. Микроструктура материала колец подшипника (сталь ЭИ-347Ш):
а, б - шлифы внутреннего кольца поперёк и вдоль следа качения
 соответственно, $\times 1000$; *в, г* - шлифы наружного кольца поперёк
 и вдоль следа качения соответственно, $\times 1000$

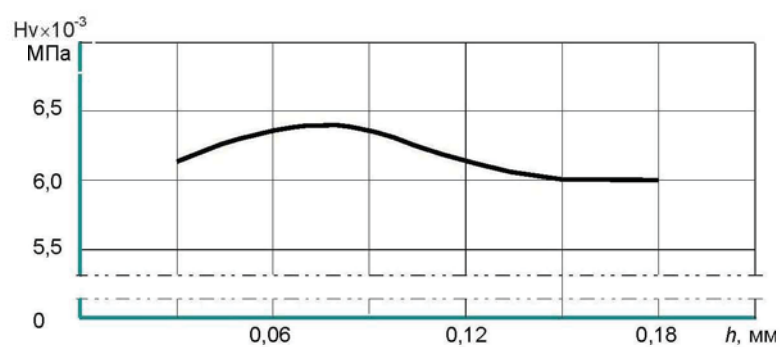


Рис. 2.4. Изменение микротвердости H_v по глубине h
 от рабочей поверхности внутреннего кольца из стали ЭИ-347Ш

Анализ результатов электронно-микроскопического и металлографического исследований показывает, что наиболее вероятными можно считать следующие процессы фрикционного взаимодействия и механизмы изнашивания и повреждений рабочих поверхностей деталей подшипника.

Так, полное отсутствие исходного технологического микропрофиля на рабочей поверхности наиболее напряженного внутреннего кольца и частичные следы его на наружном кольце, а также наличие деформационного упрочнения на беговых дорожках свидетельствуют о работе подшипника в условиях трения, близкого к граничному. Указанное состояние поверхностей косвенно подтверждает, что при работе подшипника в зоне качения имел место металлический контакт, приводящий к изнашиванию исходного технологического микропрофиля. Как показали исследования динамики агрегата, в котором работают подшипники, указанные условия на контакте возникают вследствие разрыва масляной пленки из-за перегрузочных явлений виброударного характера, обусловленных динамикой редуктора агрегата и затрудненной подачей смазки в зону трения [220, 224]. Многократное циклическое деформирование исходного микропрофиля рабочей поверхности внутреннего кольца в указанных условиях приводит к усталостному разрушению микровыступов, т.е. к отделению их в виде частиц износа. Дальнейшее циклическое деформирование поверхностного слоя кольца при воздействии комплекта тел качения вызывает повышенный разогрев поверхности трения, активацию контактных поверхностей, обуславливающие "сшивание связей" на них, т.е. адгезию отдельных участков [36, 97, 191]. Образуются так называемые мостики схватывания с последующим их разрывом на некоторой глубине внутреннего кольца как более нагретого и имеющего, следовательно, меньшее сопротивление материала на срез. Данный механизм изнашивания косвенно подтверждается наличием на рабочей поверхности внутреннего кольца групп микрократеров с острыми краями неправильной формы (рис.2.1,б) и со стенками, покрытыми характерной, вытянутой вверх шероховатостью (рис.2.2).

Вместе с тем, образование микрократеров на внутреннем кольце может происходить и в соответствии с известным усталостным механизмом образования повреждений - питтингов - в результате воздействия высоких контактных давлений и проскальзываний тел качения, о чем свидетельствует наличие подповерхностной трещины

(рис.2.3,*a*), расположенной на глубине от поверхности именно в зоне, близкой к возникновению при работе максимальных касательных напряжений. Как известно, это напряжение для металлов развивается на глубине, равной $0,786\epsilon$ от поверхности, где ϵ - полуось эллипсной площадки контакта. Глубина залегания трещины близка к величине, определяемой указанной зависимостью.

Причиной появления разрывов и наминов на рабочей поверхности наружного кольца, как правило менее нагретого по сравнению с внутренним, является действие высоких контактных давлений и проскальзываний в условиях обедненной смазки, приводящее к разрывам поверхности, а также отпечатки крупных частиц износа, вырываемых в результате адгезии с поверхности внутреннего кольца телами качения и переносимых ими. Механизм разрывов подтверждается также данными, полученными С.В.Пинегиным [158] при испытании поверхностей качения с проскальзыванием в условиях действия высоких контактных давлений.

Факторами, способствующими появлению микропор на рабочих поверхностях колец, могут являться также выкрашивания отдельных крупных карбидных включений в результате воздействия силового и температурного полей, о чем свидетельствует состояние поверхностей и приповерхностных зон, приведенное на рис. 2.1...2.3.

Возникновению рисков на телах качения (рис.2.1,*d,e*) способствует их работа в условиях проскальзывания и царапающего воздействия при этом неровностей на краях микрократеров и разрывов, образующихся на дорожках колец. Так, при набегании шарика на поперечную трещину один из ее краев со стороны движения прогибается (деформируется) сильнее по сравнению с противоположным, который при проскальзывании шарика действует как клин по отношению к его поверхности, нанося на ней риски, царапины и точечные наколы. Очевидно также, появлению микропор на поверхностях тел качения может способствовать и выкрашивание карбидной фазы.

Таким образом, при работе трибосопряжений в условиях граничного трения в присутствии химически неактивных смазок изнашивание обусловлено преимущественно совокупностью механических процессов на фрикционном контакте – выглаживание и срез микронеровностей, отделение частиц износа в результате усталости и выкрашивания отдельных частиц карбидной фазы, выходящих на поверхность, царапание и пластическое оттеснение поверхностей в

результате перемещения и диспергирования частиц, а также сопутствующими адгезионно-когезионными явлениями, обусловленными тепловыми процессами и явлениями гетеродиффузии, приводящими к образованию между поверхностями прочных металлических связей – мостиков схватывания – с последующим разрушением их на некоторой глубине менее прочного материала.

2.2. Особенности взаимодействия и изнашивания поверхностей трения качения при смазывании маловязкими рабочими жидкостями

Для более глубокого понимания процессов на фрикционном контакте при работе в среде маловязких смазочных жидкостей произведем оценку условий на контакте. Из сравнения по основной физической характеристике смазочной среды - вязкости, определяющей возникновение несущей гидродинамической пленки на контакте и, следовательно, защиту его от металлического касания при работе, можно видеть, что указанная характеристика, например, для воды и топливных авиакеросинов типа Т-1, Т-2 и Т-7 при температуре $t = 20^\circ\text{C}$ примерно в 20 раз меньше вязкости широко применяемого в авиации синтетического масла типа ИПМ-10; а вязкость жидкого кислорода уже в ≈ 50 раз меньше вязкости указанного масла. В этой связи представляют существенный интерес вопросы, связанные с тем, какие толщины несущих гидродинамических пленок образуют маловязкие жидкости на фрикционном контакте и какой режим трения возникает при этом.

При определении толщины пленки жидкости в контакте тел качения шарикового подшипника были использованы методики и расчетные зависимости контактно-гидродинамической теории смазки [103]. Одна из основных трудностей, возникающих при расчете толщины пленки жидкости, связана с отсутствием для маловязких жидкостей и воды такого параметра, как пьезокоэффициент вязкости. Для того, чтобы получить оценочное значение этого коэффициента, была построена зависимость пьезокоэффициента вязкости от динамической вязкости по данным, известным для минеральных и синтетических масел [103]. Путем экстраполяции полученной зависимости были определены ориентировочные значения пьезокоэффициентов вязкости для воды и топливных авиакеросинов Т-1 и Т-5.

Расчет толщины пленки в контакте произведен для шарикоподшипника типа 207Ю при его работе в среде воды и в топливных керосинах марок Т-1 и Т-5 в диапазоне температур от +50°С до +100 °С, при нагрузке на наиболее нагруженный шарик $F_{\max}=500\text{Н}$ и частоте вращения 10000 мин^{-1} . На рис. 2.5 показаны полученные зависимости толщин пленок жидкостей от температуры, при этом для сравнения приведены толщины пленок как маловязких жидкостей, так и смазочных масел.

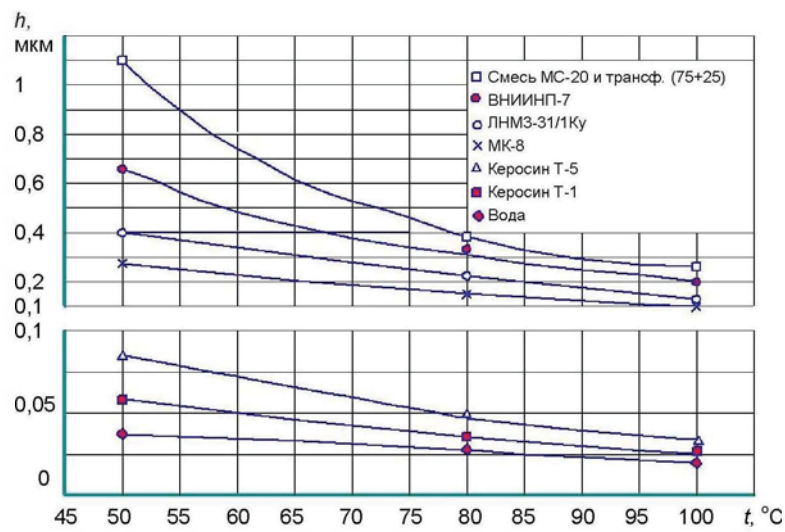


Рис.2.5. Зависимость толщины смазочного слоя h от температуры t

Построены также зависимости толщин жидкостей пленок в контакте от нагрузки $F_{\max}$, действующей на наиболее нагруженный шарик. На рис. 2.6 показаны также зависимости для маловязких жидкостей и смазочных масел.

Толщины пленок жидкостей, рассчитанные для указанного диапазона температур, нагрузок и скоростей вращения не превышают 0,09 мкм для самого вязкого керосина Т-5 и 0,04 мкм для воды, а шероховатость поверхностей качения для авиационных подшипников 5 и 4 классов точности находится в пределах 0,1...0,16 мкм, т.е. выдерживается условие резко выраженного режима граничного трения на контакте $h_{\min} < R_{z1} + R_{z2}$, где $h_{\min}$ - минимальная толщина гидродинамической пленки, R_{z1} и R_{z2} - высота микронеровностей контактируемых тел.

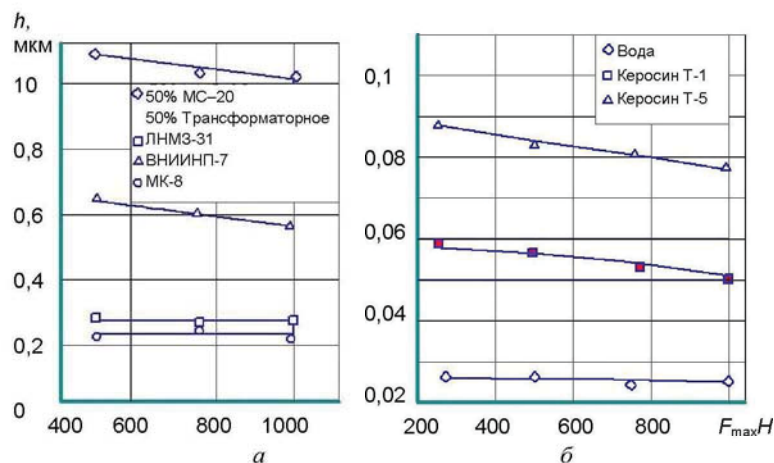


Рис. 2.6. Зависимость толщины смазочного слоя h от нагрузки F_{max}

Проведенными широкими испытаниями подшипников качения из стали 95Х18Ш в среде жидкого кислорода на стендовой установке и в натурных условиях показано [195, 197, 201], что для этих условий характерны явно выраженные износые процессы, имеющие коррозионно-механическую природу, при этом интенсивность изнашивания и состояние поверхностей трения существенно определяются степенью концентрации энергии трения на фрикционном контакте, за меру выражения которой в первом приближении можно принять тепловой режим узла трения. И если изменять эту степень концентрации энергии трения, например, за счет энергообмена со смазочно-охлаждающей средой путем варьирования ее прокачки или за счет изменения нагрузочно-скоростных параметров, то можно реализовать управление процессом изнашивания. Полученные результаты подтверждены и при испытаниях подшипников качения на воде [203, 214].

Результаты испытаний подшипников качения, электронно-микроскопические исследования и металлографический анализ поверхностей трения и приповерхностных микрообъемов деталей подшипников [225, 226] позволили установить, что химически активные маловязкие смазочно-охлаждающие жидкости, содержащие в своем составе кислород, в зависимости от теплового режима на фрикционном контакте могут формировать две тенденции, по которым анализируется процесс изнашивания. В условиях работы трибосопряжений, когда температура жидкости в зоне трения не достигает

температуры насыщения ее паров, изнашивание рабочих поверхностей протекает в основном по описанной выше совокупности процессов механического и адгезионного характера. Это подтверждается приведенными на рис. 2.7 электронно-растровыми фотографиями поверхностей трения колец и тел качения после испытаний в указанных условиях. Из сопоставления можно видеть, что процессы изнашивания и повреждений этих поверхностей довольно близко коррелируют с процессами для условий граничного трения в присутствии жидких масел.

