



А. И. КУБАРЕВ
Е. А. ПАНФИЛОВ
Б. И. ХОХЛОВ

НАДЕЖНОСТЬ
МАШИН,
ОБОРУДОВАНИЯ
И ПРИБОРОВ
БЫТОВОГО
НАЗНАЧЕНИЯ



АИ. КУБАРЕВ
ЕА. ПАНФИЛОВ
БИ. ХОХЛОВ

**НАДЕЖНОСТЬ
МАШИН,
ОБОРУДОВАНИЯ
И ПРИБОРОВ
БЫТОВОГО
НАЗНАЧЕНИЯ**

Издание второе
переработанное и
дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты легкой промышленности»



Москва
Легпромбытиздат
1987

ББК 37.27

К 88

УДК 64.06—192(075.8)

Рецензенты: зам. директора Института машиноведения АН СССР д-р техн. наук проф. Э. Г. Гудушаури, д-р техн. наук проф. МАИ Г. А. Полтавец

Кубарев А. И., Панфилов Е. А., Хохлов Б. И.

К 88 Надежность машин, оборудования и приборов бытового назначения. Учеб. для вузов.—2-е изд. переработ. и доп.—М.: Легпромбытиздат, 1987.—336 с.

Изложены методы расчета надежности, методы анализа причин отказов, конструктивно-технологические методы обеспечения надежности. В отличие от 1-го издания (Методы расчета надежности деталей и узлов бытовых машин и приборов, 1979) во 2-м издании значительное место отведено вопросам надежности технических и технологических систем.

Для студентов вузов отрасли бытового обслуживания.

К $\frac{3404000000-052}{044(01)-87}$ 52—87

ББК 37.27

© Издательство «Легкая индустрия», 1979

© Издательство «Легкая промышленность и бытовое обслуживание», 1987, с изменениями и дополнениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года, утвержденных решениями XXVII съезда КПСС, определено, что высшей экономической стратегией партии был и остается неуклонный подъем материального и культурного уровня жизни народа. Реализация этой цели требует всемерной интенсификации и повышения эффективности производства на базе научно-технического прогресса, наращивания выпуска высококачественных изделий бытового назначения, улучшения всех форм обслуживания населения. В этих условиях задача по повышению надежности машин, оборудования и приборов становится одной из ключевых народнохозяйственных проблем. Уровень надежности изделий непосредственно определяет потребность в запасных частях, периодичность и объемы ремонтных работ, потребный парк изделий, длительность простоя из-за отказов, качество выполняемых изделиями функций и работ. Поэтому решение проблемы повышения надежности изделий непосредственно связано с решением таких народнохозяйственных задач, как экономия материальных ресурсов, рациональное использование трудовых ресурсов, повышение производительности труда, т. е. с повышением эффективности народного хозяйства.

Конкретные пути и мероприятия по повышению качества и надежности изделий определены постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12.05.86 «О мерах по коренному повышению качества продукции». В постановлении сказано, что «разработчики в производственных и научно-производственных объединениях, на предприятиях, научно-исследовательские, проектно-конструкторские, проектно-технологические и другие организации при создании или коренной модернизации машин и оборудования, материалов и технологических процессов несут полную ответственность за реализацию перспективных требований к техническому уровню и качеству, в том числе ресурсу и надежности, соответствующих или превосходящих высшие мировые достижения». Для обеспечения высокого уровня и надежности продукции ЦК КПСС и Совет Министров СССР считают необходимым осуществлять: широкое внедрение автоматизированного проектирования, моделирования, художественного конструирования и других прогрессивных методов разработки новых образцов промышленных изделий, товаров народного потребления, материалов и технологических процессов; проведение в обязательном порядке всесторонних испытаний, в том числе в условиях, максимально приближенных к реальным условиям эксплуатации; разработку и реализацию в первоочередном порядке заданий по развитию и техническому перевооружению лабораторно-исследовательской и опытно-конструкторской базы объединений (предприятий).

От уровня надежности бытовых машин, оборудования и приборов зависят своевременность и качество выполнения заказов населения сферой бытового обслуживания, количество личного времени и средств, затрачиваемых на ремонт техники.

Основные направления развития сферы бытового обслуживания населения определены утвержденной в 1985 г. Комплексной программой развития производства товаров народного потребления и сферы услуг на 1986—2000 годы. Этим документом предусмотрено увеличить в двенадцатой пятилетке объем платных услуг, оказываемых населению, в 1,3—1,4 раза, а за три пятилетия — в 2,1—2,3 раза. Ставится задача уже в двенадцатой пятилетке полностью удовлетворить потребности населения в услугах по ремонту и техническому обслуживанию радиоэлектронной аппаратуры, бытовых машин и приборов и других изделий домашнего обихода. Ускоренное развитие получат услуги прачечных и фабрик химчистки, фотоателье, а также услуги, создающие комфорт и удобства в быту. Первоочередной задачей отраслей промышлен-

ности, занятых производством товаров культурно-бытового и хозяйственного назначения, программой определено коренное повышение их надежности.

Статистические данные показывают, что затраты на устранение отказов в сфере эксплуатации в 10 раз превосходят затраты на конструктивно-технологические мероприятия по устранению вызывающих их причин при конструировании и изготовлении. Поэтому вопросами обеспечения надежности при разработке и изготовлении изделий, поддержания и восстановления их работоспособности при эксплуатации должны владеть инженерно-технические работники всех специальностей, а изучение этих вопросов является необходимой частью учебного процесса, в том числе и в высших учебных заведениях Министерства бытового обслуживания населения РСФСР.

Первое издание учебника по вопросам надежности носило название «Методы расчета надежности деталей и узлов бытовых машин и приборов». Этот учебник получил положительную оценку как специалистов, работающих в области надежности, так и преподавателей этого курса и студентов. Однако практика использования данного учебника показала, что обучение студентов только вопросам расчета надежности деталей и узлов бытовых машин и приборов не дает возможности обучить студентов практическим приемам решения целого ряда задач, непосредственно связанных с вопросами надежности. Так, решение задач по проектированию предприятий бытового обслуживания населения связано с вопросами надежности систем машин и технологических систем; разработка систем технического обслуживания и ремонта технологического оборудования, норм расхода запасных частей невозможна без предварительного расчета надежности соответствующего оборудования. Все это привело к необходимости расширения круга вопросов, рассматриваемых в рамках учебника, и пересмотру программы. Поэтому вновь утвержденная программа названа «Надежность машин, оборудования и приборов бытового назначения». Соответственным образом изменено и название нового переработанного учебника. Так как надежность изделий зависит в первую очередь от надежности входящих в него деталей и узлов, в новом издании учебника вопросы надежности деталей и узлов машин и оборудования занимают значительную долю. Но при этом изложены не только вопросы расчета их надежности, но и основные конструктивно-технологические мероприятия, обеспечивающие их работоспособность (по каждому виду деталей и узлов и по основным видам их разрушения). Во 2-е издание учебника введен ряд новых разделов, в том числе связанных с методами расчета надежности машин, оборудования и технологических систем. Во вновь введенном разделе по методам обеспечения надежности при эксплуатации и ремонте освещены вопросы установления периодичности технического обслуживания и ремонта, расчета потребностей в запасных частях. Многие разделы учебника 2-го издания существенно переработаны. Это вызвано тем, что за истекшее время после выхода 1-го издания учебника был утвержден ряд государственных стандартов, в том числе по терминам и определениям, по методам планирования испытаний, по методам оценки показателей надежности по опытным данным, по выбору нормируемых показателей надежности и др. Изложение материала таких разделов учебника приведено в соответствии с новыми стандартами. При переработке учебника авторы пытались учесть также последние разработки в области физических методов теории надежности (насколько позволяли им ограниченные рамки учебника), методов оценки надежности изделий по надежности элементов и др.

Авторы выражают большую благодарность рецензентам учебника, ценные замечания которых были учтены и способствовали существенному улучшению структуры учебника и корректности изложения материала.

Главы 1 (§ 2), 3 (§ 1, 6) и 5 (§ 1—3 и 5) написаны А. И. Кубаревым, главы 1 (§ 1), 2 (§ 2, 3) и 3 (§ 2—5) — Е. А. Панфиловым, главы 2 (§ 4) и 5 (§ 4) — Б. И. Хохловым, главы 2 (§ 1) и 6 написаны совместно А. И. Кубаревым и Б. И. Хохловым, глава 4 — А. И. Кубаревым и Е. А. Панфиловым.

Глава 1. НАДЕЖНОСТЬ БЫТОВОЙ ТЕХНИКИ И ЗАДАЧИ УСКОРЕНИЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ К НАДЕЖНОСТИ МАШИН И ПРИБОРОВ

1. ПРОБЛЕМЫ НАДЕЖНОСТИ БЫТОВОЙ ТЕХНИКИ И РОЛЬ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Принятой в 1985 г. Комплексной программой развития производства товаров народного потребления и сферы услуг на 1986—2000 годы определен взаимоувязанный комплекс мероприятий, направленных на всемерное увеличение производства, расширение ассортимента и повышение качества товаров народного потребления и развитие услуг, оказываемых населению. В этом документе определено, что «первоочередной задачей отраслей промышленности, занятых производством товаров для населения, является коренное улучшение качества и ассортимента изделий, повышение их технического и эстетического уровня, надежности в эксплуатации»*.

Задачу повышения надежности изделий бытовой техники нельзя рассматривать в отрыве от других свойств продукции, обеспечивающих их потребительскую стоимость, в отрыве от тех мероприятий, которые проводятся в рамках всех отраслей народного хозяйства по повышению технического уровня и качества продукции.

Углубление общественного разделения труда, усложнение внутриотраслевых производственных связей приводят к тому, что качество изделий зависит не только от предприятий, изготовляющих тот или иной вид техники, но в значительной степени и от качества продукции предприятий-поставщиков и качества работы целого ряда НИИ и проектно-конструкторских организаций.

Такого типа сложная зависимость между различными предприятиями и различными отраслями приводит к тому, что «...многие раздробленные процессы производства сливаются в один общественный процесс производства»**. Поэтому при решении проблемы качества необходимо брать за основу весь общественный процесс производства. Это значит, что мероприятия по повышению качества должны проводиться одновременно во всех отраслях, на всех промышленных предприятиях; решаться

* Эконом. газ., 1985, № 41.

** Ленин В. И. Полн. собр. соч., т. 1, с. 77.

на всех уровнях управления народным хозяйством; охватывать все этапы общественного процесса производства: планирование, проектирование, серийное изготовление, эксплуатацию и ремонт; распространяться на все элементы общественного процесса производства: предметы производства, средства производства, деятельность людей (исполнителей).

Это приводит к необходимости решения проблемы качества и в общесоюзном масштабе. В связи с этим уместно привести слова В. И. Ленина о том, что «...кто берется за частные вопросы без предварительного решения общих, тот неминуемо будет на каждом шагу бессознательно для себя «натякаться» на эти общие вопросы»*.

В августе 1975 г. ЦК КПСС рассмотрел вопрос «Об опыте работы партийных организаций и коллективов передовых предприятий промышленности Львовской области по разработке и внедрению комплексной системы управления качеством продукции». Комплексность львовской системы состоит в том, что в ней взаимосвязаны технические, экономические, социальные и организационные мероприятия. Это позволяет активно влиять на все этапы формирования качества: конструирование, производство и эксплуатацию изделий.

Характерной особенностью львовской системы является то, что она базируется на стандартах предприятий, разрабатываемых в полном соответствии с государственными и отраслевыми стандартами. Они регламентируют порядок проведения организационных, технических и экономических мероприятий по повышению качества продукции, устанавливают порядок действий и ответственность каждого исполнителя в работах по обеспечению качества продукции. «Заводские стандарты, — указывается в постановлении ЦК КПСС, — дают возможность с большой эффективностью использовать материальные и трудовые ресурсы, своевременно сосредоточивать внимание рабочих и инженерно-технических работников на использовании дополнительных резервов производства... Показатели, заложенные в стандарты, позволяют правильно оценивать конкретный вклад всех работников в дело повышения качества продукции, который учитывается при определении мер морального и материального поощрения»**.

Во исполнение Постановления ЦК КПСС от 08.08.75 Госстандартом совместно с Государственным комитетом СССР по науке и технике и Госпланом СССР обобщен накопленный опыт применения львовской, саратовской, ярославской и других систем управления качеством продукции и на этой основе разработаны основные принципы единой системы государственного управления качеством.

* Ленин В. И. Полн. собр. соч., т. 15, с. 368.

** Правда, 1975, 15 авг.

К настоящему времени комплексная система управления качеством продукции внедрена на большинстве промышленных предприятий страны. Дальнейшим развитием львовской системы явилось создание систем управления качеством продукции и эффективностью производства.

На современном этапе технического прогресса решать вопросы качества и надежности бытовой техники невозможно без широкого использования больших возможностей государственной системы стандартизации.

Работы по обеспечению надежности бытовой техники средствами стандартизации проводятся путем:

создания комплекса государственных стандартов (ГОСТ), руководящих и методических документов общепромышленного применения, направленных на обеспечение взаимопонимания между специалистами различных отраслей (стандарты на термины и определения, номенклатуру показателей надежности), на обеспечение единства и сопоставимости результатов расчета надежности и оценки ее показателей по результатам испытаний (стандарты и методические материалы на требования к методам расчета, на унифицированные планы контроля надежности, организацию сбора информации об отказах и наработках), на внедрение прогрессивных конструкторско-технологических методов обеспечения надежности (стандарты по резервированию, по методам упрочнения поверхностей деталей машин и др.);

включения в государственные стандарты вида «Технические условия» («Общие технические условия»), «Технические требования» показателей надежности, обязательных для соблюдения при их разработке и изготовлении независимо от того, каким предприятием и какого министерства изготавливается стандартизованный объект, а также порядка проведения испытаний и контроля надежности;

регламентации в технических условиях, разрабатываемых предприятием-изготовителем, требований к надежности и конструктивно-технологических требований, обеспечивающих регламентированные требования к надежности изделий;

регламентации в республиканских стандартах (РСТ) требований к надежности бытовой техники, изготавливаемой и используемой в пределах данной республики, а также порядка проведения технического обслуживания и ремонта бытовой техники организациями республиканского подчинения;

включения в отраслевые стандарты (ОСТ) и руководящие технические материалы требований к надежности бытовой техники и ее составных частей, разрабатываемых и изготавливаемых одной отраслью, а также к системам технического обслуживания и ремонта таких объектов, требований к порядку проведения испытаний на надежность, сбору информации об отказах и наработках на отказ;

регламентации в стандартах предприятий (СТП) организационно-технических вопросов обеспечения выпуска изделий с установленными требованиями к надежности.

Все государственные стандарты по обеспечению надежности имеют самостоятельную группу и объединены названием «Надежность в технике». Структура этой группы стандартов дана в ГОСТ 27.001—81 «Система стандартов. «Надежность в технике». Основные положения». Государственные стандарты системы стандартов «Надежность в технике» (ССНТ) обозначаются в соответствии со схемой:



Код выбирается в соответствии с классификационной группой:

Классификация стандартов по надежности (по ГОСТ 27.001—81)

Код группы	Классификационная группа объекта стандартизации
0	Общие вопросы надежности: организационные вопросы обеспечения надежности, общая методология обеспечения надежности, терминология, общие требования к программам обеспечения надежности, экономические проблемы надежности, другие вопросы организационно-методического обеспечения надежности
1	Нормирование надежности: общие требования к номенклатуре и нормам показателей надежности, правила выбора и задания показателей надежности в нормативно-технической документации, правила установления критериев отказов и предельных состояний, другие вопросы нормирования надежности.
2	Методы расчета надежности: методы расчета норм надежности, методы расчета и анализа показателей надежности с учетом видов разрушений, методы расчета и анализа показателей надежности с учетом функциональной структуры, методы расчета норм запасных частей, другие методы расчета надежности
3	Методы обеспечения надежности: методы оптимизации показателей надежности, методы конструктивного обеспечения надежности, методы учета условий эксплуатации и режимов работы, методы технологического обеспечения надежности, методы обеспечения ремонтпригодности, другие методы обеспечения надежности

Код группы	Классификационная группа объекта стандартизации
4	Испытания и контроль надежности: методы контроля надежности, методы испытаний на надежность, другие вопросы испытаний и контроля надежности
5	Сбор и обработка информации по надежности: организация сбора и обработки информации, методы сбора информации, методы обработки информации, формы документов по сбору и обработке информации, другие вопросы сбора и обработки информации
6—9	Резерв

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ

Надежность является составным свойством качества продукции. Однако она имеет ряд особенностей, что привело к необходимости введения понятий, которые применимы только для данного свойства. Термины и определения основных понятий, используемых в теории надежности, даны в ГОСТ 27.002—83 «Надежность в технике. Термины и определения» и СТ СЭВ 292—76 «Надежность в технике. Основные термины и определения».

Все термины рассматриваются применительно к объекту, под которым понимается предмет определенного целевого назначения, рассматриваемый с целью его использования по назначению, изучения, исследования или испытания на надежность. Под объектом может пониматься деталь, сборочная единица, комплекс, комплект, система машин, техническая система, информационно-управляющая система и т. д. Во всех случаях, когда нет необходимости конкретизировать предмет исследования, говорят об объекте и о надежности объекта. Если же изучается или рассматривается задача, специфичная только для определенного вида изделий, то говорят о надежности детали, о надежности телевизора, о надежности человека-оператора, о надежности системы электроснабжения и т. д.

Надежность — свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения эксплуатационных параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях использования, технического обслуживания и ремонта, хранения и транспортировки.

К «эксплуатационным» относятся параметры, которые могут изменяться в процессе эксплуатации и на которые в нормативно-технической документации (НТД) заданы допускаемые пределы их изменения, например производительность, скорость, расход электроэнергии и т. п.

С позиции надежности изделие может находиться в исправном состоянии, неисправном, работоспособном и неработоспособном.

Исправное состояние — это состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям, установленным НТД. Если

же хотя бы по одному из требований изделие не соответствует НТД, то считается, что оно находится в *неисправном состоянии*.

Термин «дефект» связан с термином «неисправность», но не является его синонимом. По ГОСТ 27.002—83 неисправность представляет собой определенное состояние изделия. Находясь в неисправном состоянии, изделие имеет один или несколько дефектов. Термин «дефект» применяют при контроле качества продукции на стадии ее изготовления, а также при ее ремонте, например при дефектации, составлении ведомостей дефектов и контроле качества отремонтированной продукции.

Термин «неисправность» применяют при использовании, хранении и транспортировке определенных изделий. Так, словосочетание «характер неисправности» означает конкретное недопустимое изменение в изделии, которое до повреждения было исправным (находилось в исправном состоянии). В отличие от термина «дефект» термин «неисправность» распространяется не на всякую продукцию, в том числе не на всякие изделия. Например, не называют неисправностями недопустимые отклонения показателей качества материалов, топлива, химических продуктов, изделий пищевой промышленности и т. п.

Работоспособное состояние — состояние объекта, при котором он способен выполнять (или выполняет) заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных технической документацией. Состояние объекта, при котором значение хотя бы одного заданного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям, установленным НТД, называется *неработоспособным*.

Понятие «исправное состояние» шире, чем понятие «работоспособное состояние». Работоспособный объект в отличие от исправного удовлетворяет лишь тем требованиям НТД, которые обеспечивают его нормальное функционирование при выполнении заданных функций. При этом он может не удовлетворять, например, требованиям, относящимся к внешнему виду изделий. Работоспособный объект может быть неисправным, однако его повреждения при этом не настолько существенны, чтобы могли препятствовать функционированию объекта.

Изделие переходит в неработоспособное состояние после события, которое называется *отказом*. К отказам относятся события, после которых функционирование изделия прекращается (перегорание электролампочки, поломка коленчатого вала автомобиля, разрыв трубопровода и т. п.) или хотя бы один из эксплуатационных параметров выходит за границы допуска (например, снижение коэффициента полезного действия ниже установленного уровня, увеличение расхода горючего на 1 км пробега и т. п.).

Отказ может возникнуть в результате наличия в изделии одного или нескольких дефектов, но появление дефектов не всегда

означает, что возник отказ, т. е. что изделие стало неработоспособным. Например, нарушение сплошности лакокрасочного покрытия — дефект, но этот дефект может привести при эксплуатации изделия к отказу из-за коррозионного разрушения поверхности.

В зависимости от признаков отказы изделий бытовой техники классифицируются следующим образом:

Признак классификации	Вид отказа
Характер изменения основного параметра объекта до момента возникновения отказа	Внезапный, постепенный
Возможность последующего использования объекта после возникновения его отказа	Полный, частичный
Связь между отказами	Независимый, зависимый
Устойчивость неработоспособности	Устойчивый, самоустраняющийся (сбой), перемежающийся
Наличие внешних проявлений отказа	Очевидный (явный), скрытый (неявный)
Причина возникновения отказа	Конструкционный, производственный, эксплуатационный
Природа происхождения	Естественный, искусственный
Время возникновения отказа	При испытаниях, приработочный, периода нормальной эксплуатации, последнего периода эксплуатации
Возможность устранения	Устранимый, неустраиваемый

По характеру изменения основного параметра объекта до момента возникновения отказа последние подразделяются на внезапные и постепенные. *Внезапными* являются отказы, характеризующиеся скачкообразным изменением одного или нескольких заданных параметров объекта. Сюда относятся отказы, обусловленные перегоранием электрических или электронных ламп, перегоранием спиралей нагревательных приборов, усталостным разрушением деталей и т. п. Чаще всего к внезапным отказам приводит нарушение правил эксплуатации бытовой техники (включение электроприборов в сеть более высокого напряжения, механические поломки из-за неправильного использования, повреждения изоляции и др.). К *постепенным* относятся отказы, характеризующиеся постепенным изменением одного или нескольких заданных параметров объекта. Постепенные отказы обусловлены износом деталей, коррозией, старением конструкционных материалов. Типичными постепенными отказами являются, например, недопустимое увеличение зазора в сопряжении, повышение контактного сопротивления в реле из-за коррозии материала, снижение КПД ниже установленных границ, снижение производительности, мощности, скорости и других параметров за границы, установленные в технической документации.

В зависимости от возможности последующего использования объекта после возникновения отказа последние подразделяются

на полные и частичные. К *полным* относятся отказы, после возникновения которых использование объекта по назначению невозможно (для восстанавливаемых изделий — до проведения восстановления). К *частичным* относятся отказы, после возникновения которых изделие может быть использовано по назначению, но с меньшей эффективностью или когда вне допустимых пределов находятся значения не всех, а одного или нескольких основных параметров.

По связи между отказами различных элементов изделия отказы подразделяются на независимые и зависимые. К *независимым* относятся отказы элемента изделия, не обусловленные повреждением или отказами других элементов изделия: к *зависимым* — отказы элемента изделия, обусловленные повреждением или отказом другого элемента объекта.

В зависимости от устойчивости неработоспособности выделяют устойчивый отказ, самоустраниющийся, сбой и перемежающийся отказ. *Устойчивые* отказы можно устранить только путем восстановления (ремонта). Если отказы устраняются без операций восстановления путем регулирования или саморегулирования, то такие отказы относятся к *самоустраниющимся*. Самоустраниющийся отказ, приводящий к кратковременному нарушению работоспособности, называется *сбоем*. Сбой возможен в работе телевизоров, электронных машин и др. Многократно возникающие сбой одного и того же характера называются *перемежающимися*.

В зависимости от внешних проявлений отказы подразделяются на очевидные и скрытые. К *очевидным* (явным) относятся такие отказы, наступление которых приводит к отказу функционирования изделия и которые обнаруживаются без проведения специальных исследований. К *скрытым* (неявным) относятся отказы, для обнаружения которых требуется проведение специальных исследований и момент наступления которых может не совпадать с моментом наступления отказа изделия. Например, нарушение герметичности компрессора холодильника, приводящее к утечке газа, — скрытый отказ, так как он может быть не обнаружен в момент появления.

В зависимости от причин возникновения отказы укрупненно подразделяются на конструктивные, производственные и эксплуатационные. К *конструктивным* относятся отказы, возникающие в результате нарушения установленных правил и норм конструирования. Если причиной отказа является нарушение установленного процесса изготовления или ремонта, то отказ является *производственным*. Отказы, возникающие в результате нарушения установленных правил и условий эксплуатации, называются *эксплуатационными*.

По природе возникновения отказы подразделяются на искусственные и естественные. К *искусственным* относятся отказы, которые вызываются преднамеренно, например с исследователь-

скими целями, с целью необходимости прекращения функционирования и т. п. Отказы, которые происходят без преднамеренной организации их наступления в результате направленных действий человека (или автоматических устройств), относятся к категории *естественных* отказов.

В зависимости от времени возникновения выделяют отказы при испытаниях, при обкатке и приработке (приработочные отказы), отказы при нормальной эксплуатации и последнего периода эксплуатации — перед списанием (рис. 1.1). Необходимость такой классификации отказов вызвана тем, что в условиях испытаний (стендовых или полигонных) число отказов, как правило, возрастает. Причинами отказов в период *III* являются износ, старение, деформация, коррозия и другие разрушения элементов изделий.

В зависимости от возможности устранения отказы подразделяются на устранимые и неустраиваемые. К *устраиваемым* следует относить отказы, которые устраняются посредством операций технического обслуживания, регулировки или восстановления. Если же в результате отказа отказавший элемент не восстанавливается, а заменяется на новый, то такой отказ является *неустраиваемым* (перегорание электролампы, поломка штыря вилки и т. п.). К неустраиваемым следует относить также отказы, которые устранять экономически нецелесообразно.

При проведении расчетов надежности объектов и разработке мероприятий по устранению отказов следует также выделять критерии, причины, характер и последствия отказов и повреждений. Под *критерием отказа* понимается установленный в нормативно-технической документации признак или совокупность признаков неработоспособного состояния изделия. Так как работоспособное состояние характеризуется условием, что установленные в технической документации параметры изделия находятся в заданных пределах (допусках), то критерием отказа будет служить название параметра и пределы его изменения.

К *причинам отказов* относятся события и процессы, приводящие к потере работоспособности. К такого рода событиям

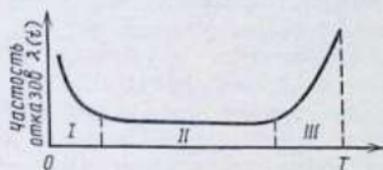


Рис. 1.1. Частоты отказов объектов в различные периоды эксплуатации изделий:

I — период приработки; *II* — период нормальной эксплуатации; *III* — период интенсивного изнашивания (старения)

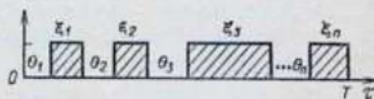


Рис. 1.2. Случайный процесс, соответствующий последовательности чередования интервалов работоспособного состояния θ_i и восстановления работоспособного состояния ξ_i

и процессам относятся допущенные при конструировании, производстве и ремонтах дефекты, нарушения правил и норм эксплуатации, различного рода повреждения, а также естественные процессы изнашивания и старения.

Характером отказа (повреждения) являются конкретные изменения в объекте, связанные с возникновением отказа (повреждения), например обрыв провода, деформация детали и т. п.

К *последствиям отказа* (повреждения) относятся явления, процессы и события, возникшие после отказа (повреждения) и находящиеся в непосредственной причинной связи с ним, например остановка двигателя, оттаивание холодильника и т. п.

Многие изделия после наступления отказа или с целью их предупреждения подвергаются операциям технического обслуживания и ремонта. Объекты, исправность, работоспособность которых в случае возникновения отказа, повреждения или при достижении предельного состояния подлежит восстановлению, называются *ремонтируемыми* объектами. К *неремонтируемым* относятся такие объекты, работоспособность которых при вышеуказанных условиях не подлежит восстановлению. Объекты, работоспособность которых в случае возникновения отказа подлежит восстановлению в рассматриваемой ситуации, называются *восстанавливаемыми*. Если в рассматриваемой ситуации (например, на месте эксплуатации) восстановление работоспособности данного объекта в случае отказа нецелесообразно или неосуществимо, то такой объект относится к *невосстанавливаемым*. Например, осветительная лампа — невосстанавливаемый объект, телевизор — восстанавливаемый. Таким образом, классификация объектов на восстанавливаемые и невосстанавливаемые производится применительно к конкретным условиям восстановления работоспособности в процессе эксплуатации.

Неремонтируемый объект обычно является и невосстанавливаемым, а ремонтируемый объект может рассматриваться как восстанавливаемый в зависимости от условий эксплуатации.

Надежность — сложное свойство, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость в отдельности или определенное сочетание этих свойств как для объекта, так и для его частей.

Безотказность — свойство объекта сохранять непрерывно работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Под *наработкой* понимается продолжительность или объем работы объекта. Размерность наработки определяется видом объекта и условиями его использования. Так, наработка деталей, работающих в условиях циклического нагружения, измеряется числом циклов, наработка реле — числом циклов замыканий и размыканий, наработка бытового холодильника — числом часов работы. Нарботка может определяться до отказа изде-

ля, до его списания или до некоторого фиксированного момента времени. Нарботка объекта от начала эксплуатации или ее возобновления после среднего или капитального ремонта до наступления предельного состояния называется *техническим ресурсом* (или просто ресурсом). Ресурс невосстанавливаемого объекта определяется через наработку объекта до отказа. Ресурс восстанавливаемого объекта равен сумме наработок до предельного состояния. На рис. 1.2 схематически показано чередование периодов функционирования изделия $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_n$ и периодов восстановления отказов $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_{n-1}$. Если 0 — момент начала эксплуатации, T — момент наступления предельного состояния, то ресурс изделия равен

$$t_p = \theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_n = \sum_{i=1}^n \theta_i, \quad (1.1)$$

где θ_i — наработка объекта до 1, 2, ..., n -го отказов.

Долговечность — свойство объекта непрерывно сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Предельное состояние определяется физической невозможностью дальнейшей эксплуатации изделий либо недопустимым снижением эффективности, либо требованиями безопасности и оговаривается в технической документации.

Показатели долговечности могут выражаться также через *срок службы*, под которым понимается календарная продолжительность эксплуатации объекта от ее начала или возобновления после среднего или капитального ремонта до наступления предельного состояния. Обычно различают срок службы до среднего (капитального) ремонта, между ремонтами и срок службы до списания. При этом учитывается только календарная продолжительность эксплуатации изделий независимо от фактической наработки изделий в этот промежуток времени, т. е. возможна такая ситуация, когда срок службы некоторого изделия (например, до капитального ремонта) будет исчисляться годами, хотя фактическая выработка за этот период будет равна нулю, если изделие практически не работало. Другим крайним случаем будет ситуация, когда наработка изделия (в часах) будет равна сроку службы.

Ремонтопригодность — свойство объекта, заключающееся в его приспособленности к предупреждению, обнаружению причин возникновения отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Ремонтопригодность изделий характеризуется продолжительностью операций обнаружения, поиска причин отказа и устранения последствий отказа. При этом следует учитывать, что полная продолжительность восстановления изделий включает в себя время, затрачиваемое на организационные мероприятия

(доставка запасных частей, организационные простои и т. д.), которое не зависит от ремонтпригодности изделий, и время, затрачиваемое непосредственно на проведение операций технического обслуживания и ремонта. Это время, называемое *оперативной продолжительностью* (трудоемкостью), непосредственно зависит от уровня ремонтпригодности изделий.

Сохраняемость — свойство объекта сохранять показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и (или) транспортировки. Этим свойством должно гарантироваться, что изделие после определенного времени хранения будет работоспособно. Это требование особенно важно для тех видов продукции, для которых предусматривается, например, сезонная эксплуатация (большинство сельскохозяйственных машин) или которые вступают в эксплуатацию в некоторых аварийных или особых условиях (противопожарная техника, средства сигнализации и т. д.).

Случайной величиной, характеризующей сохраняемость отдельного изделия, является *срок сохраняемости*, т. е. календарная продолжительность хранения и (или) транспортировки объекта в заданных условиях, в течение и после которых сохраняются значения заданных показателей в установленных пределах.

§ 2. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ БЫТОВЫХ МАШИН И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1. ПОТОКИ ОТКАЗОВ И ПОТОКИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Потоком случайных событий называется процесс, образованный совокупностью случайных моментов $t_1, t_2, \dots, t_k, t_{k+1}, \dots$ появления этих событий, где $t_{k+1} \geq t_k, k \geq 1$. При решении задач надежности приходится иметь дело с различного вида потоками.

Пусть проводится наблюдение за восстанавливаемым изделием, у которого после наступления отказа отказавший элемент заменяется новым. Отказы являются случайными событиями, моменты наступления которых t_1, t_2, \dots образуют *поток отказов* (рис. 1.3). После каждого отказа затрачивается некоторое время на отыскание места отказа и ликвидацию его причин. Время восстановления является случайной величиной, и поэтому момент восстановления отказа также является случайной величиной. Моменты восстановления отказов образуют *поток восстановлений*. Потоки отказов и потоки восстановлений могут быть описаны случайным процессом $x(t)$, характеризующим соответственно или число отказов, или число восстановлений в интервале от 0 до t . Такой процесс относится к группе дискретных случайных процессов.

Для задания потока необходимо для каждого $n \geq 1$

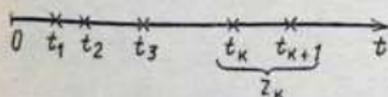


Рис. 1.3. Схема потока отказов

указать распределение случайного вектора Z_1, Z_2, \dots, Z_n , где $Z_k = t_k - t_{k-1}$, $k \geq 1$; $t_0 = 0$.