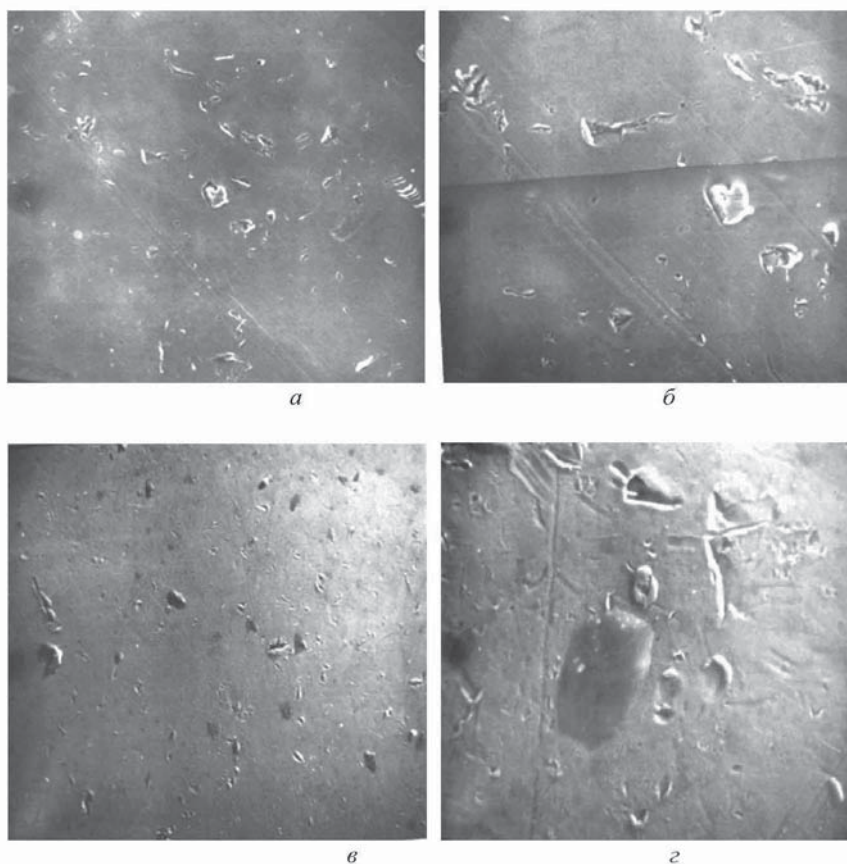


Рис. 2.7. Фрагменты поверхностей трения подшипника из стали 95X18П после испытаний в среде жидкого кислорода при температуре жидкости в зоне трения ниже температуры насыщения ее паров: *а, б* - внутреннего кольца при увеличении соответственно $\times 400$ и $\times 800$; *в, г* - шарика при увеличении соответственно $\times 250$ и $\times 1800$

Работа поверхностей трения при тепловом режиме, обуславливающим температуру жидкости, равную или превышающую температуру насыщения ее паров, сопровождается коррозионно-механическим изнашиванием, при котором на передний план выступают физико-химические процессы в сочетании с механическими, основными из которых являются тепловые и диффузионные явления, химические, структурные и механические преобразования, обуславливающие на поверхностях трения непрерывное чередование процессов образования, роста и разрушения вторичных структур - пленок окислов. Об этом свидетельствует состояние рабочих поверхностей колец и тел качения (рис.2.8), которые после испытаний в маловязкой химически активной жидкости, содержащей кислород, как правило бывают покрыты пленками окислов разной окраски – от светлого тона до светло-коричневого и темного. При этом для колец характерным является локализация изменения окраски – образования пленок – только в зоне качения, в то время как не работавшая часть поверхности желоба остается светлой с исходным микропрофилем (рис.2.9).

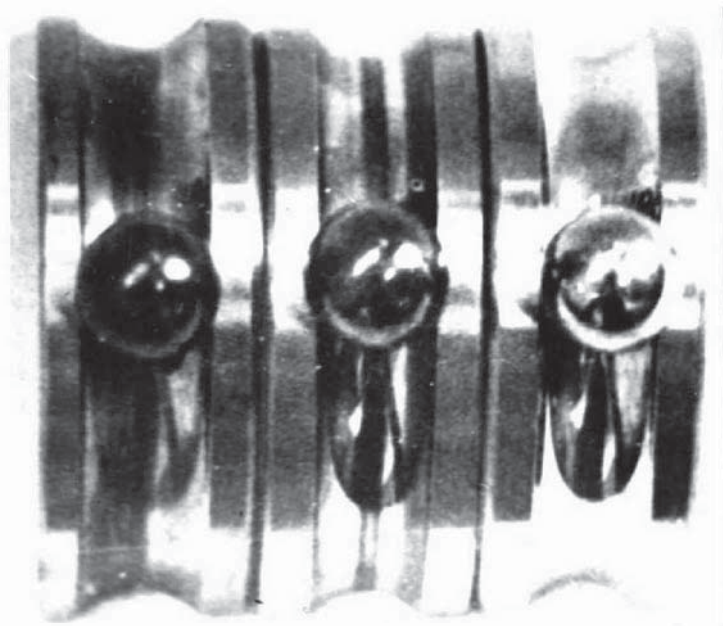


Рис.2.8.Общий вид рабочих поверхностей колец и тел качения подшипников после испытания в среде жидкого кислорода

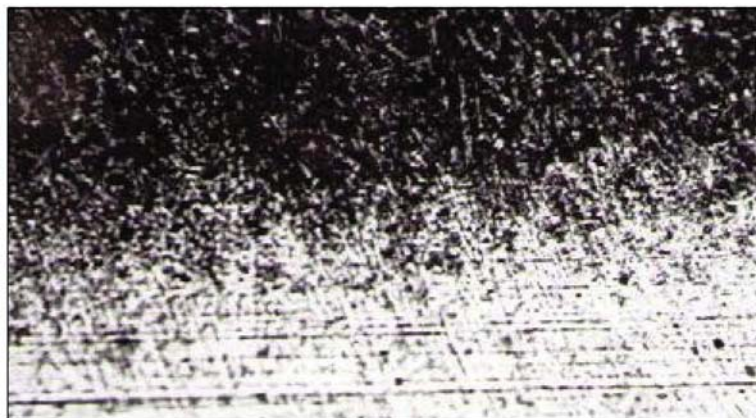


Рис.2.9. Вид переходной зоны между поверхностью трения и нерабочей поверхностью желоба внутреннего кольца (x100)

Согласно данным, приведенным в работе Н.П.Жука [87], указанные окисные пленки по толщине в соответствии с окраской можно классифицировать в следующих пределах – от тонких (светлые пленки) с толщиной в пределах несколько нанометров – 40 нм, до средних (серые, светло-коричневые), толщиной 40-500 нм, и толстых (темные), толщиной свыше 500 нм. Это вполне согласуется с результатами, полученными Т. Квинном [295, 296], который показал, что существует корреляция между окислами, полученными в экспериментах по износу, и теми окислами, которые следует ожидать при температуре вспышки.

При исследовании рабочих поверхностей под оптическим и растровым электронным микроскопом наблюдается гетерогенность указанных поверхностей, т.е. выглаженные темные участки, покрытые окисной пленкой, и светлые участки - "островки" с разрушившейся пленкой (рис.2.10, *а, б, в, г*), что свидетельствует о непрерывном чередовании процессов образования, роста и разрушения окисной пленки на микровыступах как наиболее напряженных и локально нагретых структурных элементах поверхностей трения. Анализ приведенных микрофотографий поверхностей качения и их натурального состояния показывает, что потемнение этих поверхностей свидетельствует об образовании толстых окисных плен, пористых, хрупких, плохо сцепленных с подложкой; в процессе трения они достаточно легко скалываются и уносятся потоком прокачиваемой смазочно-охлаждающей жидкости. Электронно-микроскопический анализ шлифа

внутреннего кольца (рис.2.10,д,е) позволил зафиксировать состояние отслоения от основного материала окисной пленки толщиной ≈ 1 мкм и длиной ≈ 25 мкм, что довольно точно коррелирует с размерами светлых "островков", показанных на рис.2.10,а,б. Светлые и серые поверхности свидетельствуют о том, что в процессе трения на них образуются тонкие, плотные, эластичные, достаточно прочно удерживающиеся на подложке пленки.

Светло-серые и серые пленки на поверхностях трения, как показано будет в главе 5, образуются при тепловом режиме подшипника, когда температура смазочно-охлаждающей жидкости в рабочей зоне становится равной температуре насыщения ее паров. В то время как светло-коричневые и темные пленки окислов образуются при работе, когда в зоне трения температура жидкости превышает температуру насыщения ее паров.

Микроструктурные исследования приповерхностных зон колец подшипника показали, что при данных условиях трения существенного изменения структуры и фазовых превращений в приповерхностных микрообъемах не наблюдается (рис.2.10,д). Образующиеся на поверхности трения вторичные структуры реализуют процесс внешнего трения и предохраняют нижележащие слои металла от дальнейших существенных преобразований. Приложенные при работе нормальные и тангенциальные силы, передаваясь через поверхностные вторичные структуры, пластически деформируют и упрочняют нижележащие микрообъемы металла на меньшую глубину, чем при граничной смазке жидким маслом. Это хорошо показывает микротвердость, измеренная на поперечном шлифе внутреннего кольца, максимальное значение которой приближено к поверхностной пленке вторичных структур, а изменение по глубине от рабочей поверхности более плавное (рис. 2.11).

Как можно видеть из приведенных данных, характер и скорость протекания физико-химических процессов на поверхностях трения определяются как температурным состоянием системы поверхность трения – смазочно-охлаждающая жидкость, так и агрегатным состоянием жидкости в зоне трения. Указанные условия формирования и разрушения вторичных структур определяют условия возникновения так называемых критических точек [117,119], характеризующих переход от одного вида фрикционного взаимодействия к другому, в частности, от смешанного механического и адгезионного к коррозионно-механическому изнашиванию.

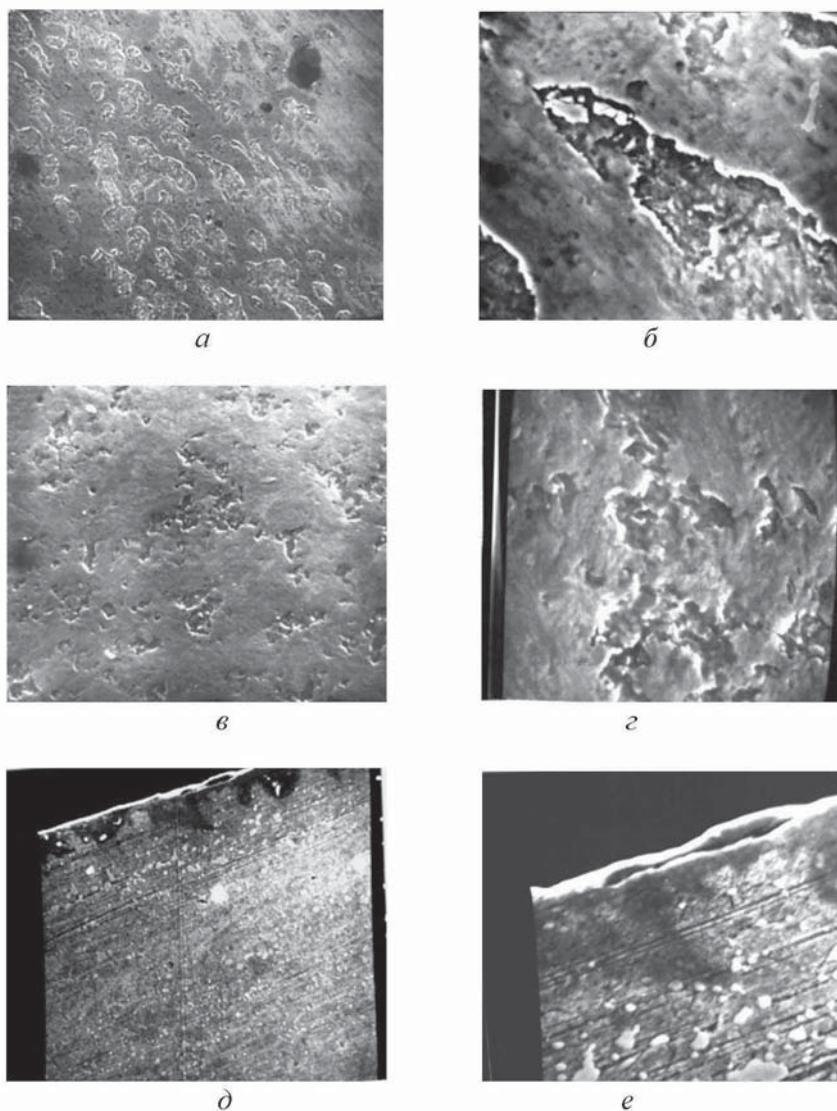


Рис. 2.10. Фрагменты поверхностей трения подшипника из стали 95X18П после испытаний в среде жидкого кислорода при температуре жидкости в зоне трения, превышающей температуру насыщения ее паров: *а, б* - внутреннего кольца при увеличении соответственно $\times 350$ и $\times 2000$; *в, г* - фрагменты поверхности шарика при увеличении соответственно $\times 500$ и $\times 1800$; *д, е* - шлиф внутреннего кольца поперёк следа качения ($\times 500$ и $\times 1000$ соответственно)

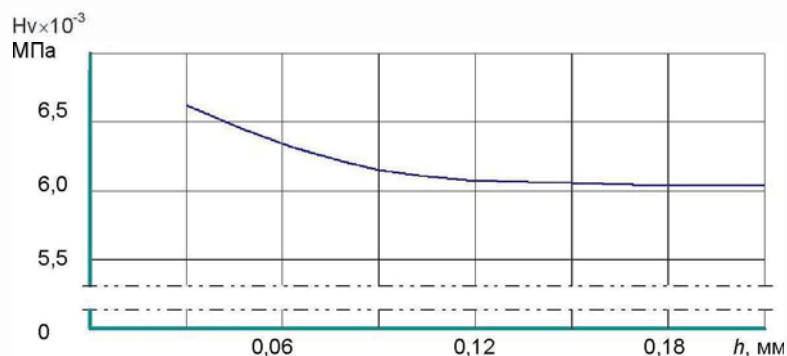


Рис. 2.11. Изменение микротвердости H_v по глубине h от рабочей поверхности внутреннего кольца из стали 95Х18П

Как известно, молекула кислорода химически инертна. При переходе маловязкой среды, содержащей кислород, из жидкого состояния в парообразное под действием тепла трения и каталитического эффекта металлических поверхностей трения происходит ускорение диссоциации молекул смазочной среды, а также образование ее ионов, что резко ускоряет физико-химические процессы на поверхностях трения. Об этом свидетельствуют приведенные выше экспериментальные данные по состоянию поверхностей трения (рис. 2.8...2.10). Образование активного кислорода в виде отрицательно заряженных ионов O_2^- и O_2^{2-} и его существенная роль в физико-химических процессах на поверхностях трения подтверждаются исследованиями В.Н. Латышева [131] при резании металлов с применением водосодержащих смазочно-охлаждающих жидкостей.

Наблюдаемое состояние поверхностей трения при коррозионно-механическом изнашивании (см. рис.2.10) удовлетворительно согласуется с теорией образования окисных пленок на поверхностях металлов [121]. Согласно указанной теории скорость окисления $v_x \cong \exp(-a/T)$, где a – константа, T – температура. Однако, как показано в работах [74,291], при трении на процессы окисления кроме температуры существенное влияние оказывает механическое воздействие (деформирование), которое может более чем на порядок ускорять процессы образования и роста пленок. Поэтому температурные интервалы образования окисных пленок на недеформируемых поверхностях могут не совпадать со средними температурами, при которых происходит окисление поверхностей, активируемых трением. Это хорошо подтверждается экспериментальными данными,

приведенными на рис. 2.8; 2.9. На фотографии беговой дорожки внутреннего кольца подшипника после испытаний в среде жидкого кислорода можно видеть резкую границу между рабочей зоной, покрытой темной окисной пленкой, и нерабочей поверхностью желоба, оставшейся светлой после испытаний. Очевидно, что в процессе работы средние температуры рядом расположенных рабочих и нерабочих участков поверхности желоба близки, при этом поверхности трения оказались покрытыми темной окисной пленкой, а прилегающие участки желоба, не подвергавшиеся трибоактивации, остались светлыми. Это косвенно подтверждают также данные Т. Квинна [295, 296] в том, что за трибоокисление ответственна температура вспышки, а не средняя температура поверхности трения, как это считают авторы работы [301].

Как показал А.Ф. Аксенов [22], трение качения металлов в среде низкомолекулярных углеводородов (авиатопливных керосинов Т-1, Т-7 и др.) также сопровождается интенсивным образованием вторичных структур на рабочих поверхностях – продуктов физико-химического взаимодействия среды с металлом в процессе трения: окислов, сульфидов, карбидов, белых нетравящихся слоев, а также органических веществ, образующихся как результат термоокислительных процессов и полимеризации. Установлено, что состав продуктов износа и микрорельеф поверхностей трения существенно определяются для данного конкретного металла и режимов работы природой смазочно-охлаждающей среды. Так, для подшипников качения из стали ШХ15, испытанных в среде топлива Т-1, обладающего по сравнению с другими марками авиакеросинов повышенными противоизносными свойствами, характерно образование при температуре не более 50°C на поверхностях качения плотных тонких пленок различной природы. При повышении температуры топлива на поверхностях трения сначала увеличивается толщина пленки и изменяется ее цвет. Затем при температуре углеводорода Т-1, возрастающей до уровня 85...95°C, происходит ее интенсивное разрыхление, периодическое отслаивание и повышенное изнашивание дорожек качения.

При трении в среде авиатоплива Т-7, имеющего более низкие противоизносные и противопиттинговые свойства, температура наибольшего износа лежит в пределах 55...65°C. Отличительной особенностью состояния поверхностей трения из стали ШХ15 в среде топлива Т-7 по сравнению с Т-1 является то, что образование види-

мых пленок наблюдается уже при температуре жидкости 20°C. Продукты износа стали ШХ15 в среде указанных топлив идентифицируются преимущественно как окислы железа Fe_2O_3 и Fe_3O_4 , частицы железа $\text{Fe}-\alpha$, сульфиды FeS и дисульфиды FeS_2 железа, карбиды железа и хрома.

2.3. Условия на контакте и характер взаимодействия поверхностей трения скольжения при граничной смазке маслом

Для изучения трибологических процессов на фрикционном контакте в условиях трения скольжения были проведены электронно-микроскопические исследования состояния поверхностей трения подшипников скольжения агрегатов управления газотурбинного двигателя НК-12СТ, используемого в качестве привода нагнетателя газа в магистральных газопроводах. Подшипники выполнены из пористого порошкового материала на основе меди, олова и графита и работают в паре со стальной хромированной цапфой в условиях периодического качательного движения в диапазоне температур -55 ... +220°C при нагрузках от 1,7 до 7,6 МПа. Смазка их обеспечивается только за счет масла МС-20 в пористой стенке подшипников, которым они пропитываются в процессе изготовления при температуре 120...130°C. Это изначально обуславливает при работе на фрикционном контакте режим граничного трения. При этом температура и нагрузка конкретного подшипника зависят от места установки его на двигателе. Наиболее напряженный режим трения, быстрое изнашивание и повреждение рабочих поверхностей, зачастую приводящие к заклиниванию вала агрегата, наблюдается у подшипников, работающих в диапазоне температур 140...220°C и нагрузок 4,5... 7,6 МПа.

Исследования топографии поверхностей трения этих подшипников на электронно-растровом микроскопе (рис.2.12, 2.13) показали, что повышенные температуры и нагрузки даже при малых скоростях скольжения, реализуемых периодически, обуславливают на контакте неустойчивый режим трения. Это вызвано тем, что интервал температур 130...140°C для граничных слоев масла МС-20 является критическим. Превышение указанной температуры вызывает дезориентацию молекулярных слоев смазки вследствие теплового движения [28, 119], приводящую к нарушению защитной роли смазки и образованию металлического контакта в зоне трения.

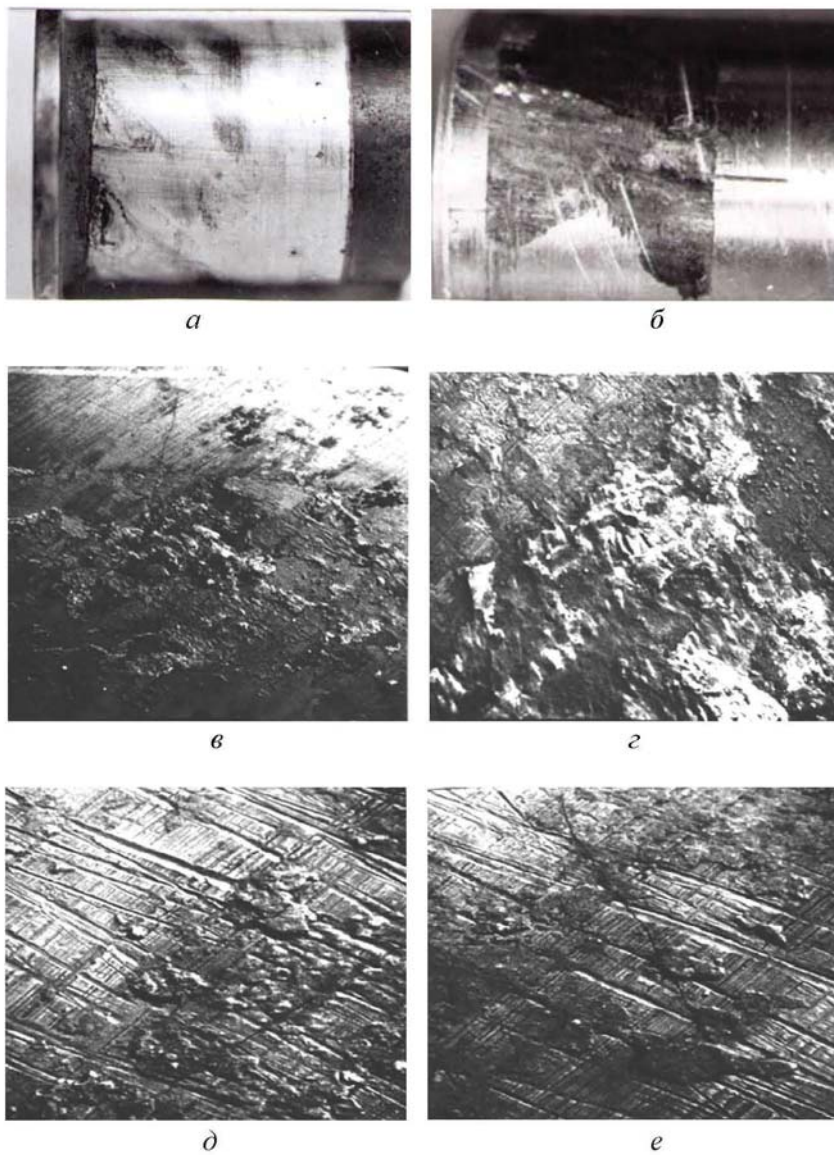
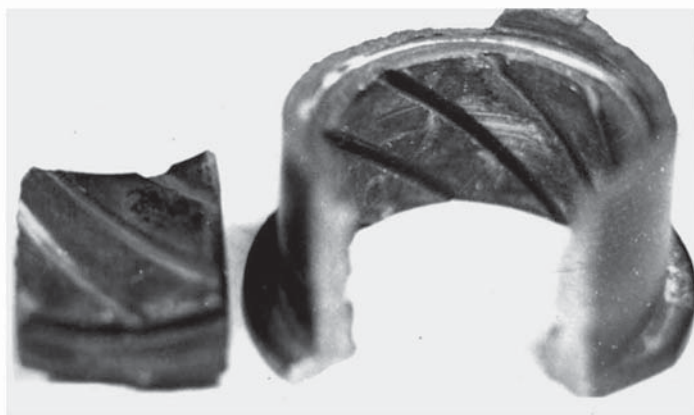
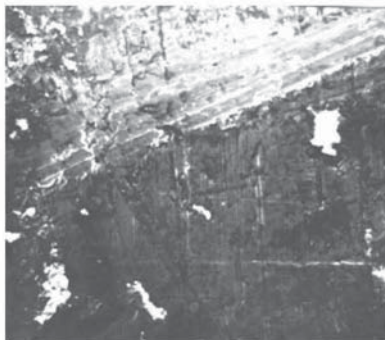


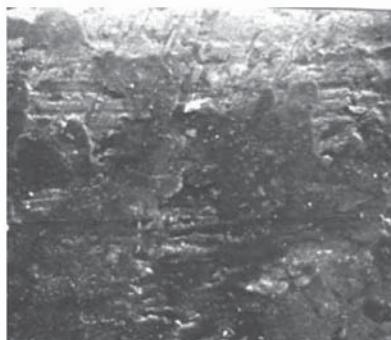
Рис. 2.12. Общий вид вала подшипника скольжения (а,б) после работы в условиях граничного трения маслом МС-20 при $t=140...220^{\circ}\text{C}$ и фрагменты поверхности трения вала при увеличении: в – $\times 180$; г – $\times 800$; д,е – $\times 1000$



a



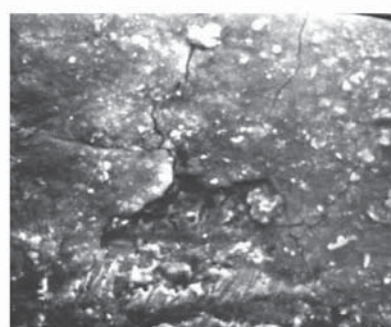
б



в



г



д

Рис. 2.13. Общий вид втулки подшипника скольжения (*a*) после работы в условиях граничного трения маслом МС-20 при $t=140\ldots 220^{\circ}\text{C}$ и фрагменты поверхности трения втулки при увеличении: *б* - $\times 180$; *в* - $\times 800$; *г* - $\times 1100$; *д* - $\times 1700$

При этом характер взаимодействия, процессы изнашивания и повреждений развиваются по следующим закономерностям. В начальной стадии эксплуатации после приработки рабочей поверхности подшипника, которая реализуется в основном за счет выглаживания и среза микронеровностей более мягкого материала втулки, о чем свидетельствует сохранившийся микрорельеф на цапфе вала (рис. 2.12,з,д), обнажаются участки ювенильных поверхностей. На указанных участках в результате процессов термодиффузии образуются прочные металлические связи, которые при повороте вала приводят к вырывам материала втулки (рис. 2.13), к пропахиванию и пластическому оттеснению ее участков поверхности (рис.2.13,з). Процесс вырыва сопровождается интенсивными механическими изменениями окружающих слоев материала на некоторую глубину, зерна в образующихся лунках вытягиваются, образуя вихреобразную текстуру (рис.2.13,д). Обнажившиеся ювенильные поверхности в лунках покрываются пленками оксидов. Указанное развитие повреждений рабочих поверхностей значительно ужесточает режим трения в подшипнике. Реакцией материала на изменяющиеся условия трения является более интенсивная пластическая деформация и появление микротрещин на поверхностях втулки и вала (рис. 2.12,е; 2.13,д). Дальнейшая работа в указанных условиях приводит к укрупнению масштабов повреждений, переводя их в макрообъемы (рис.2.12,а,б; 2.13,а,б), что зачастую вызывает заклинивание вала агрегата.

Вместе с тем интересно отметить, что данная пара трения, работающая в диапазоне температур $-55^{\circ}\dots 130^{\circ}\text{C}$, указанных повреждений рабочих поверхностей не имеет. В рассматриваемых условиях на рабочих поверхностях протекают обычные механические процессы приработки и изнашивания, при этом схватывания, вырыва и переноса материала не наблюдается. Это свидетельствует о том, что граничная пленка смазки на поверхности трения, подпитываемая из пористой стенки подшипника, не теряет своих смазочных свойств, обеспечивая нормальную работу пары в течение всего срока эксплуатации.

2.4. Особенности взаимодействия и изнашивания поверхностей трения скольжения при смазывании маловязкими рабочими жидкостями

Исследований процессов контактного взаимодействия поверхностей трения скольжения в среде маловязких рабочих жидкостей (низкомолекулярные углеводородные жидкости, вода и ее растворы и др.) проведено достаточно много [22, 28, 46, 47, 112, 149, 255]. Следует отметить, что все эти работы проводились в основном на модельных образцах в лабораторных условиях. По результатам исследований в области механики контактных взаимодействий, физико-химических и диссипативных процессов в поверхностных и приповерхностных зонах трущихся тел можно констатировать, что материал в указанных слоях в процессе трения скольжения в присутствии маловязких смазочных сред более резко и более интенсивно модифицируется по сравнению с трением качения и по сравнению с масляной средой, изменяя свое физическое состояние и механизм контактного взаимодействия.

Широкая оценка противоизносных свойств по величине пятна износа, противозадирных свойств по критической нагрузке схватывания и антифрикционных характеристик по коэффициенту трения пар материалов ШХ15-ШХ15, ХВГ-ШХ15, Х12М-ЭИ-347Ш, применяемых в агрегатах топливных и гидравлических систем самолетов, проведенная в среде авиатоплив Т-1 и Т-7 [22], показала, что каждое сочетание пар металлов и топливных углеводородов имеет свои критические скорость скольжения, нагрузку и объемную температуру жидкости, при которых имеет место скачкообразное изменение количественных характеристик процесса трения и изнашивания. Это выражается в резком увеличении износа, коэффициента трения, а также в достаточно крутом спаде кривой изменения критической нагрузки схватывания. Для иллюстрации сказанного на рис. 2.14 и 2.15 представлены некоторые результаты этих исследований. Графики построены по данным работы [22] для пары трения скольжения шар – плоский диск, выполненных соответственно из сталей Х12М и ЭИ-347Ш. Указанная пара испытывалась в среде топлив Т-1 и Т-7. Аналогичный характер кривых изменения указанных характеристик процесса трения и изнашивания получены и для других испытываемых пар материалов.