Если случайные величины Z_1, Z_2, \dots, Z_n независимы в совокупности, т. е. для любой группы этих случайных величин

$$Z_{i_1}, Z_{i_2}, \dots, Z_{i_m} (i_1 < i_2 < \dots < i_m)$$

справедливо равенство

$$\begin{aligned} P\{Z_{i_1} \leq t_{i_1}, Z_{i_2} \leq t_{i_2}, \dots, Z_{i_m} \leq t_{i_m}\} = \\ = P\{Z_{i_1} \leq t_{i_1}\} P\{Z_{i_2} \leq t_{i_2}\} \dots P\{Z_{i_m} \leq t_{i_m}\}, \end{aligned} \quad (1.2)$$

то такой поток называется потоком с ограниченным последствием. Для описания такого потока достаточно задать набор функций распределения [3]

$$F_k(t) = P\{Z_k \leq t\}, \quad k \geq 1. \quad (1.3)$$

Поток с ограниченным последствием, для которого справедливо равенство

$$F_2(t) = F_3(t) = \dots = F(t), \quad (1.4)$$

называется *рекуррентным потоком*. Такой поток однозначно определяется функциями $F_1(t)$ и $F(t)$.

Если $F_1(t) = F(t)$, то такой рекуррентный поток называется *просто рекуррентным потоком*. У такого потока $F(t)$ определяет функцию распределения длины промежутка между любыми двумя последовательными моментами наступления событий.

Рекуррентный поток событий, для которого

$$F(t) = 1 - e^{-\alpha t}, \quad \alpha > 0, \quad (1.5)$$

называется *пуассоновским потоком*. Интенсивность пуассоновского потока α характеризует среднее число событий, наступающих в единицу времени. Вероятность наступления ровно k событий в промежутке $t_0, t_0 + t$ для пуассоновского потока равна

$$P_k(t_0, t) = P_k(t) = \frac{(\alpha t)^k}{k!} e^{-\alpha t}. \quad (1.6)$$

Из выражения (1.6) видно, что $P_k(t_0, t)$ не зависит от того, сколько времени прошло после наступления последнего события. Это свойство называется отсутствием последствия.

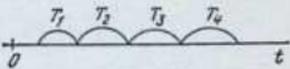
Математическое ожидание случайного числа событий $\eta(t)$, наступивших за время t , равно

$$M[\eta(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} k P_k(t) = \alpha t. \quad (1.7)$$

Пуассоновский поток обладает одновременно свойствами стационарности, ординарности и отсутствия последствий. Свойство стационарности означает, что вероятностные потоки для

Таблица 1.1

Вид потока событий	Определение	Примечание
Однородный	Поток событий, отличающихся только моментами их появления	События, происходящие в моменты t_1, t_2, t_3, \dots , однотипны (однотипные отказы, заготовки, поступающие на обработку, и т. п.)
Регулярный	Поток, в котором события следуют одно за другим через строго определенные промежутки времени	Для такого потока $t_1 = t_2 - t_1 = t_3 - t_2 = \dots$
Стационарный	Поток, в котором вероятность попадания некоторого числа событий на участок времени τ зависит только от длины участка и не зависит от того, где на оси времени расположен этот участок	—
Без последствий	Поток событий, характеризующийся тем, что для любых двух неперекрывающихся участков времени число событий, попадающих на одно из них, не зависит от числа событий, попадающих на другие	Протекание потока без последствий после любого момента времени не зависит от того, как протекал поток до этого момента времени
Ординарный	Поток событий, характеризующийся тем, что вероятность попадания на элементарный участок Δt двух или более событий пренебрежимо мала по сравнению с вероятностью попадания одного события	Для ординарного потока вероятность появления двух или более событий в один и тот же момент времени настолько мала, что практически можно считать невозможным совмещение двух или более событий в один и тот же момент времени
Простейший	Поток событий, который одновременно является стационарным, ординарным и без последствий	Для простейшего потока вероятность того, что за время τ произойдет m событий, равна $P_m(\tau) = \frac{(\lambda\tau)^m}{m!} e^{-\lambda\tau}$ ($m=0, 1, 2, \dots$), где λ — плотность потока (среднее число событий, приходящихся на единицу времени). Если T — промежуток времени между произвольными соседними событиями, то функция распределения T $f(t) = P(T < t) = 1 - e^{-\lambda t}$

Вид потока событий	Определение	Примечание
Простейший		<p>Плотность распределения величины T подчинена экспоненциальному закону</p> $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}, t > 0.$
Нестационарный пуассоновский (простейший нестационарный)	Поток однородных событий, ординарной и без последствий, но с переменной плотностью потока	<p>Для такого потока число событий, попадающих на участок длины τ, начинающийся в точке t_0, подчиняется закону Пуассона</p> $P_m(\tau, t_0) = \frac{a^m}{m!} e^{-a},$ <p>где a — математическое ожидание числа событий на участке от t_0 до $t_0 + \tau_0$:</p> $a = \int_{t_0}^{t_0 + \tau_0} \lambda(t) dt.$
С ограниченным последствием (поток Пальма)	Ординарный поток однородных событий, у которого промежутки времени между последовательными (соседними) событиями являются независимыми случайными величинами	<p>Величина a зависит не только от длины τ участка, но и от его положения на оси времени</p>  <p>Если T_1, T_2, \dots распределены по экспоненциальному закону, то поток Пальма превращается в простейший. Нестационарный пуассоновский поток не является потоком Пальма, так как закон распределения промежутка времени между событиями в нестационарном потоке зависит от того, где этот промежуток начинается, а начало промежутка T_{k+1} совпадает с концом T_k, т. е. длины этих промежутков зависимы</p>
Эрланга k -го порядка	Поток, получаемый из простейшего, если сохранить каждую $k+1$ -ю точку, а остальные отбросить	Простейший поток можно рассматривать как поток Эрланга нулевого порядка

любого интервала времени зависят только от протяженности этого интервала, но не зависят от момента, когда он начинается. Свойство ординарности означает, что в бесконечно малом интервале времени вероятность появления более чем одного события есть величина большего порядка малости, чем вероятность появления ровно одного события. Свойство отсутствия последствия означает, что вероятность появления события в потоке, начиная с некоторого произвольного момента времени, не зависит от всей предшествующей реализации этого потока.

Для перемонтируемых изделий потоки отказов возможны в следующих случаях [54]:

рассматривается один элемент, эксплуатирующийся в некотором режиме; в случае наступления 1-го отказа этот элемент заменяется вторым, после 2-го отказа — третьим и т. д.;

рассматривается n однотипных изделий, работающих в одинаковых режимах; в случае отказа любого из элементов он заменяется новым;

рассматривается k групп по n_1, n_2, \dots, n_k элементов; в каждой группе режимы различные, но однотипные для элементов каждой из групп;

при отказе любого элемента его заменяют однотипным;

рассматривается n однотипных элементов; отказавшие элементы новыми не заменяются.

Для пуассоновского потока событий промежутки времени между соседними событиями распределяются по экспоненциальному закону, параметр λ которого равен параметру потока.

В инженерной практике встречаются и другие виды потоков событий (табл. 1.1).

2. НОМЕНКЛАТУРА ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Под номенклатурой показателей надежности понимается состав показателей, необходимый и достаточный для характеристики объекта или решения поставленной задачи. Номенклатура показателей надежности выбирается с учетом вида изделия, последствий отказов и других факторов, определяемых целями исследования. Полный состав номенклатуры показателей надежности, из которой выбираются показатели надежности для конкретного объекта и решаемой задачи, установлен в ГОСТ 27.003—83 и отраслевой нормативно-технической документации.

Показатели надежности принято классифицировать по следующим признакам:

по свойствам надежности, которые они характеризуют, — показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости;

по числу свойств, которые они характеризуют, — единичные показатели, характеризующие одно из свойств надежности, и

комплексные, характеризующие одновременно несколько свойств надежности (например, одновременно безотказность и ремонтнопригодность);

по числу характеризуемых объектов — групповые, индивидуальные и смешанные показатели. Такая классификация используется в основном при регламентации показателей надежности в нормативно-технической документации. К групповым относятся такие показатели, которые регламентируют требования к уровню надежности некоторой совокупности (партии) изделий, например средний и γ -процентный ресурс, вероятность безотказной работы и др. Эти показатели могут быть определены и установлены только для совокупности изделий; уровень надежности отдельного экземпляра изделий они не регламентируют. К индивидуальным относятся показатели, которые устанавливают норму надежности для каждого изделия рассматриваемого типа. В соответствии с ГОСТ 27.003—83 к таким показателям относятся установленный ресурс (срок службы), установленная безотказная наработка и др. Частным случаем таких показателей является назначенный ресурс. Индивидуальные показатели устанавливают минимальное значение наработки до отказа или ресурса, которое должно иметь каждое изделие рассматриваемого типа. К смешанным относятся показатели, которые одновременно могут выступать как групповые и как индивидуальные. Так, интенсивность отказов может вычисляться и нормироваться для каждого экземпляра изделий; в этом случае она выступает как индивидуальная норма надежности. Но этот же показатель может рассматриваться и вычисляться для некоторой совокупности однотипных изделий (причем количественное значение интенсивности отказов для рассматриваемых случаев не обязательно будет одинаковым); в этом случае он будет относиться к групповым показателям. Аналогичное положение с такими показателями, как средняя наработка на отказ, среднее время восстановления и т. п.;

по размерности — показатели, определяемые наработкой и календарной продолжительностью. Первые применяются в случае, когда свойства изделий изменяются только во время непосредственного функционирования (работы) и наработка учитывается, вторые — когда свойства изделий изменяются в течение всего периода эксплуатации и наработка не учитывается.

Будем рассматривать показатели надежности применительно к свойствам надежности, которые они характеризуют.

Показатели безотказности. Эти показатели характеризуют свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки. К числу основных показателей безотказности относятся вероятность безотказной работы, интенсивность отказов, средняя наработка до отказа, γ -процентная наработка до отказа, наработка до отказа, установленная наработка до отказа.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что в пределах заданной наработки не возникает отказ объекта.

Вероятность безотказной работы объекта в интервале времени от 0 до t_0 определяется из выражения

$$P(t_0) = P(0, t_0) = P\{\theta_1 \geq t_0\} = 1 - \int_0^{t_0} f(t) dt = 1 - F(t_0), \quad (1.8)$$

где $P(t_0)$ — вероятность того, что объект проработает безотказно в течение заданного времени работы t_0 , начав работать в момент времени $t = 0$, или вероятность того, что время работы объекта до отказа окажется больше заданного времени работы t_0 ; θ_1 — случайное время работы (наработка) объекта до отказа; $f(t)$ — функция плотности вероятности случайной величины θ_1 ; $F(t_0)$ — функция распределения случайной величины θ_1 .

Вероятность отказа объекта в интервале времени от 0 до t_0

$$Q(t_0) = Q(0, t_0) = P\{\theta_1 < t_0\} = F(t_0), \quad (1.9)$$

где $Q(t_0)$ — вероятность того, что объект откажет в течение заданного времени работы t_0 , начав работать в начальный момент времени $t = 0$, или вероятность того, что случайное время работы объекта до отказа окажется меньше заданного времени работы t_0 .

Если наработка объекта до отказа подчинена экспоненциальному закону с плотностью $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$, то $P(t_0)$ определится из формулы

$$P(t_0) = 1 - \int_0^{t_0} \lambda e^{-\lambda t} dt = e^{-\lambda t_0}, \quad (1.10)$$

где λ — интенсивность отказов.

Если наработка до отказа подчинена нормальному закону с параметрами a и σ , то

$$P(t_0) = 1 - F\left(\frac{t_0 - a}{\sigma}\right), \quad (1.11)$$

где $F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-u^2/2} du$ — нормированная функция нормального распределения; a — математическое ожидание; σ — среднее квадратическое отклонение.

Вероятность безотказной работы объекта в интервале времени от t до $t + t_0$ равна [3]

$$P(t, t + t_0) = P\{\theta_1 \geq (t + t_0) | \theta_1 > t\} = [1 - F(t + t_0)] / [1 - F(t)], \quad (1.12)$$

где $P(t, t + t_0)$ — вероятность того, что объект проработает безотказно в течение заданного времени работы t_0 , начинающегося с момента времени t , или условная вероятность того, что случайное время работы объекта до отказа окажется больше $t + t_0$ при условии, что объект уже проработал безотказно до момента времени t .

Если θ_1 распределено по экспоненциальному закону, то из формулы (1.12) можно найти, что

$$P(t, t+t_0) = \frac{1 - \int_t^{t+t_0} f(t) dt}{1 - \int_0^t f(t) dt} = \frac{e^{-\lambda(t+t_0)}}{e^{-\lambda t}} = e^{-\lambda t_0}. \quad (1.13)$$

В тех случаях, когда нет необходимости подчеркивать, что вероятность безотказной работы определяется для интервала от 0 до t_0 , этот показатель обозначается через $P(t)$.

Интенсивность отказов — условная плотность вероятности возникновения отказа невосстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник. Интенсивность отказа вычисляется по формуле

$$\lambda(t) = f(t)/P(t). \quad (1.14)$$

Для экспоненциального закона распределения наработок до отказа интенсивность отказа

$$\lambda(t) = \lambda e^{-\lambda t}/e^{-\lambda t} = \lambda = \text{const}. \quad (1.15)$$

Из формулы (1.15) следует, что в этом случае λ является постоянной величиной и не зависит от времени.

Для нормального закона распределения наработок до отказа интенсивность отказа зависит от t и монотонно увеличивается с увеличением t .

Средняя наработка до отказа — математическое ожидание наработки объекта до первого отказа:

$$\bar{i} = M\{\theta_1\} = \int_0^{\infty} x f(x) dx = \int_0^{\infty} P(x) dx. \quad (1.16)$$

Если θ_1 подчинено экспоненциальному закону, то

$$\bar{i} = \int_0^{\infty} t \lambda e^{-\lambda t} dt = 1/\lambda. \quad (1.17)$$

Для нормального закона распределения наработок до отказа из выражения (1.16) получим

$$\bar{i} = \int_{-\infty}^{\infty} t \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}} dt = a. \quad (1.18)$$

Принято, что $\int_{-\infty}^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} t f(t) dt$, т. е. случайная величина

t принимает только положительные значения.

γ -Процентная наработка до отказа t_{γ} — наработка до отказа, которая обеспечивается для γ процентов рассматриваемого типа. Данный показатель определяется из выражения

$$\int_{t_{\gamma}}^{\infty} f(t) dt = \gamma. \quad (1.19)$$

Наработка до отказа в соответствии с ГОСТ 27.002—83 относится к общим понятиям; этим же стандартом предусматривается, что данное понятие может использоваться как показатель надежности единичного изделия, т. е. как индивидуальная норма надежности. В тех случаях, когда в НТД регламентирована наработка до отказа, она характеризует ту минимальную наработку, до истечения которой для изделий, спроектированных, изготовленных и эксплуатируемых в соответствии с требованиями НТД, отказы недопустимы. Если же в пределах данной наработки отказы происходят, то это рассматривается как нарушение требований НТД по уровню безотказности. К таким нарушениям относятся и отказы из-за скрытых дефектов, которые происходят в течение гарантийных сроков. Нарработка до отказа определяется технико-экономическими расчетами и, как правило, должна определяться из выражения

$$\int_n^{\infty} f(t) dt = \gamma, \quad (1.20)$$

где γ — должна выбираться с практически достоверной вероятностью.

Отличие данного показателя от γ -процентной наработки до отказа состоит в том, что в случае (1.19) $\gamma 100\%$ характеризует процент изделий, отказы которых допустимы в течение t_{γ} , а в случае (1.20) $\gamma 100\%$ — это число изделий, изготовленных с нарушениями требований НТД (бракованных по уровню надежности). В тех случаях, когда $\gamma 100\% = 100$, показатели γ -процентная наработка до отказа и наработка до отказа имеют одинаковый смысл (рис. 1.4), т. е. они являются установленной наработкой до отказа.

Установленная наработка до отказа t_{γ} — γ -процентная наработка до отказа при $\gamma 100\% = 100$. В вероятностном аспекте данный показатель соответствует параметру сдвига двухпараметрического экспоненциального закона, трехпараметрического распределения Вейбулла и т. д.

Например, для двухпараметрического экспоненциального распределения

$$f(t) = \lambda \exp[-\lambda(t-c)], \quad t \geq c, \quad (1.21)$$

где c — параметр сдвига, равный установленной наработке до отказа, $t_y = c$.

Для характеристики безотказности восстанавливаемых объектов при рассмотрении периода до первого отказа должны использоваться те же показатели, что и для невозстанавливаемых объектов. Специфическими показателями безотказности восстанавливаемых объектов являются: средняя наработка на отказ, параметр потока отказов, среднее время безотказной работы объекта и вероятность отказа объекта в течение заданного времени работы.

Средняя наработка на отказ — отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки — определяется из выражения

$$\bar{t}_0 = \sum_{i=1}^r t_i / M(r), \quad (1.22)$$

где $\sum_{i=1}^r t_i$ — наработка объекта до r -го отказа; $M(r)$ — математическое ожидание числа отказов.

Параметр потока отказов — плотность вероятности возникновения отказа восстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени как первая производная ведущей функции потока отказов. Поясним это. Пусть в начальный момент времени изделие начинает работу и работает до отказа. После отказа объект восстанавливается и вновь работает до отказа и т. д. Моменты отказов образуют поток отказов (время восстановления не учитывается). Ведущей функцией $\Omega(t)$ потока отказа является математическое ожидание числа отказов $r(t)$ за время t :

$$\Omega(t) = M[r(t)]. \quad (1.23)$$

Функция $\omega(t)$, называемая параметром потока отказов, определяется из выражения [19]

$$\omega(t) = \Omega'(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} [M(r(t, t + \Delta t)) / \Delta t], \quad (1.24)$$

где $M(r(t, t + \Delta t))$ — математическое ожидание числа отказов в интервале времени от t до $t + \Delta t$.

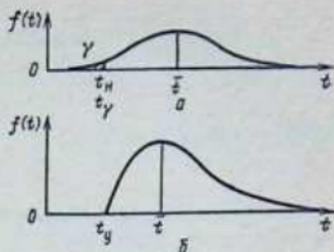


Рис. 1.4. Групповые (а) и индивидуальные (б) показатели безотказности:

t_H — наработка до отказа; \bar{t} — средняя наработка до отказа; t_y — установленная наработка до отказа; γ — γ -процентная наработка до отказа

Параметр потока отказа и ведущая функция связаны соотношением

$$\Omega(t) = \int_0^t \omega(x) dx. \quad (1.25)$$

При экспоненциальном распределении наработок между отказами

$$\omega(t) = \lambda; \quad \Omega(t) = \lambda t, \quad (1.26)$$

т. е. параметр потока отказа совпадает с интенсивностью отказов.

Математическое ожидание числа отказов за интервал времени t_1, t_2 определяется по формуле

$$M(r(t_1, t_2)) = \Omega(t_2) - \Omega(t_1). \quad (1.27)$$

Среднее время безотказной работы объекта от момента окончания $k-1$ -го восстановления до момента наступления k -го отказа определяется по формуле

$$T_k = M(\theta_k) = \int_0^{\infty} t f_k(t) dt = \int_0^{\infty} P_k(t) dt. \quad (1.28)$$

Вероятность отказа объекта в течение заданного времени работы t_0 , начиная с момента окончания $k-1$ -го восстановления [18],

$$Q_k(t_0) = P(\theta_k < t_0) = F_k(t_0) = 1 - P_k(t_0), \quad (1.29)$$

где $Q_k(t_0)$ — вероятность того, что объект откажет в течение заданного времени работы t_0 при условии, что начало этого интервала времени совпадает с моментом $k-1$ -го восстановления объекта.

Показатели долговечности. Показатели долговечности характеризуют ресурс объекта, или срок службы. К основным показателям долговечности относятся γ -процентный ресурс, средний ресурс, γ -процентный срок службы и средний срок службы, назначенный ресурс, установленный ресурс, ресурс. Назначенный ресурс, установленный ресурс, ресурс относятся к индивидуальным показателям долговечности.

γ -Процентный ресурс — наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ (в процентах). Если $f(t)$ — функция плотности вероятности наработок до предельного состояния, то γ -процентный ресурс $t_{p, \gamma}$ определится из выражения

$$\int_{t_{p, \gamma}}^{\infty} f(t) dt = \gamma \quad (1.30) \quad \text{или} \quad \int_0^{t_{p, \gamma}} f(t) dt = 1 - \gamma. \quad (1.31)$$

Средний ресурс — математическое ожидание ресурса. Этот показатель определяется по функции плотности вероятности наработок до предельного состояния из выражения

$$\bar{t}_p = M(t_p) = \int_0^{\infty} t f(t) dt. \quad (1.32)$$

Принято различать средний ресурс между средними (капитальными) ремонтами, средний ресурс до списания, средний ресурс до среднего (капитального) ремонта.

γ-Процентный срок службы — календарная продолжительность эксплуатации, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ (в процентах). Если функция плотности распределения срока службы изделия до предельного состояния $f(t_c)$, то γ -процентный срок службы определится из выражения

$$\int_{t_{c,\gamma}}^{\infty} f(t_c) dt_c = \gamma. \quad (1.33)$$

Средний срок службы — математическое ожидание срока службы — определяется из выражения

$$\bar{t}_c = \int_0^{\infty} t f(t_c) dt_c. \quad (1.34)$$

Принято различать средний срок службы между средними (капитальными) ремонтами, до среднего (капитального) ремонта, до списания.

Назначенный ресурс — суммарная наработка объекта, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от его состояния. Этот показатель устанавливается из технико-экономических расчетов или требований безопасности человека. Он применяется для характеристики тех изделий, отказы которых приводят к большим экономическим потерям, угрожают безопасности человека или приводят к вредному влиянию на окружающую среду.

Установленный ресурс — ресурс при $\gamma 100\% = 100$. Этот показатель соответствует сдвигу в функции распределения ресурса. Различают установленный ресурс до капитального (среднего) ремонта, между ремонтами, до списания, до восстановления, между восстановлениями.

Ресурс (срок службы) — установленное в НТД значение ресурса (срока службы) изделий, спроектированных, изготовленных и эксплуатируемых в соответствии с требованиями НТД, до истечения которого наступление предельного состояния недопустимо. После истечения ресурса (срока службы) эксплуатация изделия продолжается. Изделия, предельные состояния ко-

торых наступили до истечения регламентированного ресурса (срока службы), относятся к дефектным по уровню долговечности. Показатель «установленный ресурс» (срок службы) является частным случаем данного показателя (когда с вероятностью, равной единице, наступление предельного состояния невозможно). Таким образом, термины «ресурс» и «срок службы» могут использоваться как понятия и как показатели, характеризующие долговечность единичного изделия (индивидуальная норма долговечности).

Показатели ремонтпригодности. К показателям ремонтпригодности относятся вероятность восстановления в заданное время, среднее время восстановления, интенсивность восстановления объекта, установленное время восстановления и др.

Вероятность восстановления в заданное время — вероятность того, что время восстановления объекта не превысит заданное.

Если функция плотности времени восстановления $f(t_n)$, то

$$P(t_n) = \int_0^{t_n} f(t_n) dt_n. \quad (1.35)$$

Среднее время восстановления объекта — математическое ожидание времени восстановления работоспособности — определяется из выражения

$$\bar{t}_n = \int_0^{\infty} t_n f(t_n) dt_n. \quad (1.36)$$

Интенсивность восстановления объекта — условная плотность вероятности восстановления объекта к моменту времени t , отсчитываемого от момента начала восстановления, при условии, что до момента времени t восстановления объекта не произошло. Показатель определяется по формуле

$$\mu(t) = f(t_n) / [1 - F(t_n)], \quad (1.37)$$

где $f(t_n)$ — плотность распределения; $F(t_n)$ — функция распределения времени восстановления.

Установленное время восстановления — регламентированное в НТД время, в течение которого работоспособность объекта должна быть восстановлена.

Показатели сохраняемости. К ним относятся γ -процентный срок сохраняемости, средний срок сохраняемости, установленный срок сохраняемости, срок сохраняемости.

γ -Процентный срок сохраняемости — срок сохраняемости, который будет достигнут объектом с заданной вероятностью γ процентов. Если функция плотности срока сохраняемости $f(t_{cx})$ задана, то γ -процентный срок сохраняемости $t_{cx, \gamma}$ определяется из выражения

$$\int_{t_{\text{сх},\gamma}}^{\infty} f(t_{\text{сх}}) dt_{\text{сх}} = \gamma. \quad (1.38)$$

Средний срок сохраняемости — математическое ожидание срока сохраняемости — находится по формуле

$$\bar{t}_{\text{сх}} = \int_0^{\infty} t_{\text{сх}} f(t_{\text{сх}}) dt_{\text{сх}}. \quad (1.39)$$

Установленный срок сохраняемости $t_{\text{сх},\gamma}$ — срок сохраняемости при $\gamma 100\% = 100$. Как и другие показатели вида установленных, этот показатель характеризует параметр сдвига в функциях распределения сроков сохраняемости.

Срок сохраняемости — установленная в НТД календарная продолжительность, в течение и после которой для всех изделий рассматриваемого типа сохраняются значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности. Данный показатель является критерием для классификации изделий на годные или дефектные по уровню сохраняемости.

Комплексные показатели надежности. К комплексным показателям относятся нестационарный коэффициент оперативной готовности, коэффициент оперативной готовности в стационарном режиме, называемый просто коэффициентом готовности, и коэффициент технического использования.

Нестационарный коэффициент оперативной готовности — вероятность того, что объект, находясь в режиме ожидания, окажется работоспособным в заданный момент времени, отсчитываемый от начала работы (или от другого строго определенного момента времени), и начиная с этого момента времени объект будет работать безотказно в течение заданного интервала времени.

Под режимом ожидания понимается нахождение объекта при полной или облегченной нагрузке без выполнения основных (рабочих) функций. За время нахождения объекта в режиме ожидания возможно возникновение отказов и восстановление его работоспособности. Использование по назначению происходит в заданный момент времени, при этом требуется безотказное выполнение объектом основных функций.

Этот показатель характеризует вероятность безотказной работы объекта в интервале времени от t до $t + t_0$ и определяется из выражения [18]

$$R(t, t + t_0) = \sum_{k=1}^{\infty} \mathcal{P} \left\{ \sum (\theta_i + \xi_i) < t < t + t_0 \leq \theta_{k+1} + \sum_{i=1}^k (\theta_i - \xi_i) \right\}, \quad (1.40)$$

где $R(t, t + t_0)$ — вероятность того, что объект проработает безотказно в те-

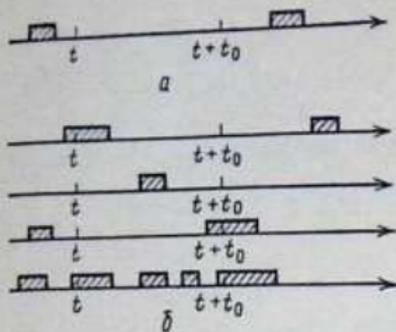


Рис. 1.5. Временная диаграмма, поясняющая вероятностное определение показателя $R(t, t + t_0)$:

a — тип благоприятного события; $б$ — типы неблагоприятных событий

чение заданного времени работы t_0 , начиная с момента времени t , или вероятность того, что интервал времени $[t, t + t_0]$ целиком попадает внутрь одного из интервалов Θ_k , здесь $k = 1, 2, \dots$ (рис. 1.5).

При экспоненциальном законе распределения наработки между отказами и времени восстановления с параметрами λ и μ нестационарный коэффициент оперативной готовности определяется из выражения

$$R(t, t + t_0) = \left[\frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)t} \right] e^{-\lambda t_0}. \quad (1.41)$$

Коэффициент оперативной готовности в стационарном режиме — вероятность того, что объект, находясь в режиме ожидания, окажется работоспособным в произвольный момент времени и начиная с этого момента будет работать безотказно в течение заданного интервала времени.

Этот показатель характеризует стационарную вероятность безотказной работы объекта в течение заданного времени работы t_0 и определяется из выражения

$$R(t_0) = \lim_{t \rightarrow \infty} R(t, t + t_0). \quad (1.42)$$

Для любых распределений времени работы между отказами и времени восстановления, имеющих конечные средние значения \bar{t} и τ ,

$$R(t_0) = \frac{1}{\bar{t} + \tau} \int_{t_0}^{\infty} P_{\infty}(t) dt, \quad (1.43)$$

где $P_{\infty}(t) = \lim_{k \rightarrow \infty} P_k(t) = 1 - F_{\infty}(t)$; здесь $F_{\infty}(t)$ — функция распределения работы от $k-1$ -го восстановления до k -го отказа при безграничном увеличении номера k , т. е. распределение времени работы между отказами.

При экспоненциальном распределении наработок между отказами и времени восстановления коэффициент оперативной готовности определяется из выражения

$$R(t_0) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} e^{-\lambda t_0}. \quad (1.44)$$

Коэффициент технического использования — отношение математического ожидания времени пребывания объекта в работо-

способном состоянии за некоторый период эксплуатации к сумме математических ожиданий времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, времени простоев, обусловленных техническим обслуживанием, и времени ремонтов за тот же период эксплуатации.

Глава 2. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗДЕЛИЙ

§ 1. АНАЛИЗ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЙ

Чтобы решить проблему повышения надежности машин и механизмов, необходимо каждый случай преждевременного отказа рассматривать как недопустимое событие и устанавливать истинную причину нарушения работоспособности. Только в этом случае можно разработать обоснованные конструктивно-технологические мероприятия по повышению надежности.

При проведении анализа отказов необходимо одновременно учитывать все факторы, приводящие к тому или иному виду разрушения, так как один и тот же дефект в одних случаях может вызвать разрушение, а в других нет. Так, все машиностроительные материалы содержат дефекты (неоднородность структуры и состава, остаточные напряжения, трещины в сварных швах и т. п.), многие из которых настолько малы, что их трудно обнаружить обычными методами исследования материалов без разрушения образца. При неблагоприятных условиях нагружения и эксплуатации дефекты могут увеличиваться, приводя к отказам. Типичным примером этого является процесс роста микроскопической трещины при переменных нагрузках или под действием коррозионной среды.

Анализ должен начинаться с установления места отказа (узел, блок, деталь и т. п.). Все причины отказов могут быть сведены в три основные группы:

ошибки проектирования и изготовления;

ошибки эксплуатации;

внешние причины, т. е. причины, непосредственно не зависящие от рассматриваемого изделия или узла.

Типичными *дефектами проектирования* являются:

недостаточная защищенность узлов трения;

наличие концентраторов напряжения;

ошибки в учете распределения напряжений;

неправильный расчет несущей способности;

ошибки в моделировании или учете эксплуатационных нагрузок;

неправильный выбор материалов и др.

К наиболее типичным *дефектам изготовления* следует отнести:

дефекты из-за неправильного состава материала (включения, охрупчивающие примеси и т. д.);

дефекты при плавке и изготовлении заготовок (пористость, усадочные раковины, неметаллические включения, расслоения);
ошибки при механической обработке (ожоги, задиры, засенцы, трещины, прорезы, избыточная локальная пластическая деформация);

дефекты сварки (трещины, остаточные напряжения, углубления, недостаточная глубина шва, термическое повреждение отдельных участков основного материала и т. д.);

дефекты термообработки (перегрев, закалочные трещины, обезуглероживание, избыточные остаточные аустениты и др.);

дефекты при обработке поверхностей (химическая диффузия, водородное охрупчивание, снижение механических свойств материала и др.);

дефекты сборки (повреждения поверхностей, задиры, внесение абразива, несоответствие размеров деталей и др.).

Технологические дефекты являются наиболее распространенными. Объясняется это тем, что все виды обработки изменяют механические свойства материалов как по всему объему, так и на отдельных участках деталей, приводя в ряде случаев к образованию микро- и макротрещин, к уменьшению пластичности материалов на отдельных участках. Механические, химические и температурные воздействия на материалы во время обработки вызывают изменение предела прочности, сопротивления хрупкому разрушению, коррозионной стойкости и других свойств. При этом около половины технологических отказов относится к металлургическим дефектам (закалочные трещины, дефектыковки и литья, неметаллические включения и др.).

Основными *дефектами эксплуатации* являются:

нарушение условий применения;

неправильное техническое обслуживание;

наличие перегрузок и непредвиденных нагрузок, обусловленных нарушениями в энергоснабжении, влиянием связанных отказов (вторичные повреждения), влиянием явлений природы, попаданием в механизм посторонних предметов и т. д.

Изделия, сконструированные, изготовленные и эксплуатируемые в соответствии с установленными требованиями, отказывают только из-за физических процессов разрушения. Причинами отказов являются процессы, протекающие внутри детали, на поверхности детали, в сопряжениях (подвижных или неподвижных), а также в электрических цепях.

Изменение физического состояния деталей, их свойств и характеристик, приводящее к отказам, связано с превращениями одного вида энергии в другой. К основным видам энергии, участвующей в процессе разрушения деталей, относятся следующие [51]:

механическая — энергия свободно движущихся отдельных микрочастиц и макросистем и энергия упругой деформации;

тепловая — энергия неупорядоченного, хаотического движения большого числа микрочастиц (атомов, молекул и др.);

электрическая (электростатическая и электродинамическая) — энергия взаимодействия и движения электрических зарядов, электрически заряженных частиц;

химическая — энергия электронов в атоме, частично освобождаемая в результате перестройки электронных оболочек атомов и молекул при их взаимодействии в процессе химических реакций;

электромагнитная — энергия движения фотонов электромагнитного поля;

аннигиляционная — полная энергия системы, вещества (энергия покоя и энергия движения), освобождаемая в процессе аннигиляции (превращения частиц вещества в кванты поля).

Физическая природа отказов должна рассматриваться с учетом не только вида объекта, материалов, режимов нагружения, но и факторов внешней среды (рис. 2.1), от которых зачастую в значительной степени зависит надежность бытовой техники и технологического оборудования.

Научно-теоретическую основу физических методов теории надежности составляют такие научные дисциплины, как теория трения и износа (триботехника), теория прочности, физика твердого тела, теория коррозии, физическая химия, электротехника.

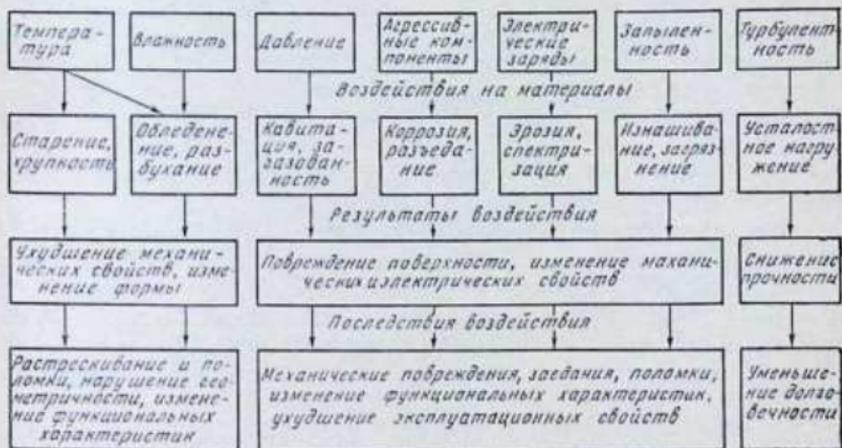


Рис. 2.1. Влияние факторов среды на надежность деталей

§ 2. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

1. ВИДЫ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ

Изнашивание — одно из основных видов разрушения деталей. Статистические данные показывают, что около 80 % отказов механических узлов машины и приборов бытового назначения возникает из-за изнашивания их поверхностей.

Согласно ГОСТ 16429—70 «Трение и изнашивание в машинах. Основные термины и определения» под изнашиванием понимается процесс постепенного изменения размера тела при трении, проявляющегося в отделении с поверхности трения материала и (или) его остаточной деформации. Под трением понимается сопротивление относительному перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним. Количественно трение может оцениваться:

силой трения (сила сопротивлений относительному перемещению двух тел трения);

коэффициентом трения (отношение силы трения к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности тела).

При анализе механических систем необходимо различать трение покоя (трение двух тел при предварительном смещении) и трение движения (трение двух тел, находящихся в относительном движении). Трение движения подразделяется на трение скольжения, трение качения и трение качения с проскальзыванием. Трение скольжения — это трение движения, при котором скорости соприкасающихся тел в точках касания различны. К трению качения относится трение, при котором у двух соприкасающихся твердых тел скорости в точках касания одинаковы по величине и направлению. При трении качения с проскальзыванием у двух соприкасающихся тел имеется одновременно трение качения и скольжения.

В зависимости от характера смазки трение подразделяется на следующие виды:

трение без смазки — трение двух тел при отсутствии на поверхности трения смазочного материала;

граничное трение — трение двух тел при наличии на поверхности трения слоя жидкости, обладающего свойствами, отличающимися от объемных;

жидкостное трение — сопротивление относительному перемещению, возникающее между двумя телами, разделенными слоем жидкости, в котором проявляются его объемные свойства.

Изнашивание классифицируется по ГОСТ 16429—70 на механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Механическим называется изнашивание в результате только механических воздействий. Оно подразделяется на абразивное, гидроабразивное, газообразивное, усталостное, кавитационное.

Абразивное изнашивание — механическое изнашивание в результате режущего, царапающего или иного действия твердых тел или частиц. Оно может происходить при трении о монолитный (закрепленный) абразив. При этом на поверхностный слой действуют при скольжении жестко закрепленные куски абразивного материала или твердые частицы. При механическом воздействии возможно значительное упрочнение поверхностного слоя и разупрочнение в результате нагрева или физико-химического действия жидкой среды, если она вводится для охлаждения, промывки и др. В тех случаях, когда изнашивание происходит при перемещении детали в абразивной массе, механическое воздействие осуществляется твердыми частицами, связанными или не связанными между собой. В этом случае также возможно как упрочнение, так и разрушение поверхностного слоя.

Изнашивание трением скольжения или качения при наличии абразивных частиц происходит у шарнирных соединений, у открытых подшипников скольжения, у зубьев звездочек и звеньев открытых цепных передач и т. д. При таком изнашивании абразивные частицы вызывают деформирование и разрушение материала при раздроблении или при внедрении в поверхностный слой одной из сопряженных деталей.

Гидроабразивное изнашивание происходит в результате воздействия твердых частиц или частиц, увлекаемых потоком жидкости. Механическое действие осуществляется твердыми частицами в условиях разупрочняющего действия жидкой среды. Характер разрушения и его интенсивность при прочих равных условиях зависят от направления вектора скорости движущихся частиц по отношению к поверхности детали. Гидроабразивному изнашиванию подвергаются детали насосов центробежного типа и др.

Газообразивное изнашивание происходит в результате воздействия твердых тел или частиц, увлекаемых потоком газа (например, у воздушных насосов).

Усталостным называется изнашивание поверхности трения или отдельных ее участков в результате повторного деформирования микрообъемов материала, приводящего к возникновению трещин и отделению частиц. Такой вид износа типичен для подшипников качения и шестерен. Механическое воздействие осуществляется микронеровностями контртела или трением качения (при небольшом проскальзывании). Изнашивание характеризуется накоплением субмикрповреждений и их развитием или многократным пластическим деформированием поверхностного слоя.

Кавитационным называется изнашивание поверхности при относительном движении твердого тела и жидкости в условиях кавитации. При этом виде изнашивания поверхностный слой подвергается высокочастотным локальным гидравлическим ударам в кавитационной области потока жидкости, оказывающей одновременно разрушающее действие. Кавитационному изнашиванию подвергаются лопасти гребных винтов, колеса центробежных насосов, запорные устройства трубопроводов и т. п.

Широко распространена так называемая паровая кавитация. При такой кавитации пузырьки образуются вследствие внезапного изменения давления жидкости, и поскольку эти пузырьки заполнены паром, то они образуются и схлопываются очень часто. Давление, возникающее на заключительном этапе схлопывания пузырьков, могут привести к механическому повреждению близлежащих поверхностей металла.

Кавитационное изнашивание наблюдается также в том случае, когда используется смазочное масло, недостаточно очищенное от пены. Образующиеся пузырьки газа разрушают поверхности подшипника и зубчатых колес. При этом рабочий и нерабочий участки профиля зуба покрываются лунками диаметром около 0,1 мм. Зуб выглядит, как после пескоструйной обработки. Пораженные кавитацией подшипники скольжения вызывают вибрации, приводящие к ускоренному изнашиванию поверхностей зубчатых колес. Последнее явление может в свою очередь в короткие сроки разрушить оси сателлитов. Это один из видов взаимосвязи между вибрационными явлениями в подшипнике скольжения и вибрациями зубчатого колеса, обусловленными износом профиля зубьев.

Молекулярно-механическое изнашивание происходит в результате одновременного механического воздействия и молекулярных или атомарных сил. Типичным видом этого изнашивания является изнашивание при заедании, когда оно происходит в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса материалов с одной поверхности трения на другую и воздействия возникших неровностей на сопряженную поверхность.

В условиях граничной смазки изнашивание происходит в результате локальных повреждений граничной пленки смазки и возникновения мгновенных молекулярных связей между материалами трущихся тел; возможно механическое повреждение поверхностного слоя через пленку смазки, а также локальное разрушение материала (подшипники скольжения, подпятники, зубчатые и червячные передачи, поршневые кольца и цилиндры).

При сухом трении механическое воздействие осуществляется микронеровностями контртела при трении скольжения. Изнашивание происходит в результате механического и молекулярного взаимодействия трущихся поверхностей в условиях упроч-

нения и разупрочнения поверхностного слоя, в частности при высокой температуре, генерируемой при трении (детали тормозных устройств и фрикционных муфт, подшипники скольжения).

В условиях газовой смазки износ возможен только при нарушении режима трения (например, высокоскоростных опор скольжения).

Коррозионно-механическим называется изнашивание при трении материала, вступившего в химическое взаимодействие со средой. Оно подразделяется на окислительное и изнашивание при фреттинг-коррозии.

Окислительное изнашивание происходит при наличии на поверхностях трения защитных пленок, образующихся в результате взаимодействия материала со средой. Химическое взаимодействие материала со средой имеет окислительный характер.

Изнашивание при фреттинг-коррозии происходит на контакте двух сопряженных деталей при их колебательных относительных перемещениях с малой амплитудой и окислении продуктов изнашивания, не удаляемых с поверхности контакта. При фреттинг-коррозии в результате многократного деформирования одних и тех же пятен контакта происходит химическое разупрочнение и последующее локальное разрушение поверхностного слоя. Этот вид разрушения наблюдается у посадочных поверхностей подшипников качения, шкивов, шестерен, у болтовых и заклепочных соединений и т. п.

В результате процесса изнашивания происходит износ материала, проявляющийся в виде отделения или остаточной деформации материала.

Явления трения и изнашивания сопровождаются рядом процессов, происходящих на поверхностях трения и характеризующихся условиями протекания изнашивания и свойствами материалов. К числу основных процессов относятся:

заедание — процесс возникновения и развития повреждений поверхности трения вследствие схватывания и переноса материала. При этом под схватыванием при трении понимается явление местного соединения двух твердых тел, происходящее в твердом состоянии при трении вследствие действия молекулярных сил. Под переносом материала понимается явление при трении твердых тел, состоящее в том, что материал одного тела соединяется с другим и, отрываясь от первого, остается на поверхности второго. Перенос материала может быть разного масштаба — от атомарного до макроскопического;

задир — повреждение поверхности трения в виде широких и глубоких борозд в направлении скольжения;

царапание — образование углублений на поверхности в направлении скольжения при воздействии выступов твердого тела или твердых частиц;

отслаивание — отделение с поверхности трения материалов в форме чешуек при усталостном изнашивании;

выкрашивание — образование ямок на поверхности трения в результате отделения частиц материала при усталостном изнашивании.

2. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ

Надежность деталей, подвергаемых изнашиванию, в значительной степени определяется свойствами поверхностного слоя. Эти свойства определяются видом материала, из которого изготовлена деталь, видом процесса упрочнения поверхностей, видом и режимами процессов механической обработки, типом охлаждающе-смазывающих жидкостей, применяемых при обработке на конечных операциях и т. д.

Структуру поверхностного слоя можно представить состоящей из четырех слоев:

1-й граничный слой состоит из адсорбированной пленки газов, влаги и охлаждающе-смазывающей жидкости; эта пленка настолько прочно закреплена на поверхности, что удалить ее можно только нагревом в вакууме;

2-й слой состоит из деформированного, сильно раздробленного металла с искаженной решеткой кристаллов и с обезуглерожеными под действием высоких температур при шлифовании участками; он пронизан окислами и нитридами, имеет пустоты, надрывы, трещины;

3-й слой состоит из зерен, сильно деформированных давлением шлифовального круга и тангенциальных сил при шлифовании, содержит также структурно-свободный цементит, образовавшийся под действием высоких температур резания;

4-й слой представляет собой металл в исходной структуре.

Взаимодействие тел при износе начинается с контактирования поверхностей, затем происходит молекулярное или механическое взаимодействие в отдельных точках контакта.

После любой механической обработки наружная поверхность детали имеет шероховатость и волнистость. Поэтому соприкосновение двух поверхностей происходит не по всей видимой площади, которую называют номинальной, а только по вершинам микронеровностей, расположенных на гребнях волн (волнистости), по наиболее выступающим точкам поверхности.

Приложенное давление P распределяется не на номинальную, а на фактическую площадь точек. Вследствие этого удельное давление на каждую из точек оказывается очень большим, и соприкосновение двух поверхностей сопровождается деформацией (смятием) выступов. На вершинах этих выступов вследствие деформации образуются элементарные площадки контакта ΔA .

Для средней линии профиля m

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{i_{\max}} - \sum_{i=1}^5 h_{i_{\min}} \right), \quad (2.3)$$

где $h_{i_{\max}}$ — расстояние от высших точек пяти наибольших максимумов до линии, параллельной средней, не пересекающей профиль;

2) высота неровностей профиля по десяти точкам R_z , определяемая как сумма средних арифметических абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов и пяти наибольших максимумов профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i_{\max}}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i_{\min}}| \right), \quad (2.4)$$

где $H_{i_{\min}}$ — отклонения пяти наибольших максимумов и минимумов профиля;

3) наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} , определяемая как расстояние между линией выступов и линией впадин профиля в пределах базовой длины. Линией выступов (впадин) профиля называется линия, эквивалентная средней линии, проходящая через высшую (низшую) точку профиля в пределах базовой длины;

4) средний шаг неровностей S_m — среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины. Шаг неровностей определяется как длина отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних местных выступов профиля;

5) средний шаг неровностей профиля по вершинам S — среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины;

6) относительная опорная длина профиля t_p , где p — значение уровня сечения профиля, определяемое как расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля. Величина t_p определяется как отношение опорной длины профиля к базовой длине. Опорная длина профиля — это сумма длин отрезков в пределах базовой длины, отсекаемых на заданном уровне в материале выступов профиля линией, эквидистантной средней линии.

Опорная кривая профиля строится по опорным длинам профиля (рис. 2.3), проводимым, например, через 1 мм.

Участок поверхности дли-

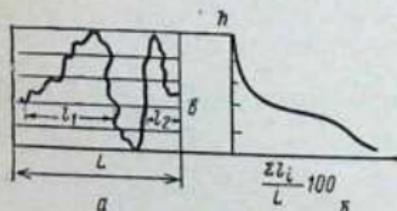


Рис. 2.3. Построение опорной кривой поверхности профиля:

a — участок поверхности; b — опорная кривая

ной L делится параллельными линиями, крайние из которых проводятся через максимальные и минимальные значения. В каждом из сечений суммируются отрезки параллельных, входящих внутри выступов. На рис. 2.3, а — это отрезки длиной l_1 и l_2 . Сумму этих отрезков ($l_1 + l_2$) делят на L и откладывают на рис. 2.3, б. Чтобы исключить влияние масштабности, значения опорной длины делят на R_{\max} . Опорная кривая описывается уравнением вида

$$\eta_s = b e^v. \quad (2.5)$$

Для некоторых видов обработки стальных деталей приводим значения v и b , полученные Э. В. Рыжовым [50]:

	v	b
Гlossкое шлифование	1,65—2,2	0,625—2,3
Внутреннее шлифование	1,75—2,0	0,65—1,35
Точение	1,6—2	1,0—2
Протягивание	1,7—1,75	0,6—1
Развертывание	1,55—1,85	1,1—1,55
Полирование	1,5—1,7	2—3,5
Растачивание	1,2—1,5	0,55—1,9

Состояние наложенных одна на другую поверхностей под действием нагрузок изменяется. Вначале две наложенные одна на другую поверхности контактируют только по трем точкам. Под действием нагрузок поверхности сближаются, в соприкосновение приходит все большее количество отдельных выступов. Одновременно с этим расширяется площадь смятия вершин. Вершины шероховатости деформируются и пластически, и упруго. При расчетах на износостойкость принято различать площади касания [50]:

номинальную (геометрическую) A_a — геометрическое место всех возможных фактических площадок контакта. Эта площадь контакта очерчена размерами соприкасающихся тел;

контурную A_c , представляющую собой площадь, образованную объемным смятием тел, обусловленным волнистостью поверхностей (на этой площади расположены фактические площади касания);

фактическую (физическую) A_r , представляющую собой сумму фактических малых площадок контакта тел. Характеристикой этой площади является плотность контакта, определяемая для неподвижного контакта числом пятен, приходящихся на 1 см^2 площади.

Для характеристики площади касания используются безразмерные коэффициенты:

$$\eta_1 = A_r/A_c; \quad \eta_2 = A_c/A_a; \quad \eta_3 = A_r/A_a. \quad (2.6)$$

Относительным сближением поверхностей при нагрузке называют отношение

$$\varepsilon = a/h_{\max}, \quad (2.7)$$

где a — абсолютное сближение, h_{\max} — абсолютная неровность.

Для оценки изнашивания поверхностей используются показатели:

$$I = \Delta v / A, \Delta L = \Delta h / \Delta L, \quad (2.8)$$

$$i = \Delta v / A, l, \quad (2.9)$$

где I — интенсивность износа; Δv — объем материала, удаленного с фактической площади контакта A , на пути ΔL ; ΔL — путь трения; Δh — толщина слоя материала, истираемого на пути ΔL ; i — удельный износ; l — средний диаметр пятна фактического контакта, измеряемого в направлении скольжения.

3. ФИЗИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ИЗНАШИВАНИЯ

Расчетные методы износостойкости строятся на физических трактовках процесса изнашивания. Остановимся только на некоторых из таких методов, подтвержденных экспериментальными данными. И. В. Крагельский [21] исходит из того, что взаимодействие поверхностей имеет двойственную молекулярно-механическую природу. Молекулярное взаимодействие обусловлено взаимным притяжением двух твердых тел, их адгезией, механическое — взаимным внедрением элементов сжатых поверхностей. В зависимости от величины адгезии и относительной глубины внедрения будет наблюдаться упругое отеснение материала, пластическое отеснение, срез внедрившегося материала, схватывание пленок, покрывающих поверхности твердых тел, и их разрушение, схватывание поверхностей, сопровождающееся глубинным выравниванием материала.

Процесс изнашивания поверхностей, имеющих различную твердость, И. В. Крагельский рассматривает следующим образом [21]. В первые моменты относительного скольжения под действием нормальной нагрузки происходит касание тел по микроскопическим пятнам контакта отдельных микронеровностей. На этой стадии пластически деформируемый металл обтекает микронеровности более твердого контртела (рис. 2.4). В результате деформации микронеровностей или изнашивания пленок микронеровности могут разрушаться. Это приводит к тому, что по отдельным микронеровностям образуется контакт поверхностей с прочной адгезионной связью. Если эта связь достаточно высока, то обтека-

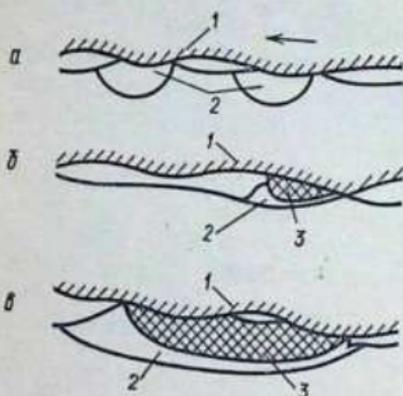


Рис. 2.4. Деформирование поверхностей материалов при трении (по И. В. Крагельскому):

а — пластическое отеснение; *б* — микро-резание; *в* — заедание; 1 — твердое контр-тело; 2 — пластическая область; 3 — заторможенный упрочненный металл

ние деформируемым материалом прекратится и перед микронеровностями, связанными адгезионной связью, образуется зона заторможенного металла. В зоне контакта возникает напряженное состояние.

При дальнейшем относительном смещении тел оттесняемый твердыми неровностями материал начинает формироваться в стружку (см. рис. 2.4, б). Однако ее образованию препятствует поверхность контртела. Оттесняемый материал заполняет пространство между микронеровностями, что может приводить к росту размеров отдельных пятен касания. В зоне контакта материал будет более прочным, чем нижележащие слои, за счет его упрочнения. Поэтому при последующих смещениях тел пластическая деформация будет возникать на некоторой глубине от зоны контакта в еще не упрочненных слоях. По мере дальнейшего относительного смещения тел пластические деформации распространяются в глубь слоя. Одновременно увеличивается глубина застойной зоны металла, который движется как одно целое с контртелом. Вследствие непрерывного увеличения размеров застойной зоны возрастает объем оттесняемого материала (см. рис. 2.4, в).

Вследствие того что глубина слоя заторможенного материала велика, сзади контакта возникают растягивающие напряжения, затем появляется трещина, приводящая к выкалыванию или выдиранию упрочненного материала застойной зоны. Вырванная частица, как правило, удерживается вследствие холодного сваривания на поверхности контртела в виде нароста. Сильно упрочненный нарост при дальнейшем относительном скольжении тел выступает в роли микронеровности, выцарапывающей поверхность более мягкого материала. При этом может повторяться по нескольку раз процесс схватывания между наростом и поверхностью более мягкой детали. Размеры нароста со временем стабилизируются. При определенном зазоре между поверхностями оттесняемый материал формируется в стружку.

Молекулярное взаимодействие контактирующих тел называют адгезией. Оно состоит в образовании мостиков холодной сварки между фактическими пятнами контакта (адгезионных связей). При трении происходит непрерывный процесс образования и разрушения этих связей.

Механизм образования адгезионных связей очень сложен. При сдавливании и относительном перемещении двух поверхностей под влиянием высокого локального давления все пленки на вершинах выступов микронеровностей разрушаются и сдираются. В результате пластической деформации микронеровностей происходит формирование истинной площади контакта и сближение двух поверхностей до величин, соизмеримых с межатомными расстояниями.

Происходит обмен электронами атомов взаимодействующих материалов, приводящий к образованию энергетически стабиль-

ных электронных конфигураций. При взаимодействии разноименных материалов добавочные электроны проходят сквозь поверхность контакта.

При низкой температуре образование адгезионных связей лимитируется скоростью пластической деформации, а при высокой — скоростью подстройки атомов. Повышение температуры способствует адгезионному схватыванию. Энергия, необходимая для процесса схватывания, образуется в контакте за счет работы, затраченной на сближение поверхностей, и за счет энергии, выделяющейся при образовании адгезионного шва. Она численно равна разности поверхностных натяжений на границе между каждым из материалов и средой, в которой они находятся, и поверхностным натяжением на границе двух поверхностей. Использование совместимости материалов, подбором режимов трения можно исключить или ограничить схватывание. Это облегчит последующее разрушение связей при трении.

Вопрос о разрушении адгезионных связей в процессе трения не менее важен, так как от этого зависят скорость и масштабы разрушения рабочей поверхности детали, затраты энергии на преодоление сил трения.

Разрушение связей может происходить по месту образования связей (адгезионное разрушение, положительный градиент) или на некоторой глубине рабочей поверхности с частичным ее вырывом (когезионное разрушение, отрицательный градиент). Адгезионное разрушение фрикционной связи (по той же поверхности, по которой она возникла) не приводит непосредственно к разрушениям поверхности, но изменяет действующие на контакте напряжения и деформации и таким образом способствует усталостным процессам. Адгезионный отрыв возникает, если прочность фрикционной связи выше прочности основного материала, лежащего ниже. Он сопровождается глубинным вырыванием. Износ при этом происходит с самого начала взаимодействия. На величину и знак градиента сдвигового сопротивления оказывают влияние изменения, протекающие в поверхностном слое. Например, образование избыточного числа вакансий, защитных пленок с пониженным сдвиговым сопротивлением, нагрев контактной зоны и размягчение материала создают положительный градиент механических свойств по глубине, а образование дислокаций, наклеп поверхности трения — отрицательный градиент. Для нормального протекания процессов трения и изнашивания необходим положительный градиент сдвигового сопротивления. Сдвиговое сопротивление тонкого поверхностного слоя должно быть меньше сдвигового сопротивления основы.

В настоящее время применяются следующие методы реализации сдвигового сопротивления: формирование при трении пленок на поверхности из окружающей среды за счет адсорбции,

химического соединения, образования полимерной пленки из смазки и присадок к ней; предварительное нанесение металлических или полимерных пленок или перенос мягкого компонента сплава на поверхность в процессе трения; разрыхление поверхностного слоя за счет избирательного растворения или механохимической деструкции; повышение твердости подложки механическим, термическим, термомеханическим и термохимическим упрочнением рабочей поверхности детали; использованием эффекта избирательного переноса [13].

Механическое взаимодействие может быть трех видов: при упругом контакте, пластическом и микрорезании. Механическое взаимодействие сопровождается возникновением напряжений в зоне контакта.

Упругое оттеснение материала выступами неровностей происходит, когда действующая нагрузка и адгезия не приводят к возникновению в зоне контакта напряжений, превышающих предел текучести. Разрушение материала (износ) в этом случае возможно лишь в результате фрикционной усталости.

Пластическая деформация материала происходит, если контактные напряжения достигают предела текучести, но материал обтекает внедрившиеся выступы неровностей, и на поверхности возникают глубокие вмятины. Износ в этом случае будет результатом малоциклового фрикционной усталости.

Микрорезание происходит в тех случаях, когда контактные напряжения или деформации достигают разрушающих значений. При этом нарушается режим обтекания выступов деформируемым материалом, получают глубокие повреждения, происходит разрушение хрупких пленок. Разрушение в этом случае происходит с самого начала взаимодействия.

В большинстве случаев механическое взаимодействие в период приработки начинается с пластической деформации (расплющивания) выступов и внедрения единичных неровностей. Расплющивание приводит к необратимому изменению формы контактирующих неровностей и поэтому является невоспроизводимым, не обеспечивает стационарного режима трения. Процесс внедрения неровностей возможен при различных и одинаковых твердостях и модулях упругости контактирующих материалов, если различна конфигурация (радиус кривизны, угол наклона) контактирующих неровностей.

В процессе трения за счет многократной пластической деформации форма неровностей меняется, геометрический профиль выравнивается и как бы выглаживается. Выступы неровностей наклепываются. Твердость материала в фактических точках контакта возрастает. Поэтому происходит переход пластической деформации в упругую.

Возможен и обратный переход упругой деформации в пластическую, когда контактные напряжения достигают критической величины. Возможен также переход пластической дефор-

мации в микрорезание. При определенном значении внедрения и сдвигового сопротивления молекулярной связи на контактируемой поверхности микронеровности образуется застойная зона. В этот момент пластическое оттеснение прекращается и переходит в микрорезание.

При трении сопряженных деталей происходят также изменения геометрической конфигурации поверхности, приповерхностного слоя, влияющие на механическую составляющую силы трения, образуются и изменяются пленки на поверхностях (они оказывают влияние на молекулярную составляющую силы трения).

Изменения структуры приповерхностного слоя основного кристаллического материала происходят по причине развития дефектов кристаллической структуры (точечных, линейных, поверхностных, границ зерен, т. е. изменение ориентации зерен, объемных — скопления вакансий, дислокаций, образования полостей) или изменения строения металлов (превращения кристаллических решеток, образование и растворение карбидов, диффузия элементов из одного тела в другое и перераспределение их внутри одного тела, фазовые превращения, рекристаллизация, квазиоживление поверхностного слоя за счет потери устойчивости кристаллической решетки).

В полимерных материалах при трении происходит изменение их структуры, выражающееся в ориентации цепей, изменении фазового состава, деструкции полимеров, образовании металлополимерных соединений в зоне трения.

Геометрические изменения на поверхностях трения проявляются в изменении геометрии контакта: шероховатости поверхности (радиуса закругления неровностей, их высоты, угла наклона); волнистости (высоты, шага, направления); изменении геометрических характеристик за счет наличия в контакте или в промежуточных впадинах частиц абразива или изнашивания.

На поверхностях трения непрерывно образуются, разрушаются и изменяются пленки: адсорбционные из газов, смазки окружающей среды; хемосорбционные и пленки химических соединений из окружающей среды (окислы, сульфиды, хлориды); пленки материала, перенесенного на поверхность сопряженной детали; пленки, образующиеся при избирательном переносе; пленки полимеров, образующиеся при трении из смазки и противозносных присадок к маслам [34].

Изменение свойств поверхностного слоя происходит следующим образом. При скольжении одной поверхности по другой исходная шероховатая поверхность будет выглаживаться, а исходная гладкая становится шероховатой. Это относится и к отдельным участкам одной поверхности. После приработки устанавливается равновесная шероховатость. Режим трения стабилизируется. Образование защитной пленки в зоне трения происходит вследствие осаждения на поверхности веществ из

окружающей среды, разрыхления поверхностного слоя материала. С уменьшением шероховатости в процессе приработки возрастает диаметр пятен контакта, уменьшается количество газов и жидкостей, поступающих в зону трения вследствие сужения зазора в сопряжении. Это снижает скорость регенерации защитной пленки.

Твердость пленки значительно выше твердости основного материала. Шаг кристаллической решетки пленки меньше шага решетки металла. Это приводит к образованию трещин пленки через определенные промежутки. С увеличением диаметра пятна контакта путь истирания пленки увеличивается и на более протяженных пятнах контакта трещин будет больше, чем на малых. Это обуславливает невозможность существования больших пятен контакта и установления равновесной шероховатости, которая кроме режимов трения зависит от молекулярных, атомарных, температурных характеристик и химического сходства материалов, участвующих в процессе трения.

В понятие «режим трения» входят: относительная скорость скольжения поверхностей, нагрузка, наличие и количество смазки между трущимися поверхностями, температура. На режим трения оказывают влияние, кроме того, концентрация окружающей среды, наличие кислорода и других химических элементов, влажность воздуха и другие внешние факторы.

Эти факторы по-разному влияют на процесс образования и разрушения пленок различных металлов. Мягкие пленки снижают интенсивность изнашивания, твердые — резко повышают ее. Повышение температуры в процессе трения нарушает молекулярную устойчивость пленок смазки и снижает толщину смазочного слоя. Увеличение скорости скольжения и нагрузки вызывает повышение температуры смазки и трущейся поверхности и увеличивает градиент температур по глубине детали и т. д.

При изменениях внешних параметров происходит переход от одного вида контактного взаимодействия к другому. Этот переход происходит в так называемых критических точках. Возможен переход от упругого деформирования к пластическому или к разрушению, от пластического оттеснения — к микрорезанию, задиру, к разрушению адсорбционной пленки и разрушению поверхностного слоя.

Различные сочетания внешних и внутренних факторов приводят к изменениям основных выходных параметров трения: силы трения; коэффициента трения и интенсивности или скорости изнашивания.

Абразивное изнашивание поверхности детали происходит в результате взаимодействия с твердыми частицами при наличии относительной скорости перемещения. Твердые (абразивные) частицы могут быть неподвижно закреплены на одной из поверхностей трения, не закреплены, свободно перемещаться со

смазкой в зазоре между деталями и могут быть взвешены в потоке жидкости или газа, обтекающем поверхности деталей. В последнем случае говорят о гидроабразивном и газоабразивном изнашивании.

Механизм абразивного изнашивания металлических деталей состоит в следующем. Абразивные частицы оказывают в основном царапающее действие. При этом происходит пластическое отеснение материала детали в стороны, а дно образовавшейся канавки наклепывается (глубина канавки 0,001—0,02 мм, длина 0,05—0,5 мм). На поверхности детали образуются параллельные полосы. При последующем обороте детали абразивная частица проходит по отесненному материалу рядом с образовавшейся ранее канавкой. После многократной пластической деформации материал, пластически деформированный по сторонам канавки, наклепанный и перенаклепанный на дне канавки, охрупчивается, в нем возникают микротрещины, которые затем и приводят к разрушению поверхности трения. При большой скорости относительного перемещения происходит местный нагрев от пластической деформации, возможны структурные превращения материала. Повышение температуры и структурные превращения ускоряют изнашивание поверхности. Агрессивная среда, вызывая электрохимические процессы на поверхности детали, интенсифицирует изнашивание, превращая его в коррозионно-механическое. Микрорезание острыми гранями абразива при этом — явление редкое. Если бы оно преобладало, то в результате микрорезания трущиеся узлы машин выходили бы из строя через несколько часов работы.

Механизм абразивного изнашивания деталей из полимерных материалов определяется степенью их эластичности. При движении абразивной частицы по поверхности детали из эластичного материала силы трения впереди частицы вызывают сжатие, а сзади — растяжение. Под действием многократных растягивающих напряжений происходят микроразрывы полимерного материала. Часть материала с поверхности уносится с образованием волнообразного рельефа из выступов и впадин в направлении, перпендикулярном движению абразива. При последующих взаимодействиях материала с абразивом под влиянием переменных растягивающих напряжений срабатываются первичные выступы, но волновой рельеф поверхности сохраняется.

Изнашивание более жестких и хрупких пластиков происходит в основном в результате микрорезания, так как твердость пластика в несколько раз меньше твердости абразива. В этом случае интенсивность изнашивания много выше, чем при фрикционном контакте.

Абразивные частицы размером 1—30 мкм всегда есть в воздухе. Поэтому есть они и в смазке, и на трущихся поверхностях. Абразивными частицами могут служить продукты изнашивания, например, образовавшиеся вследствие выкрашивания

при трении новые структуры, твердые окисные пленки, твердые частицы нагара и т. д.

Новые структуры материалов образуются на тяжело нагруженных поверхностях трения в результате следующих физико-химических процессов. На участках фактического контакта при трении происходит интенсивная пластическая деформация, сопровождающаяся вспышкой температуры в микрообъемах. В результате этого создается большой температурный градиент по глубине детали. Благодаря высокой теплопроводности металлов и большой скорости охлаждения (больше, чем при закалке) происходит мгновенное закаливание макрообъемов материала с образованием белого (нетравящегося) слоя, состоящего из мартенсита, цементита, феррита, нитридов и карбидов. Образованию нитридов и карбидов способствует окружающая среда воздух — смазка, содержащая азот, кислород, углерод.