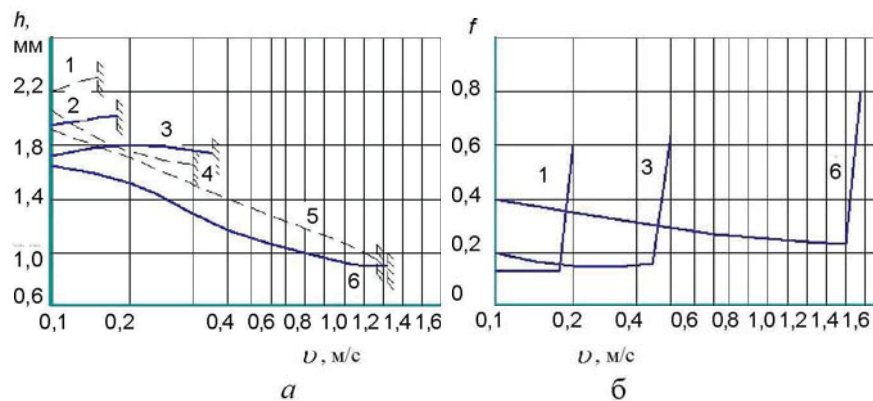


Рис.2.14. Зависимость износа $h(a)$ и коэффициента трения $f(b)$ от скорости скольжения v для пары трения металлов Х12М-ЭИ347П:

— для топлива Т-1;

- - - для топлива Т-7;

1, 2 – при $F_n = 1400$ Н; 3, 4 – при $F_n = 580$ Н; 5, 6 – при $F_n = 100$ Н

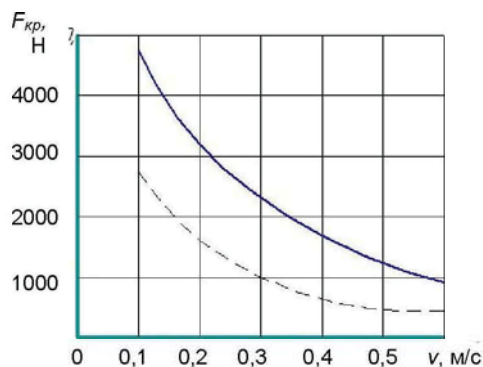


Рис.2.15. Зависимость критической нагрузки $F_{кр}$ от скорости скольжения v для пары трения металлов Х12М-ЭИ347П ($t = 60^\circ\text{C}$, скорость нагружения 1000 Н/мин):

— для топлива Т-1; - - - для топлива Т-7

Необходимо отметить, что при критических параметрах наряду с резким изменением характеристик трения и изнашивания скачкообразно изменяется характер протекающих процессов на поверхностях трения и в поверхностных слоях металлов. При докритическом уровне параметров наблюдаются процессы нормального физико-

химического взаимодействия металлов и жидкой среды, в результате чего на поверхности трения образуются защитные пленки (органического и неорганического происхождения), которые выполняют роль смазки. При достижении уровня критических параметров эти пленки интенсивно разрушаются и на поверхностях трения преобладающее значение получают процессы схватывания металлов как результат одновременного образования прочных адгезионных связей между большим числом участков ювенильных поверхностей контактируемых металлов. Возникновение указанных участков происходит в результате отставания скорости процесса регенерации защитных пленок от скорости процесса их разрушения.

О взаимодействии поверхностей трения скольжения в водных средах и имеющих место при этом контактных процессах можно судить в основном по результатам стендовых и натурных испытаний [47, 221]. Установлено, что образование вторичных структур на поверхностях трения скольжения, взаимодействующих в среде воды и ее растворах, протекает более интенсивно, чем при испытаниях в среде низкомолекулярных углеводородов. Критические уровни нагрузок, скоростей и температур для пар трения металлов, обычно применяемых в углеводородных смазочных средах, в условиях смазывания и охлаждения водой имеют более низкие пределы, а процессы схватывания и заедания поверхностей трения выражены более резко.

Так, при испытании в составе шестеренного насоса БГ11-25 в условиях смазывания водой подшипники скольжения, представляющие собой хромированную сталь 45 (вал) и алюминиево-оловянный сплав АО20-1 (втулка) обрабатывали при частоте вращения $n=1450 \text{ мин}^{-1}$ не более 90 мин, а подшипники скольжения со втулкой из бронзы БрАЖ9-4 выдерживали в тех же условиях 100-130 мин. В течение указанного времени испытаний корпус подшипников разогревался до температуры 70...80°C (рис. 2.16), появлялась сильная вибрация, сопровождаемая шумом высокого тона, происходило заклинивание подшипников и остановка вращения вала насоса. Визуальный анализ поверхностей трения скольжения после испытаний показывал на втулке наличие задиров и вырывов, а на валу – наволакиваний металла втулки.

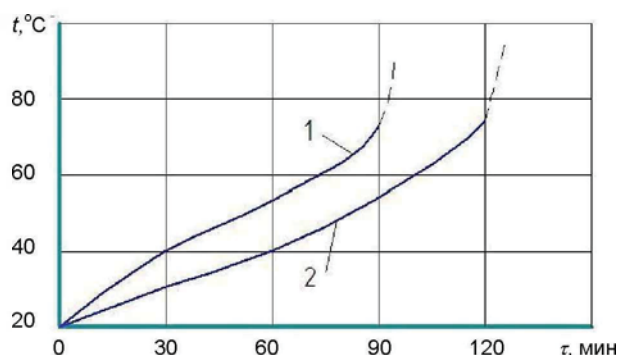


Рис.2.16. Зависимость температуры корпуса подшипника скольжения t от времени τ при работе со смазыванием водой: материал втулки подшипника: 1 – из сплава АО20-1; 2 – из бронзы БрАЖ9-4

Исследованиями современными средствами [22, 112, 149] фазового состава продуктов износа пар трения скольжения, функционирующих в маловязких смазочных средах (топливных низкомолекулярных углеводородах, водных средах и т.п.) установлено, что основную часть из них составляют оксиды элементов, содержащихся в металлах, остальное – сульфиды, карбиды, белые нетравящиеся слои, а также органические вещества, образующиеся как результат термоокислительных процессов и полимеризации.

2.5 Общая характеристика особенностей контактного взаимодействия поверхностей при граничной смазке

Результаты проведенных электронно-микроскопических исследований поверхностей трения и металлографический анализ приповерхностных зон трения показали, что характер взаимодействия рабочих поверхностей трибосистем и механизм изнашивания при граничном трении – явление комплексное, включающее в себя широкий спектр одновременно протекающих в поверхностных слоях и микрообъемах процессов механического, адгезионно-когезионного и коррозионно-механического характера, совокупность которых существенно определяется (наряду с рабочими переменными и характеристиками материалов) физико-химическими свойствами смазочно-охлаждающей жидкости, температурой поверхностей трения и жидкости, а также ее агрегатным состоянием в зоне трения.

При работе трибосопряжений в условиях граничной смазки химически неактивными жидкостями изнашивание обусловлено преимущественно механическими процессами на контакте (выглаживание и срез микронеровностей, отделение частиц износа в результате усталости, царапание и пластическое оттеснение поверхностей в результате перемещения и диспергирования частиц), а также адгезионно-когезионными явлениями (тепловые процессы и явления гетеродиффузии, приводящие к образованию между поверхностями металлических связей - мостиков схватывания с последующим разрушением их на некоторой глубине менее прочного материала). При этом на каждом из элементов трибосистемы в зависимости от теплонапряженности поверхности имеет место тенденция к выделению ведущего вида изнашивания. Так, на наиболее напряженном внутреннем кольце подшипника качения в рассматриваемых условиях более выражен адгезионно-когезионный характер повреждений, на наружном кольце и телах качения преобладают механические процессы изнашивания. В согласии с данными А.С. Ахматова, Р.М. Матвеевского, Ш.П. Боудена и др. получено, что критической точкой, характеризующей условия перехода от механических процессов изнашивания к адгезионно-когезионному с возникновением макропластических течений на пятнах фактического контакта, образованием и разрывом мостиков схватывания, является температура дезориентации молекулярных слоев смазки.

При работе трибосопряжений в среде маловязких химически активных жидкостей, содержащих кислород, имеют место в основном два ведущих вида изнашивания, один из которых определяется совокупностью механических процессов и явлениями адгезии, другой - механизмом коррозионно-механического изнашивания, при котором на передний план выступают физико-химические процессы в сочетании с механическими, основными из которых являются тепловые и диффузионные явления, химические превращения, структурные и механические преобразования, обуславливающие непрерывное чередование процессов образования, роста и разрушения вторичных структур - окисных пленок на поверхностях трения. Критической точкой между указанными видами изнашиваний является температура насыщения паров смазочно-охлаждающей жидкости, одновременно характеризующая ее агрегатное состояние в зоне трения. При тепловом режиме на фрикционном контакте, когда температура

жидкости, прокачиваемой через полость узла трения, не достигает температуры насыщения ее паров, коррозионно-механические явления на контакте выражены слабо, изнашивание определяется совокупностью механических и адгезионно-когезионных процессов; при температуре жидкости в зоне трения, равной или превышающей температуру насыщения ее паров и обуславливающей появление парогазовой фазы, процесс протекает по явно выраженному механизму коррозионно-механического изнашивания.

Химически активные маловязкие смазочно-охлаждающие жидкости, содержащие кислород, в зависимости от теплового режима на фрикционном контакте могут формировать разные толщины окисных пленок на поверхностях трения. Так, при испытаниях в среде жидкого кислорода подшипников качения из коррозионно-стойкой стали 95Х18Ш при температуре жидкости в зоне трения ниже температуры насыщения ее паров образуются плотные достаточно прочно сцепленные с подложкой пленки толщиной в пределах несколько нанометров – 40 нм; при температуре жидкости, равной критической, возникают пленки толщиной 40...500 нм, и при температуре, превышающей указанную критическую, образуются толстые, рыхлые, гетерогенные пленки толщиной свыше 500 нм. При этом за кинетику процессов трибоокисления наравне с температурным и агрегатным состоянием прокачиваемой через узел жидкости ответственна температура вспышки на поверхности трения, что находится в хорошем согласии с гипотезой Т. Квинна [295, 296].

3. МОДЕЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТРИБОСИСТЕМ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ В МАЛОВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ СРЕДАХ, И КОНЦЕПЦИЯ МЕТОДА РАСЧЕТА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

3.1. Физическая модель-концепция трибологической системы как трибореактора

Обзор литературных источников и результаты проведенных исследований об особенностях взаимодействия и изнашивания при граничной смазке как маслом, так и маловязкими химически активными жидкостями показывает высокую сложность и неоднозначность процессов на фрикционном контакте. При этом характерно: во-первых, высокий динамизм преобразований поверхностных слоев и микрообъемов контактируемых тел; во-вторых, в зависимости от сочетания параметров процессы могут канализоваться по любому из известных видов изнашивания – от молекулярно-механического (адгезионно-когезионного) до коррозионно-механического, либо протекать по смешанной схеме, включающей некоторую часть или всю гамму преобразований и превращений. В общем случае на основе анализа известных представлений [69, 110, 144, 171, 272] с привлечением приведенных выше результатов исследований структуру поверхности твердого тела при указанных видах изнашивания можно представить в виде следующих характерных зон и слоев (рис.3.1):

I – зона некристаллических наружных слоев, включающая слой 1 – пленку загрязнений толщиной до $300 \text{ \AA}$, слой 2 – адсорбционную молекулярную пленку жидкости и газа толщиной до $30 \text{ \AA}$ и слой 3 – пленку окислов до $10^4 \text{ \AA}$;

II – зона внутренних приповерхностных слоев, содержащая слой 4 в виде упрочненного текстурированного слоя толщиной до $10^4 \text{ \AA}$, возникающего как результат механотермического воздействия, содержащего микро- и субмикропоры 5 и плавно переходящего в слой 6 – исходную структуру твердого тела.

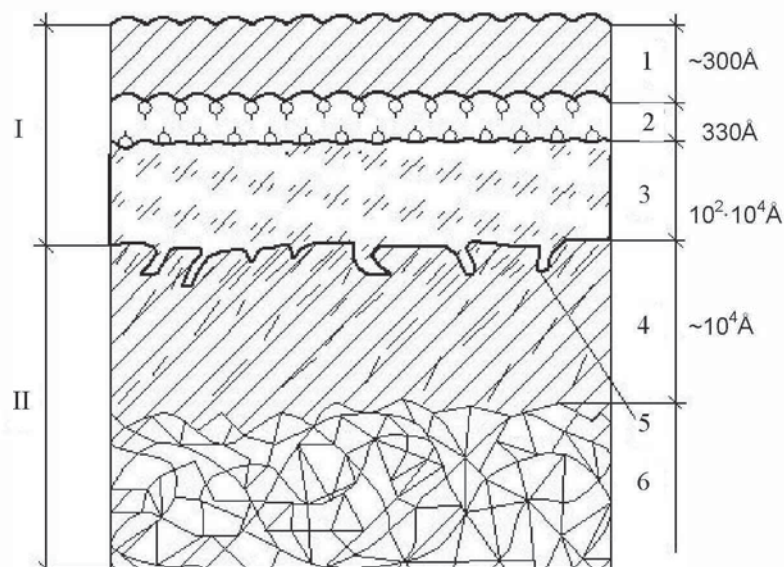


Рис. 3.1. Структура поверхностных слоев материала при коррозионно-механическом изнашивании

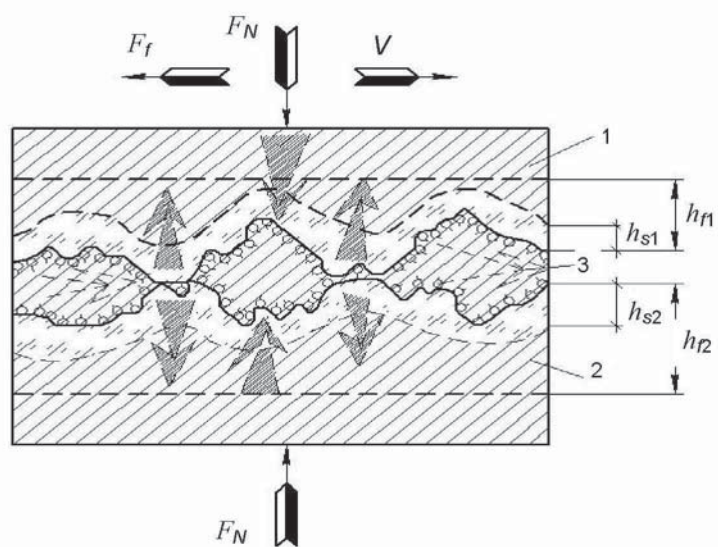
В процессе функционирования трибосистем, как показано в главе 2, происходит непрерывное образование, разрушение и возобновление указанных структур поверхностей, причем для каждого вполне определенного режима работы характерна вполне определенная толщина указанных структур и их состояние, т.е. непрерывно чередующиеся процессы образования и разрушения вторичных структур протекают при наличии динамического равновесия процессов активации и пассивации в условиях реализации так называемого явления структурной приспособляемости материалов для заданных режимов трения [113].

Согласно современным представлениям, как следует из вышеприведенного анализа, и обоснованиям, проведенным в работах автора [201, 216], трение и изнашивание твердых тел в присутствии маловязких смазочных сред по своей природе является сложным термодинамическим процессом, связанным с энергомассопереносом и соответствующими потоками, источниками и стоками, взаимное влияние которых определяет уровень сопротивления сдвигу и интенсивность изнашивания поверхностей трения. Исходя из этой предпосылки, рассмотрим общий случай тангенциального перемещения со

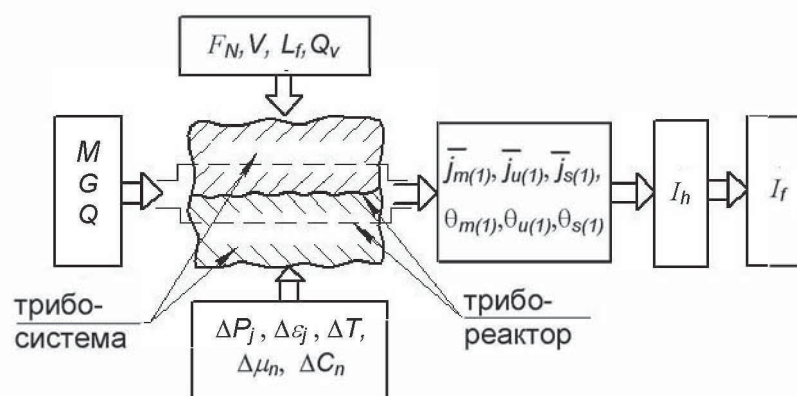
скольжением контактирующих твердых тел 1 и 2 (рис.3.2, *a*) в присутствии маловязкой смазочно-охлаждающей жидкой или газовой среды, обуславливающей граничное трение. Известно [22, 28, 36, 119, 145, 238], что при функционировании в указанных условиях в зоне контактирования между парой трения 1 и 2 возникает так называемое третье тело, состоящее из жидкой или газовой фазы, частиц отделившегося материала твердых тел и загрязнений, статистически распределенных в пространстве между возникающими фрикционными связями по вершинам микронеровностей. В целом эту область можно рассматривать как состоящую из статистического ансамбля частиц, к которому применима гипотеза сплошности [95, 189]. При скольжении поверхностей твердых тел 1 и 2 вследствие непрерывного образования и разрушения фрикционных связей между сплошной средой 3 и элементами поверхностей тел непрерывно в течение всего времени существования контакта происходят взаимные обменные процессы энергией, веществом и количеством движения. Всю систему, состоящую из протекающей через зазор сплошной среды 3, и прилегающие локальные зоны твердых тел 1 и 2 можно рассматривать как трибореактор (ТР) с подвижными стенками, имеющими микро- и субмикропоры (см. рис.3.1 и 3.2), в котором протекают следующие основные процессы:

- возбуждение функционирования системы путем воздействия на нее через характеристики материала M , среды Q , геометрии G , движущих сил функционирования, т.е. рабочих переменных – силовых F_N и скоростных U факторов, величины прокачки жидкости Q_V в течение времени, характеризуемом длиной пути трения L_f , и создания за счет этого движущих сил процесса трения и изнашивания – градиентов полей давлений (напряжений) ∇p_i , деформаций $\nabla \varepsilon_i$, температур ∇T , концентраций вещества ∇C_n и химического потенциала $\nabla \mu_n$;

- взаимные превращения и перенос энергии (механической, тепловой, химической, электрической, акустической и др.), характеризуемые выходными переменными – плотностью потоков энергии $\bar{j}_{u(i)}$ источников и стоков ее $\theta_{u(i)}$, где i – номер подсистемы трения;



a



б

Рис.3.2. К физической модели трения и изнашивания:
a – схема контактирования твердых тел;
б – блок-схема взаимодействия рабочих параметров, движущих сил процесса и выходных переменных при функционировании трибосистемы как трибореактора

– преобразование и перенос массы вещества путем структурных и фазовых превращений, диффузии, образования и аннигиляции химических соединений и механических преобразований (срез и скол микронеровностей, диспергирование отделившихся частиц и их перемещение), обуславливающих появление выходных переменных – плотностей потоков массы $\bar{j}_{m(i)}$, источников и стоков ее $\theta_{m(i)}$.

Указанные выше воздействия, взаимные превращения, преобразования и перенос массы, энергии и количества движения обуславливают в подвергаемом трибовоздействиям слое h_s изменение энтропии, характеризуемое плотностью потока $\bar{j}_s$ и производством θ_s (рис.3.2, *a*). Так как трение и изнашивание является термодинамическим необратимым процессом, в слое h_s происходит постоянное увеличение энтропии в соответствии со вторым законом термодинамики, из которого следует, что производство энтропии неотрицательно, т.е. $\theta_s \geq 0$, причем $\theta_s = 0$ для равновесных процессов и $\theta_s > 0$ для необратимых. При достижении микрообъемами слоя определенного уровня энтропии, характеризующего некоторую предельную меру необратимости процессов превращений в них, происходит разрушение микрообъемов, формирующее на площади касания интенсивность изнашивания I_h , что в конечном счете приводит к износу поверхности трения h_f на длине пути трения L_f .

Исходя из развитых представлений о трибосистеме как трибореакторе, для математического описания процесса трения и изнашивания можно применить математический аппарат энергомассопереноса [54, 95, 172, 247].

Так как изнашивание имеет место только на поверхностях трения тел 1 и 2 (рис.3.2, *a*), то составим уравнения переноса массы, количества движения и энергии, а также уравнение баланса энтропии для указанных подсистем трения, рассматриваемых в качестве элементов трибореактора, в котором как в открытой термодинамической системе протекают обменные процессы. При этом построение уравнений будем проводить, опираясь на принцип локального равновесия, постулирующий сохранение условий равновесия в элементарных объемах термодинамической системы при переходе ее во всем масштабе от равновесного состояния к неравновесному [54, 85].

Физическим обоснованием этого постулата является экспериментально установленный факт уменьшения времени релаксации (т.е. достижения равновесного состояния) макроскопической системы при уменьшении ее размеров. Это позволяет описать состояние локальных областей подсистем 1 и 2, соизмеримых с подсистемой 3 (рис.3.2, *a*), т.е. поверхностей трения и приповерхностных зон (рис.3.1), при помощи скалярных, векторных или тензорных полей макроскопических параметров состояния, взятых для рассматриваемых локальных областей.

3.2. Математическое описание трибологической системы как трибореактора

3.2.1. Уравнение переноса массы

С учетом принятой гипотезы сплошности каждую из подсистем трения 1, 2 и 3 (см. рис.3.1 и 3.2, *a*) можно рассматривать как непрерывную среду, состоящую из смеси N компонентов [54, 85, 95, 172]. Получим уравнение переноса массы для индивидуальных компонентов указанной среды. Рассмотрим перенос массы вещества компонента n с плотностью ρ_n в одной из подсистем трения. Допустим, что в выделенном конечном объеме действуют источники или стоки данного вещества интенсивностью $\theta_{n(\Sigma)}$ (плотность источника вещества, т.е. выделение или поглощение его за счет химических реакций и других причин в единицу времени в единице объема). Тогда во всем объеме V в единицу времени будет образовываться количество вещества, равное $\int_V \theta_{n(\Sigma)} dV$. Часть массы

вещества с течением времени будет проходить через поверхность Ω , ограничивающую выбранный объем. Указанный поток с учетом формулы Гаусса-Остроградского будет иметь вид $\oint_{\Omega} \bar{j}_n \bar{\nu} d\Omega = \int_V \text{div} \bar{j}_n dV$, где $\bar{j}_n$ – плотность потока массы вещества компонента n , т.е. масса, проходящая через единицу площади поверхности в единицу времени; $\bar{\nu}$ – единичный вектор нормали. Отсюда уравнение баланса вещества для выделенного объема будет

$$\int_V \left(\frac{\partial \rho_n}{\partial t} + \operatorname{div} \bar{j}_n \right) dV = \int_V \theta_{n(\Sigma)} dV. \quad (3.1)$$

Так как выделенный объем V произволен, а все характеристики процесса являются непрерывными функциями координат и времени t , то из равенства (3.1) приходим к локальной форме уравнения баланса для компонентов

$$\partial \rho_n / \partial t + \operatorname{div} \bar{j}_n = \theta_{n(\Sigma)}, \quad n=1, 2, \dots, N. \quad (3.2)$$

Плотность потока $\bar{j}_n$ массы вещества компонента n выразим через плотность диффузионного потока $\bar{j}_{n(d)} = \rho_n (\bar{v}_n - \bar{v})$ [54, 85, 247]

$$\bar{j}_n \equiv \rho_n \bar{v}_n = \bar{j}_{n(d)} + \rho_n \bar{v}, \quad (3.3)$$

где $\bar{j}_{n(d)}$ – плотность потока переноса массы вещества компонента n , определяемого законами диффузии; при наличии градиентов концентрации ∇C_n , температуры ∇T и давления ∇P_p плотность потока $\bar{j}_{n(d)}$ согласно [247] будет равна

$$\bar{j}_{n(d)} = \rho D \left[\nabla C_n + (K_T / T) \nabla T + (K_p / P_p) \nabla P_p \right],$$

здесь D , K_T , K_p – коэффициенты диффузии, термо- и бародиффузии соответственно; $C_n = \rho_n / \rho$ – концентрация компонента n ;

$\rho = \sum_{n=1}^N \rho_n$ – плотность смеси N компонентов; $\rho_n \bar{v}$ – плотность конвективного потока переноса массы при движении среды со средней массовой скоростью $\bar{v} = \frac{1}{\rho} \sum_{n=1}^N \rho_n \bar{v}_n$; ∇ – оператор Гамильтона.

Плотность источника $\theta_{n(\Sigma)}$ массы вещества компонента n в тонком поверхностном слое подсистем трения 1 и 2 (рис.3.2, а) будет аддитивно складываться из источников (стоков) массы $\theta_{n(x)}$ за счет химических превращений и из $\theta_{n(M)}$ вследствие механического отделения (срез, сдвиг и т.п.) микронеровностей от основного материала

$$\theta_{n(\Sigma)} = \theta_{n(x)} + \theta_{n(M)} . \quad (3.4)$$

Если компонент n участвует в r различных химических реакциях, протекающих в зоне трения, то составляющая $\theta_{n(x)}$ определится согласно [54, 172] соотношением

$$\theta_{n(x)} = \sum_{x=1}^r \gamma_{nx} \xi_x ,$$

где ξ_x – скорость x -й реакции в среде, выраженная в единицах массы на единицу объема в единицу времени; γ_{nx} – доля n -го компонента, образующегося в x -й реакции.

Составляющую $\theta_{n(M)}$ можно представить в виде

$$\theta_{n(M)} = \gamma_{n(M)} \xi_M ,$$

где $\gamma_{n(M)}$ – доля компонента n в единице отделяемой массы; ξ_M – скорость изменения массы смеси компонентов за счет механического отделения микронеровностей от основного материала (срез, скол и т.п.), выраженная в единицах массы на единицу объема в единицу времени.

Согласно [119], все процессы трения и изнашивания сосредоточены в основном в тонком поверхностном слое, не превышающем в первом приближении максимальной высоты микронеровностей профиля $R_{\max}$. Тогда величину ξ_M можно выразить через относительную долю шероховатостей на поверхности трения

$$\varepsilon_f = \lim_{V_f \rightarrow 0} [(V_f - V_p) / V_f] ,$$

$$\text{т.е. } \xi_M = \rho d\varepsilon_f / dt = \rho \dot{\varepsilon}_f ,$$

где V_f – полный объем слоя поверхности с шероховатостью; V_p – объем пустот между микронеровностями. Отсюда составляющую $\theta_{n(M)}$ найдем как

$$\theta_{n(M)} = \gamma_{n(M)} \rho \dot{\varepsilon}_f .$$

Преобразование (3.2) с учетом (3.3) приводит к соотношению

$$\partial \rho_n / \partial t + \text{div}(\rho_n \bar{v}) = -\text{div} \bar{j}_{n(d)} + \theta_{n(\Sigma)} . \quad (3.5)$$

Умножая левую часть (3.5) на отношение ρ / ρ и имея ввиду, что $\rho_n / \rho = C_n$, получим

$$\left[\frac{\partial \rho_n}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho_n \bar{v}) \right] \frac{\rho}{\rho} = \frac{\partial C_n \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(C_n \rho \bar{v}). \quad (3.6)$$

Правая часть уравнения (3.6) есть ни что иное, как полная производная [247], т.е.

$$\frac{\partial C_n \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(C_n \rho \bar{v}) = \rho \frac{dC_n}{dt}. \quad (3.7)$$

Подставив в (3.5) значение суммарной плотности источника $\theta_{n(\Sigma)}$, найденное по соотношению (3.4), и с учетом преобразования полной производной по (3.6) и (3.7) получим дифференциальное уравнение переноса массы компонента n при внешнем трении и изнашивании

$$dC_n / dt = -\operatorname{div} \bar{j}_{n(d)} + \theta_{n(x)} - \theta_{n(M)},$$

или в развернутом виде

$$\begin{aligned} \rho \frac{dC_n}{dt} = \operatorname{div} \left[\rho D \left(\nabla C_n + \frac{K_T}{T} \nabla T + \frac{K_P}{P_p} \nabla P_p \right) \right] + \\ + \sum_{x=1}^r \gamma_{nx} \xi_x - \gamma_{n(M)} \xi_M. \end{aligned} \quad (3.8)$$

3.2.2. Уравнение переноса количества движения

При скольжении одной поверхности по другой вследствие касания в отдельных точках, вызванного шероховатостью и волнистостью, элементам поверхности трения сообщается некоторое количество движения. Для элемента объема dV подсистемы трения массой $dm = \rho dV$, перемещающегося со скоростью $\bar{v}$, количество движения будет равно $\rho \bar{v} dV$, а общее количество движения объема найдем интегрированием, т.е. $P = \int_V \rho \bar{v} dV$.

На элемент поверхности $d\Omega$, ограничивающей выделенный объем dV , действует внешняя по отношению к нему сила $T_\sigma \bar{v} d\Omega$, а суммарная сила на всю поверхность равна

$$\oint_{\Omega} T_{\sigma} \bar{v} d\Omega,$$

где T_{σ} – тензор напряжений, $\bar{v}$ – внешняя нормаль к поверхности Ω .

Наконец, на элемент объема dV смеси компонентов N действует внешняя объемная сила $(\sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n) dV$, а полная объемная сила, действующая на всю смесь компонентов, заключенную в объеме V , будет равна

$$\int_V (\sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n) dV,$$

где $\bar{F}_n$ – внешняя сила, действующая на единицу массы n -го компонента.