При образовании белого слоя создается система внутренних напряжений, которые совместно с повторной пластической деформацией приводят к растрескиванию и выкрашиванию белого слоя в зазор узла трения. Образовавшиеся абразивные частицы приводят к интенсивному, катастрофическому изнашиванию узла.

Такие структуры часто встречаются на зубьях колес, в подшипниках качения, на кольцах двигателей внутреннего сгорания и т. д., а также при обработке сталей со скоростью резания 12—27 м/мин и выше, при шлифовочных ожогах.

Механическое изнашивание при пластической деформации макрообъемов под влиянием в основном динамических нагрузок и ударов приводит к изменению размеров и форм деталей, выдавливанию металла, наклепу глубиной до 1,5 мм и более с последующим разрушением его вследствие контактной усталости. Интенсивное течение материала под действием сил трения наблюдается даже у чугуновых деталей. Под действием динамических больших нагрузок возможно, например, смятие зубьев колес, дорожек качения подшипников (бринеллирование) и т. д.

Усталостное изнашивание начинается при хорошей смазке и умеренной температуре в зоне трения деталей; в процессе приработки наблюдается в основном диспергирование (измельчение) отдельных участков контакта поверхности трения. Механизм изнашивания в этом случае представляется следующим. На площадках фактического контакта материал поверхностного слоя детали подвергается многократной упругой и пластической деформации в основном через пленку смазки. Под влиянием деформации в микровыступах и по их границам возникают субмикроскопические и микроскопические дефекты в виде усталостных трещин. Этому способствуют небольшие внутренние напряжения, возникающие при деформациях в совокупности с адсорбционно-расклинивающим эффектом смазки. Материал

поверхностного слоя детали разупрочняется, разрыхляется, а при последующем относительном перемещении поверхностей деталей выкрашивается в виде небольших блоков. Эти блоки вымываются смазкой и скапливаются на дне картера. Интенсивность усталостного изнашивания в этом случае небольшая, а чистота поверхности деталей высокая.

Интенсивность и время возникновения выкрашивания определяются величиной контактного напряжения, числом циклов нагружения, твердостью материалов, состоянием микрогеометрии поверхностей и толщиной смазочного слоя.

По мере увеличения числа циклов нагружения в процессе работы узла трения усталостное выкрашивание приводит к образованию раковин. Их диаметры, вначале равные сотым долям миллиметра, увеличиваются на несколько порядков. При этом возникают шум и вибрации в узлах трения. Уменьшается несущая поверхность трущихся деталей, увеличивается концентрация нагрузки, повышаются контактные напряжения, увеличивается пластическая деформация, возникает повышенный износ. Возможен задр поверхности в виде широких и глубоких борозд в направлении скольжения.

Изнашивание при заедании встречается в тяжело нагруженных зубчатых передачах, кулачковых механизмах, шарнирных соединениях, подшипниках, цилиндропоршневых группах, золотниковых устройствах, в направляющих станков и др. При этом виде изнашивания наибольшее значение имеет молекулярная составляющая сил трения; происходит образование многочисленных адгезионных связей — схватывание (сращивание) металлов сопряженных деталей в точках фактического контакта. При достаточно большом количестве таких связей происходит вырыв и перенос материала с одной поверхности на другую, а затем может происходить сращивание (заедание) поверхностей деталей до полного прекращения относительного движения.

На процесс заедания оказывают влияние нагрузка, скорости скольжения и качения, температура в зоне трения, шероховатость контактирующих поверхностей, виды материалов сопряженных деталей, физико-химические характеристики смазки, количество и качество присадок к основному маслу, способ смазки и другие факторы. Обязательным условием возникновения заедания является разрушение разделяющей масляной пленки (и окисных пленок). Это разрушение может наступить вследствие пластической деформации, изнашивания единичных шероховатостей контактирующих поверхностей, находящихся в холодном состоянии (холодное заедание), или вследствие потери смазывающих свойств масла при повышенных фактических температурах в зоне контакта поверхностей деталей (горячее заедание). Холодное заедание встречается, как правило, в тихоходных узлах машин и стационарных контактах деталей, горячее — в быстроходных, тяжело нагруженных узлах. Это

распределение часто меняется для поверхностей качения и скольжения.

Таким образом, механизм изнашивания при заедании состоит в следующем. При взаимодействии двух поверхностей с достаточной нагрузкой в точках фактического контакта происходит удаление адсорбированных и окисных пленок, сближение на расстояние порядка межатомных, непосредственный контакт чистых (ювенильных) поверхностей; вследствие взаимодействия атомов происходит спонтанный процесс схватывания, сопровождающийся выделением энергии. Если контактируют два кристаллита с одинаковой ориентацией кристаллографических плоскостей, то произойдет их простое сращивание в один общий кристаллит. Если контактируют два кристаллита с различной ориентацией или два различных металла, или металл и полимер, то между ними образуется переходная зона, через которую и происходит образование связей. При дальнейшем относительном перемещении контактирующих поверхностей происходят вырывы материала в виде микроскопических и субмикроскопических частиц (массой до 10^{-10} г) с одной поверхности и перенос их на другую поверхность. При увеличении площади контакта увеличивается объем перенесенного материала, происходит намазывание перенесенного материала на другую поверхность, глубинное вырывание материала с образованием глубоких борозд, уступов и впадин, которое приводит к увеличению скорости износа в десятки тысяч раз — к катастрофическому износу. Затем происходит заедание — наиболее сильная форма схватывания.

Заедание в неподвижных соединениях объясняется ростом и сращиванием окисных пленок, соединением их кристаллических решеток. Схватыванием объясняется также перенос твердого металла на мягкий, например стали на бронзу, бронзы на резину или пластик.

Коррозионно-механическое изнашивание происходит в результате механического воздействия, сопровождаемого химическим или электрохимическим взаимодействием с агрессивной средой. Агрессивная среда является отличительным признаком условного разделения видов изнашивания на коррозионно-механическое и окислительное. Такой средой могут быть пленка влаги, в которой растворены кислород, двуокись углерода, двуокись серы, окислы азота, сероводород и другие газы, соли кислот и щелочей, наличие электрического потенциала [55]. В этом случае коррозия может быть вызвана электрохимическим взаимодействием материала со средой.

При контакте металла с электролитами происходит электрохимическая коррозия, разделяющаяся на два самостоятельных, но сопряженных процесса: анодный, т. е. окислительный (растворение металла на одном участке поверхности), и катодный, т. е. восстановительный (восстановление кислорода и других

окислителей на другом участке). В этом случае процесс растворения металла сопровождается появлением электрического тока. При анодном процессе происходит непосредственный переход атомов металла в раствор в виде ионов, при катодном — ассимиляция (присоединение) избыточных электронов атомами, молекулами или ионами раствора. При окислении металла на поверхностях деталей выделяются продукты коррозии в виде пленок.

По характеру разрушения поверхностей коррозия может быть сплошной, равномерной и неравномерной; избирательной, неравномерной пятнами и точечной; межкристаллитной; внутрикристаллитной при коррозионном растрескивании под действием внешних сил. Напряжения увеличивают термодинамическую неравновесность материала, вызывают нарушение сплошности (растрескивание) коррозионных пленок. При совместном воздействии периодических или знакопеременных нагрузок и коррозионной среды возникает коррозионная усталость, которая снижает прочность материала деталей и при длительном воздействии нагрузок приводит к разрушению деталей. Например, малоуглеродистая сталь и никель подвергаются растрескиванию в растворах едкого натра, нержавеющая высокохромистая сталь и сплавы алюминия — в морской воде и т. д. Кроме того, мягкие коррозионные пленки легко разрушаются при трении сопряженных деталей.

Коррозионно-механическому изнашиванию в условиях трения скольжения подвергаются, например, следующие детали оборудования: уплотнительные кольца центрифуг, сепараторов, подшипники скольжения герметичных насосов, защитные втулки сальников уплотнений, плунжеры насосов, патронных фильтров и т. п.

Окислительное изнашивание наблюдается тогда, когда соприкасающиеся поверхности подвержены воздействию кислорода воздуха или кислорода, содержащегося в смазке; на соприкасающихся поверхностях образуются и разрушаются пленки окислов; из этих окислов состоят продукты износа. От коррозионно-механического изнашивания окислительное отличается отсутствием агрессивной среды.

Механизм окислительного изнашивания представляется следующим. При нагружении деталей и увеличении скорости скольжения происходят повышение температуры и рост окисных пленок, защищающих контактирующие поверхности. В пленках и на границе между пленкой и основным металлом возникают силы упругости, которые при некоторой толщине пленки вызывают мгновенные смещения и разрыхление пленки. При относительном смещении поверхностей пленки могут изнашиваться или срезаться. Обнажившиеся чистые поверхности металла изнашиваются, а затем снова покрываются окисной пленкой. Если твердость пленки выше твердости основного металла, то к

основному окислительному изнашиванию добавляется абразивное.

Изнашивание при фреттинг-коррозии происходит на плотно контактирующих поверхностях пар металл—металл или металл—неметалл в результате повторяющихся относительных тангенциальных микросмещений. Интенсивность изнашивания контактирующих поверхностей зависит от механических параметров контактного взаимодействия (амплитуды, частоты относительного скольжения, контактного давления, числа циклов нагружения), природы контактирующих материалов, состава и температуры внешней среды, наличия и качества смазки или защитных покрытий.

Особенности фреттинг-коррозии объясняются рядом факторов. Возвратно-поступательное перемещение поверхностей с малой амплитудой (начиная с $8-10^{-7}$ мм) и невозможность удаления продуктов износа из зоны контакта локализуют процессы разрушения на площадках действительного контакта; средняя скорость относительного перемещения контактирующих поверхностей при амплитуде скольжения, например, 0,025 мм и частоте колебаний 30 Гц составляет всего 3 мм/с; если при обычном трении скольжения присутствие кислорода может уменьшать изнашивание, то в условиях фреттинг-коррозии металлов кислород интенсифицирует изнашивание, так как продуктами изнашивания являются в основном их окислы.

Увеличение амплитуды увеличивает интенсивность изнашивания, например при амплитудах более 0,10—0,15 мм начинают существенно проявляться процессы схватывания. При увеличении нагрузки до 0,59—0,78 Н/м² (600—800 кгс/см²) интенсивность изнашивания возрастает, коррозионно-усталостные процессы при этом переходят в процессы схватывания и взаимного переноса материалов, сопровождающиеся повышением температуры и пластическим течением металла. Увеличение частоты колебаний увеличивает скорость относительного перемещения, контактную температуру и число циклов нагружения. Они повышают скорость разрушения, снижают усталостную долговечность материалов. Агрессивная внешняя среда интенсифицирует разрушение смазки, особенно консистентной (специальной), и защитных покрытий, уменьшает интенсивность изнашивания, переводя скольжение в промежуточную среду и защищая поверхности от схватывания. В диапазоне температур от +50 до +150 °С интенсивность изнашивания не меняется. При снижении температуры интенсивность разрушения возрастает. Поэтому зимой интенсивность фреттинг-коррозии выше, чем летом.

Механизм изнашивания при фреттинг-коррозии условно разделяют на три стадии. На первой стадии происходят пластические деформации микровыступов, повышение контактных температур, разрушение пленок, адгезионное схватывание ювенильных

поверхностей, затем срезание образовавшихся связей, усталостные явления. Разрушившиеся вследствие усталости выступы и срезанные узлы схватывания создают первичные продукты разрушения, которые быстро окисляются кислородом воздуха. Вторую стадию называют инкубационной. На второй стадии продолжают накапливаться усталостные повреждения, скорость изнашивания небольшая, вследствие адсорбции на мелкодисперсных частицах износа кислорода и влаги между контактирующими поверхностями формируется реакционная электролитическая среда. Третью стадию называют стадией коррозионно-усталостного разрушения. Поверхностные слои металла, длительное время подвергавшиеся циклическим деформациям и коррозионным процессам, настолько разупрочняются, что теряют устойчивость, и начинается их прогрессирующее отделение. Скорость изнашивания резко возрастает.

Изнашивание при фреттинг-коррозии имеет широкое распространение. Чаще всего фреттинг-коррозия развивается при различных пресовых посадках на вращающихся валах, в местах посадки лопаток турбин и компрессоров, в шлицевых, шпоночных, болтовых, винтовых и заклепочных соединениях, в подшипниках качения, соединительных муфтах, контактных поверхностях рессор и пружин, предохранительных клапанах и регуляторах, кулачковых и шарнирных механизмах, электрических контактах и т. п.

Фреттинг-коррозия может привести к ослаблению натяга контактирующих деталей или, наоборот, к заклиниванию их, если продукты изнашивания не имеют выхода из зоны контакта. Внешним проявлением фреттинг-коррозии являются натиры поверхностей, налипания металла, вырывы или раковины, заполненные порошкообразными продуктами коррозии, полосы или канавки местного изнашивания, поверхностные микротрещины. Первым диагностическим признаком фреттинг-коррозии является наличие на поверхностях трения окрашенных пятен, в которых сосредоточены опрессованные окислы.

Кавитационное изнашивание наблюдается на поверхностях, с большой скоростью обтекаемых жидкостью. При завихрениях сплошной поток жидкости разрывается и в нем возникает кавитация (полость, каверна) — пустоты в виде пузырей или полостей размером порядка десятых долей миллиметра и более, которые быстро заполняются парами, воздухом или газами, растворенными в жидкости. За 0,002 с кавитационный пузырек может вырасти до 6 мм в диаметре и разрушиться за 0,001 с; за 1 с на площади в 1 см² могут образоваться и разрушиться более 30 млн. кавитационных пузырьков. Часть из них замыкается у поверхности детали. Замыкание происходит в зонах более высоких давлений при конденсации и растворении паров и газов. В образовавшиеся пустоты с очень большим ускорением устрем-

ляются частицы жидкости, создавая гидравлические удары (и, возможно, ультразвуковые колебания). Кавитация наблюдается в трубопроводах, потоках, обтекающих лопасти центробежных и пропеллерных насосов, лопастей гидравлических турбин, гребных винтов и т. п.

Механизм кавитационного изнашивания состоит в следующем. Под воздействием микрогидравлических ударов поверхность металла начинает деформироваться и наклепываться на малую глубину. Многократно повторяющиеся удары вызывают разупрочнение, перенаклеп и разрушение в виде трещин сначала на отдельных участках с менее прочной структурной составляющей (например, феррита в сталях, графитовых включений в чугунах), а затем выкалывание более прочных составляющих. В зависимости от соотношения прочности разрушения могут развиваться в пределах зерен металла или по их границам.

Разрушение под действием чисто механических факторов можно назвать кавитационно-эрозионным. Но кроме механических факторов на процесс разрушения большое влияние оказывают коррозионные факторы и температура жидкости, способствующая образованию пузырьков. Кавитационные явления вызывают вибрации, стуки и сотрясения в системах. Это приводит к расшатыванию крепежных связей, обрыву болтов, смятию резьбы, фрикционной коррозии стыков, нарушению уплотнений, коррозионно-усталостным разрушениям поверхностей и усталостным разрушениям навесной арматуры.

Эрозионное изнашивание поверхности деталей возникает вследствие трения и ударов высокоскоростного потока жидкости, газа или пара. Эрозионное изнашивание наблюдается в клапанах, золотниках, втулках, поршневых кольцах, форсунках и т. п.

Механизм эрозионного изнашивания состоит в следующем. В результате трения и ударов сплошного потока жидкости, газа или пара происходит расшатывание отдельных блоков материала и их вымывание. В пластичных материалах вследствие многократной пластической деформации происходит наклеп, перенаклеп отдельных участков поверхности и образование микротрещин. Жидкость при этом действует как гидравлический клин, расширяя микротрещины до размеров макротрещин, а затем вымывая разрушенные участки.

Если разрушение происходит в результате воздействия потока жидкости, то изнашивание называют гидроэрозионным, если в результате воздействия потока газа или пара, — газоэрозионным. Такое разделение, вероятно, представляет некоторый теоретический интерес. Но на практике чаще бывают потоки жидкости, газов и паров, содержащие абразивные частицы. Поэтому эрозионным называют [50] изнашивание поверхностей потоком газов и паров, содержащих абразивные

частицы, и гидроабразивным [19] — изнашивание поверхностей потоком жидкостей, содержащих абразивные частицы.

Любое из этих разделений носит условный характер и нужно для выделения ведущего вида изнашивания. Одновременно с эрозионным воздействием на разрушаемых поверхностях действуют, кроме того, коррозионные, абразивные, кавитационные и другие процессы и явления.

Электроэрозионное изнашивание наблюдается в разрывных, скользящих, неподвижных слаботочных и сильноточных контактах реле переключателей, потенциометров, реостатов, соединителей, контакторов, прерывателей, электродвигателей, генераторов с кольцами или с коллекторами, штепсельных, паяных и зажимных соединениях. Разрушительное действие в них оказывают в основном два фактора: электрическая эрозия и механическое изнашивание.

При соприкосновении поверхностей элементов контактной системы в контакт вступают только наиболее высокие неровности. Поверхности этих неровностей обычно покрыты адсорбированными и окисными пленками. Поэтому при прохождении тока через такой контакт линии электрического тока искривляются и стягиваются к точкам фактического контакта. Это вызывает появление сопротивления стягивания. Проводимость тонких пленок определяется туннельным просачиванием и термоэлектронной эмиссией. Проводимость пленок меньше, чем основного металла, поэтому появляется сопротивление пленок. Искажение кристаллической решетки в зоне деформации микровыступов также вызывает небольшое дополнительное сопротивление. Эти факторы увеличивают электрическое изнашивание контактов.

Электрическое изнашивание поверхностей контактов происходит вследствие переноса ионов материала одного элемента контактной системы на другой; фреттинг — вследствие электрического пробоя, возникающего при достижении электростатического поля внутри пленки порядка 10^6 В/см и приводящего к увеличению сил молекулярных связей между чистыми металлами и последующему микросхватыванию с глубинным вырыванием, а также вследствие искрения и дугообразования, приводящих к выделению большой тепловой энергии в зазоре между контактами, испарению или разбрызгиванию металла в контактный зазор, ухудшению вследствие этого качества поверхности. Последнее интенсифицирует механическое изнашивание. При глеющем и дуговом разряде преобладает изнашивание катода, искровой разряд приводит к изнашиванию анода, перенос с анодно-поляризованной щетки больше, чем с катодно-поляризованной. Поэтому для выравнивания изнашивания контактов рекомендуют 1—2 раза в год менять направление протекающего через контакты тока.

Механическое изнашивание проявляется при трении и ударах в разрывных и скользящих контактах и носит сложный

адгезионно-усталостный характер с различным преобладанием этих составляющих в различных электрических контактах. Механизм такого комплексного разрушения складывается так же, как и в обычных парах трения, но с интенсификацией его действием электрического тока, высоких температур в зонах контакта и особенностями, связанными с применением композиционных материалов контактов (например, электрографитированных щеток), наличием абразивных частиц и окисных пленок в зоне трения. Загрязнение внешней среды парами хлора, кислот, ацетона, спирта и т. п. вызывает изменение условий трения. Даже табачный дым увеличивает коэффициент трения вдвое [50]. После некоторого числа циклов коммутаций комплексное изнашивание приводит к выходу из строя контактной системы.

Комплексное электроэрозионное и механическое изнашивание определяется многими факторами: плотностью и направлением движения тока, контактным электрическим сопротивлением, скоростью перемещения контактов, механической нагрузкой между ними, температурами контактных поверхностей, теплообменом, загрязнениями окружающей среды, материалами сопряженных деталей и т. п.

В последние годы изучается так называемое *водородное изнашивание*. Механизм водородного разрушения представляется следующим. Атомы водорода получают при трении сопряженных поверхностей в процессе разложения смазки и воды ($\text{Me} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{MeO} + \text{H}_2$). Температура десорбции водорода на много сотен градусов выше температуры десорбции смазки, поэтому в процессе трения атомы водорода постепенно занимают освободившиеся от молекул смазки места на поверхности. Поскольку размеры водородных атомов меньше константы кристаллической решетки, то они проникают в глубь металла, в дефекты структуры (например, в зародышевые трещины), собираются там в молекулы. Газовый объем их увеличивается. Не найдя выхода, он распирает дефектные полости изнутри до тех пор, пока внутреннее давление в дефектах не разрушит металл по всем разившимся и соединившимся трещинам.

При трении обычных металлов (сталь, чугун, алюминий) процесс разрушения эндотермический (с поглощением тепла). Большая нагрузка при трении вызывает повышение температуры в глубине материала детали. Водород стремится в зону высокой температуры, поэтому его разрушительное действие проявляется на некоторой глубине, а иногда и по всему объему. В последнем случае весь нагруженный и нагретый участок детали может рассыпаться в порошок (например, при трении бандажа колеса вагона о чугунную тормозную колодку).

При трении деталей из титана с обычной смазкой изнашивание значительно выше, чем при сухом трении. Это связано с быстрой деструкцией смазочных масел и интенсивным наводороживанием металла, который образует с водородом твердые

растворы и химические соединения [13]. Процесс в этом случае, наоборот, идет с выделением тепла, а водород перемещается от нагретых объемов к холодным.

4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Расчет износостойкости на основе теории фрикционной усталости. Теория фрикционной усталости при трении впервые была разработана И. В. Крагельским. Автор исходил из того, что практически для всех видов трения взаимодействие поверхностей сводится к постоянно изменяющемуся напряженному и деформированному состоянию микрообъемов, примыкающих к пятнам фактического контакта. Этот процесс приводит к накоплению в локальных объемах дефектов и трещин, вызывающих в конце концов образование частиц износа. Одновременно с этим в поверхностных слоях происходят различные побочные процессы (окисление, рекристаллизация и т. д.), которые могут оказывать значительное влияние на скорость износа.

При наличии одного преобладающего вида износа в случае контактирования двух тел в стационарном режиме получены следующие расчетные зависимости [21].

В случае трения двух номинально плоских тел, из которых одно истираемое, гладкое и деформируемое, а другое — жесткое шероховатое, удельный износ i и интенсивность износа I определяются по формулам:

$$i = \frac{\epsilon H_m}{(v+1)nl}; \quad (2.10)$$

$$I = \frac{\xi b \epsilon^{v+1} H_m}{(v+1)nl} \eta_5, \quad (2.11)$$

где ϵ — относительное внедрение; H_m — максимальная глубина внедрения; n — число циклов нагружения; l — средний диаметр фактического контакта, измеряемого в направлении скольжения; ξ — коэффициент, учитывающий влияние упругих деформаций на площадь фактического контакта ($0,5 \leq \xi \leq 1$); v, b — параметры опорной кривой (2.5).

Для упругого контакта величины ϵ и l определяются по формулам:

$$\epsilon_y = \left(\frac{q_a v}{\eta_e k_v b} \sqrt{\frac{R}{H_m}} \right)^{2/2v+1}; \quad (2.12)$$

$$l_y = 2 \sqrt{R H_m \epsilon_y / v}, \quad (2.13)$$

где $v = (1 - \mu_2)/E$ — коэффициент эластичности Кирхгофа (μ и E — соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости материала истираемого тела);

$$k_v = 2 \frac{\Gamma(v+1)}{2 \sqrt{\pi} \Gamma(v+3/2)}, \quad (2.14)$$

здесь $\Gamma(P)$ — гамма-функция аргумента P .

В случае пластического контакта формулы для ϵ и l приобретают вид:

$$\epsilon_n = (q_a / HBb\eta_c)^{1/n}; \quad (2.15)$$

$$l_n = 2 \sqrt{2RH_m \epsilon_n / \nu}, \quad (2.16)$$

где HB — твердость (по Бригеллю) материала истираемого тела.

Число циклов нагружения n для упругого и пластического контакта может быть аппроксимировано зависимостями:

$$n_y = (\sigma_0 / \sigma_e)^t y; \quad (2.17)$$

$$n_n = (l_0 / l_e)^t n, \quad (2.18)$$

где σ_0 — экстраполированное значение усталостной кривой для однократного нагружения; σ_e и l_e — действующее амплитудное значение соответственно напряжения и деформации; l_0 — критическое значение деформации при однократном нагружении — константа, имеющая смысл разрывного относительного удлинения δ ; t_y и t_n — параметры кривой фрикционной усталости при упругом и пластическом контакте.

Критерием перехода от упругого взаимодействия к пластическому в условиях контактного деформирования служит условие

$$\sigma_0 \geq \sigma_e \geq c\sigma_s.$$

Фактическая площадь касания сопряженных деталей не является постоянной величиной; в результате процесса ползучести она со временем увеличивается. Одновременно увеличиваются контактные деформации. Особенно интенсивно процесс ползучести протекает при повышенных температурах. Непостоянство во времени фактической площади касания сопряженных поверхностей, нагруженных высокими давлениями, приводит к изменению контактной жесткости, электрического сопротивления контакта и других свойств сопряжений. В конечном счете эти факторы могут оказывать существенное влияние на работоспособность приборов и точных механизмов. Исследование изменения фактической площади касания во времени было проведено Н. Б. Демкиным [8]. Для оценки зависимости глубины внедрения жесткой сферы в пластическую среду от времени t им получено следующее выражение:

$$a_t = [(n-1)c] \frac{1}{\pi D} \frac{N}{t^{n-1}}, \quad (2.19)$$

где a_t — сближение в момент времени t ; n, c — константы материала при данной температуре, N — нагрузки; D — диаметр сферы; t — время с начала приложения нагрузки.

Переход к множественному контакту осуществляется методом суммирования нагрузок, воспринимаемых отдельными ми-

к неровностям. Для этого случая сближение поверхности в момент времени t

$$a_t = h_{\max} (q_c / abHB)^{1/\nu} (t/\tau)^{m/\nu}, \quad (2.20)$$

где h_{\max} — максимальная высота профиля; q_c — контурное давление; α — коэффициент пропорциональности; b , ν — коэффициенты опорной кривой; HB — твердость по Бринеллю; τ — время выдержки индентора под нагрузкой при измерении твердости; $m = 1/(n-1)$ — параметр, зависящий от материала.

Из выражения (2.20) следует, что фактическая площадь касания A_r как функция времени t

$$A_r = (q_c A_c / HB) (t/\tau)^m, \quad (2.21)$$

где A_c — контурная площадь контакта.

Параметры b и ν могут быть определены из выражений:

$$b = \eta_0 (h_{\max} / h_{н.с})^\nu, \quad (2.22)$$

$$\nu = [(2\eta_0 / h_{н.с}) / R_a] - 1, \quad (2.23)$$

где $\eta_0 = \frac{\sum \Delta t_0}{l}$ — отношение суммы сечений выступов средней линии к базовой длине профиля; $h_{н.с}$ — наибольшая высота выступов, равная расстоянию от линии выступов до средней линии ($h_{н.с}$ и h_{\max} (см. рис. 2.2) определяются как средние не менее чем из пяти профилограмм, каждая из которых имеет длину, равную базовой); R_a — средний радиус закругления неровностей.

Если одна из поверхностей имеет высоту неровностей на порядок меньше, то ее принимают в расчете за гладкую; если же высота неровностей обеих поверхностей одного порядка, то коэффициенты ν и b рассчитывают по формулам [57]

$$\nu = \nu_1 + \nu_2; \quad (2.24)$$

$$b = \frac{kb_1 b_2 (h_{\max 1} + h_{\max 2})^{\nu_1 + \nu_2}}{h_{\max 1}^{\nu_1} h_{\max 2}^{\nu_2}}. \quad (2.25)$$

Значения коэффициента k при различных ν_1 и ν_2 следующие:

ν_1	ν_2	k
1	2	0,33
2	2	0,16
2	3	0,10

Для приближенных оценок двух шероховатых поверхностей можно принимать $\nu = 3$, $b = 10$, $h_{\max} = 5(R_{a1} + R_{a2})$, где R_{a1} , R_{a2} — средние арифметические отклонения профиля сопряженных поверхностей, а для оценки контакта гладкой поверхности с шероховатой — $\nu = b = 2$, $h_{\max} \approx 5R_a$.

Контактно-гидравлические методы расчета. В зубчатых передачах, подшипниках качения и других деталях, работающих

в условиях качения или качения со скольжением и подверженных воздействию контактных давлений, контактирующие поверхности разделяются слоем смазки. Масляный слой несет всю нагрузку, приходящуюся на зону контакта, предотвращает непосредственный контакт поверхностей, предохраняя таким образом поверхностные слои деталей от разрушения.

При приближенных оценках эффективности упругогидродинамической смазки может быть использован критерий λ , равный [50]

$$\lambda = h_{\min}/R_a, \quad (2.26)$$

где h_{\min} — минимальная толщина пленки смазки, мкм; $R_a = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$ — приведенное среднее квадратическое значение шероховатости, мкм (R_{a1} , R_{a2}) — средние квадратические отклонения неровностей контактирующих тел, мкм).

Результаты экспериментов показывают, что при $\lambda \leq 1$ возникают значительные механические повреждения поверхностей, а по всей зоне контакта преобладает граничная форма смазки. При $1 \leq \lambda \leq 1,5$ происходит износ, а также повреждение поверхностей в виде участков истирания и язв. В этих условиях существует смешанная форма смазки, являющаяся сочетанием граничной и упругогидродинамической смазок с преобладанием первой из них. В диапазоне $1,5 \leq \lambda \leq 3$ могут возникнуть некоторое притирание поверхности и износ. При таких значениях λ также существует смешанная смазка с преобладанием упругогидродинамической формы. При $3 \leq \lambda \leq 4$ происходит полное разделение поверхностей жидкой пленки или возникает упругогидродинамическая смазка, видимое повреждение поверхностей или заметный износ отсутствуют. Контакт микронеровностей незначителен. При $\lambda > 4$ существует полностью упругогидродинамическая смазка [50].

В большинстве задач по упругогидродинамической теории смазки толщина масляной пленки рассчитывается без учета факторов подачи смазки. Если входная область достаточно заполнена смазкой, то давление на входе контакта создает пленку, толщина которой нечувствительна к дальнейшим приращением подачи смазки. Это условие принято называть условием обильной смазки [46]. Если же входная область заполнена недостаточно, то развитие давления на входе сдерживается, и в результате толщина пленки будет зависеть от имеющегося количества подводимой смазки. Такой режим смазки называется голодным.

Точечный контакт описывается уравнением Рейнольдса [50]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12v \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (2.27)$$

где x , y — координаты; h — толщина пленки; μ — местный коэффициент динамической вязкости смазки, определяемый зависимостью $\mu = \mu_0 e^{\alpha P}$ (μ_0 — коэффициент динамической вязкости смазки при атмосферном давлении;

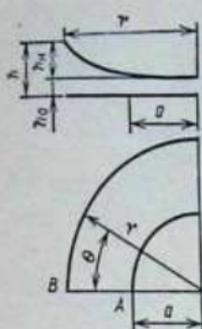


Рис. 2.5. Геометрия контакта

α — пьезокоэффициент смазки; P — давление; $v = 1,2(v_1 + v_2)$ — средняя скорость поверхностей.

Если давление q принять

$$q = \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha P}),$$

то уравнение Рейнольдса принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial q}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial q}{\partial y} \right) = 12v\mu_0 \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (2.28)$$

Уравнение (2.28) было применено А. Н. Грубинным [50] к случаю линейного контакта, когда $\partial q / \partial y = 0$, $q \approx 1/2$ повсюду внутри области контакта (рис. 2.5). В этом случае толщина пленки в некоторой точке будет складываться из двух слагаемых:

$$h = h_0 + h_n, \quad (2.29)$$

где h_0 — толщина пленки в центральной точке контакта; h_n — деформация при сухом контакте, определяемая по теории Герца, т. е.

$$h_n = \frac{3\omega}{2\pi a E'} \left[\left(\frac{r^2}{a^2} - 1 \right)^{1/2} - \left(2 - \frac{r^2}{a^2} \right) \operatorname{arccos} \frac{a}{r} \right], \quad (2.30)$$

где ω — нагрузка в месте контакта шарика с кольцами; a — радиус контактной площадки; r — радиус, отсчитываемый от центра контактной площадки; E' — приведенный модуль упругости, определяемый по выражению

$$1/E' = 1/2 \left[(1 - \sigma_1^2)/E_1 + (1 - \sigma_2^2)/E_2 \right],$$

где σ_1, σ_2 — коэффициенты Пуассона для материалов подшипника; E_1, E_2 — модули упругости материалов подшипника.

С учетом выражения (2.30) выражение (2.29) примет вид

$$h = h_0 + \frac{3\omega}{2\pi a E'} \left[\left(\frac{r^2}{a^2} - 1 \right)^{1/2} - \left(2 - \frac{r^2}{a^2} \right) \operatorname{arccos} \frac{a}{r} \right].$$

Для условий обильной смазки толщина пленки находится из уравнения Уиндвена:

$$\frac{h_0}{R} = 1,73 \left(\frac{\alpha \mu_0 v}{R} \right) \left(\frac{\omega}{E' R^2} \right)^{-1/21}, \quad (2.31)$$

где $R = \frac{1}{1/R_1 + 1/R_2}$ — приведенный радиус контактирующих тел.

Если за q_{\max}^* принять максимальное безразмерное приведенное давление, то

$$q_{\max}^* = 0,093B^{-0,6},$$

где $B = 3\omega/2\pi a E' h_0$.

На радиусе контактной площадки

$$q_{\max}^* \rightarrow h_0^2 / 12\mu_0 vaa. \quad (2.32)$$

Более полно методы расчета надежности по критериям износостойкости будут рассмотрены на конкретных примерах в гл. 3.

5. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПО КРИТЕРИЯМ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Для обеспечения надежности деталей и узлов оборудования, аппаратов и бытовой техники, работающих в условиях износа, используется целый ряд мероприятий. К ним относятся защита изнашивающихся узлов от попадания абразивных частиц, введение компенсаторов, правильный выбор пар трения по твердости и жесткости, использование принципа самозатачивания, использование эффекта избирательного переноса, рациональный выбор смазки и др.

Защита изнашивающихся узлов от попадания абразивных частиц. Для предотвращения попадания абразивных частиц конструкция стыка должна иметь минимальный радиус закругления фасок на кромке стыка, минимальную шероховатость грухших поверхностей, приводящую к уменьшению зазора между ними. Кроме того, предусматривают ограждающие набивки, козырьки, воздушные барьеры или лабиринты, которые также предохраняют конструкцию стыка от попадания абразивных частиц. Ограждающий козырек может применяться при условии работы в жидкой среде или в запыленном воздухе для создания завихрений. Козырек целесообразно применять также для предохранения таких поверхностей, как направляющие металлорежущих станков. Прониканию абразивных частиц препятствует и установка защитных кожухов и поддонов. Отсасывание абразива можно осуществить через канавки и отверстия. Вытеснение абразива аналогично отсасыванию, но в присоединительной системе должно поддерживаться большее давление, чем в окружающей среде.

Значительно сокращает количество абразивных частиц применение лабиринтных уплотнений. Так, лабиринтные уплотнения в шарнирах литой гусеницы повысили износостойкость пальцев и втулок в 2,5 раза. Лабиринтное уплотнение в шарнире создается в результате того, что концы средней втулки (более длинной, чем проушина звена) входят на 9—10 мм в крайние проушины смежного звена цепи. Кроме того, рекомендуется на трущихся поверхностях прорезать канавки, соединяющиеся общим каналом в каждом из тел трущейся пары. Абразивные частицы, оказывающиеся в зоне трения, могут быть удалены через эту систему отверстий промывкой или продувкой. Периодическое совпадение канавок обеих деталей может вызвать пульсацию смазочной пленки, что будет способствовать отделению абразивных частиц от истирающихся поверхностей.

В некоторых случаях задача защиты от проникновения абразивных частиц решается выбором правильной конструкции основных деталей сборочных единиц. Например, при рациональной конструкции землесоса песок и крупные абразивные частицы совершенно не попадают в зазор между диском рабочего колеса и задней крышкой землесоса, а отбрасываются центробежной силой. Трущиеся контактные поверхности предохраняют от проникания абразива очисткой смазочно-охлаждающей среды. Очистка имеет особенно большое значение для уменьшения абразивного износа деталей двигателя внутреннего сгорания. Постоянный контроль запыленности воздуха и борьба с повышенной запыленностью также содействуют уменьшению попадания абразивных частиц.

Поверхности деталей машин, подвергающиеся активному воздействию абразивной массы, можно в ряде случаев изолировать. Это достигается установкой дополнительных сменных деталей, которые непосредственно воспринимают

воздействии абразивной массы и могут быть быстро заменены после износа. К таким деталям относятся, например, защитные плиты в рудоагрегатной аппаратуре, протекторные кольца, надеваемые на штанги бурильных труб, либо стальные кольца, привариваемые к бурильным трубам.

Оправдывает себя также метод облицовывания резиной поверхностей деталей, подвергающихся абразивному износу. Рабочие колеса землесосов, облицованные резиной, имеют срок службы в 10 раз больший, чем без облицовки. Гуммированные статоры и другие детали флотационных машин работают в 2—3 раза дольше, чем изготовленные из чугуна, легированного марганцем, а гуммированные трубы имеют износостойкость в 5—6 раз большую, чем чугунные [27].

При совершенствовании конструкции необходимо стремиться к наиболее благоприятному с точки зрения долговечности взаимодействию деталей, к рациональному расположению сил, действующих на детали машин. Например, в шарнирах, открытых для доступа абразива, линейный износ мало зависит от диаметра шарнира, но существенно — от его длины, будучи обратно пропорционален квадрату длины шарнира. Следовательно, увеличение длины шарнира будет повышать его износостойкость.

Компенсаторы износа. Срок службы машины можно увеличить, предусматривая в ее конструкции детали — компенсаторы износа, а также детали с регулируемым по мере износа зазором. В качестве примера такого устройства может служить каретка радиально-сверлильного станка.

Податливость детали, общая жесткость механизма, к неточностям геометрии и износу шпинделя представляется угловой податливостью.

Гуммированные детали и вкладыши.

При работе двигателя в тепловой деформации цилиндра грузики на юбку поршня. Что они, на юбке делают прорези?

Для увеличения износостойкости узлов трения с устройствами, где компенсация износа направлена к уменьшению износа.

Клинья (рис. 2.6, а), который по мере износа поверхности трения перемещаются с помощью винтов на необходимую область, уменьшая зону. Возможна конструкция червячной пары с автоматической компенсацией износа (рис. 2.6, б). Опоры детали 1 расположены эксцентрично по отношению к оси червячного ввинта 2. Пружина 3 стремится повернуть корпус и уменьшить межцентровое расстояние между червячным винтом и колесом, пружина 4 служит для устранения осевого зазора в опорах червячного ввинта.

Компенсация износа вкладышей в подшипнике скольжения можно достигнуть и с помощью гидравлического прижима конических роликовых подшипников или смещением наружного кольца (рис. 2.6, в). Компенсация износа отверстий в кронштейнах, подвесках, рычагах и других подобных деталях производится с помощью клемного устройства (рис. 2.6, г).

Выбор твердости пар трения. Работоспособность и надежность работы трущихся сочленений в большой степени зависят от того, как в них расположены материалы. В сочленении, образованном скользящими поверхностями, имеющими разные твердость и размеры площадей трения, целесообразно различать следующие условия, связанные с расстановкой материалов [27]:

$$H_1 > H_2; S_1 > S_2;$$

$$H_1 < H_2; S_1 < S_2,$$

где H_1, H_2 — твердость трущихся поверхностей; S_1, S_2 — площади поверхностей трения.

Пары с расположением материалов, удовлетворяющим первому условию, называют прямой парой трения, второму условию — обратной парой трения.

В прямой паре более твердый ползун скользит по мягкой поверхности, в обратной — более мягкий ползун скользит по твердой поверхности. Опыт эксплуатации машин и стендовые испытания трущихся деталей показывают, что обратные пары трения более стойки против заедания и имеют меньшее повреждение поверхностей.

Различие в работе прямых и обратных пар состоит в том, что при перегрузках пластическая деформация образца прямой пары с меньшей твердостью препятствует нормальной ее работе, в результате повышается трение, усиливается повреждение поверхности и пара быстро выходит из строя.

Результатами опытов установлено, что на интенсивность фреттинг-коррозии шероховатость поверхности не влияет, если амплитуда колебаний остается постоянной. Исследователи пытались найти материалы, способные противостоять фреттинг-коррозии. Было установлено, что поверхность всех твердых материалов либо корродирует с образованием продуктов окисления, либо становится более шероховатой в результате воздействия фреттинг-коррозии. Сопоставление различных сталей, в том числе износостойких, легированных вольфрамом или марганцем, показало, что все они подвержены фреттинг-коррозии, хотя интенсивность их изнашивания может быть различной. Интенсивное изнашивание при фреттинг-коррозии наблюдалось у нержавеющей стали. Это явление объясняется непрерывно повторяющимися разрушениями окисной пленки хрома, которая при отсутствии относительных перемещений надежно защищает основной металл от коррозионной агрессии.

Эффективное снижение фреттинг-коррозии было получено за счет повышения твердости контактных поверхностей. Например, с увеличением твердости углеродистой стали от HV 180 до HV 700 износ от фреттинг-коррозии уменьшается примерно на 50%. Увеличение стойкости против фреттинг-коррозии может быть получено за счет твердых покрытий. Было установлено, что вал из углеродистой стали в месте посадки зубчатого колеса после 30 ч работы изнашивался от фреттинг-коррозии, в то время как аналогичный хромированный вал после 800 ч работы не имел существенного износа в посадке.

Если перемещения контактирующих поверхностей нельзя исключить или оно предусмотрено конструктивным исполнением, то исключение или снижение фреттинг-коррозии достигается правильным выбором смазки. Наиболее эффективным является смазывание минеральными маслами.

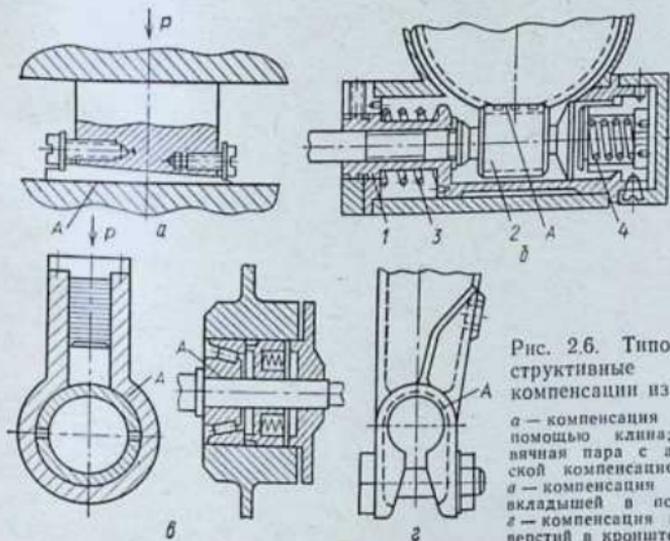


Рис. 2.6. Типовые конструктивные решения компенсации износа:

а — компенсация износа с помощью клина; б — червячная пара с автоматической компенсацией износа; в — компенсация износа вкладышей в подшипнике; г — компенсация износа от верстей в хронштейнах

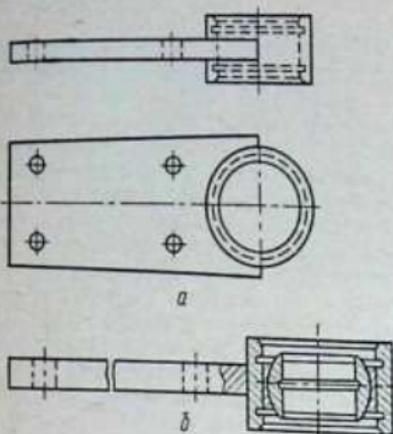


Рис. 2.7. Жесткий (а) и шарнирный (б) подшипники головки шатуна

Выбор пар трения по жесткости. Долговечность конструкции в значительной степени зависит от жесткости ее элементов. В одних случаях повышенная жесткость снижает упругие деформации и способствует повышению долговечности узла, в других, наоборот, является вредной. Примером отрицательного влияния высокой жесткости на долговечность деталей машины может служить конструкция шатуна (рис. 2.7, а).

При таком конструктивном исполнении шатуна сопряжение палец — втулка верхней головки шатуна, как правило, работает с перекосом, так как идеально точную обработку и сборку подобных деталей в массовом производстве осуществлять затруднительно. Для обеспечения податливости втулки и конструкции головки шатуна целесообразно предусмотреть шарнир (рис. 2.7, б).

Метод самозатачивания. Для режущих деталей машины использование метода самозатачивания — наиболее эффективное средство повышения надежности.

Работа всех режущих деталей может быть трех основных видов (рис. 2.8): в первом случае (см. рис. 2.8, а) лезвие снимает стружку или режет абразивную массу, располагаясь под углом к поверхности среза; во втором (см. рис. 2.8, б) — лезвие рассекает плотную рабочую массу обычно по нормали к разрезаемым волокнам; в третьем (см. рис. 2.8, в) — лезвия перерезают волокнистую массу. При таких условиях работы происходит быстрое притупление лезвий рабочих органов, и в результате машина быстро теряет работоспособность.

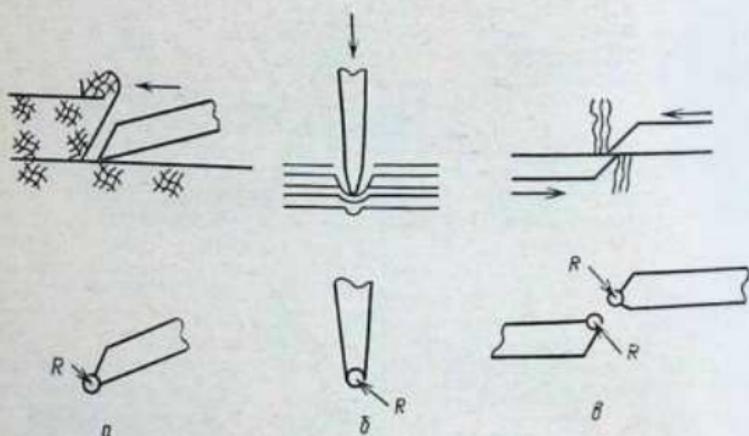


Рис. 2.8. Характер работы режущих деталей и их конфигурация при износе:

а — движение клиновидного лезвия поступательное или вращательное; б — поступательное движение лезвия с возможным вращением или скольжением вдоль реза; в — возвратно-поступательное движение двух сопряженных лезвий

Зная условия работы режущих деталей и характер их затупления, можно проектировать лезвия, которые в процессе работы будут непрерывно сохранять работоспособную режущую кромку, — самозатачиваться. Самозатачивание обеспечивается при условии, что износ боковых поверхностей лезвия опережает износ его острия. В сечении лезвий (см. рис. 2.8) можно вписать окружность, касательную к затупленному концу. Радиус этой окружности R называется радиусом притупления лезвия. Для обеспечения работоспособности за счет самозатачивания необходимо выполнять следующие условия [27, 37]:

а) радиус затупления режущей кромки R в процессе работы лезвия не должен превышать допустимого R_d , обусловленного технологическими условиями резания и агротехническими требованиями к качеству измельчения рабочей массы. Следовательно, предельная толщина притупленного лезвия $\delta \leq 2R_d$. Чтобы обеспечить нормальную эксплуатацию режущей детали без периодической заточки лезвия, необходимо создать такие условия, при которых радиус затупления режущей кромки за все время его работы до полного выхода детали из строя не будет превышать R_d . Этого можно добиться конструктивным уменьшением толщины однородного лезвия до $2R_d$ или применением 2- или 3-слойных лезвий. В этом случае толщина твердого слоя δ_T должна отвечать неравенству $\delta_T \leq 2R_d$. Это основное условие самозатачивания 2- и 3-слойных лезвий;

б) толщина мягкого слоя δ_M 2- или 3-слойного лезвия должна быть минимально возможной, но этот слой должен обеспечивать необходимую прочность биметаллического лезвия. Соотношение толщины несущего слоя основного металла и твердого сплава зависит от свойства рабочей массы и механических характеристик режущего лезвия и может изменяться в широких пределах. Для лезвий, наплавленных сортаментом, $\delta_M = (1 \dots 1.8)\delta_T$, для тонколезвийных режущих деталей мягкого слоя при высокой прочности твердого износостойкого слоя может и не быть. В этом случае однородное лезвие толщиной менее $2R_d$ может нормально выполнять технологические функции.

в) твердость мягкого слоя H_T должна быть в определенном соотношении к твердости износостойкого слоя $H_T/H_M = H_T/k$, где k — коэффициент, зависящий от абразивных свойств рабочей массы. Твердость износостойкого слоя зависит от свойств рабочей массы и может колебаться от HV 550 до HV 200. При неправильном выборе соотношений твердости мягкого и твердого слоев в процессе работы лезвия будет нарушаться направленный износ обоих слоев, обеспечивающий стабильную работоспособную форму режущей кромки. Так, при повышенной твердости твердого слоя он будет чрезмерно выступать впереди мягкого слоя, что приведет к выкрашиванию лезвия; при повышенной твердости мягкого слоя твердый слой не будет обеспечивать работоспособности режущей кромки. Твердость материала лезвий необходимо рассматривать как приближенный критерий оценки износостойкости, который может быть установлен без проведения длительных испытаний на износ;

г) упрочнению, как правило, подлежит поверхность лезвия, которая подвергается наименьшему износу. В противном случае интенсивность изнашивания твердого и мягкого слоев выравнивается, что неминуемо приведет к затуплению лезвия.

Описанные основные условия самозатачивания лезвия являются обязательными, однако в некоторых специфических условиях проявятся дополнительные факторы, влияние которых должно быть учтено.

Специфические мероприятия по повышению износостойкости проводятся при фреттинг-коррозии. Этот вид разрушения относится к коррозионно-механическому виду изнашивания, он встречается при малых колебательных перемещениях соприкасающихся тел и происходит в результате химического разрушения и последующего локального разрушения поверхностного слоя.

Использование эффекта избираемого переноса при трении. Новый научно обоснованный метод борьбы с преждевременным износом узлов трения разработали Д. Н. Гаркунов и И. В. Крагельский. Этот метод, получивший название избирательного переноса, основан на обнаруженном авторами явлении самопроизвольного протекания на поверхностях трения (при определенных

условиях) химических реакций и физико-химических процессов, приводящих к снижению износа и трения.

Метод избирательного переноса основан на фундаментальном свойстве контакта трущихся тел создавать под действием трибоэлектрических и электрохимических процессов электрическое поле, которое обуславливает улавливание и осаждение на контакте дисперсных положительно заряженных частиц, составляющих защитную металлическую пленку толщиной до 1 мкм. Эта пленка создает опорную площадь, несущую нагрузку. Граничное трение, обусловленное взаимодействием электрического поля поверхностных атомов металла с молекулами смазки, дает по сравнению с избирательным переносом менее эффективную защиту в виде тонкого (порядка 0,1 мкм) слоя адсорбированных молекул поверхностно-активных веществ, находящихся в особом квазитвердом состоянии [13]. Образование поверхностно-активных веществ обеспечивает формирование защитной металлической пленки, включающей молекулы поверхностно-активных веществ, что обеспечивает особые свойства пленок.

Механизм избирательного переноса состоит в следующем [13]. В начальный момент трения происходит разрушение поверхностных слоев пары трения и образование тонкодисперсных частиц из чистого металла и продуктов их коррозии. Взаимодействуя со средой, а также с активными металлами, окисленные формы меди восстанавливаются до свободной меди, а активные металлы образуют с глицерином и продуктами его превращения химические соединения. Затем в установившемся режиме работы пары сплавов на основе медь — сталь поверхностно трения покрываются тонкой пластичной пленкой меди. В результате основной материал испытывает пониженные давления в пределах упругой деформации. После образования медной пленки площадь трения увеличивается более чем в 10 раз. Самопроизвольное образование медной пленки в зоне контакта создает условия для пребывания материалов пары трения в упругом взаимодействии. Сама же медная пленка деформируется пластически.

Восстановительные свойства смазки приводят к тому, что трение происходит практически без окисления поверхностей. Вблизи поверхностей трения возникает квазисжиженный слой, который способен многократно деформироваться без разрушения. Практически безыносная работа узла трения в режиме избирательного переноса обусловлена тем, что частицы износа не уходят из зоны трения, а, взаимодействуя со смазкой, образуют суспензию, при разрушении которой на парах трения появляется слой меди. В установившемся режиме процессы образования суспензии и ее разрушения находятся в динамическом равновесии [14].

Вместе с избирательным растворением в зоне трения происходят изменения, способствующие уменьшению износа и трения. К ним относятся растворение выступов неровностей на бронзе и заполнение пленкой впадин неровностей на стали, восстановление окисных пленок, образование полимерных пленок и др. [14]. Устойчивым же признаком избирательного переноса является процесс образования защитной металлической пленки в начальной стадии трения.

К основным причинам, обуславливающим малый износ и незначительный коэффициент трения при избирательном переносе, относятся следующие факторы:

давление на участках фактического контакта при избирательном переносе приблизительно в 10 раз ниже, чем при обычной граничной смазке. Образующая медная пленка в результате большой податливости увеличивает площадь фактического контакта более чем в 10 раз;

медная пленка вследствие пористости не накаливает пластических деформаций, она может многократно деформироваться без разрушения; частицы износа не уходят из зоны контакта, а удерживаются в ней электрическим полем поверхностей трения;

образующаяся защитная полимерная пленка еще в большей степени снижает контактное давление и создает дополнительные плоскости скольжения с малым сопротивлением движению.

Рациональный выбор смазки. Смазка трущихся поверхностей деталей машины предназначена для уменьшения сопротивления трению, износа, нагрева деталей, для оказания демпфирующего действия с целью уменьшения вибраций, для предохранения поверхностей от коррозии.

В качестве смазок применяются консистентные смазки, смазочные масла, твердые смазки, самосмазывающиеся материалы, плазмообразующие, металлолакирующие, ионная, травянистая смазки и др. Смазочные материалы для конкретной пары выбирают в зависимости от испытываемой ею нагрузки, скорости, температуры, конструкции узла, внешней среды, доступности точек смазки и т. д. При выборе типа смазки следует учитывать также различные свойства смазочных материалов.

Консистентные смазки обеспечивают лучшую работоспособность узлов при малых скоростях и высоких удельных давлениях, при действии удельных и знакопеременных нагрузок. Они обеспечивают возможность работы узлов при более высоких зазорах: заполняя полностью зазоры в узлах трения, они препятствуют загрязнению сопрягаемых поверхностей. К недостаткам консистентных смазок следует отнести то, что при длительной работе узлов с повышенной температурой возможно расслоение, расплавление и вытекание консистентных смазок.

Густые консистентные смазки не обеспечивают чувствительности приборов и механизмов управления. При высоких скоростях происходит отбрасывание смазки от рабочих поверхностей. Поэтому этот тип смазок применяют в основном в парах скольжения тихоходных механизмов, в открытых зубчатых передачах и подшипниках качения.

По сравнению с консистентными смазками *смазочные масла* обладают следующими преимуществами: они имеют более низкий коэффициент внутреннего трения, более высокую стабильность и чистоту, лучшую работоспособность при высоких скоростях скольжения, а также при повышенных и низких температурах; кроме того, при их применении возможны контроль за состоянием смазки и за ее подачей, добавка и смена отработанного масла и его регенерация. К недостаткам смазочных масел следует отнести повышение утечки через неплотности в разъемах корпусов и соединений, маслопроводов, необходимость применения более сложных уплотнений, повышенную пожароопасность [12].

Успешная работа трущихся деталей машины с сосредоточенным контактом может быть обеспечена, если толщина масляного слоя значительно превышает суммарную высоту микронеровностей обеих поверхностей. Разница между этими величинами представляет собой так называемый эластогидродинамический критерий выхода из строя трущихся поверхностей. Считается, что гарантией надежной работы может служить условие, что толщина эластогидродинамического масляного слоя в 3—4 или даже в 10 раз превосходит приведенную шероховатость, равную корню квадратному из суммы квадратов шероховатостей обеих поверхностей.

Ряд специфических особенностей имеют выбор и применение твердых смазочных покрытий и самосмазывающихся материалов [50].

Проще всего *твердые смазки* наносить втиранием их в поверхность, но этот способ наименее эффективен. Применяют также способ нанесения покрытий, при котором частицы твердой смазки подаются в струе газа под значительным напором на поверхность, при этом достигается их адгезия. Возможны также и другие способы нанесения твердых покрытий, например вакуумный.

Для получения прочной адгезии покрытия на металлической поверхности в состав твердой смазки вводят связующие. Такие смазки применяются в виде аэрозолей.

Твердые смазочные покрытия, нанесенные аэрозольным способом, обладают, однако, низкой стойкостью к действию растворителей и уступают в этом отношении покрытиям, нанесенным горячим способом с последующей принудительной сушкой. В последнем случае покрытия содержат связующие из смол разных типов — фенольных, эпоксидных, силиконовых, полиамидных

и др. — все они обеспечивают прочную связь твердого смазочного покрытия с поверхностью, а также более высокую стойкость к действию растворителей и большую износостойкость, чем у покрытия с естественной сушкой.

В качестве связующих твердых смазочных покрытий применяются также неорганические соединения. Среди них получили распространение главным образом водорастворимые силикаты и фосфаты, а также стеклокерамика; последние, в частности, используются в сочетании не только с дисульфидом молибдена, но и с такими редко применяемыми твердыми смазками, как фтористый кальций, фтористый барий, окись свинца. Эти материалы отличаются высокой стойкостью к окислению и, следовательно, могут быть использованы при высоких температурах [58].

Эффективность твердого смазочного покрытия в значительной степени зависит от предварительной обработки металлической поверхности, на которую оно наносится. Обычно применяют фосфатирование, анодирование, пескоструйную обработку поверхностей.

К *самосмазывающимся материалам* относятся многочисленные комбинированные, полимерные и другие материалы, значительная часть которых выпускается с различными наполнителями. Особое распространение за последние десятилетия получили самосмазывающиеся пластмассы. В качестве примера можно назвать фенольные, стиреновые, полисульфановые, полихлорвиниловые, полипропиленовые, нейлоновые, политетрафторэтиленовые, полиуретановые, полиамидные и другие материалы, многие из которых выпускаются с разными наполнителями, а также в армированном виде. В качестве наполнителей применяются дисульфид молибдена, графит, бронза, стекло и другие материалы и металлы, обеспечивающие повышенную износостойкость.

При выборе твердых смазочных и самосмазывающихся материалов необходимо учитывать факторы, характеризующие их свойства и условия применения (коэффициент трения, модуль упругости, коэффициент теплового расширения, старение, плотность, горючесть, тепло- и электропроводность и др.).

Углеродистые и полимерные материалы обладают сравнительно низкими модулями упругости, что в ряде случаев следует рассматривать как положительный фактор для их применения. Например, при изготовлении из таких материалов подшипников скольжения кромочный эффект, вызванный деформацией вала, менее опасен. Низкий модуль упругости материалов подшипников позволяет также применять их при запрессовке посадки с большим натягом. Высокий модуль упругости комбинированных материалов на металлической матрице означает, что детали из таких материалов должны закрепляться только в корпусе, изготовленном из титана или стали. В противном случае несущая способность комбинированного смазочного материала не будет полностью использована.

Наибольшей термической стабильностью отличаются покрытия с керамическими связующими. Однако это их достоинство сочетается с посредственными антифрикционными свойствами при более низких температурах. При температуре ниже 370°C коэффициент трения покрытий с керамическими связующими равен 0,3 и более.

Вместе с тем твердые смазочные покрытия со связующими из акриловых смол, отличающиеся наиболее низкой термостойкостью, имеют существенное преимущество: они могут легко наноситься на металлическую поверхность методом напыления. Наибольшей стойкостью к окислению при высоких температурах обладают углеродистые. Предельно допустимой температурой в этом случае можно считать 450°C. Для работы при более высоких температурах используют пористый углеродистый с пропиткой различными солями, которые при нагреве выходят на поверхность, создавая покрытие, стойкое к окислению. Но такая пропитка снижает прочность углеродистого на растяжение.

Некоторые полиамидные материалы способны, по имеющимся данным, выдерживать температуры до 480°C. При этом, однако, их несущая способность и износостойкость заметно снижаются. На втором месте по термостойкости после полиамидов среди органических материалов находится армированный политетрафторэтилен. У всех прочих полимерных материалов с повышением температуры отмечается значительное снижение работоспособности.

Между коэффициентами теплового расширения металлов и самосмазывающихся материалов могут быть большие различия. Столь значительная разница, особенно у конструкционных металлов — стали и алюминия, а также и у самосмазывающихся материалов имеет важное значение при проектировании машин. Значительная часть выходов из строя подшипников из самосмазывающихся материалов объясняется причинами, связанными с их тепловым расширением. При проектировании таких подшипников следует учитывать возможность удаления из них образующихся продуктов износа. Чтобы облегчить вынос этих продуктов, рекомендуется применять узкие подшипники с отношением диаметра отверстия к длине порядка 2 : 1.

Эффективность твердых смазочных покрытий зависит от многих внешних факторов. Например, их износостойкость и несущая способность могут значительно снизиться в случае загрязнения маслом или пластичной смазкой. У полиамидных покрытий при работе в масле несущая способность снижается на 34 %, а износостойкость падает практически до нуля. В связи с этим не следует проектировать детали с твердыми смазочными покрытиями, если существует опасность их загрязнения маслом.

Износостойкость твердых смазочных покрытий зависит также от твердости подложки и ее шероховатости. С увеличением твердости подложки уменьшается коэффициент трения и возрастает износостойкость покрытия, поэтому следует всегда стремиться к максимальной твердости подложки, а если есть необходимость в нанесении твердого смазочного покрытия на деталь из мягкого материала, последняя должна быть предварительно покрыта твердым слоем другого материала. Парная поверхность, работающая по твердому смазочному покрытию, должна быть шлифованной или притертой. Коэффициенты трения твердых смазочных покрытий уменьшаются с увеличением удельного давления.

Износостойкость твердых смазочных покрытий может значительно снижаться под действием тепла, возникающего при трении, вследствие неблагоприятного действия нагрева на связующее. Поэтому твердые смазочные покрытия, содержащие связующее, по возможности не должны работать при высоких скоростях.

Износостойкость самосмазывающихся материалов оценивается произведением Pv , где P — удельное давление, v — скорость. Эти материалы типичны для использования в подшипниках скольжения (они будут рассмотрены более подробно в § 1 гл. 3).

При использовании эффекта избирательного переноса роль смазки расширяется, и она может рассматриваться, как [14]:

исходный материал перед превращениями в зоне трения, например плазмообразующая смазка;

продукт превращения исходного материала, например поверхностно-активных веществ, возникающий в результате химической реакции непосредственно на поверхности трения;

защитная металлическая пленка;

продукт, участвующий во взаимодействии с материалом контактирующих при трении поверхностей.

В различных средах, являющихся одновременно смазками, участвуют различные механизмы смазывания и различные модификации избирательного переноса.

Плазмообразующие смазки — группа углеводородных смазок, обеспечивающая возникновение избирательного переноса путем трибодеструкции части своих компонентов в зоне контакта при трении. Эти смазки вызывают избирательный перенос только в узлах трения, содержащих пленкообразующий материал (бронза, медь и др.).

Плазмообразующей смазкой может быть практически любое углеводородное стандартное масло с добавками органических соединений, распадающихся при трении таким образом, что образующиеся радикалы или ион-радикалы в дальнейшем могут образовывать поверхностно-активные вещества с анодными компонентами сплава, а также коллоидные частицы.

При использовании плазмообразующих смазок создается сервоитная пленка (от латинских слов *servo* — спасать и *vita* — жизнь) — защитная металлическая пленка, в которой реализуется диффузионно-вакансионный механизм осуществления сдвига при трении. Пленка возникает в начальной стадии трения в результате избирательного растворения анодных компонентов поверхностного слоя металла или сплава сопряжения и находится под воздействием поверхностно-активных веществ.

Возникающая на поверхности трения из катодного компонента сплава сервоитная пленка переносится на стальную поверхность в процессе трения, способствует ее сглаживанию и, заполняя углубления между выступами профиля, образует сопряженный слой пленки. Перенос частиц может идти как в ионной, так и в коллоидной форме. При этом коллоидные частицы участвуют в смазочном действии и, разряжаясь, отдают металлические частицы и активные молекулы в состав пленки.

Для образования эффекта избирательного переноса в парах трения сталь — сталь, чугун — сталь и др., не содержащих пленкообразующего материала, используются *металлоплакирующие смазки*. Это группа пластичных (консистентных) и жидких смазок, содержащих в составе либо порошок пленкообразующего сплава, подвергающийся избирательному растворению, либо окислы металла, либо металлоорганическое соединение, подвергающиеся восстановлению или распаду в зоне трения и выделяющие металл, идущий на образование металлоплакирующей пленки. В защитной металлической пленке реализуется диффузионно-вакансионный механизм осуществления сдвига, под которым понимается последовательность процессов, идущих при сдвиговой деформации в металлической пленке, обладающей высокой концентрацией вакансий и малой плотностью дислокаций, благодаря чему диффузионный процесс разрыва и формирования металлических связей в пленке идет с повышенной скоростью [50].

Металлоплакирующие пластичные ЦИАТИМ-201), содержащие парах трения сталь — сталь винт — гайка и др., где также применяются смазочные жидкие металлоплакирующие

Принцип использования ионной в ходе электрохимического процесса трения и разряжаться в зоне контакта образуется дивидальная пленка из содержащего их раствора смеси в зоне контакта.

Дивидальная пленка (от латин. *dividere* — разделять) — защитная металлическая пленка, образующаяся в результате трения в результате разряда ионов металла. Диффузионно-вакансионный механизм в ней не реализуется. Пленка несет в основном разделительную функцию.

Траверсивная смазка — смазка продуктами трибодеструкции пластмасс, сходная по свойствам с ионной смазкой. Смазка реализуется или в паре металл-полимер — сталь, или при трении пленкообразующего металла с полимерными вставками по стали. Траверсивная смазка обусловлена переносом в зону контакта не только металлических заряженных частиц, но и продуктов трибодеструкции полимера с дальнейшей адсорбцией их на контакте.

При траверсивной смазке металлополимеров обязательно наличие в образующейся полимерной пленке металлических частиц, реагирующих с продуктами трибодеструкции. Следует отметить, что металлополимерами, обеспечивающими траверсивную смазку, являются только те, которые содержат пленкообразующий материал, т. е. латунь, бронзу и т. п. На траверсивной смазке базируется применение избирательного переноса для деталей, работающих в морской воде, и металлополимерных материалов с пленкообразующим компонентом [14].

например, на основе масла применяются в парах трения, как пара зарубежной техника перспективны жидких масел.