На основании теоремы о сохранении количества движения [95] запишем уравнение переноса количества движения локальной области подсистемы трения в интегральном виде

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \bar{v} dV = \oint_{\Omega} T_{\sigma} \bar{v} d\Omega + \int_V (\sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n) dV.$$

Или, с учетом преобразования Гаусса-Остроградского:

$$\int_V \rho \frac{d\bar{v}}{dt} dV = \int_V \text{div} T_{\sigma} dV + \int_V (\sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n) dV.$$

Учитывая произвольность выделенного объема dV , окончательно получим для локальной области подсистемы трения уравнение переноса количества движения в дифференциальной форме

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \text{div} T_{\sigma} + \sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n. \quad (3.9)$$

3.2.3. Уравнение переноса энергии

Исходя из теоремы о сумме потоков внутренней и кинетической энергий, равной сумме всех других видов энергий системы [95], можно записать для локального объема подсистемы трения

$$\frac{dU}{dt} + \frac{dK_k}{dt} = \sum_q \frac{dQ_q}{dt} + \frac{dW_d}{dt} + \sum_\beta \frac{dW_\beta}{dt}, \quad (3.10)$$

где $\frac{dU}{dt} = \int_V \rho \frac{dU}{dt} dV$ – поток внутренней энергии среды, подверженной трибовоздействиям; U – удельная внутренняя энергия (на единицу массы);

$$\frac{dK_k}{dt} = \int_V \rho \bar{v} \frac{d\bar{v}}{dt} dV$$
 – поток кинетической энергии среды, обусловленный движениями среды со скоростью $\bar{v}$;

словенный движениям среды со скоростью $\bar{v}$;

$$\sum_q \frac{dQ_q}{dt} = - \sum_q \oint_{\Omega} \bar{j}_q \bar{v} d\Omega$$
 – суммарный тепловой поток, обуслов-

ленный термическим взаимодействием подсистемы с окружающей средой (теплопроводность, теплоотдача конвекцией и излучением), который с учетом преобразования Гаусса-Остроградского можно записать в виде

$$\sum_q \frac{dQ_q}{dt} = - \sum_q \int_V \text{div} \bar{j}_q dV,$$

здесь $\bar{j}_q$ – плотность потока (поток на единицу площади) тепловой энергии q -го вида, определяемая на основании законов Фурье, Ньютона-Рихмана и Стефана-Больцмана;

$$\frac{dW_d}{dt} = \oint_{\Omega} \bar{\sigma}_v \bar{v} d\Omega + \int_V \left(\sum_{n=1}^N \rho_n \bar{F}_n \right) \bar{v} dV$$
 – энергия, выделяемая

при воздействии на подсистему всех поверхностных и массовых сил,

где $\bar{\sigma}_v$ – вектор напряжений на площадке с единичной нормалью v .

В соответствии с формулой Гаусса-Остроградского и с помощью уравнения переноса количества движения (3.9) представим ее в виде

$$\frac{dW_d}{dt} = \int_V T_\sigma T_\varepsilon dV + \int_V \rho \bar{v} \frac{d\bar{v}}{dt} dV,$$
 где $T_\sigma T_\varepsilon$ – работа деформирования,

являющаяся двойным скалярным произведением указанных тензоров, или, заменив тензор напряжений T_σ на тензор полного давления с обратным законом $-P_p = -(P_r + P_v)$, получим

$$\frac{dW_d}{dt} = - \int_V P_r T_{\varepsilon} dV - \int_V P_v T_{\varepsilon} dV + \int_V \rho \bar{v} \frac{d\bar{v}}{dt} dV;$$

здесь $T_{\varepsilon} = dT_{\varepsilon} / dt$ – тензор скоростей деформаций; $P_r = P_0 \delta$ – тензор равновесного давления, P_0 – гидростатическое давление, δ – единичный тензор второго ранга, P_v – тензор вязкого давления [85, 95]; плотности источников энергии внутреннего трения, т.е. выделение ее в единицу времени в единице объема при деформировании подсистемы, найдем как $\theta_d^i = -P_r T_{\varepsilon}$ и $\theta_d = -P_v T_{\varepsilon} \cong \gamma_d T_{\sigma} T_{\varepsilon}$, где γ_d – коэффициент потерь на упругий гистерезис;

$$\sum_{\beta} \frac{dW_{\beta}}{dt} = \sum_{\beta} \int_V \theta_{\beta} dV \quad - \text{ энергия, выделяемая при взаимо-}$$

действии среды с другими источниками β -го рода (например, источники, связанные с такими диссипативными эффектами, как внешнее трение, пластическое течение и т.п., энергия химических и фазовых превращений, энергия обмена массой с окружающей средой, электромагнитная энергия, акустическая и др.); θ_{β} – плотность источника β -го рода.

Учитывая, что рассматриваем явления при взаимодействии подсистем трения, выразим в явном виде плотность источника энергии внешнего трения, т.е. выделение ее в единицу времени в единице объема, подверженного трибовоздействию при тангенциальном перемещении тел. Обозначив этот источник через θ_f , выразим его через касательные напряжения на контакте τ_s , скорость скольжения v_s , площадь трения Ω_f и объем V_f слоя поверхности трения с шероховатостью $R_{\max}$, т.е.

$$\theta_f = W_f / V_f = \tau_s v_s \Omega_f / (R_{\max} \Omega_f) = \tau_s v_s / R_{\max}.$$

После подстановки найденных значений различных видов энергий в уравнение (3.10) и необходимых преобразований с учетом произвольности объема получим дифференциальное уравнение переноса внутренней энергии при трении и изнашивании

$$\rho \frac{dU}{dt} = -\operatorname{div} \sum_q \bar{j}_q + \theta_d^j + \theta_d + \theta_f + \sum_\beta \theta_\beta ,$$

или в развернутом виде:

$$\rho \frac{dU}{dt} = -\operatorname{div} \sum_q \bar{j}_q - P_r T_\varepsilon + \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon + \frac{\tau_s v_s}{R_{\max}} + \sum_\beta \theta_\beta . \quad (3.11)$$

3.2.4. Уравнение баланса энтропии

Для того, чтобы судить о направлении и скорости протекания физических процессов в любой термодинамической системе, необходимо уравнение баланса энтропии. Составим его для одной из подсистем трения (рис.3.2, а).

Рассмотрим выражение для полного дифференциала энтропии локальной области подсистемы трения, где происходят изменения и превращения. Из постулата локальной квазиравновесности энтропию S указанного участка подсистемы можно рассматривать как функцию внутренней энергии U , объема V и массы $\{M_n\}_n^N$ компонентов N , т.е. $S = f(U, V, \{M_n\}_n^N)$. Тогда в соответствии с этим можно записать

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial U} \right)_{V, \{M_n\}_n^N} dU + \left(\frac{\partial S}{\partial V} \right)_{U, \{M_n\}_n^N} dV + \sum_{n=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial M_n} \right)_{U, V, M_i} dM_n, \quad (3.12)$$

где буквенные показатели при частных производных означают их постоянство ($n \neq i$).

Известно, что $(\partial S / \partial U)_{V, \{M_n\}_n^N} = 1/T$; $(\partial S / \partial V)_{U, \{M_n\}_n^N} = P_p / T$; $(\partial S / \partial M_n)_{U, V, M_i} = -\mu_n / T$, где T – температура, μ_n – химический потенциал, характеризующий изменение энергии при изменении единицы массы компонента n .

Подставив значения частных производных в уравнение (3.12), введя удельные величины (на единицу массы) и разделив все члены на дифференциал времени, получим дифференциальное уравнение (соотношение Гиббса) баланса энтропии локального объема подсистемы трения в общем виде:

$$T \frac{ds}{dt} = \frac{du}{dt} + P_p \frac{dv_v}{dt} - \sum_{n=1}^N \mu_n \frac{dC_n}{dt}. \quad (3.13)$$

В уравнении (3.13) тензор полного давления P_p с учетом локального квазиравновесия рассматриваемого элементарного объема подсистемы трения сводится к тензору равновесного давления P_r , а скорость изменения удельного объема dv_v/dt можно заменить в первом приближении через отношение тензора скоростей деформаций T_ε и плотности ρ [243]. Производные du/dt и dC_n/dt представим выражениями из уравнений переноса внутренней энергии (3.11) и массы (3.8). После необходимых преобразований окончательно получим уравнение баланса энтропии локального объема подсистемы трения

$$\rho \frac{ds}{dt} = -div \left[\frac{1}{T} \left(\sum_q \bar{j}_q - \sum_{n=1}^N \mu_n \bar{j}_{n(d)} \right) \right] - \frac{1}{T^2} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \\ + \sum_{n=1}^N \bar{j}_{n(d)} \nabla \frac{\mu_n}{T} + \frac{1}{T} [\theta_f + \theta_d + \sum_\beta \theta_\beta + \sum_{n=1}^N \mu_n (\theta_{n(x)} - \theta_{n(M)})],$$

или, в развернутом виде:

$$\rho \frac{ds}{dt} = -div \left[\frac{1}{T} \sum_q \bar{j}_q - \frac{1}{T} \sum_{n=1}^N \mu_n \rho D(\nabla C_n + \right. \\ \left. + \frac{K_T}{T} \nabla T + \frac{K_P}{P_p} \nabla P_p) \right] - \frac{1}{T^2} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \sum_{n=1}^N \rho D(\nabla C_n + \\ + \frac{K_T}{T} \nabla T + \frac{K_P}{P_p} \nabla P_p) \nabla \frac{\mu_n}{T} + \frac{1}{T} \left(\frac{\tau_s v_s}{R_{\max}} + \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon + \right. \\ \left. + \sum_\beta \theta_\beta + \sum_{x=1}^f A_x \xi_x + A_M \xi_M \right). \quad (3.14)$$

Последние два члена уравнения (3.14) содержат функции вида $A_x = -\sum_{n=1}^N \mu_n \gamma_{nx}$ и $A_M = \sum_{n=1}^N \mu_n \gamma_{n(M)}$, полученные в результате преобразований. Первая из них представляет собой химическое сродство x -й реакции [54], вторая – квазихимическое сродство, так как указанная величина аналогична первой, также характеризует изменение энтропии единицы механически определяемой массы за счет среза, скола и т.п.

Полученное дифференциальное уравнение (3.14) переноса энтропии локальной области подсистемы трения по структуре соответствует общему дифференциальному уравнению баланса неравновесной термодинамики $\rho(ds/dt) = -\text{div} \bar{j}_s + \theta_s$, где s – удельная (на единицу массы) энтропия; $\bar{j}_s$ – плотность потока энтропии (поток через единицу площади); θ_s – производство энтропии, характеризующее возникновение ее в единице объема в единицу времени. Во втором уравнении системы (3.14) плотность потока и производство энтропии локальной области подсистемы трения выражены в явном виде:

$$\bar{j}_s = \frac{1}{T} \left[\sum_q \bar{j}_q - \sum_{n=1}^N \mu_n \rho D (\nabla C_n + \frac{K_T}{T} \nabla T + \frac{K_P}{P} \nabla P) \right]; \quad (3.15, a)$$

$$\theta_s = \frac{1}{T^2} \sum_q \bar{j}_q \nabla T + \sum_{n=1}^N \rho D (\nabla C_n + \frac{K_T}{T} \nabla T + \frac{K_P}{P} \nabla P) \times \\ \times \nabla \frac{\mu_n}{T} + \frac{1}{T} \left(\frac{\tau_s v_s}{R_{\max}} + \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon + \sum_\beta \theta_\beta + \sum_{x=1}^r A_x \xi_x + A_M \xi_M \right). \quad (3.15, б)$$

Первое соотношение (3.15, а) показывает, что поток энтропии в подсистеме трения вызван переносом теплоты q -го вида (теплопроводность, конвекция, излучение), характеризующим плотностями $\bar{j}_q$, а также переносом массы (второй член правой части уравнения), который возникает из-за различия концентраций компонентов в различных точках движущейся среды, наличия термо- и бародиффузии.

Второе выражение (3.15, б) характеризует источники возникновения энтропии при трении, связанные соответственно с наличием пространственной неоднородности в распределении температуры T и парциальных химических потенциалов μ_n (первый и второй члены правой части уравнения), с тангенциальным перемещением и деформированием среды (первый и второй члены в круглых скобках), с источниками, обусловленными взаимодействием среды с энергией β -го рода (например, возникновение джоулева тепла от воздействия электрического тока на среду и т.п.), с химическими реакциями в зоне трения и с механическим отделением частиц среды. Анализ второго выражения (3.15, б) для производства энтропии показывает,

что оно состоит из суммы слагаемых, представляющих собой произведение двух сомножителей, одним из которых является величина типа потока (потоки тепловой энергии $\bar{j}_q$, диффузионные потоки $\bar{j}_{n(d)}$, компоненты тензора напряжений, характеризующие потоки количества движения, скорости химических реакций ξ_x , скорость изменения массы при механическом воздействии на среду ξ_M и др.), второй сомножитель пропорционален либо градиенту некоторой интенсивной величины (температуры, химического потенциала; с этой точки зрения компоненты тензора скоростей деформации T_ε и отношение $v_s / R_{\max}$ можно рассматривать как градиенты с размерностью $\text{м}/(\text{с}^*\text{м})$), либо химическому A_x и квазихимическому A_M средству и носит название термодинамической силы. Указанная билинейная форма связи между потоками и термодинамическими силами отражает один из основных постулатов термодинамики необратимых процессов.

Все это, а также разделение энтропии в (3.14) на поток и источник, произведенное таким образом, чтобы производство энтропии θ_s исчезало, когда система находится в термодинамическом равновесии, доказывает правильность полученного дифференциального уравнения баланса энтропии для локального объема подсистемы трения.

3.3. Обобщенная математическая модель трения и изнашивания

Полученная система уравнений переноса массы (3.8), количества движения (3.9) и внутренней энергии (3.11) совместно с уравнениями состояния, связывающими напряжения и деформации, поля плотности и давления, в рамках сделанных предположений и допущений при заданных начальных и граничных условиях должны полностью описывать изменения во времени состояния взаимодействующих при трении сред. Для решения конкретных задач эти уравнения должны быть дополнены соотношениями для потоков теплоты $\bar{j}_q$, диффузии $\bar{j}_{n(d)}$ и т.д., которые, согласно неравновесной

термодинамике, должны определяться с помощью уравнения баланса энтропии. Однако как показывает уравнение баланса энтропии (3.14), получить весь комплекс указанных потоков пока не удастся из-за недостатка экспериментальных данных, так как в соотношения для потоков входят эмпирические коэффициенты теплопроводности, теплоотдачи, диффузии и т.д. Очевидно, что полученную физическую модель процесса трения и изнашивания с системой уравнений переноса, описывающих процесс, в настоящее время целесообразно использовать для анализа эволюции во времени систем трения, а также с применением других методов для создания расчетных моделей на износ, так как эти соотношения отражают весь комплекс явлений, определяющих процесс трения и изнашивания.

Составим математическую модель трения и изнашивания для одной из подсистем трения 1 или 2 (см. рис.3.2, *a*). Уравнение (3.14) является эквивалентом объединенного уравнения первого и второго начал термодинамики относительно функции $S = S(U, V_v, \{M_n\}_n^N)$, имеющей для условий квазиравновесия вид $s = s(u, v_v, \{C_n\}_n^N)$. Все это дает основание полагать, что энтропия аккумулирует в себе все сведения об основных термодинамических свойствах локальной области подсистемы трения и является функцией состояния, т.е. термодинамической характеристикой процесса трения и изнашивания. В то же время энтропия является аддитивной функцией производства θ_s и потока $\bar{j}_s$. Очевидно, что соотношение этих двух конкурирующих величин в зоне фрикционного контакта будет контролировать протекание процесса трения и изнашивания.

С другой стороны, в качестве геометрической характеристики фрикционного процесса можно принять толщину h_f изношенного слоя на длине пути трения L_f и толщину слоя h_s подсистемы трения, в котором протекают все те явления и процессы при трении и изнашивании, которые обуславливают возникновение термодинамической ситуации, характеризуемой производством энтропии θ_s и потоком $\bar{j}_s$. В соответствии с [119] в первом приближении можно принять $h_s \cong R_{\max}$.

Таким образом, в качестве параметров, определяющих явление в целом, можно написать систему $h_f, L_f, h_s, \theta_s, \bar{j}_s$. Зависимость между параметрами этой системы в соответствии с методом анализа размерности выразится соотношением

$$I_h = h_f / L_f = K(\theta_s h_s / |\bar{j}_s|)^a = K(\bar{S})^a, \quad (3.16, a)$$

или, в развернутом виде

$$\begin{aligned} I_h = K & \left[\left(\frac{1}{T} \sum_q |\bar{j}_q| \nabla T + T \sum_{n=1}^N |\bar{j}_{n(d)}| \nabla \frac{\mu_n}{T} + \right. \right. \\ & + \frac{\tau_s v_s}{R_{\max}} + \sum_{\beta} \theta_{\beta} + \gamma_d T_{\sigma} T_{\varepsilon} + \sum_{x=1}^r A_x \xi_x + \\ & \left. \left. + A_M \xi_M \right) R_{\max} / \left(\sum_{n=1}^N \mu_n |\bar{j}_{n(d)}| + \sum_q |\bar{j}_q| \right) \right]^a, \end{aligned} \quad (3.16, b)$$

где $I_h = h_f / L_f$ – интенсивность изнашивания (ГОСТ 27674-88); $\bar{S} = \theta_s h_s / |\bar{j}_s|$ – термокинетический критерий, характеризующий отношение производства энтропии θ_s в подвергаемом трибовоздействию слое h_s твердого тела к изменению в нем энтропии за счет переноса потоком $\bar{j}_s$; K, a – соответственно коэффициент пропорциональности и показатель степени, определяемые экспериментально.

Полученная математическая модель (3.16) представляет собой общее решение задачи о трении и изнашивании поверхностей. Она показывает, что интенсивность изнашивания I_h определяется комплексом факторов, обуславливающих источники и стоки массы с поверхности трения, связанные с тангенциальным перемещением и деформированием среды; с явлениями диффузии из-за различия концентраций компонентов в различных точках движущейся среды, а также наличия термо- и бародиффузии; с наличием пространственной неоднородности в распределении температуры и переносом теплоты путем теплопроводности, конвекции и излучения, а также с химическими реакциями в зоне трения, с механическим отделением частиц среды (срез, скол и т.п.) и с взаимодействием среды с энергией других видов, например, с электрическим током, с акустическими

колебаниями и т.п. Обобщенная модель (3.16) отражает и термодинамические свойства локальных областей контактируемых тел благодаря термодинамическим силам (градиентам температуры, химического потенциала и др.), и кинетические явления во фрикционной зоне благодаря потокам (тепловым, диффузионным и др.).

3.4. Адаптация обобщенной модели к трибосистемам, работающим в условиях трения качения

При использовании математическую модель общего вида (3.16) необходимо преобразовать для каждого конкретного случая контактирования твердых тел в присутствии маловязких смазочных сред. При этом составляющие потока энтропии $\bar{j}_s$ и ее производства θ_s , входящие в формулу (3.16) интенсивности изнашивания I_h , для рассматриваемых случаев необходимо выразить через соответствующие силовые, кинематические, механические, геометрические, теплофизические, трибологические и некоторые другие характеристики взаимодействующих при трении твердых тел и смазочной среды [201, 216].

Покажем адаптацию разработанной модели трения и изнашивания к трибосопряжению, работающему в условиях трения качения с проскальзыванием. Рассмотрим краевые условия задачи для случая стационарного процесса изнашивания при контактировании двух поверхностей, образующих высшую пару, например при перемещении шара в смазочно-охлаждающей маловязкой среде по желобу кольца шарикоподшипника (рис.3.3).

В качестве материала контактирующих тел примем однородную изотропную среду, а силовое взаимодействие ограничим упругими деформациями. Так как смазочно-охлаждающая жидкость маловязкая среда, то на контакте должны реализовываться условия, близкие к граничному или сухому трению. Полагаем, что течение неразрывно и жидкость при омывании тел сохраняет однофазное состояние. Геометрические характеристики контактирования: износ h_f , путь трения L_f , диаметр D_c орбиты вращения шара, радиусы шара r_1 и кольца r_2, r_2' , шероховатость поверхностей качения $R_{\max}$. Кинематические параметры: частота вращения n_c шара на орбите, объем-

ный расход Q_V смазочно-охлаждающей жидкости. Механические характеристики: нормальная нагрузка на контакт F_N , твердость материала HV контактируемых тел, модуль Юнга E_1 и E_2 , коэффициент Пуассона μ_1 и μ_2 , плотность материала шара и кольца ρ_1, ρ_2 и жидкости ρ , вязкость жидкости η , коэффициент трения скольжения на контакте f_C . Теплофизические параметры: коэффициент теплопроводности жидкости λ и материала тел λ_1 и λ_2 , удельная теплоемкость жидкости C_p , температура поверхности контакта T , температура жидкости на входе T_1 . Кроме того, как показано выше, трение и изнашивание определяются такими параметрами находящимися в контакте тел и среды, как коэффициенты диффузии, химические потенциалы и некоторые др. Обозначим указанные характеристики через ξ_m , где m – номер тела, в том числе и жидкой среды.

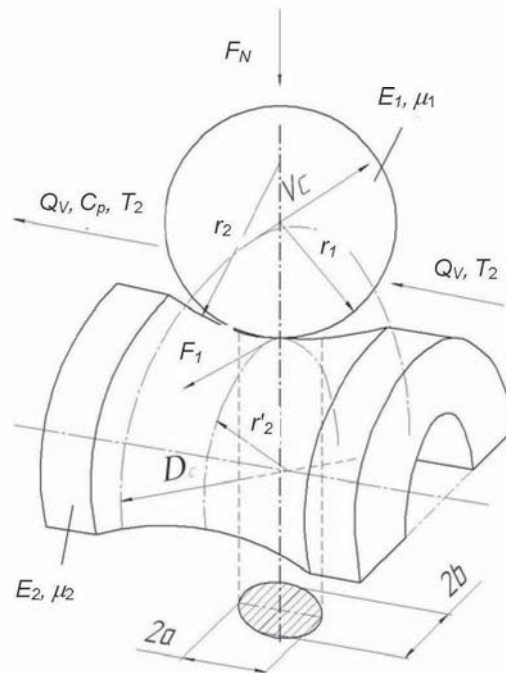


Рис.3.3. К адаптации обобщенной модели при работе трибосоприжения в условиях трения качения

Таким образом, можем записать в неявном виде, что интенсивность изнашивания $I_{h(K)}$ для пары трения качения при работе в маловязкой среде определяется следующими основными параметрами:

$$I_{h(K)} \equiv h_f / L_f = I_h(F_N, f_C, v_C, Q_V, r_i, R_{\max}, HB, E_i, \mu_i, \rho_i, \lambda_i, \eta, C_P, T, T_1, \xi_m), \quad (3.17)$$

где i – номер детали контактируемой пары.

Рассмотрим, учитывает ли обобщенная модель все, указанные в (3.17), параметры контактируемых тел и смазочной среды. Для этого преобразуем уравнение (3.16), имея в виду, что в настоящее время учесть диффузионные потоки, скорости химических реакций в контактной зоне и некоторые др. пока не представляется возможным из-за недостатка экспериментальных данных. Влияние указанных факторов учтем через экспериментально определяемые коэффициент пропорциональности K и показатель степени α . С учетом принятых ограничений уравнение (3.16) преобразуется к виду

$$I_{h(K)} = K \left[\frac{(\tau_S v_S / R_{\max} + \gamma_d T_\sigma T_\bullet + \theta_\beta + \frac{1}{T} \sum_q |\bar{j}_q| \nabla T) R_{\max}}{\sum_q |\bar{j}_q|} \right]^\alpha. \quad (3.18)$$

Полученное теоретически выражение (3.18) совпадает с известными из литературных источников экспериментальными данными, обобщенными С.В. Пинегиным в [159], где показано, что основную часть потерь при трении качения составляют потери, связанные с проскальзыванием поверхностей в пределах пятна контакта (учитываются первым членом числителя), с эффектом упругого гистерезиса в материалах контактирующих тел (второй член) и с преодолением гидродинамического сопротивления при движении в смазочно-охлаждающей среде (третий член). Кроме того, формула учитывает пространственную неоднородность в распределении температуры по поверхности трения (четвертый член в числителе). Рассеяние энергии с поверхности контакта осуществляется в основном за счет энергообмена с окружающей средой, а также за счет теплопроводности, что учитывается суммой плотностей потоков в знаменателе формулы.

Найдем плотности потоков, входящих в формулу (3.18), записав тождества:

$$\tau_s v_s / R_{\max} \equiv \Phi_f / (A_f R_{\max}); \gamma_d T_\sigma T_\varepsilon \equiv \Phi_\gamma / (A_f R_{\max});$$

$$\theta_\beta \equiv \Phi_h / (A_f R_{\max}); \bar{j}_q \equiv \Phi_q / A_f.$$

Здесь $\Phi_f, \Phi_\gamma, \Phi_h, \Phi_q$ – потоки энергии, связанные соответственно со скольжением на контакте, с гистерезисными потерями, гидродинамическим сопротивлением и тепловым движением, причем $\Phi_q = \Phi_s + \Phi_i$, где Φ_s – поток, учитывающий энергообмен с окружающей средой, Φ_i – тепловые потоки за счет теплопроводности; A_f – площадь трения.

Поток энергии трения, связанный с проскальзыванием, определяется из равенства $\Phi_f = F_f v_c$. Линейная скорость перемещения шара относительно кольца $v_c = \pi D_c n_c$. В первом приближении сила трения $F_f = f_c F_N = f_c p_a \pi a_1 b_1$, где a_1 и b_1 – большая и малая полуоси эллипса пятна касания, p_a – номинальное давление на контакте. На основании теории контактных напряжений [49]

$$a_1 = v_1 n_K^{1/3}, b_1 = v_2 n_K^{1/3}, p_a = F_N / (\pi a_1 b_1),$$

где $n_K = \frac{8}{3} (F_N / \sum \rho_i) [(4/E_1)(1 - \mu_1^2) + (4/E_2)(1 - \mu_2^2)]$; v_1 и v_2 – коэффициенты, учитывающие кривизну поверхностей контактируемых тел; $\sum \rho_i = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ – сумма главных кривизн в точке контакта. Коэффициент трения f_c согласно [79] определяется как функция $f_c = \varphi(HB, p_a, E_i, \eta, v_c, r_i, R_{\max})$.

Потери мощности на упругий гистерезис Φ_γ являются функцией упругого сближения δ , нагрузки F_N и линейной скорости v_c , т.е. $\Phi_\gamma = \gamma_d \varphi_\gamma(\delta, F_N, v_c)$. Потери на гидродинамическое сопротивление определяются скоростью v_c тела, его характерным линейным размером l , вязкостью η и плотностью ρ жидкости, т.е.

$\Phi_h = C_\mu \varphi_h(\nu_c, l, \eta, \rho)$, где C_μ – коэффициент гидродинамического сопротивления.

Энергообмен с окружающей средой определяется на основании закона Ньютона-Рихмана уравнением

$$\Phi_S = \alpha \Delta T \int_A dA,$$

где $\alpha = \varphi_\alpha(Q_V, \eta, \rho, \lambda, C_P, T, T_1, l)$ – коэффициент теплоотдачи, $\Delta T = T - T_1$, A – поверхность теплообмена. Тепловые потоки Φ_i с поверхности контакта в прилегающие зоны тел можно выразить на основании закона Фурье через коэффициент теплопроводности λ_i , площадь A_i и температурный градиент ∇T_i , т.е. $\Phi_i = -\lambda_i A_i \nabla T_i$. Причем градиент температуры можно в первом приближении выразить как $\nabla T_i \cong (T_i - T_{n(i)}) / R_{\max} \equiv \Delta T_{n(i)} / R_{\max}$, здесь $T_{n(i)}$ – температура тела в точке, противоположно отстоящей от точки контакта, например, для наружного кольца подшипника – это температура снаружи его, для внутреннего кольца – температура на посадочной поверхности, для тела качения – температура его центра.

Исходя из полученных результатов уравнение (3.18) приводится к виду

$$I_{h(K)} = K \left[\frac{T(\Phi_f + \Phi_\gamma + \Phi_h) + \Delta T_n (\Phi_S + \sum_i \Phi_i)}{T(\Phi_S + \sum_i \Phi_i)} \right]^a, \quad (3.19, a)$$

или, в развернутом виде:

$$\begin{aligned} I_{h(K)} = K \{ & [f_C P_a \pi^2 a_1 b_1 D_C n_C + \gamma_d \varphi_\gamma(F_N, \delta, \nu_c) + \\ & + C_\mu \varphi_h(\nu_c, l, \eta, \rho) + (\alpha \Delta T \int_A dA + \\ & + \sum_i (-\lambda_i A_i \nabla T_i) \frac{\Delta T_n}{T}] / (\alpha \Delta T \int_A dA + \sum_i (-\lambda_i A_i \nabla T_i)) \}^a. \end{aligned} \quad (3.19, б)$$

Из анализа соотношения (3.19, б) можно видеть, что полученная математическая модель изнашивания для тел, работающих в условиях трения качения с проскальзыванием, содержит всю систему исходных параметров (3.17), что доказывает правильность принятых теоретических положений и допущений.

3.5. Адаптация обобщенной модели к трибосистемам, работающим в условиях трения скольжения

Рассмотрим краевые условия задачи для случая стационарного процесса изнашивания двух твердых тел, образующих низшую кинематическую пару, например, при контактировании двух полых цилиндров торцами, омываемых прокачиваемой маловязкой смазочно-охлаждающей средой (рис.3.4).

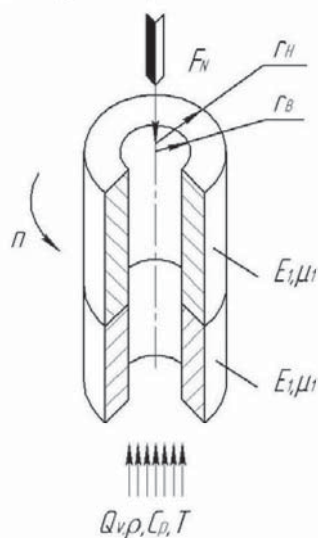


Рис.3.4. К адаптации обобщенной модели при работе трибосопряжения в условиях трения скольжения

Приняв условия задачи, аналогичные рассмотренным в парагр. 3.4, при этом отбросив специфические характеристики трения качения и учтя вместо них те особенности, которые характеризуют условия контактирования при трении скольжения (рис.3.4), можем записать по аналогии с (3.17) в неявном виде:

$$I_{h(C)} \equiv h_f / L_f = I_h(F_N, f_C, n, Q_V, r_e, r_H, R_{\max} \quad (3.20)$$

$$HB, E_i, \mu_i, \rho_i, \eta, \lambda_i, C_p, T, T_1, \xi_m)$$

Определим плотности потоков, входящих в формулу общего вида (3.18), с учетом контактирования в условиях трения скольжения. Очевидно, что общий вид зависимостей для нахождения плотностей потоков сохранится в виде тождеств, записанных в парагр. 3.4.