за счет свойства возникающих тягиваться в зазор пары истинная. В результате размогут извлекаться также в том виде и осаждаются

разделять) — защитная металлическая пленка, образующаяся в результате трения в результате разряда ионов металла. Диффузионно-вакансионный механизм в ней не реализуется. Пленка несет в основном разделительную функцию.

§ 3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ

1. ВИДЫ ОТКАЗОВ ПО КРИТЕРИЯМ ПРОЧНОСТИ

Прочность — свойства материалов в определенных условиях и пределах, не разрушаясь, воспринимать те или иные воздействия (нагрузки).

В большинстве случаев разрушение деталей сопровождается изменением их формы — деформированием. Практически все известные машиностроительные материалы деформируются под действием внешних нагрузок. Деформация называется упругой, если после снятия нагрузки деталь полностью восстанавливается. Необратимые деформации, которые остаются после снятия нагрузки, называются остаточными, или пластическими.

Большинство современных методов расчета на прочность основано на тщательном изучении деформационных и прочностных свойств материалов. Важнейшие прочностные и деформационные характеристики материалов — предел прочности, предел упругости, предел текучести, предел выносливости, относительное остаточное удлинение, модуль упругости и др. — приводятся в государственных стандартах на материалы и в официальных справочниках.

Прочностной надежностью аппаратуры, машин, приборов и их элементов принято называть их свойство сохранять прочностные и деформационные характеристики в установленных пределах без разрушения в течение установленной наработки. Так, на диаграмме растяжения для конструкционной стали (рис. 2.9) в координатах напряжение σ — относительное удлинение ϵ нанесены точки, определяющие основные механические характеристики материала. Первый участок диаграммы растяжения от точки 0 прямолинеен и аналитически описывается уравнением, известным как закон Гука: $\sigma = E\epsilon$, где E — первая механическая характеристика материала, называемая *модулем упругости*.

Наибольшее напряжение, до которого сохраняется линейная зависимость, т. е. прямая пропорциональность между напряжениями и деформациями, называется *пределом пропорциональности* σ_p . Однако материал сохраняет упругие свойства и при более высоких напряжениях, чем σ_p . Наибольшее напряжение, при котором остаточные деформации впервые достигают некоторой малой величины, называется *пределом упругости* σ_y .

Следует отметить, что пределы упругости и пропорциональности трудно поддаются определению, и их величина в большой степени зависит от выбранной нормы точности на угол наклона диаграммы в рассматриваемой точке и на остаточную деформацию, поэтому эти характеристики материала, как правило, не включаются в справочники. Вместо них широкое применение нашла более определенная характеристика материа-

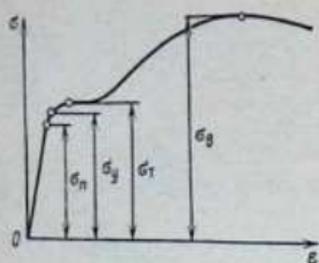


Рис. 2.9. Типичная диаграмма растяжения

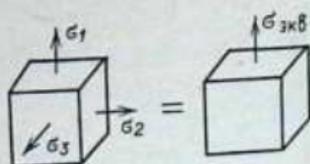


Рис. 2.10. Схема общего и эквивалентного напряженных состояний

ла — *предел текучести* σ_t — напряжение, при котором происходит деформация образца без заметного увеличения нагрузки.

На диаграмме вслед за зоной текучести следует зона упрочнения, в пределах которой материал вновь способен противостоять воздействию возрастающей нагрузки.

Отношение максимальной силы, которую способен выдержать образец, к его начальной площади поперечного сечения называется *пределом прочности* и обозначается σ_b (при растяжении) или $\sigma_{в.сж}$ (при сжатии). Предел прочности — условная величина, так как фактическое напряжение в шейке образца в момент разрыва значительно превосходит σ_b , и его широкое распространение в расчетной практике объясняется лишь простотой и удобством определения.

Аналогичные характеристики определяются для всех материалов при растяжении, сжатии и кручении и используются в расчетах на прочность.

В настоящее время наибольшее распространение в машиностроении получили методы расчета на прочность по номинальным допускаемым напряжениям, по запасам прочности, по несущей способности и по заданным остаточным перемещениям. В первых двух методах, исходя из формы и размеров детали и величины и характера действующих внешних сил, определяют аналитически максимальные напряжения, возникающие в детали в процессе эксплуатации, и сравнивают их с принятыми допускаемыми напряжениями либо с механическими характеристиками материала.

По длительности воздействия все виды нагрузок могут быть разделены на статические (постоянные) и динамические (переменные). Соответственно и напряжения в деталях машин могут быть постоянными и переменными во времени.

Расчет на прочность при постоянных напряжениях деталей, изготовленных из пластичных материалов, обычно производят исходя из условия отсутствия общих пластических деформаций; при этом обеспечивается требуемый запас прочности по отношению к пределу текучести материала. Напряжения в деталях из хрупких материалов сравниваются с пределом прочности, при

этом предел прочности при сжатии, растяжении, изгибе и кручении у них, как правило, неодинаков. Для однородных материалов, чувствительных к концентрации напряжений (закаленная сталь), в расчет принимаются коэффициенты концентрации напряжений. Для пластичных материалов концентрация напряжений не берется в расчет, поскольку локальные участки ползучести не оказывают влияния на прочность детали.

В любой точке нагруженной детали напряженное состояние, как правило, отличается от одноосного, для которого определены механические характеристики материалов, и в общем случае может быть бесконечно большое число сочетаний, различных по величине, направлению и виду напряжений. Решение задач для сложного напряженного состояния производится с использованием одной из *гипотез предельных состояний* (теорий прочности), дающих общий метод оценки меры опасности любого напряженного состояния при ограниченном числе механических испытаний материала. Эти чисто эмпирические гипотезы или гипотезы, описывающие наблюдаемые в материале процессы, дают возможность определить *эквивалентное напряжение*, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его напряженное состояние стало равноопасным с рассматриваемым сложным напряженным состоянием (рис. 2.10). Если эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ найдено, т. е. выражено через $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, то коэффициент запаса при растяжении определяется обычным образом: $n = \sigma_T / \sigma_{\text{экв}}$.

Такова в самых общих чертах схема расчета на прочность деталей, подвергаемых воздействию статических или условно-статических нагрузок.

Однако детали, подверженные постоянным напряжениям в чистом виде, почти не встречаются. Имеется ряд деталей, нагрузки на которые мало или редко изменяются: заклепки, некоторые винты, быстровращающиеся детали, в некоторых случаях валы и муфты. Значительное большинство деталей машин испытывает переменные во времени напряжения, изменяющиеся по тому или иному закону. Характер разрушения и методы расчета таких деталей на прочность отличны от статически нагруженных.

В процессе нагружения материал конструкций может находиться в упругом состоянии, пластическом или состоянии разрушения. Условно за границы этих состояний обычно принимают предел упругости σ_y , предел текучести σ_T и предел прочности σ_B . Для хрупких материалов, у которых площадка текучести практически отсутствует, критерии пластичности одновременно являются и критериями прочности. У пластических материалов критерии перехода в пластическое состояние и в состояние разрушения зависят от вида напряженного состояния и физико-технических свойств материала. Разрушение материала

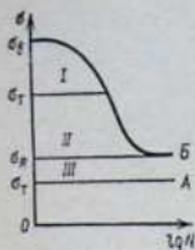


Рис. 2.11. Диаграмма усталостного разрушения:

I — зона малоциклового усталости; II — зона упругой усталости; III — зона локального повреждения; А — линия локального повреждения; Б — кривая усталости

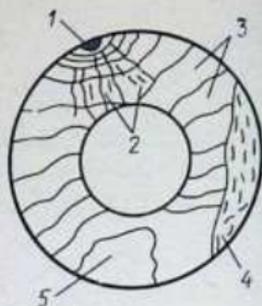


Рис. 2.12. Схема усталостного износа малой детали

может происходить либо путем отрыва (хрупкое разрушение), либо путем среза (пластическое разрушение). Несущая способность конструкций зависит также от температурных режимов и длительности воздействия силовых и тепловых нагрузок. Длительное воздействие таких нагрузок может сопровождаться явлениями кратковременной или длительной ползучести материала. К изменению физических свойств материала некоторых конструкций могут приводить и акустические нагрузки (особенно ультразвукового диапазона).

При больших скоростях изменения нагружения и больших уровнях напряжений, превышающих статический предел текучести, происходит запаздывание развития пластических деформаций в материале, что вызвало необходимость введения динамического предела текучести. Этот параметр тем меньше, чем ближе статический предел текучести σ_T к пределу прочности σ_B . Этим объясняется увеличение частоты хрупких разрушений пластических материалов. При этом характерно, что если при статическом нагружении растяжения предельное состояние характеризуется средним по сечению напряжением, то при динамическом нагружении — местным значением напряжения в элементе конструкции, которое может существенно превосходить среднее значение напряжения.

При циклическом нагружении разрушение может происходить даже при небольшом числе циклов, если амплитуда напряжения будет превосходить предел упругости материала. При длительном нагружении разрушение может произойти из-за усталости материала при амплитуде напряжений, меньшей предела упругости.

Е. К. Почтенный [36] дает наглядную диаграмму разрушений по опасному сечению при циклических нагружениях (рис. 2.11). При величинах максимальных напряжений цикла от нуля до циклического предела текучести σ_T нагружение не вызывает пластической деформации и повреждений; циклическое нагружение в диапазоне напряжений от циклического предела текучести σ_T до предела выносливости σ_R приводит к локальной пластической деформации и повреждениям. При этом локальные пластические деформации и образовавшиеся микротрещины не

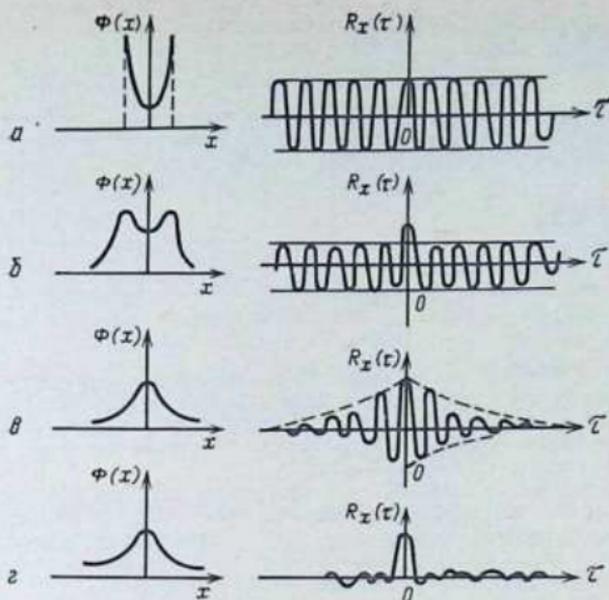


Рис. 2.16. Графики плотности распределения и автокорреляционных функций:

a — гармонический процесс; *б* — сумма гармонического процесса и случайного шума; *в* — узкополосный случайный шум; *г* — широкополосный случайный шум

наблюдения. При малых Δx одномерная плотность распределения $\varphi(x)$ определяется как

$$\varphi(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P[x < x(t) \leq x + \Delta x]}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x} \left[\lim_{T \rightarrow 0} \frac{T_x}{T} \right]. \quad (2.38)$$

Случайный процесс $x(t)$ называется стационарным (в широком смысле), если $m_x(t) = m_x = \text{const}$, т. е. не зависит от t , и если корреляционные моменты $k_x(t_k, t_l)$ зависят только от разности $\tau = t_k - t_l$, но не зависят от k и l .

Стационарный процесс называется эргодическим, если для определения его параметров нет необходимости проводить анализ n его реализаций, а достаточно иметь одну реализацию необходимой длины. Для обеспечения условий эргодичности необходимо, чтобы

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T R_{x_2}(\tau) dt = 0. \quad (2.39)$$

При расчете несущей способности элементов машин и конструкций основной характеристикой является амплитуда нагружения. Для гармонического процесса и узкополосного случайного шума определение амплитуды не составляет труда, а для процесса с широкополосным случайным шумом (широкополосный процесс) эта задача представляет ряд трудностей, и для ее решения используются десятки различных методов. Наибольшего внимания заслуживает метод «полных циклов», с помощью которого получают оценку наиболее соответствующую экспериментальным данным. В то же время этот метод является наиболее трудоемким и сложным. Сущность его (рис. 2.17)

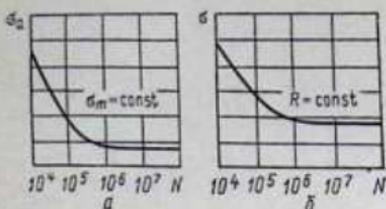


Рис. 2.25. Кривые усталости, построенные по параметру среднего напряжения цикла (а) и коэффициенту асимметрии цикла напряжений (б)

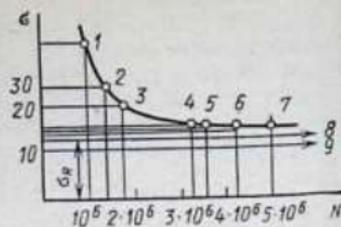


Рис. 2.26. Кривая усталости, построенная по опытным данным

жанных нагруженным объектом до образования усталостной трещины определенной протяженности или до усталостного разрушения.

Кривая, характеризующая зависимость между максимальными напряжениями (деформациями) или амплитудами цикла и циклической долговечностью одинаковых образцов, построенная по среднему напряжению или деформации цикла (рис. 2.25, а) или по коэффициенту асимметрии цикла (рис. 2.25, б), называется *кривой усталости* (кривая Велера). Одной из основных характеристик прочностной надежности является *предел выносливости* σ_R , τ_R — максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостного разрушения до базы испытаний, т. е. до заданного до испытаний числа циклов нагружения. На кривой усталости (см. рис. 2.25) предел выносливости соответствует такому значению σ или σ_a , при котором кривая превращается в прямую, практически параллельную оси абсцисс N . Для материалов, у которых на кривой усталости отсутствует горизонтальный участок, вместо предела выносливости используют показатель — *предел ограниченной выносливости* σ_{RN} , τ_{RN} , равный максимальному по абсолютному значению напряжению цикла, соответствующему задаваемой циклической долговечности.

Кривая усталости строится обычно по опытным данным. Для этого на графике (рис. 2.26) по горизонтальной оси откладывают число циклов, по вертикали — среднее напряжение цикла.

Образцы 1—9 начинают испытывать при больших напряжениях и фиксируют число циклов, при котором образец разрушился (в нашем примере для образца 1 $N = 10^4$ циклов). Затем берут следующий образец и испытывают при меньшем напряжении. В результате получают ряд точек. Кривая, проходящая через эти точки, будет кривой Велера. Касательная к этой кривой дает предел выносливости σ_R . Пределы выносливости при симметричном цикле обозначают через σ_{-1} , τ_{-1} , при отнулевом цикле напряжений — σ_0 , τ_0 .

Кривая, характеризующая зависимость циклической долговечности от вероятности разрушения, построенная по результатам испытаний на усталость достаточно большого числа образцов при постоянных значениях амплитуды и среднего напряжения цикла, называется *кривой распределения* циклической долговечности (рис. 2.27). Такая кривая может строиться также на вероятностной бумаге. В этом случае по оси абсцисс откладываются десятичные логарифмы N , а по оси ординат — вероятность в масштабах, соответствующих нормальному или другому закону распределения (см. рис. 2.27). Аналогично строятся кривые распределения предела выносливости.

Концентрация напряжений. При осевом нагружении деталей постоянного или постепенно меняющегося сечения можно считать, что напряжение распределяется равномерно по длине детали. Любое резкое изменение формы (надрез, отверстие, выточка и т. д.) вызывает местное изменение в распределении напряжения, величина которого зависит от геометрического вида и величины изменения формы детали. Аналогичное явление наблюдается и при других видах нагружения.

Явление изменения напряжения в отдельных местах деталей, обусловленное нарушением однородности геометрической формы, называется концентрацией напряжения. Концентрация напряжения количественно оценивается коэффициентом концентрации напряжений α_σ , который определяется как отношение максимального местного напряжения в зоне концентрации σ_{\max} к номинальному напряжению σ_n , вычисленному по формулам сопротивления материалов в предположении упругого распределения напряжений:

$$\alpha_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_n \quad (2.50)$$

Коэффициент концентрации напряжений называют также теоретическим коэффициентом концентрации напряжений. Концентрация напряжений приводит к снижению усталостной долговечности деталей. Для характеристики влияния концентрации напряжения на предел выносливости вводится понятие «эффективный коэффициент концентрации напряжений» k_σ , который определяется как отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений к пределу выносливости образца с концентрацией напряжений:

$$k_\sigma = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1d}, \quad (2.51)$$

где σ_{-1d} — предел выносливости гладкого образца диаметром d ; σ_{-1d} — предел выносливости детали того же диаметра (с концентрацией напряжений).

Теоретическое определение коэффициентов концентрации напряжений представляет значительные трудности; решения получены только для наиболее простых геометрических форм.

Теоретическое решение для распределения напряжения около небольшого круглого отверстия в большей пластинке при растяжении было найдено Инглисом [43]. Если растяжение действует на пластинку под прямым углом по отношению к главной (большой) оси эллиптического отверстия, то максимальное напряжение действует по концам отверстия большой оси эллипса. В этом случае теоретический коэффициент концентрации напряжений

$$\alpha_\sigma = 1 + 2a/b, \quad (2.52)$$

где $2a$ и $2b$ — соответственно длина большой и малой осей.

Выражение (2.52) можно написать в виде

$$\alpha_\sigma = 1 + 2\sqrt{a/R}, \quad (2.53)$$

где R — минимальный радиус кривизны эллипса.

Выражение (2.53) дает хорошее приближение для мелких круговых выточек в пластинке или на валу при действии растяжения или изгиба. В этом случае a — глубина выточки, за минимальный радиус кривизны эллипса R принимается радиус кривизны основания выточки.

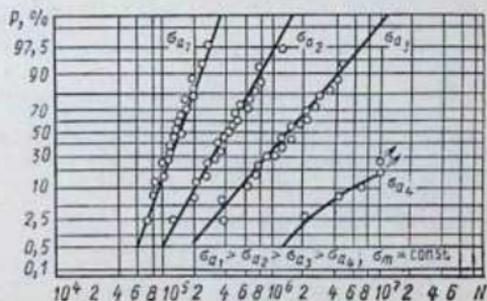


Рис. 2.27. Кривая распределения циклической долговечности

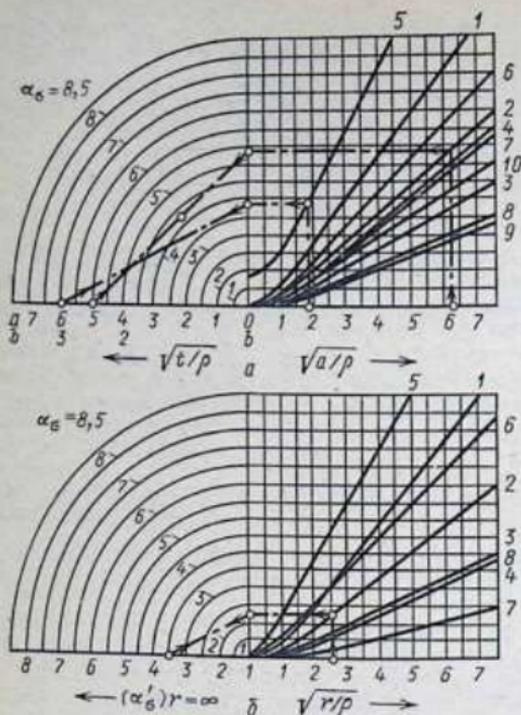


Рис. 2.28. Номограммы для определения теоретического коэффициента концентрации деталей (а) и кольцевых выточек с осевым отверстием (б)

Для вала с мелкой круговой выточкой при действии кручения коэффициент концентрации напряжений можно определить приближенно по формуле

$$\alpha_{\tau} = 1 + \sqrt{a/R}. \quad (2.54)$$

Коке уточнил это выражение, связав его с глубиной выточки (при условии, что глубина выточки мала по сравнению с шириной пластинки). Он получил

$$\alpha_{\tau} = 1 + k \sqrt{a/R}, \quad (2.55)$$

где k — изменяется от 1 до 0,5 по мере увеличения выточки.

Для полукруглой выточки

$$\alpha_{\tau} = 1 + 0,5 \sqrt{a/R}. \quad (2.56)$$

Коэффициенты концентрации для надрезов и выточек различных форм были получены теоретически Нейбером. При определении α_{σ} для типовых деталей бытовой техники, приведенных в табл. 2.2, можно воспользоваться номограммами Нейбера (рис. 2.28), позволяющими находить достаточно точные оценки.

Рассмотрим примеры использования этих номограмм [43].

1. Необходимо определить теоретический коэффициент концентрации напряжения для детали в виде пластинки, имеющей внешнюю выточку (см. табл. 2.2) и испытывающей напряжение изгиба.

Дано $\rho = 2,5$ мм, $t = 15$ мм, $a = 0,95$ мм. Вычисляем

$$\sqrt{t/\rho} = \sqrt{15/2,5} = 2,45; \quad \sqrt{a/\rho} = \sqrt{0,95/2,5} = 0,616.$$

По виду выточки находим, что для $\sqrt{t/\rho}$ нужно пользоваться осью b , а для $\sqrt{a/\rho}$ — кривой 2. По рис. 2.28, а от оси абсцисс, от точки 0,616, проводим

Таблица 2.2

Вид выточки	Вид напряжения	Формула номинального напряжения	Ряд чисел параметра $\sqrt{r/\rho}$ для мелких выточек	Кривые параметра $\sqrt{a/r}$ для глубоких выточек	Кривые параметра $\sqrt{r/\rho}$ для вспомогательных коэффициентов концев трации
	Растяжение	$\frac{P}{2da}$	b	1	—
	Изгиб	$\frac{3M_u}{2da^2}$	b	2	—
	Растяжение	$\frac{P}{da}$	b	3	—
	Изгиб	$\frac{6M_u}{da^2}$	b	4	—
	Растяжение	$\frac{P}{2da}$	b	5	—
	Изгиб	$\frac{3M_u t}{2d(b^3 - r^3)}$	a	5	—
	Растяжение	$\frac{P}{\pi a^2}$	b	6	—
	Изгиб	$\frac{4M_u}{\pi a^3}$	b	7	—
	Кручение	$\frac{2M_k}{\pi a^3}$	a	9	—
	Растяжение	$\frac{P}{\pi(r^2 - c^2)}$	b	5	1
	Изгиб	$\frac{4M_u r}{\pi(r^4 - c^4)}$	b	5	2
	Кручение	$\frac{2M_k \cdot 2}{\pi(r^4 - c^4)}$	a	10	4
	Растяжение	$\frac{P}{\pi(b^2 - r^2)}$	b	5	5
	Изгиб	$\frac{4M_u r}{\pi(b^4 - r^4)}$	b	5	6
	Кручение	$\frac{2M_k \cdot 2}{\pi(b^4 - r^4)}$	a	10	8

линию до пересечения с кривой 2; из точки пересечения проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с осью ординат. Эта точка соединяется с точкой 2,45, находящейся на оси b . Данная прямая касается части окружности с радиусом 4,3 (находится интерполированием). Данное значение является искомым коэффициентом, т. е. $\alpha_{\sigma} = 4,3$.

2. Необходимо определить коэффициент концентрации напряжений на валу с осевым отверстием, испытывающим напряжение изгиба.

Дано $\rho = 4$ мм, $a = 13$ мм, $t = 36$ мм, $r = 25$.

Вычисляем:

$$\sqrt{t/\rho} = \sqrt{36/4} = 3; \quad \sqrt{a/\rho} = \sqrt{13/4} = 1,8; \quad \sqrt{r/\rho} = \sqrt{25/4} = 2,5.$$

По табл. 2.2 находим, что для $\sqrt{t/\rho}$ нужно пользоваться осью b , для $\sqrt{a/\rho}$ — кривой 5. По рис. 2.28, a изложенным способом находим, что $\alpha'_{\sigma} = 3,6$.

Затем обращаемся к рис. 2.28, b . От точки $\sqrt{r/\rho} = 2,5$ проводим вертикаль до пересечения с кривой 2 (в соответствии с последней графой табл. 2.2). Находим точку пересечения горизонтали с осью ординат; эту точку соединяем со значением $(\alpha_{\sigma})_{r=\infty} = 3,6$, ранее найденным по рис. 2.28, a . Полученная прямая касается части окружности с радиусом, равным 2,1. Данное значение является искомой величиной, т. е. $\alpha_{\sigma} = 2,1$.

Приведем значения эффективных коэффициентов концентрации k_{σ} и k_{τ} напряжений для наиболее типичных случаев [30]:

Для валов с двумя или одним шпоночным пазом		Для валов с двумя или одним шпоночным пазом			
σ_a	k_{σ}	σ_a	k_{τ}	τ_a	k_{τ}
50	1,6	60	1,5	90	1,8
75	1,75	70	1,6	100	1,9
100	2,0	80	1,7		

k_{τ} для шлицевых валов

σ_a	Прямоточные шлицы	Эвольвентные шлицы	σ_a	Прямоточные шлицы	Эвольвентные шлицы
40	2,1	1,4	80	2,5	1,52
60	2,3	1,46	100	2,7	1,6

Примечание. k_{σ} и k_{τ} подсчитаны по номинальным напряжениям, вычисляемым по нетто-сечению.

Коэффициенты концентрации напряжений можно определить по результатам непосредственного измерения деформаций механико-оптическими тензодатчиками либо датчиками сопротивления. Однако трудность изготовления датчиков высокой чувствительности дает возможность применять этот метод только для сравнительно больших деталей. Иногда для измерения коэффициента концентрации используют метод нанесения лака. При нагружении детали возникают деформации, приводящие к растрескиванию высохшего лака, нанесенного на поверхность образца или детали; в зависимости от величины местных деформаций, приводящих к растрескиванию лака, вычисляют коэффициенты концентрации напряжений.

Наиболее эффективным является метод фотоупругости (поляризационно-оптический метод), при использовании которого из пластмассовых материалов изготавливаются макеты деталей в натуральную величину. При прохождении через макет светового пучка изменяются его поляризационно-оптические свойства, зависящие от напряжений в различных точках нагруженного макета. Полученная световая картина состоит из полос различной освещенности, каждая из которых соответствует определенному уровню нагруженности.

Концентраторы напряжений приводят к снижению надежности деталей, поэтому при конструировании изделий важно в максимально возможной степени их исключить или свести до минимума их влияние. Это может быть

достигнуто путем исключений (без необходимости резкого изменения поперечного сечения) острых углов и краев. Важно придавать сопряжениям конструктивных элементов плавные очертания, переход сечений деталей следует делать не ступенчатым, а конусообразным. Отверстий и надрезов следует избегать или располагать их в областях низкого основного напряжения. У необработанных поверхностей деталей имеются концентрации напряжений, вызываемые дефектами поверхности и наличием вредных остаточных напряжений. Такие напряжения снимаются поверхностным упрочнением деталей.

3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ГИПОТЕЗЫ УСТАЛОСТНЫХ РАЗРУШЕНИЙ

Усталость — процесс постепенного накопления поврежденной материала под действием переменных напряжений, приводящих к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению. Свойство материала противостоять усталости называется *сопротивлением усталости*. Усталость подразделяют на малоцикловую и многоцикловую. При малоцикловой усталости усталостное повреждение или разрушение происходит при упруго-пластическом деформировании, при многоцикловой усталости — в основном при упругом деформировании. Если под действием переменных напряжений происходит изменение физико-механических свойств, то такое событие называется *усталостным повреждением*. Разрушение материала нагружаемого объекта до полной потери его прочности или работоспособности вследствие распространения усталостной трещины называется *усталостным разрушением*. Усталостная трещина — это частичное разделение материала под действием переменных напряжений.

Усталостная долговечность определяется числом циклов, пройденных образцом перед разрушением при определенном (задаваемом) напряжении.

Усталость — одно из наиболее частых видов разрушения деталей. Несмотря на широкое распространение, этот вид разрушения еще недостаточно изучен. К настоящему времени в достаточной степени изучены вопросы влияния на усталостную долговечность размеров деталей, отверстий, выточек и других особенностей формы деталей. Наименее изучены вопросы влияния на усталость дефектов, встречающихся в литых деталях (раковин, включений, дефектов термообработки, сварки, штамповки и т. д.).

Существует несколько гипотез усталостного разрушения. Рассмотрим некоторые из них.

Гипотеза упрочнения и разупрочнения впервые была предложена И. А. Одинггом и получила дальнейшее развитие в его работе [29]. Автором было установлено, что при циклических напряжениях в металлах одновременно происходит явление упрочнения и разупрочнения. Для объяснения процесса усталости И. А. Одингг рассмотрел особенности петель упругого и пластического гистерезиса.

образовалась положительная линейная дислокация (если экстраплоскость располагается в нижней части кристалла, то дислокация называется отрицательной). Длина линии дислокации может достигать десятков тысяч периодов решетки и более, а форма может быть прямолинейной, в виде спирали, замкнутой петли и т. д.

Под действием касательных напряжений происходит незначительная перестановка атомов (пунктирная линия на рис. 2.31), дислокация смещается в новое положение $P'Q'$. Экстраплоскость PQ при этом не переместилась и передала свои функции соседней плоскости $P'Q'$. При дальнейшем действии внешних сил дислокация будет перемещаться влево и, дойдя до границы кристалла, образует на нем ступеньку в один период решетки, т. е. образуется сдвиг — пластическая деформация, не сопровождающаяся переносом масс.

Разрушение металлов при циклическом нагружении рассматривается И. А. Одиным как процесс образования вакансий и скопления их в колонии [32]. В первой четверти симметрического цикла под действием приложенного напряжения происходит движение дислокаций, приводящее к образованию препятствий в виде вакансий, дислоцированных атомов, новых дислокаций и силовых полей вокруг них. Такие препятствия тормозят возвращение части дислокаций к их источникам во время разгрузки за вторую четверть цикла. В период третьей четверти цикла происходит новое нагружение с противоположным знаком. Этот период характеризуется меньшим сопротивлением деформации, что связано с частичным возвращением дислокаций, переместившихся и не возвратившихся в исходное состояние в первую четверть цикла. Последняя четверть цикла (разгрузка образца) характеризуется задержкой дислокаций вследствие возрастания количества препятствий. В последующие циклы происходят аналогичные явления, но число дислокаций с нарастанием числа циклов будет увеличиваться.

Эффективность разрушения образца зависит от эффективности срачивания вакансий в колонии и осаждения вакансий на поверхности микропор. Вакансии появляются при движении дислокаций в плоскости наибольших касательных напряжений (S -плоскости). Если в этой плоскости отсутствуют нормальные напряжения, то образование пор может происходить только за счет объединения вакансий. Разрыхление кристаллической решетки рассматривается И. А. Одиным как результат повышения пористости металла вследствие коагуляции вакансий. Повышение пористости в S -плоскости приводит к локальному снижению прочности металла. В тот момент, когда напряжение от внешних сил окажется больше предела прочности в локальном объединении, наступает локальное разрушение.

При наличии максимальных нормальных напряжений (N -плоскости) большую эффективность приобретают процессы осаж-

дения вакансий на поверхности микропоры, превращающие ее в трещину. В зависимости от величины обоих напряжений определяются условия для преимущественного развития процессов коагуляции или процессов осаждения вакансий, и в результате происходит разрушение по *S*- или *N*-плоскости.

Эти представления позволили И. А. Одингу найти зависимость между напряжением, числом циклов до разрушения и пределом выносливости:

$$N_i = k_x (\sigma_i - \sigma_R)^{-m}, \quad (2.57)$$

где N_i — число циклов до разрушения; σ_i — действующее напряжение; σ_R — предел выносливости; k_x, m — постоянные коэффициенты.

Аналогичное уравнение получено Вейбуллом эмпирическим путем и положено в основу одного из методов ускоренных испытаний.

Фрейденталь и Вейнер [26] образование трещин связали с действием локальных температурных всплесков, возникающих в полосах скольжения при действии циклических напряжений. Наличие температурных всплесков в полосах скольжения подтверждается экспериментальными данными, показывающими, что если в процессе усталости охладить образец, то его циклическая прочность повышается [11].

По теории Фрейдентала и Вейнера, локальный нагрев при действии циклической нагрузки является результатом множественного скольжения вдоль близко расположенных плоскостей скольжения. Тепло, возникающее при этом, аккумулируется внутри областей металла, охваченных полосами скольжения. При действии статических нагрузок этого не происходит, так как тепло, возникающее в процессе сдвига, быстро передается другим, более отдаленным, плоскостям скольжения.

Таким образом, повторные и переменные напряжения создают большое число кратковременных температурных всплесков со статистически распределенной интенсивностью и локальностью внутри полос. Возникающая температура в локальных нитях будет зависеть от амплитуды напряжения, частоты циклов, теплопроводности и теплоемкости. Аккумуляция тепла внутри полос скольжения при наличии большого числа температурных всплесков постепенно увеличивает температуру, и при благоприятных условиях возможны возврат, рекристаллизация и другие процессы, приводящие к разупрочнению металла. Кроме того, температурные всплески приводят к появлению температурных градиентов, а следовательно, и градиентов тепловых напряжений. Эти напряжения могут достигать предела прочности. Поэтому тепловые напряжения, в особенности при суммировании их с внешними напряжениями, способны вызывать микротрещины, которые, по мнению Фрейдентала, вероятнее всего, зарождаются вблизи точек встречи полосы скольжения с границей зерна [11].