Тогда из рассмотрения движения торцов цилиндров (рис.3.4) можем записать

$$\tau_s \nu_s / R_{\max} \equiv \Phi_f / (A_f R_{\max}) = \left(\int_{T_f} \omega dT_f \right) / (A_f R_{\max}) =$$

$$= \left(\int_{r_e}^{r_H} \omega \tau_s 2\pi r^2 dr \right) / (A_f R_{\max}) = \frac{\pi f_C F_N n (r_H^3 - r_e^3)}{45 (r_H^2 - r_e^2) A_f R_{\max}},$$

здесь ω – угловая скорость вращения цилиндра, остальные величины ясны из постановки задачи и рис.3.4.

Величину $\gamma_d T_\sigma T_\varepsilon$ найдем из условия, что при вращении одного из цилиндров относительно другого в контактной зоне по торцам все время происходит передеформирование волн контурной площади контакта A_C , механизм формирования которой существенно определяется характеристикой волнистости поверхностей [69, 119, 144]. Число волн z_C на поверхности, участвующих в формировании контакта, согласно [69, 119] определяется соотношением $z_C = \gamma_C A_C$. Но так как $A_C = \eta_C A_a$, то $z_C = \gamma_C \eta_C A_a$. Здесь $\gamma_C = \gamma(p_C, HB, \theta)$ – плотность пятен контакта по вершинам волн; $\eta_C = \eta(p_C, HB, H_e, R_e, \theta)$ – относительная контурная площадь; A_a – номинальная площадь контакта; p_C – контурное давление; H_e и R_e – высота и радиус волн соответственно; $\theta = (1 - \mu^2) / E$ – упругая постоянная материала.

В соответствии с теорией Герца [272] потенциал ϕ_γ энергии упругой деформации для одной волны

$$\phi_\gamma = \frac{2}{5} \left(\frac{9}{4 E_{np}^2 R_{np}} \right)^{1/3} F_N^{5/3},$$

где $E_{np} = 2 / \left[(1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2 \right]$ – приведенный модуль упругости; $R_{np} = R_{e_1} R_{e_2} / (R_{e_1} + R_{e_2})$ – приведенный радиус кривизны соприкасающихся волн R_{e_1} и R_{e_2} . Для z_C волн в контакте потери на упругий гистерезис составят

$$\gamma_d T_{\sigma} T_{\varepsilon} \equiv \Phi_{\gamma} / (A_f R_{\max}) = \gamma_d z_C \phi_{\gamma} \omega / (A_f R_{\max}) =$$

$$= \frac{\pi^2 \gamma_d \gamma_C \eta_C (r_n^2 - r_e^2)}{75 A_f R_{\max}} \left(\frac{9}{4 E_{np}^2 R_{np}} \right)^{1/3} F_N^{5/3} n.$$

Общий вид соотношений для остальных плотностей потоков, входящих в формулу (3.18), для условий трения скольжения будет иметь такой же структурный вид, как и для трения качения, так как они определяются одними и теми же параметрами.

С учетом изложенных особенностей уравнение (3.18) для условий трения скольжения трансформируется к виду

$$I_{h(C)} = K \left\{ \left[\frac{\mu_C F_N n (r_n^3 - r_e^3)}{45 (r_n^2 - r_e^2)} + \frac{\pi^2 \gamma_d \gamma_C \eta_C (r_n^2 - r_e^2)}{75} \times \right. \right.$$

$$\times \left. \left(\frac{9}{4 E_{np}^2 R_{np}} \right)^{1/3} F_N^{5/3} n + C_{\mu} \phi_n (v_C, l, \eta, \rho) + \left(\alpha \Delta T \int_A dA + \right. \right. \quad (3.21)$$

$$\left. \left. + \sum_i (-\lambda_i A_i \nabla T_i) \right) \frac{\nabla T_n}{T} \right] / \left(\alpha \Delta T \int_A dA + \sum_i (-\lambda_i A_i \nabla T_i) \right) \}^a.$$

Анализ соотношения (3.21) показывает, что полученная математическая модель изнашивания для условий трения скольжения содержит всю систему исходных параметров (3.20), что подтверждает правильность исходных посылок в рамках поставленной задачи.

3.6. Концепция обобщенного метода расчета износостойкости деталей машин

Разработанные модельные представления о трении и изнашивании твердых тел в присутствии маловязких смазочных сред позволили предложить концепцию метода расчета износостойкости деталей машин [223, 227]. На рис.3.5 приведена блок-схема алгоритма выполнения расчетно-экспериментальных работ.

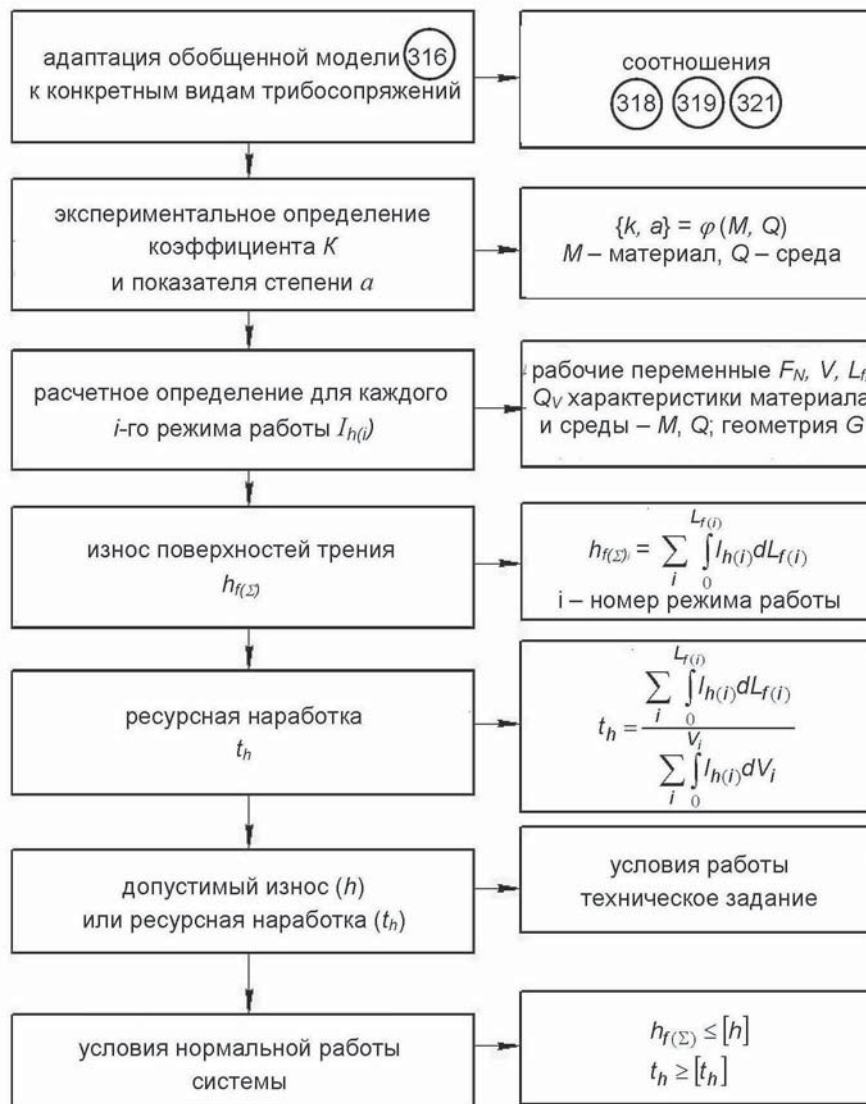


Рис.3.5. Концепция обобщенного метода расчета износостойкости
в условиях граничной смазки маловязкими средами

В соответствии с краевыми условиями поставленной задачи предусматривается выполнение адаптации обобщенной математической модели (3.16) по рассмотренной выше схеме, т.е. получение конкретного вида соотношения для интенсивности изнашивания I_h деталей заданной формы и рода трения – качения или скольжения. При этом параметры указанной модели для рассматриваемого случая выражаются через соответствующие механические, геометрические, кинематические, теплофизические, трибологические и другие характеристики взаимодействующих при трении тел – зависимости (3.18), (3.19) и (3.21).

Расчетно-экспериментальным путем определяются коэффициент пропорциональности K и показатель степени a функции I_h при единичном эксперименте в зависимости от материала деталей и смазочной среды. По мере накопления экспериментальных данных создается банк указанных коэффициентов аналогично, например, как для подшипников качения затабулирована динамическая C и статическая C_0 грузоподъемности [156, 163], используемые для расчета долговечности по усталости поверхностей качения.

Далее расчетным путем для каждого конкретного режима работы трибосопряжения определяется интенсивность изнашивания $I_{h(i)}$.

При этом износ $h_{f(i)}$ поверхности трения или наработка $t_{h(i)}$ до наступления предельного состояния для стационарного режима работы определяются по формуле

$$h_{f(i)} = I_{h(i)} L_{f(i)} \equiv I_{h(i)} v_i t_{h(i)}.$$

При переменном режиме работы суммарный износ или наработку можно оценить из соотношения

$$h_{f(\Sigma)} = \sum_i \int_0^{L_{f(i)}} I_{h(i)} dL_{f(i)} \equiv \sum_i \int_0^{v_i} I_{h(i)} t_{h(i)} dv_i,$$

где $I_{h(i)}$, $L_{f(i)}$, $t_{h(i)}$, v_i – соответственно интенсивность изнашивания, путь трения, время и скорость скольжения при i -ом режиме работы трибосистемы.

Из условий работы трибосопряжения на основании технического задания назначаются допустимые износ $[h_f]$ или наработка $[t_h]$. Из сравнения расчетных величин с допустимыми проверяется условие нормальной работы трибосистемы, т.е.

$$h_{f(i)} \text{ или } h_{h(\Sigma)} \leq [h_f]; \quad t_{h(i)} \text{ или } t_{h(\Sigma)} \geq [t_h].$$

Дальнейшие преобразования разработанных модельных представлений (3.16), (3.18), (3.19) и (3.21), необходимые для доведения до инженерных расчетно-проектировочных методов, алгоритмов и рекомендаций, требуют экспериментальных исследований по определению трибологических характеристик контактирующих тел и изучению их поведения и закономерностей изнашивания при работе в узлах трения, смазываемых и охлаждаемых маловязкими средами. Решение этих вопросов требует создания специальных испытательных средств и проведения экспериментальных исследований на них, что и показано ниже в последующих главах.

4. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА, МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ И ДИАГНОСТИКА ТРИБОСИСТЕМ

4.1. Основные особенности методов исследований и конструирования испытательных средств

Из анализа полученных расчетных соотношений (3.16), (3.18), (3.19) и (3.21) можно видеть, что для определения интенсивности изнашивания и прогнозирования износа в условиях граничной смазки маловязкими средами необходимы данные по трибологическим характеристикам пар трения, которые в настоящее время могут быть получены только при экспериментальных испытаниях. Специфика условий работы узлов трения в среде маловязких жидкостей обусловила, как показано в главе 1, применение в основном стендовых испытаний в сочетании с натурными. При стендовых испытаниях узлов трения предусматривались следующие виды исследований [219]:

– определение влияния конструктивной схемы узла трения, например, опоры качения, на перепад давления и величину прокачки смазочно-охлаждающей жидкости через вращающийся подшипник качения, а также на мощность трения и тепловой режим:

$$\{\Delta p, Q_V, \Phi_n, T_n, T_1, T_2\} = f(\Delta p_0, l_n, n, K_C) \quad (4.1)$$

при $\{F_r, F_a\} = idem$;

– исследование изменения мощности трения узла в зависимости от режимных параметров:

$$\begin{aligned} \Phi_n &= f(n) \text{ при } \{F_r, F_a, Q_V\} = idem, \\ \Phi_n &= f(F_r, F_a) \text{ при } \{Q_V, n\} = idem, \\ \Phi_n &= f(Q_V) \text{ при } \{F_r, F_a, n\} = idem; \end{aligned} \quad (4.2)$$

– определение изменения теплового режима узла трения и температурного поля смазочно-охлаждающей жидкости в зависимости от режимных параметров:

$$\begin{aligned} \{T_n, T_1, T_2\} &= f(n) \text{ при } \{F_r, F_a, Q_V\} = idem, \\ \{T_n, T_1, T_2\} &= f(F_r, F_a) \text{ при } \{n, Q_V\} = idem, \\ \{T_n, T_1, T_2\} &= f(Q_V) \text{ при } \{F_r, F_a, n\} = idem; \end{aligned} \quad (4.3)$$

– определение величины и изменения коэффициента трения контактируемых пар в зависимости от режимных параметров:

$$\begin{aligned}
f &= f(n) \text{ при } \{F_r, F_a, Q_V\} = idem, \\
f &= f(F_r, F_a) \text{ при } \{Q_V, n\} = idem, \\
f &= f(Q_V) \text{ при } \{F_r, F_a, n\} = idem;
\end{aligned} \tag{4.4}$$

– исследование закономерностей изнашивания пар трения с моделированием реальных условий эксплуатации по нагрузкам, скоростям, способу охлаждения и смазывания, наработке с выполнением реальных конструктивных схем узлов:

$$\begin{aligned}
\{h_r, h_a\} &= f(n) \text{ при } \{F_r, F_a, Q_V, L_f\} = idem, \\
\{h_r, h_a\} &= f(F_r, F_a) \text{ при } \{Q_V, n, L_f\} = idem, \\
\{h_r, h_a\} &= f(Q_V) \text{ при } \{F_r, F_a, n, L_f\} = idem.
\end{aligned} \tag{4.5}$$

В приведенных соотношениях общего вида (4.1)...(4.5) n – частота вращения вала; F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки на узел; Φ_n – мощность трения узла; Q_V – прокачка жидкости; T_n, T_1, T_2 – соответственно температура узла трения, например, подшипника, температура смазочно-охлаждающей жидкости на входе в узел и на выходе из него; Δp_0 и Δp – соответственно перепад давления на неподвижном и вращающемся подшипнике качения; l_n – характерные размеры узла трения; K_c – конструктивная схема узла; h_r и h_a – износ узла трения, например, подшипника качения при увеличении его зазоров в радиальном и осевом направлениях; L_f – путь трения.

Для реализации намеченных испытаний пар трения в среде маловязких рабочих жидкостей известные машины трения, например, роликовая машина СМЦ-2, четырехшариковая машина трения МАСТ-1 и другие не могут быть использованы вследствие их непригодности к специфическим условиям работы: большие прокачки жидкости через узел, высокие перепады давления, агрессивность среды и некоторые другие особенности. В указанных условиях требуются новые средства испытаний и принципы их конструирования [7, 8, 10, 213].

Результаты проведенных экспериментальных исследований [195, 203] и анализ условий работы узлов трения, эксплуатируемых