Недостатком теорий, базирующихся на сопоставлении энергии разрушения металла со скрытой теплотой плавления, является то, что при этом принимается во внимание не вся энергия разрушения, расходуемая с начала приложения нагрузки и до полного разрушения, а лишь та ее часть, которая затрачивается на разрушение кристаллической решетки (в объемах металла с искаженными до критической величины связями).

Кроме того, нужно учитывать, что при действии механических нагрузок пластическая деформация протекает неоднородно по объему металла, а разрушение носит локальный характер, т. е. нарушаются только те межатомные связи, которые при данных условиях оказались более слабыми. При плавлении же металла нарушение связей происходит по объему металла более однородно. Поэтому энергию, затрачиваемую на разрушение, можно приравнять к скрытой теплоте плавления лишь в том случае, если удельная энергия разрушения определяется не по отношению ко всему объему металла, подвергавшегося воздействию внешних сил, а по отношению к единице объема разрушенного металла (объема металла с разрушенными связями данного порядка).

Учитывая это, В. С. Иванова разработала новую теорию усталостных разрушений металлов при циклических нагружениях. С этой целью в усталостную диаграмму кроме кривой Велера $ABCD$ (рис. 2.32) В. С. Иванова ввела ряд дополнительных линий [11].

Микроструктурным анализом было установлено, что если при напряжениях и числах циклов, определяющих линию $ABCD$, разрушение в поликристаллическом металле происходит по телу зерен, то при более высоких напряжениях и, следовательно, при меньших числах циклов — по границам зерен и определяется линией A_0A . Начало образования субмикроскопических трещин следует по линии $A'B'C'$, а перерождение их в микротрещины — по линии $A'C$.

Таким образом, процесс усталости разграничен на три периода:

- 1) в металле происходит накопление упругих искажений кристаллической решетки (область, расположенная левее линии $A'B'C'$);
- 2) период развития субмикроскопических усталостных трещин до размеров микротрещин (область, заключенная между линиями $A'B'C'$ и $A'C$);
- 3) период развития микротрещин до размеров макротрещин (область, заключенная между линиями $A'C$ и ABC).

Диаграмма позволила установить новые критерии усталости: критическое число циклов N_k — число циклов, по достижении которого при напряжении, равном пределу усталости, начинают возникать необратимые искажения кристаллической решетки — субмикроскопические трещины;

критическое напряжение усталости σ_k — напряжение, при котором разрушение наступает через N_k циклов;

коэффициент α , равный разности между критическим напряжением и пределом усталости ($\alpha = \tau_k - \tau_w$), выраженный в касательных напряжениях;

базовое число циклов N_w — число циклов до разрушения при минимальном напряжении, при котором еще может наступить разрушение;

циклический предел упругости σ_2^c — максимальное напряжение, при котором необратимые искажения кристаллической решетки не появляются, как бы ни было велико число циклов нагружения;

коэффициент живучести металла k , равный тангенсу угла наклона линии разрушения к оси ординат ($k = \text{tg } \varphi$).

В. С. Иванова приняла, что работа пластической деформации, затраченная на процесс разрушения образца, есть величина, постоянная при любых напряжениях симметричного цикла, превышающих предел усталости:

$$R_\sigma (N - N_i) = \text{const}, \quad (2.58)$$

где R_σ — средняя величина работы разрушения за один цикл нагружения; N — число циклов, приводящее к разрушению при заданном напряжении; N_i — число циклов, при котором начинают зарождаться субмикроскопические трещины при том же напряжении.

Энергетическая гипотеза усталости позволила разработать метод ускоренного испытания, названный методом Ивановой.

В последние годы усталостные разрушения стали рассматриваться с позиций трещинообразования. Усталостные трещины появляются без заметной пластической деформации. Профиль

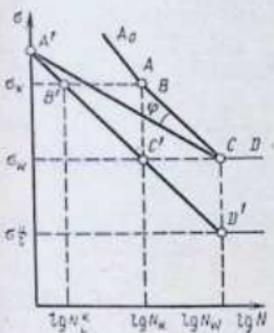


Рис. 2.32. Усталостная диаграмма металлов в полулогарифмических координатах

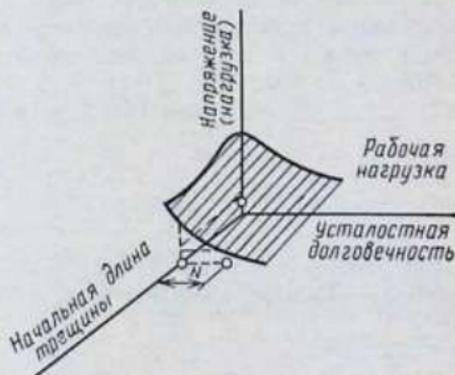


Рис. 2.33. Кривые усталости, изображенные с учетом начальной длины трещины

излома состоит из двух отчетливых областей: одна, гладкая и бархатистая, является усталостной зоной, вторая, грубошероховатая и кристаллическая, — зоной мгновенного разрушения. Первая область образуется в течение многих циклов. В результате приложения переменных нагрузок поверхности усталостной трещины сглаживаются из-за трения между двумя поверхностями трещины. Та часть металла, которая разрушается мгновенно, имеет грубую зернистую поверхность, так как износ между поверхностями трещины в данном случае отсутствует. У деталей, изготовленных из чугуна и многих цветных металлов, поверхности излома имеют иной вид: усталостная зона представляет собой грубую кристаллическую поверхность, а зона мгновенного действия — гладкую поверхность.

Усталостная трещина всегда возникает в той точке металла, где отношение местного напряжения к пределу выносливости металла самое низкое. Обычно эти точки находятся на поверхности детали. Объясняется это тем, что прочность металла по его поперечному сечению сравнительно одинакова, а максимальное напряжение при кручении или изгибе находится в крайних волокнах. Иная картина наблюдается при наличии трещин или других металлургических дефектов внутри материала. Эти дефекты приводят к нарушению прочности материала в окрестности дефекта. В результате этого внутри детали развивается трещина, которая распространяется как в направлении к поверхности, так и в направлении к центру детали.

Относительные размеры, формы и местоположение двух областей излома зависят от величины и направления прилагаемых нагрузок, а также от наличия или отсутствия надрезов, являющихся концентраторами напряжений.

Схематически зависимость между величиной нагрузки (напряжения) σ , начальной длиной трещины a_0 и числом циклов до разрушения N можно представить в виде поверхности, изображенной на рис. 2.33.

Из линейной механики упругого разрушения следует, что

$$k = \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (2.59)$$

где k — интенсивность напряжений; σ — напряжение; $2a$ — полная длина трещины.

Дифференцируя выражение (2.59), получаем упрощенное уравнение развития трещины

$$da/dN = (\Delta k/c)^n, \quad (2.60)$$

где N — количество циклов; a, c — константы материала.

Если нагрузка циклически изменяется от 0 до σ , то выражение (2.59) можно записать в виде

$$\Delta k = \sigma \sqrt{\pi a}. \quad (2.61)$$

Подставив выражение (2.61) в формулу (2.60), получаем [49]

$$da/a^{n/2} = (\pi^{1/2}\sigma/c)^n dN. \quad (2.62)$$

Проинтегрировав выражение (2.62)

$$\int_{a_0}^{a_c} da/a^{n/2} = (\pi^{1/2}\sigma/c)^n \int_0^N dx \quad (2.63)$$

и сделав преобразования, получим

$$a_0^{n/2-1} \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^n \left(\frac{\rho}{c}\right)^n N = \frac{1}{\pi^{n/2} \left(\frac{n}{2} - 1\right)} \left[1 - \left(\frac{a_0}{a_c}\right)^{\frac{n}{2}-1} \right], \quad (2.64)$$

где a_0 , a_c — соответственно начальная и критическая длина трещины; ρ — плотность материала.

Уравнение (2.64) описывает поверхность, показанную на рис. 2.33. Выражение (2.64) можно написать и в другом виде.

Преобразуя выражение (2.59), можно записать, что

$$k_c = \sigma \sqrt{\pi a_c}. \quad (2.65)$$

Решив формулу (2.65) относительно a_c и подставив в уравнение (2.64), получим

$$a_0^{\frac{n}{2}-1} \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^n \left(\frac{\rho}{c}\right)^n N = \frac{1}{\pi^{n/2} \left(\frac{n}{2} - 1\right)} \left[1 - \left(\frac{\pi a_0 \sigma^2 \rho^2}{\rho^2 k_c^2}\right)^{\frac{n}{2}-1} \right]. \quad (2.66)$$

Если начальная длина трещины значительно меньше критической:

$$(\pi a_0 \sigma^2 \rho^2) / \rho^2 k_c^2 = (a_0/a_c) \ll 1, \quad (2.67)$$

то уравнение (2.66) приводится к виду

$$a_0^{\frac{n}{2}-1} \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^n \left(\frac{\rho}{c}\right)^n N = \frac{1}{\pi^{n/2} \left(\frac{n}{2} - 1\right)}. \quad (2.68)$$

Отсюда легко находится N [20].

С позиции теории дислокаций возникновение транскристаллических трещин происходит следующим образом. Чтобы трещина вышла за пределы одного зерна, необходимо преодолеть граничную энергию, т. е. чтобы критические нормальные напряжения удовлетворяли условию

$$\sigma_{кр} = 2 [\gamma E/D]^{1/2}, \quad (2.69)$$

где $\sigma_{кр}$ — критическое нормальное напряжение; γ — поверхностная энергия пластической деформации, связанная с возникновением трещины в соседнем зерне; E — модуль упругости, Па; D — средний диаметр зерна.

Касательные напряжения, требующиеся для развития полосы скольжения, связаны с напряжениями растяжения, действующими нормально к поверхности трещины через постоянную β , которая зависит от степени трехосности нормальных напряжений;

$$\sigma = \beta \tau. \quad (2.70)$$

Переход от пластического состояния к хрупкому происходит, если

$$\tau > 2/\beta [\gamma E/D]^{1/2}. \quad (2.71)$$

Граничное проскальзывание зерен происходит, если напряжение превосходит некоторый минимум:

$$\sigma_m = [12\gamma G/\pi D]^{1/2}, \quad (2.72)$$

где γ — свободная поверхностная энергия; G — модуль упругости второго рода.

Проскальзывание зерен вызывает концентрацию напряжений вдоль границ, в результате чего в участках с неупорядоченной структурой атомов и в углах зерен образуются кавитации. Кавитации растут, соединяются в пустоты, и между зернами возникают трещины. Эта гипотеза исходит из теоретической предпосылки, что границы между зернами состоят из участков с упорядоченной, а значит, более плотной структурой и из участков с беспорядочным расположением атомов [25].

По теории «растекания и закрытия трещин» следует, что при нагружении изгибом у трещин, выходящих на поверхность детали, максимальное упрочнение материала будет в вершине трещины и в месте ее зарождения (у основания). Минимум упрочнения должен находиться на середине трещины. По такой же закономерности должна распределяться накопленная пластическая деформация. Степень упрочнения материала по мере удаления от края трещины должна уменьшаться по зависимости, близкой к экспоненте. Наличие упрочненного слоя у основания трещины должно препятствовать ее распространению; следовательно, существует некоторая предельная величина нагружения, только при превышении которой возможен рост усталостной трещины. Этим можно объяснить тот факт, что технологические дефекты одной величины и одного типа приводят к усталостным изломам только при некоторых условиях эксплуатации.

Большой практический интерес представляет вопрос о влиянии смазочных масел на распространение усталостных трещин. Исследованиями поведения масляного клина в трещине при осевых напряжениях [52, 49] установлено, что скорость увеличения трещины при осевых напряжениях пропорциональна $\sqrt{\eta \omega}$, где η — кинематическая вязкость масла, ω — частота колебаний нагружения. Расклинивающее действие масла прояв-

ляется в том, что масло внедряется в трещины. Сила внедрения масла при плоском изгибе и изгибе с вращением испытуемой детали различна.

Рассмотрим схему расчета расклинивающего действия масла (рис. 2.34). Две трещины глубиной l расположены с обеих сторон образца единичной толщины и высоты $2b$. Приложение изгибающего момента $M = M_0 \cos \omega t$ не приводит к полному закрытию трещины даже в случае, когда сжатие достигает максимальной величины, так как расклинивающее действие масла на стенки трещины уменьшает амплитуду напряжений в его основании. Для упрощения анализа рассматривается половина образца. Момент внешних сил, приложенных к трещине, может быть записан следующим образом:

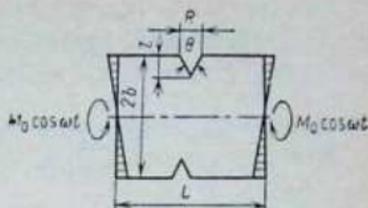


Рис. 2.34. Расклинивающее действие смазочных масел в усталостных трещинах

$$M_f = \frac{1}{2} \left[M_0 \cos \omega t - \frac{(b-l)^3}{b^3} M_0 \cos \omega t \right] = \frac{1}{2} \left(\frac{3l}{b} - \frac{3l^2}{b^2} + \frac{l^3}{b^3} \right) \times \\ \times M_0 \cos \omega t = \frac{3l}{2b} M_0 \cos \omega t. \quad (2.73)$$

Давление масла, действующее на стенки трещины, определяется из выражения [25]

$$P = \frac{6\eta l^3}{h^3} \frac{d\theta}{dt} \log \frac{x}{l}. \quad (2.74)$$

где η — кинематическая вязкость масла; h — ширина трещины; $d\theta/dt$ — угловая скорость стенок трещины; x — расстояние от основания трещины.

Изгибающий момент, вызываемый давлением масла,

$$M_t = \int_{0-l}^0 P y dy = - \frac{6\eta l^3}{h^3} \left(b - \frac{3}{4} l \right) \frac{d\theta}{dt}. \quad (2.75)$$

На участке l^* вблизи основания трещины при раскрытии ее происходит повышение напряжения $\sigma(h, y)$. Изгибающий момент, приводящий к увеличению напряжений,

$$M_i = \int \sigma(h, y) y dy. \quad (2.76)$$

При этом

$$M_i = M_f + M_t. \quad (2.77)$$

Отклонение $M_f + M_t$ от синусоидального закона, происходящее вследствие особенностей, присущих изменению давления масла, учитывается путем введения функции

$$M_f + M_t = (3l/2b) M_0 f(t) = M_i. \quad (2.78)$$

Предполагая, что ширина трещины h пропорциональна моменту внешних сил, получим зависимость

$$h = h_0 f(t), \quad (2.79)$$

где h_0 — ширина трещины при максимальном раскрытии.

Тогда

$$M_l = (3l/2b) M_0 (h/h_0). \quad (2.80)$$

Подставив выражения (2.77), (2.78) и (2.79) в уравнение (2.80) получим [57]

$$\frac{3l}{2b} M_0 \cos \omega t - \frac{6\eta l^3}{h^3} \left(b - \frac{3}{4}l\right) \frac{dh}{dt} = \frac{3l}{2b} M_0 \left(\frac{h}{h_0}\right). \quad (2.81)$$

Если не учитывать изменения концентрации напряжений при незначительном раскрытии трещины, то увеличение напряжений в основании трещины будет

$$\sigma_k = (h/h_0) (k - 1) \sigma_l, \quad (2.82)$$

где k — концентрация напряжений; σ_l — напряжение в основании трещины (на глубине l) при номинальном напряжении $\sigma_0 = 3M_0/2b^2$, равное $\sigma_l = (b - l)\sigma_0/b$.

Подставляя формулу (2.82) в формулу (2.81), получим [49]

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_k}{dt} + \frac{h_0^3/b^4}{6\eta l^2 (k-1)^3 \left(b - \frac{3}{4}l\right) (b-l)^3 \sigma_0^2} \sigma_k^4 - \\ - \frac{h_0^3 b^3}{6\eta l^2 (k-1)^2 \left(b - \frac{3}{4}l\right) (b-l)^3 \sigma_0^2} \sigma_k^3 \cos \omega t = 0. \end{aligned} \quad (2.83)$$

Распределение напряжений в основании трещины находится по формуле

$$\sigma = \sigma_k + \frac{b-l}{b} \sigma_0 \cos \omega t. \quad (2.84)$$

При отсутствии смазки концентрации напряжения на половине цикла сжатия не существует вследствие закрытия трещины. Присутствие масла приводит к уменьшению напряжения в основании трещины из-за расклинивающего эффекта на величину $\Delta\sigma$. При высоких частотах в случае применения низковязких масел долговечность ниже, чем при использовании высоковязких масел. Это доказывает, что при капельной смазке вследствие большого влияния центробежных сил в трещины попадает меньшее количество масла [32]. Эти закономерности положены в основу расчетов изделий на усталостную долговечность.

В общем случае расчет надежности аппаратов, машин и приборов бытовой техники по параметрам прочности сводится:

к оценке вероятности неразрушения материала при наличии статических или динамических нагрузок, расчету вероятности превышения установленных величин деформаций в течение заданных работок;

к определениям продолжительности работы изделий, в течение которых не произойдет разрушения или не возникнет деформаций, приводящих к нарушению работоспособности.

Расчет по заданным функциям распределения нагрузок и прочностных свойств материалов. В механических системах большой удельный вес занимают отказы, обусловленные поломками деталей или элементов конструкций машин. Одна из причин таких отказов — превышение эксплуатационной нагрузкой предела прочности или упругости. Рассмотрим случай, когда среднее значение напряжения в детали меньше предела выносливости.

Как эксплуатационные нагрузки, так и прочностные свойства материалов в общем случае являются случайными величинами, характеризующимися некоторыми законами распределения. Обозначим через S , R случайные величины эксплуатационных нагрузок и прочностных свойств материала.

Условие неразрушения будет записано в виде [47]

$$U = R - S > 0. \quad (2.85)$$

Если заданы функции плотности вероятностей величин S и R , соответственно равные $f_1(S)$, $f_2(r)$, то функция плотности вероятности случайной величины $U = R - S$ находится путем комбинирования функций $f_1(S)$, $f_2(r)$, т. е.

$$f_3(U) = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(S) f_2(S + U) dS \quad (2.86)$$

или

$$f_3(U) = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(r - U) f_2(r) dr. \quad (2.87)$$

Рассмотрим несколько частных случаев [22].

1. Пусть случайные величины S и R распределены по закону равной вероятности:

$$f_1(S) = \frac{1}{d-c}; \quad f_2(r) = \frac{1}{b-a}. \quad (2.88)$$

Для рассматриваемой задачи практический интерес представляет случай, когда $c < a < d$ (рис. 2.35, а). Область

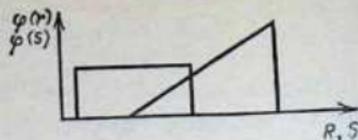
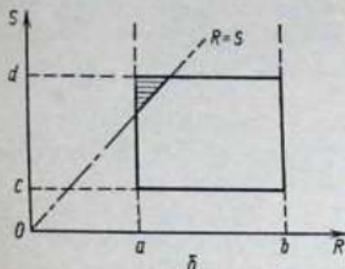
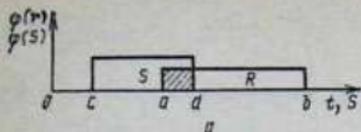


Рис. 2.36. Равновероятное распределение прочностных свойств и треугольное распределение нагрузок

Рис. 2.35. Композиция двух законов равной вероятности:

a — расположение полей рассеяния; b — области допустимых значений случайных величин

возможных значений случайной величины образует прямоугольник со сторонами, равными $(b - a)$ и $(d - c)$. На рис. 2.35, б он обведен толстой линией.

Значениям $U = R - S > 0$ соответствует заштрихованная на рис. 2.35, б площадь которая находится пересечением прямоугольника возможных значений с прямой $U = r - S = 0$. Заштрихованная площадь отвечает случаям отказа, т. е. значениям $U < 0$. Вероятность, этого события будет равна отношению площади заштрихованного треугольника к площади прямоугольника возможных значений:

$$1/2 [(d - a)^2 / (b - a)(d - c)]. \quad (2.89)$$

Вероятность неразрушения P составляет

$$P = 1 - \frac{1}{2} \frac{(d - a)^2}{(b - a)(d - c)}. \quad (2.90)$$

Математическое ожидание и дисперсия величин R и S определяются по выражениям:

$$M(S) = (c + d)/2; \quad M(R) = (a + b)/2; \quad (2.91)$$

$$D(S) = (d - c)^2/12; \quad D(R) = (b - a)^2/12. \quad (2.92)$$

Значения a и d можно выразить через соответствующие математические ожидания и дисперсии:

$$d = M(S) + \sqrt{\frac{3}{2}} \sigma_S; \quad (2.93)$$

$$a = M(R) - \sqrt{\frac{3}{2}} \sigma_R.$$

Подставив из выражений (2.91), (2.92), (2.93) в выражение (2.90) значения $(b - a)$, $(d - c)$, a , d , получим

$$P = 1 - \frac{[M(S) - M(R) + \sqrt{3}(\sigma_S + \sigma_R)]^2}{24\sigma_R\sigma_S}. \quad (2.94)$$

Выбор для расчета выражения (2.90) или (2.94) зависит от того, заданы ли параметры U и R в виде крайних значений или средних значений и средних квадратических отклонений;

2. Пусть величина S распределена по закону равной вероятности, а R — по закону возрастающей вероятности (рис. 2.36), т. е.

$$\hat{f}_1(S) = \frac{1}{d - c}; \quad \hat{f}_2(r) = \frac{2(U + S - a)}{(b - a)^2}. \quad (2.95)$$

Тогда

$$\hat{f}_3(U) = \int_{a-U}^d \frac{1}{d - c} \frac{2(U + S - a)}{(b - a)^2} dS = \frac{(d - a + U)^2}{(d - c)(b - a)^2}. \quad (2.96)$$

Вероятность неразрушения P составит

$$P = 1 - \int_{a-d}^0 \frac{(d - a + U)^2}{(d - c)(b - a)^2} dU = 1 - \frac{(d - a)^3}{3(d - c)(b - a)^2}. \quad (2.97)$$

Учитывая, что

$$M(S) = (c + a)/2; \quad D(S) = (d - c)^2/12;$$

$$M(R) = (a + 2b)/3; \quad D(R) = (b - a)^2/18,$$

и выразив a , b , c , d через параметры соответствующих функций, получим

$$P = 1 - \frac{[M(S) - M(R) + \sigma_S \sqrt{3} + 2\sigma_R \sqrt{2}]^2}{108 \sqrt{3} \sigma_R \sigma_S}. \quad (2.98)$$

Введя обозначения

$$l = \sigma_S/\sigma_R; \quad v_U = \sigma_U/M(U), \quad (2.99)$$

получим следующие выражения для определения вероятности безотказной работы (неразрушения);

3. При распределении R и S по закону равной вероятности

$$P = 1 - \frac{[v_U \sqrt{3}(l + 1) - \sqrt{1 + l^2}]^2}{24lv_U^2}; \quad (2.100)$$

4. При распределении S по закону равной вероятности, а R — по закону возрастающей вероятности

$$P = 1 - \frac{[v_U(l\sqrt{3} + 2\sqrt{2}) - \sqrt{1 + l^2}]^3}{108 \sqrt{3} l^2 v_U^3}; \quad (2.101)$$

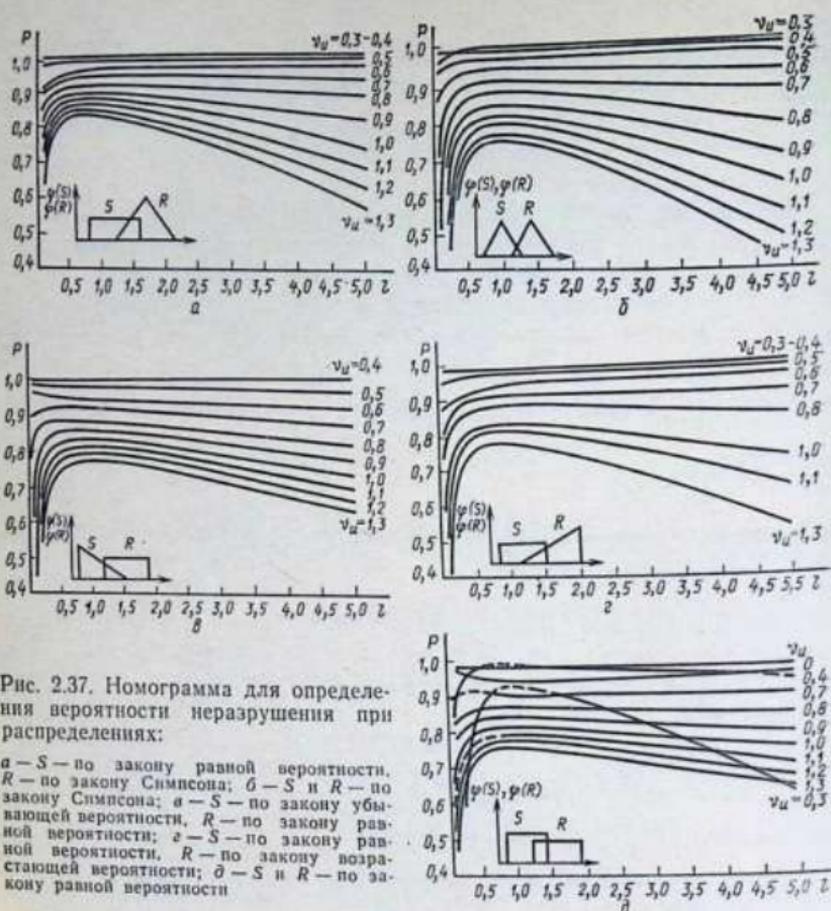


Рис. 2.37. Номограмма для определения вероятности неразрушения при распределениях:

a — *S* — по закону равной вероятности, *R* — по закону Симпсона; *б* — *S* и *R* — по закону Симпсона; *в* — *S* — по закону убывающей вероятности, *R* — по закону равной вероятности; *г* — *S* — по закону равной вероятности, *R* — по закону возрастающей вероятности; *д* — *S* и *R* — по закону равной вероятности

5. При распределении *S* по закону равной вероятности, а ζ — по закону Симпсона

$$P = 1 - \frac{[v_U \sqrt{3}(l + \sqrt{2}) - \sqrt{1+l^2}]^3}{72 \sqrt{6} l v_U^3}; \quad (2.102)$$

6. При распределении *R* и *S* по закону Симпсона

$$P = 1 - \frac{[v_U \sqrt{6}(l+1) - \sqrt{1+l^2}]^4}{864 l^2 v_U^2}. \quad (2.103)$$

Выражения (2.100) — (2.103) справедливы для случаев, когда области распределения *R* и *S* пересекаются.

Графики для определения *P* по заданным значениям *l* и v_U приведены на рис. 2.37.

Пусть R и S распределены по нормальному закону. Вероятность безотказной работы P определяется по выражению

$$P = \mathcal{P}(U > 0) = F(h_1), \quad (2.104)$$

$$\text{где } h_1 = \frac{M(R) - M(S)}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2 - 2r_{RS}\sigma_R\sigma_S}},$$

здесь r_{RS} — коэффициент корреляции между случайными величинами R и S ; $F(h_1)$ — табулированная функция Лапласа.

Для аппаратов химической очистки, стиральных машин и других аппаратов технологического оборудования задача оценки безотказности сводится к одновременному выполнению двух условий:

$$\begin{aligned} U_1 &= S_1 - R_1 > 0; \\ U_2 &= S_2 - R_2 > 0, \end{aligned} \quad (2.105)$$

т. е. когда одновременно требуется, например, непревышение действующими напряжениями предела прочности и непревышение возникающими деформациями предельно допустимых значений или непревышение сжимающими нагрузками предельного значения критической силы в случае работы на устойчивость и т. п.

В этом случае задача сводится к определению

$$P = \mathcal{P}(U_1 > 0, U_2 > 0). \quad (2.106)$$

При нормальном законе распределения U_1 и U_2 выражение (2.106) принимает вид [16]

$$P = \frac{1}{2} [F(h_1) + F(h_2)] = T(a_1, h_1) - T(a_2, h_2), \quad (2.107)$$

где $T(a, h)$ — табулированная функция Оуэна, в которой

$$a_1 = \frac{h_2 - h_1 \rho_{1,2}}{h_1 \sqrt{1 - \rho_{1,2}^2}}; \quad a_2 = \frac{h_1 - h_2 \rho_{1,2}}{h_2 \sqrt{1 - \rho_{1,2}^2}}; \quad (2.108)$$

$$h_1 = \frac{M(R_1) - M(S_1)}{\sqrt{\sigma_{R_1}^2 + \sigma_{S_1}^2 - 2r_{R_1 S_1} \sigma_{R_1} \sigma_{S_1}}}; \quad (2.109)$$

$$h_2 = \frac{M(R_2) - M(S_2)}{\sqrt{\sigma_{R_2}^2 + \sigma_{S_2}^2 - 2r_{R_2 S_2} \sigma_{R_2} \sigma_{S_2}}}, \quad (2.110)$$

где $\rho_{1,2}$ — коэффициент корреляции между U_1 и U_2 ;

$$\rho_{1,2} = \lambda_1 r_{R_1, R_2} + \lambda_2 r_{S_1, S_2} - \lambda_3 r_{R_1, S_2} - \lambda_4 r_{R_2, S_1};$$

$$\lambda_1 = \sigma_{R_1} \sigma_{R_2} / \sigma_1 \sigma_2; \quad \lambda_2 = \sigma_{S_1} \sigma_{S_2} / \sigma_1 \sigma_2;$$

$$\lambda_3 = \sigma_{R_1} \sigma_{S_2} / \sigma_1 \sigma_2; \quad \lambda_4 = \sigma_{R_2} \sigma_{S_1} / \sigma_1 \sigma_2;$$

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_{R_1}^2 + \sigma_{S_1}^2 - 2r_{R_1, S_1} \sigma_{R_1} \sigma_{S_1}};$$

$$\sigma_2 = \sqrt{\sigma_{R_2}^2 + \sigma_{S_2}^2 - 2r_{R_2, S_2} \sigma_{R_2} \sigma_{S_2}};$$

r — коэффициенты парной корреляции.

В тех случаях, когда задано значение запаса прочности по величине R_i , в рассматриваемом сечении для вычисления h_1 , h_2 рекомендуется [16] использовать выражение

$$h_i = \frac{\eta_i - 1}{\sqrt{V_{S_i}^2 + V_{R_i}^2 \bar{\eta}_i^2 - 2r_{R_i, S_i} V_{S_i} \bar{\eta}_i}} \quad (2.111)$$

где $\bar{\eta}_i$ — среднее значение запаса прочности по k -му сечению параметров нагрузки и несущей способности; V_{S_i} и V_{R_i} — коэффициенты вариации нагрузки и несущей способности.

$$V_{S_i} = \sigma_{S_i} / M(S_i); \quad V_{R_i} = \sigma_{R_i} / M(R_i). \quad (2.112)$$

Приближенная оценка P может быть получена по выражению [16]

$$P \approx F(h_1) F(h_2) + [F(h^*) - F(h_1) F(h_2)] \frac{2}{\pi} \arcsin S_{1,2}, \quad (2.113)$$

где $h^* = \min(h_1, h_2)$.

Если R_1 и R_2 , R_1 и S_1 , R_2 и S_2 — независимы, то

$$P \approx F(h_1) F(h_2) + [F(h^*) - F(h_1) F(h_2)] \frac{2}{\pi} \arcsin \times \\ \times \frac{V_S^2}{\sqrt{(V_{S_1}^2 + \bar{\eta}_1 V_{R_1}^2)(V_{S_2}^2 + \bar{\eta}_2 V_{R_2}^2)}} \quad (2.114)$$

Пусть теперь условие безотказности P определяется N величинами. Тогда

$$P = \mathcal{P}(U_1 > 0, U_2 > 0, \dots, U_N > 0). \quad (2.115)$$

При условии нормального распределения U_i рекомендуется [16] использовать выражение

$$P = \prod_{i=1}^N P_i + \left(P^* - \prod_{i=1}^N P_i \right) k + \varepsilon, \quad (2.116)$$

где $P_i = F(h_i)$; $h_i = \frac{\bar{U}_i}{\sigma_i}$; $P^* = \min P_i$; $i = 1, 2, \dots, N$; $k = \frac{2}{\pi C} \sum_{i < j} \arcsin \rho_{ij}$; $C = \frac{N(N-1)}{2}$; $\varepsilon = \Delta\eta$; $\rho_{ij} = \lambda_1 r_{R_i, R_j} + \lambda_2 r_{S_i, S_j} - \lambda_3 r_{R_i, S_j} - \lambda_4 r_{R_j, S_i}$;

$$\eta = \begin{cases} 0 & \text{при всех } \rho_{ij} = 0, \rho_{ij} = 1; \\ 1 & \text{при всех } 0 \leq \rho_{ij} \leq 1. \end{cases}$$

Пусть теперь нагрузка S связана с интенсивностью отказа зависимостью

$$\lambda(S) = \exp(a + bS), \quad (2.117)$$

где a, b — постоянные величины.

При экспоненциальной модели вероятность безотказной работы

$$P(t, S) = \exp[-(a + bS)t] = \exp[-\lambda(S)t]. \quad (2.118)$$

Если S распределено нормально с параметрами $M(S)\sigma_s$, то [16]

$$P(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_s} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left[-t \exp(a + bS) - \frac{[S - M(S)]^2}{2\sigma_s^2}\right] dS \quad (2.119)$$

и плотность распределения наработок до отказа

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_s} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left[-t \exp(a + bS) + (a + bS) - \frac{[S - M(S)]^2}{2\sigma_s^2}\right] dS. \quad (2.120)$$

Заменяя переменные $x = bS$ и введя логарифмическое преобразование для наработки вида $t = e^{-U}$, получаем из выражения (2.120)

$$g(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}b\sigma_s} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left\{\left[-\exp(-(U - a - x))\right] - \left[(U - a - x) - \frac{[x - bM(S)]^2}{2b^2\sigma_s^2}\right]\right\} dx. \quad (2.121)$$

Выражение (2.121) является сверткой нормального распределения и распределения максимальных значений первого типа, т. е.

$$f_s(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}b\sigma_s} \exp\left[-\frac{[x - bM(S)]^2}{2b^2\sigma_s^2}\right]; \quad (2.122)$$

$$f(y) = \exp\{-\exp[-(y - a) - (y - a)]\}. \quad (2.123)$$

Если \bar{U} , S — несмещенные оценки среднего и дисперсии наработки до отказа в логарифмических координатах, то оценки a и b могут быть определены из выражений [16]

$$a = \bar{U} - 0,58 - \frac{M(S)}{\sigma_s} \sqrt{S^2 - 1,645}; \quad (2.124)$$

$$\hat{b} = \frac{1}{\sigma_s} \sqrt{S^2 - 1,645}. \quad (2.125)$$

Пусть на конструкцию через случайные моменты времени воздействует разовая нагрузка, причем в результате каждого единичного воздействия отказ элемента или разрушение конструкции наступает с определенной вероятностью r , а с вероятностью $P = 1 - r$ единичный удар проходит совершенно бес-

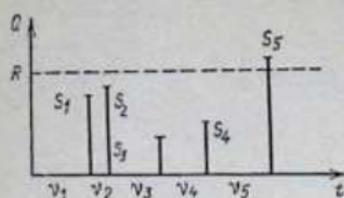


Рис. 2.38. Модель отказа при разовых воздействиях

следно для конструкции, т. е. предполагается, что накопления повреждений в процессе многократного воздействия нагрузки не происходит. В частности, подобная ситуация возможна, если амплитуды воздействий являются случайными величинами S , а конструкция обладает пределом прочности R , т. е. вероятность отказа при i -м воздействии

равна (рис. 2.38), $P_i = \mathcal{P}\{S > R\}$. Рассмотрим простейший случай, когда поток воздействий пуассоновский, т. е.

$$\dot{f}_{\xi}(t) = dF(t)/dt = \lambda e^{-\lambda t}, \quad (2.126)$$

а вероятность отказа при каждом воздействии постоянна и равна r . В этом случае время работы до отказа будет иметь экспоненциальное распределение с параметром $\Lambda = r\lambda$. Действительно, для фиксированного числа отказов $v = k$ результирующая плотность времени работы до отказа записывается по формуле полной вероятности:

$$\dot{f}_{\Sigma}(t) = \sum_{k=1}^{\infty} P_k \dot{f}_k(t) = \Lambda e^{-\Lambda t}, \quad (2.127)$$

где $\Lambda = r\lambda$.

Вероятность, что конструкция откажет ровно при k -м воздействии нагрузки, запишется в соответствии со схемой Бернулли

$$P_k = \mathcal{P}\{v = k\} = P^{k-1}r, \quad (2.128)$$

т. е. случайное число циклов нагружения до отказа является геометрически распределенной случайной величиной.

Рассмотрим теперь случай, когда предполагается, что деталь при нагружении может выдержать лишь вполне определенное число циклов нагружения m , т. е.

$$r_k = \begin{cases} 0 & \text{при } k < m; \\ 1 & \text{при } k \geq m. \end{cases} \quad (2.129)$$

Если интервал времени между соседними ударами — случайная величина с распределением $F_{\xi}(t)$, то распределение времени до разрушения будет приближенно нормальным при достаточно большой величине m ($m \geq 30$).

Параметрами этого нормального распределения будут математическое ожидание, равное mT , где $T = M(\xi)$, и дисперсия $\sigma^2 = m\sigma_{\xi}^2$, где σ_{ξ}^2 — дисперсия исходного распределения $F_{\xi}(t)$.

Вероятность безотказной работы детали в начале заданного времени t_0 вычисляется по формуле

$$P(t_0) = 1 - \Phi\left(\frac{mT - t_0}{\sqrt{m}\sigma}\right) = \Phi\left(\frac{t_0 - mT}{\sigma\sqrt{m}}\right). \quad (2.130)$$

Расчет усталостной долговечности. За каждый цикл изменения напряжения в изделии накапливается определенное число повреждений. Разрушение наступает в тот момент, когда сумма относительных повреждений достигнет единицы или некоторой постоянной для данного материала величины a :

$$\sum (n_i/N_i) = a, \quad (2.131)$$

где n_i/N_i — доля повреждения за N_i циклов, поэтому число циклов до разрушения при фиксированном напряжении σ также является случайной величиной.

Для большинства изделий, подвергнутых усталостному разрушению, время наступления отказа распределено по закону Вейбулла [43]. Вероятность безотказной работы до момента времени t в этом случае может быть определена из выражения

$$P(t) = \exp\left[-\left(\frac{b_m t}{t}\right)^m\right]. \quad (2.132)$$

где b_m, m — параметры распределения Вейбулла.

Пример. По результатам эксперимента получены величины наработок до отказа подшипников А 305:

N_i n/n	t_p	N_i n/n	t_p	N_i n/n	t_p	N_i n/n	t_p
1	202	6	642	11	410	16	853
2	215	7	368	12	1205	17	704
3	501	8	315	13	778	18	1269
4	806	9	582	14	49	19	1020
5	947	10	1109	15	1109	20	2108

По этим данным необходимо оценить вероятность безотказной работы до $t = 100$ ч.

Оценку проведем методом моментов, принимая за теоретические значения параметров их опытные значения.

По результатам эксперимента необходимо оценить величину $P(t)$. Находим

$$\bar{t}_p = (202 + 215 + \dots + 2108)/20 = 754 \text{ ч};$$

$$S_{t_p} = \sqrt{\left[\sum_i t_{pi}^2 / (n-1)\right] - \bar{t}_p^2} = 462 \text{ ч}.$$

Коэффициент вариации

$$v = S_{t_p} / \bar{t}_p = 462/754 = 0,613.$$

По вычисленной величине v находят по таблицам [54] параметры распределения Вейбулла. Для вычисленного $v = 0,613$ находим $b_m = 0,893$, $m = 1,68$.

Подставляя полученные параметры в формулу (2.132) получим

$$P(t) = \exp\left[-\left(\frac{0,893 \cdot 100}{754}\right)^{1,68}\right] = 0,97,$$

т. е. после 100 ч работы откажет только 3% подшипников.

Функция распределения Вейбулла может быть представлена в числе циклов до разрушения N при испытании с напряжением в виде

$$F(N)_{\sigma} = \begin{cases} 1 - e^{-\left(\frac{N-N_0}{N_c}\right)^m} & \text{при } N \geq N_0; \\ 0 & \text{при } N < N_0, \end{cases} \quad (2.133)$$

где N_0 , N_c , m — параметры распределения Вейбулла; N_0 — характеризует порог чувствительности по циклам, вероятность разрушения до которого равна нулю.

Если обозначить $I = [(N - N_0)/N_c]^m$, то получим, что

$$\lg I = m [\lg(N - N_0) - \lg N_c] = \lg \left[2,3 \lg \frac{1}{1 - P(N)_{\sigma}} \right]. \quad (2.134)$$

Если по оси абсцисс отложить I в равномерном масштабе $\lg(N - N_0)$, а по оси ординат $\lg I$ и соответствующие им по уравнению величины $P(N)_{\sigma}$, то получится вероятностная бумага распределения Вейбулла, на которой функция распределения выражается прямой линией.

При $I = 0$ получим, что $\lg(N - N_0) = \lg NP(N)_{\sigma} = 0,63$. Это значит, что параметр N_c равен такому значению $N - N_0$, которое соответствует вероятности разрушения $\approx 0,63$.

Величина m характеризует наклон линии распределения. При известных N_0 и N_c величина m может быть определена из выражения

$$m = \lg I / [\lg(N - N_0) - \lg N_c]. \quad (2.135)$$

Для подшипников выражение (2.132) можно записать в виде

$$P(L) = \exp[-(L^m/L_0)], \quad (2.136)$$

где L — наработка до отказа, млн. об.

Зависимость надежности подшипников от нагрузки

$$L_{90} = (C/P)^n, \quad (2.137)$$

где L_{90} — наработка подшипников, при которой 90% изделий остаются работоспособными; C — коэффициент работоспособности, т. е. нагрузка, при которой $L_{90} = 1$ млн. об.; P — нагрузка.

Из выражения (2.137) при $P(L) = 0,9$ можно получить, что

$$L_{90}^m/L_0 = 0,105. \quad (2.138)$$

Используя выражения (2.137) и (2.138), получим, что

$$P(L) = \exp[-(0,105L^m P^{mn})/C^{mn}]. \quad (2.139)$$

Это выражение позволяет определять вероятность безотказной работы при любой наработке L и различных нагрузках при условии, что изменение P не изменяет m .

Е. К. Почтенный [36] предложил для расчета на усталость использовать дифференциальное уравнение усталостного повреждения металлов следующего типа:

$$\frac{dF_N}{dN} = \frac{\sigma}{Q_T} \frac{e^{FN} - 1}{\ln [1 + (e^F - 1)]^{-1}}, \quad (2.140)$$

или в приближенном виде

$$\frac{dF_N}{dN} = \frac{\sigma}{Q_T} [(e^{FN} - 1)(e^F - 1)], \quad (2.141)$$

где F_N, F — функции текущего и номинального напряжения;

$$F_N = (\sigma_N - \sigma) / (\sigma_r - \sigma_{rT}); \quad F = (\sigma - \sigma_r) / (\sigma_r - \sigma_{rT});$$

N — число циклов нагружений; σ_N — номинальное напряжение, характеризующее нагруженность детали; Q_T — коэффициент, характеризующий сопротивление материала детали росту усталостной трещины; σ — текущее напряжение, характеризующее напряженное состояние материала детали в процессе усталостного повреждения и изменяющееся от σ_N в начальный момент нагружения до величины, близкой к пределу прочности перед разрушающим циклом; σ_r — предел выносливости; σ_{rT} — циклический предел текучести.

Решение уравнения (2.143) относительно N дает следующее уравнение кривой усталости:

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left[1 + \frac{1}{e^{\frac{\sigma - \sigma_{rR}}{\sigma_r - \sigma_{rT}}} - 1} \right], \quad (2.142)$$

где $Q = Q_T \ln \left[1 - \exp \left[\frac{\sigma_{N_0} - \sigma}{\sigma_r - \sigma_{rT}} \right] \right]$ — коэффициент выносливости, определяемый значением Q_T и степенью исходного повреждения материала; $\sigma_{rR} = \bar{\sigma}_{r \min}$ — предел выносливости, соответствующий вероятности неразрушения R , здесь $\bar{\sigma}_{r \min}$ — нижняя граница доверительного интервала для среднего значения предела выносливости.

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ и вероятность неразрушения в случае циклического нагружения можно найти из выражения $[\sigma] \leq \sigma = \sigma_{rR} + (\sigma_r - \sigma_{rT}) \ln \{ 1 + [\exp(\sigma N / Q) - 1]^{-1} \}$. (2.143)

Входящие в выражения (2.141) — (2.143) постоянные определяются по опытным данным.

Наибольшую точность расчетов на надежность дает метод С. В. Серенсена и В. П. Когаева [43], основанный на уравнении подобия:

$$\lg(\sigma_{\max} - U) = A_L - B \lg L/\bar{G} + U_p S, \quad (2.144)$$

где $\lg(\sigma_{\max} - U) = x$ — нормально распределенная случайная величина; U — нижняя граница пределов выносливости по σ_{\max} , которая полагается общей для элементов с различными отношениями L/\bar{G} ; L — периметр или

часть периметра рабочего сечения элемента, мм; \bar{G} — относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации; L/\bar{G} — критерий подобия усталостного разрушения; U_P — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности разрушения P ; S — среднее квадратическое отклонение величины x .

Приближенная оценка постоянных A_L , B , U может быть получена на основе данных, приводимых в справочниках, коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения на усталостную долговечность для гладких образцов при изгибе с вращением

$$\epsilon_\sigma = [(\sigma_{-1})_d] / [(\sigma_{-1})_{d_0}], \quad (2.145)$$

где $(\sigma_{-1})_d$, $(\sigma_{-1})_{d_0}$ — пределы выносливости гладких образцов диаметром d и $d_0 = 7,5$ мм.

В этом случае для определения постоянных A_L , B , U необходимо задаться величинами $(\sigma_{-1})_{d_0}$, ϵ_σ (для $d = 50-200$ мм) и ϵ_∞ . За ϵ_∞ принимается величина, к которой стремится ϵ_σ при неограниченном увеличении диаметра. Величина U может рассматриваться при этом как предел выносливости гладкого образца с диаметром $d \rightarrow \infty$;

$$U = (\sigma_{-1})_d = \infty. \quad (2.146)$$

Тогда

$$\epsilon_\infty = U / (\sigma_{-1})_{d_0}. \quad (2.147)$$

Так как для гладких образцов $\sigma_{\max} = \sigma_{-1}$, то при $U_P = 0$ выражение (2.144) примет вид [43]

$$\lg [(\sigma_{-1})_{d_0} - U] = A_L - B \lg (L/\bar{G})_0 = B [A_L/B - \lg (L/\bar{G})_0]; \quad (2.148)$$

$$\lg [(\sigma_{-1})_d - U] = A_L - B \lg (L/\bar{G}) = B [A_L/B - \lg (L/\bar{G})], \quad (2.149)$$

где $\lg (L/\bar{G})_0 = \lg \pi d_0^2 / 2 = 1,944$ при $d_0 = 7,5$ мм.

Учитывая, что $(\sigma_{-1})_d = \epsilon_\sigma (\sigma_{-1})_{d_0}$ и обозначив $\chi = A_L/B$, из выражения (2.149) получим

$$\frac{\chi - \lg (L/\bar{G})_0}{\chi - \lg (L/\bar{G})} = \frac{\lg (\sigma_{-1})_{d_0} + \lg (1 - \epsilon_\infty)}{\lg (\sigma_{-1})_{d_0} + \lg (\epsilon_\sigma - \epsilon_\infty)} = r. \quad (2.150)$$

Отсюда

$$\chi = [r \lg (L/\bar{G}) - \lg (L/\bar{G})_0] / (r - 1); \quad (2.151)$$

$$B = \frac{\lg (\sigma_{-1})_{d_0} + \lg (1 - \epsilon_\infty)}{\chi - \lg (L/\bar{G})_0}; \quad (2.152)$$

$$A_L = B\chi. \quad (2.153)$$

Таким образом, задавшись величинами $(\sigma_{-1})_{d_0}$, ϵ_σ , ϵ_∞ , по формуле (2.150) можно найти значение r , а по формулам (2.151) — (2.153) значения B , A_L .

Для расчета усталостной долговечности по формуле (2.144) может быть рекомендована такая последовательность [17]:

- 1) определяется экспериментальным путем предел выносливости $(\sigma_{-1})_{d_0}$ гладкого лабораторного образца диаметром $d_0 = 7,5$ мм. Для сталей можно принимать $(\sigma_{-1})_d = (0,4 - 0,5) \sigma_B$;
- 2) по табл. 2.3 выбираются значения ϵ_∞ , S и χ ;

Таблица 2.3

Материал	Значения параметров						
	σ_B	U	A_L	B	χ	ϵ_∞	S
Сталь 45	647,5	19	1,330	0,135	9,9	0,61	0,07
Сталь 40X	1981,6	45	1,835	0,125	14,7	0,53	0,05
Среднеуглеродистая сталь	...	14	1,440	0,170	8,5	0,53	...
Осевая сталь	559,2	12	1,483	0,186	8,0	0,45	...
Сталь 45	...	15	1,320	0,120	11,0	0,54	...
Сталь 40XH	789,7	27	1,515	0,150	10,1	0,62	...
Сталь 34XH3M (закалка, отпуск)	...	14	1,730	0,180	9,6	0,37	...
Сталь 34X83M (нормализация)	...	19	1,970	0,300	6,6	0,44	...
Алюминиевые сплавы	8,0	0,5—0,6	0,08—0,11
Магниевые сплавы	4,0	0,5—0,6	0,11—0,16

3) определяются параметры U , A_L и B по формулам

$$U = \epsilon_\infty (\sigma_{-1})_{d_0}; \quad (2.154)$$

$$B = \frac{\lg (\sigma_{-1})_{d_0} + \lg (1 - \epsilon_\infty)}{\chi - \lg (L/\bar{G})_0}, \quad (2.155)$$

где $A_L = B\chi$; $(L/\bar{G})_0 = \pi d_0^2/2$.

Для нахождения функций распределения пределов выносливости при кручении может быть использовано выражение

$$\lg (\tau_{\max} - U_\tau) = A_{L\tau} - B_\tau \lg (L/\bar{G}_\tau) + U_p S_\tau. \quad (2.156)$$

где $\tau_{\max} = a_\tau \tau_{-1к}$ — максимальное касательное напряжение в зоне концентрации (a_τ — параметр, зависящий от вида детали, $\tau_{-1к}$ — предел выносливости детали при кручении, выраженный в номинальных касательных напряжениях); $U_\tau = U/2$; $A_{L\tau} = A_L - \lg 2$; A_L , B , U , $S_\tau = S$ находятся по табл. 2.3; \bar{G}_τ — относительный градиент касательных напряжений при кручении.

Для глубокой выточки в круглом образце

$$\bar{G} = (1/\rho) + (2/d), \quad (2.157)$$

где ρ — диаметр выточки; d — диаметр образца.

5. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ

Отработка на прочность сводится в основном к установлению необходимых размеров и формы деталей, обеспечивающих их работу без поломок и остаточных деформаций [27].

С целью экономии материалов и облегчения конструкции необходимо стремиться к равномерному распределению напряжений по сечению детали.

При проектировании деталей, работающих из изгиб при кручении, рационально применять сечения с большим значением момента инерции. Не следует допускать сложноподвижного состояния элементов. Для этого целесообразно использовать по преимуществу элементы, работающие только при напряжениях растяжения или сжатия.

При конструировании следует обеспечивать условия, предотвращающие появление недопустимых перегрузок в деталях машины, которые могут возникнуть при запуске машины, дисбалансе быстровращающихся деталей; применять гасители колебаний (демпферы, маховики) и предохранительные муфты.

Насущная способность конструктивных элементов существенно снижается при резких переходах отверстий, выточек, углублений на поверхности деталей, являющихся концентраторами напряжений. При динамических нагрузках для всех металлов, а при статических нагрузках для малопластичных материалов сопротивление разрушению в месте концентрации напряжений может быть в несколько раз меньше, чем в других сечениях детали. Для снижения вредного влияния концентраторов напряжений при проектировании деталей нельзя допускать резких переходов, необходимо применять разгружающие выточки, канавки, отверстия и т. д.

Все основные элементы и узлы должны подвергаться расчетам на прочность.

При выборе конструкции изделий следует учитывать, что чем крупнее деталь, тем ниже предел ее выносливости. Этот факт можно объяснить тем, что чем крупнее деталь, тем больше вероятность, что в ней окажутся включения, нарушения структуры и т. д., способствующие возникновению и развитию усталостных трещин.

Самым существенным фактором, приводящим к снижению предела выносливости деталей, является наличие концентрации напряжений, появляющихся у резких выступов деталей, выточек, небольших сквозных отверстий, царапин и т. д. Концентраторы напряжений имеют также сварные швы и клепаные соединения.

§ 4. КОРРОЗИОННЫЕ РАЗРУШЕНИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ

1. ВИДЫ КОРРОЗИОННЫХ РАЗРУШЕНИЙ

Коррозия — это процесс разрушения металла вследствие химического или электрохимического взаимодействия их с коррозионной средой (агрессивная атмосфера, растворы кислот, щелочей, солей и т. п.). Под действием агрессивной среды большинство металлов, обладающих в реальных условиях эксплуатации термодинамической нестабильностью, способны разрушаться, переходя в окисленное состояние.

В некоторых случаях протекание коррозионного процесса приводит к более важным последствиям, чем потери массы металла. К наиболее опасным последствиям, вызываемым коррозией, относятся потери металлом важных технологических свойств: механической прочности, пластичности, твердости

и т. д. В связи с этим при оценке потерь от коррозии необходим комплексный подход, включающий рассмотрение всех возможных последствий коррозии.

Потери от коррозии можно разделить на прямые и косвенные. Прямые потери — это стоимость заменяемых прокорродированных изделий, затраты на защитные мероприятия и безвозвратные потери металла. По подсчетам специалистов, безвозвратные потери металлов в мировом масштабе составляют в настоящее время около 10—15 % мировой продукции стали. Косвенные потери — это потери производимых продуктов в результате потери производительности агрегата, загрязнение продуктами коррозии целевого продукта, расход металла вследствие завышенных допусков на коррозию.

Коррозия является одним из основных разрушающих факторов, приводящих к снижению работоспособности и к отказам. Она ускоряет процессы изнашивания, усталостного разрушения, снижает прочностные и деформационные свойства материалов, приводит к нарушению герметичности.

В отрасли службы быта коррозии наиболее подвержены стиральные машины, машины химической чистки, котлы, парогенераторы, металлические конструкции систем вентиляции и энергоснабжения, детали большинства бытовых машин и приборов и даже детали, изготовленные из нержавеющей стали, например змеевики и корпуса дистилляторов машин химической чистки и др.

Способность металла сопротивляться коррозионному воздействию среды называется коррозионной стойкостью. Понятие «коррозионная стойкость» во всех случаях должно связываться с определенными температурными условиями, средами и т. д. В зависимости от этих условий металлы и их сплавы могут обладать различной коррозионной стойкостью. Например, хром очень активен к разбавленной соляной кислоте и пассивен к таким окислителям, как азотная кислота.

Существует две основные теории пассивности металлов. Первая из них предусматривает образование на металле тонкой защитной фазовой пленки, вторая — образование адсорбционного слоя кислорода или кислотосодержащих соединений [25]. Эти теории взаимно дополняют друг друга, так как в некоторых случаях пассивность металла объясняется наличием не только тонкой фазовой пленки, но и одновременно наличием адсорбционного слоя атомов или ионов кислорода на поверхности металла под фазовой пленкой и в ее порах [55].

По механизму процесса разрушения коррозия классифицируется на химическую, электрохимическую, биохимическую и электрокоррозию.

Химическая коррозия — это процесс, протекающий за счет химической реакции. К ней относят газовую коррозию (например, окисление металла при нагреве) и коррозию в неэлектролитах.

Продукты коррозии при этом образуются непосредственно на участке, подвергаемом коррозии. Окислительный износ трущихся поверхностей вызывает химическую коррозию. Образование окисных пленок на трущихся поверхностях сопровождается повышенной химической активностью свежееобнаженных участков, что вызывает в свою очередь повышенный окислительный износ.

Газовая коррозия возможна только в условиях, исключающих возникновение электрохимических процессов, т. е. без следов влаги на поверхности и в окружающей среде. На скорость газовой коррозии особое влияние оказывают температура и состав газовой среды.

Повышение температуры увеличивает скорость коррозии, которая приближенно может быть описана уравнением Аррениуса:

$$\ln k = A - B/T, \quad (2.158)$$

где k — скорость реакции; A , B — константы; T — абсолютная температура, К.

Железо уже при температуре 300°C покрывается на воздухе окисной пленкой, видимой невооруженным глазом. В состав ее входят магнетит Fe_3O_4 и гематит Fe_2O_3 . При повышении температуры до 575°C скорость коррозии остается примерно постоянной, а затем резко увеличивается.

В отрасли службы быта газовой коррозии подвержены некоторые детали таких электронагревательных приборов, как фены, сушиары, утюги, электрокалориферы, каминь, газовые и электрические плиты. На фабриках химчистки, крашения и прачечных — это наружные поверхности дистилляторов, калориферов, парогенераторов, оборудования энергетических установок и др.

Подвержены газовой коррозии и многие цветные металлы. Следующие данные показывают скорость газовой коррозии (в относительных единицах) различных по природе металлов в разных средах при температуре 800°C в течение 24 ч:

	O ₂	CO ₂	H ₂ O
Железо	100	115	122
Медь	23,4	12,7	6,5
Никель	1,9	0,8	0,06
Вольфрам	80	27,2	4,1

Уже при комнатной температуре на поверхности изделий образуется тонкая окисная пленка. Физико-химические и механические свойства образовавшихся продуктов коррозии оказывают существенное влияние на скорость последующей коррозии. Термодинамическая возможность процесса газовой коррозии с образованием окисной пленки определяется свободной энергией системы.

В зависимости от условий окисления окисные пленки могут иметь толщину от мономолекулярной до нескольких миллимет-

ров. Поэтому различают тонкие невидимые пленки толщиной до 0,04 мкм, обнаруживаемые и измеряемые оптическим методом отражения поляризованного света; средние пленки толщиной 0,04—0,05 мкм, видимые по цветам побежалости. Их толщина измеряется гравиметрическим и электрометрическим (катодного восстановления) методами. Пленки толщиной свыше 0,5 мкм измеряются этими же методами с помощью микроскопа, микрометра и т. д. Фазовый состав и структура окисных пленок определяются электронно-микроскопическим, электронно-графическим и рентгенографическим методами.

Тонкие окисные пленки надежнее защищают металл от коррозии, но для этого они должны быть сплошными и беспористыми, что на реальных изделиях встречается редко, так как пленка всегда испытывает высокие внутренние напряжения, от которых она разрушается, теряя сплошность. Кроме того, пленка должна иметь хорошее сцепление с металлом и одинаковые коэффициенты теплового расширения, быть химически стойкой в условиях воздействия на нее коррозионной среды и иметь ориентационное соответствие образующейся пленки с металлом, т. е. иметь максимальное сходство кристаллических решеток металла и образующегося окисла.

Если прочность пленки большая, а сцепление ее с металлом слабо, то на поверхности изделия образуются пузыри. В других случаях могут быть микропузыри в слое окисла (вакуумная пористость). При этом скорость коррозии снижается, так как эта пористость препятствует диффузии реагирующих атомов или ионов. Может также быть отслаивание или растрескивание окисла.

Нарушение сплошности окисной пленки открывает свободный доступ кислорода к металлу. В этом случае скорость коррозии может быть величиной постоянной:

$$dy/d\tau = k, \quad (2.159)$$

где τ — время коррозии; y — толщина окисной пленки,

или после интегрирования

$$y = k\tau + A, \quad (2.160)$$

где A — постоянная величина.

Уравнение указывает на линейную зависимость толщины пленки от времени, наличие уже имеющейся пленки ($y = A$ при $\tau = 0$), возможность полного превращения металла в окисел.

Скорость коррозии в реальных условиях эксплуатации часто оказывается ниже теоретической. Этому способствует тончайшая, вплоть до нескольких мономолекулярных слоев, сплошная пленка псевдоаморфного окисла, обладающая высокой степенью ориентационного соответствия металлу и на границе металл — окисел металла затрудняющая доступ кислорода к

поверхности металла. Таким образом, скорость коррозии определяется не скоростью реакции окисления, а скоростью диффузии кислорода через слой окислов.

При достаточно хороших защитных свойствах и росте толщины сплошной пленки скорость взаимной диффузии кислорода и атомов металла к поверхности раздела фаз окисел — газ, а также и скорость коррозии будут замедляться по уравнению

$$dy/d\tau = k/y. \quad (2.161)$$

После интегрирования этой формулы получаем параболическую зависимость толщины окисной пленки от времени коррозии:

$$y^2 = k\tau + A, \quad (2.162)$$

характерную для таких металлов, как медь, никель, вольфрам и др. В этом случае скорость коррозии определяется как тангенс угла наклона касательной, проведенной через любую точку параболы, так как $\operatorname{tg} \varphi = dy/d\tau$. На этом основаны графические методы определения и обеспечения коррозионной стойкости деталей.

При окислении на воздухе изделий из алюминия, цинка в интервале температур 20—255 °С, меди до 100 °С и железа до 385 °С торможение скорости окисления металла с ростом толщины окисной пленки происходит более интенсивно, чем при параболической зависимости. В таких случаях скорость окисления связана с толщиной пленки экспоненциальной зависимостью:

$$dy/d\tau = k/e^y. \quad (2.163)$$

После интегрирования получим $y = \ln(k\tau)$.

Закономерности роста пленки на металле могут меняться в зависимости от условий эксплуатации изделия. Например, окисление железа при температуре ниже 385 °С подчиняется логарифмическому закону, в интервале температур 385—1000 °С — параболическому, а при давлении кислорода ниже 133 Па (1 мм рт.ст.) и температуре 700—950 °С — линейному.

Химическая коррозия в неэлектролитах, представляющих собой органические жидкости, не обладающие электропроводностью, сводится к химической реакции между металлом и жидкостью.

В отрасли службы быта широко применяются такие непроводящие среды, как трихлорэтилен, перхлорэтилен, бензол, толуол, используемые на фабриках химчистки в качестве растворителей и пятновыводных средств, жидкие топлива — мазут, керосин, бензин, уайт-спирит. Химической коррозии подвержены детали трубопроводов неэлектролитов, арматуры, насосов, перфорированные барабаны машин химической чистки и др. В жидких топливах коррозионными компонентами являются

сера и сернистые соединения — сероводород, сероуглерод, тиофены и др.

Повышение температуры увеличивает скорость коррозии металлов в топливах и растворителях. Активизируют процесс даже небольшие примеси воды, поскольку появляется добавочное действие электрохимической коррозии. Технология химчистки в этом случае способствует снижению надежности оборудования фабрик, поскольку допускает до 2% примесей воды в органических растворителях. Применение коррозионностойких материалов — нержавеющей и алитированных сталей, ингибиторов — снижает скорость коррозии.

Для снижения скорости газовой коррозии применяют легированные стали и стали, обладающие жаростойкостью. При этом защитное действие оказывают пленки на поверхности изделия, состоящие из окислов легирующего компонента или смешанных окислов легирующего компонента и основного металла, или окислы типа шпинелей, структура которых характеризуется высокой степенью компактности ионов в решетке и практическим отсутствием валентных узлов, что и обуславливает их высокую термодинамическую стабильность. Примером шпинелей являются окислы FeOCr_2O_3 на поверхности хромовой стали или NiOCr_2O_3 на поверхности хромоникелевой стали.

Скорость газовой коррозии можно снизить, применяя защитную атмосферу в виде инертных газов азота и аргона или смеси азота, водорода и окиси углерода или используя жаростойкие покрытия.

Электрохимическая коррозия — это процесс, протекающий по законам электрохимической кинетики. В этом случае протекают две группы реакций — катодная и анодная, которые обязательно локализованы на определенных участках поверхности корродирующего образца. За счет возникающего электрического тока возможно удаление продуктов коррозии от участков разрушения.

Различают несколько видов электрохимической коррозии: атмосферную коррозию в среде влажного газа, чаще всего в воздушной среде; жидкостную коррозию, или коррозию в электролитах, включая расплавленные соли; грунтовую, или подземную, коррозию металлических сооружений, уложенных в землю; электрокоррозию, возникающую под действием внешнего источника тока, например коррозия под действием блуждающих токов или коррозия (растворение) нерастворимого анода. Электрохимические свойства поверхностей деталей обуславливаются их технологической обработкой. Выступы шероховатостей, как наиболее напряженные участки поверхности, являются анодами, поэтому чем выше шероховатость поверхности, тем более неоднородны ее участки по электрохимическому потенциалу и тем больше скорость коррозионного процесса.

Электрохимическая коррозия может появиться во всех случаях, когда есть граница раздела фаз металл — электролит независимо от природы и количества электролита. Анодный процесс при коррозии всегда заключается в ионизации металла. В катодном процессе могут участвовать разнообразные ионы или молекулы, являясь по отношению к металлу окислителями. Поскольку технически чистые металлы изделий всегда загрязнены примесями, а сплавы содержат еще и легирующие добавки, то поверхность металлов характеризуется структурной и термодинамической неоднородностью. Поэтому коррозия деталей — это коррозия многокомпонентного металла с неравновесным состоянием поверхности. Каждому из металлических включений термодинамически неоднородных участков соответствуют свои равновесные потенциалы катодных и анодных реакций и своя поляризуемость. Результирующая скорость коррозии поверхности определяется соотношением токов ионизации и восстановления на всех микроучастках поверхности. Если в результате катодной реакции наблюдается процесс восстановления ионов водорода, то коррозию называют коррозией с водородной деполаризацией, а если молекул кислорода, то называют коррозией с кислородной деполаризацией.

Поскольку водный электролит всегда содержит водородные ионы и молекулы кислорода воздуха, то обе катодные реакции идут параллельно с соизмеримой скоростью или с преобладанием одной из них, которая и будет определять характер процесса и скорость коррозии поверхности.

Из внешних факторов на скорость оказывают влияние вид и распространение коррозионного процесса, кислотность (рН) коррозионной среды, состав и концентрация нейтральных растворов, концентрация растворенного кислорода, относительная скорость перемещения металла и среды, температура среды и др.

Повышение концентрации водорода увеличивает скорость коррозии и, следовательно, снижает коррозионную стойкость изделий, но в сильноокислых растворах иногда наблюдается противоположный эффект, связанный с пассивацией металла или образованием на его поверхности труднорастворимой защитной пленки соли, как это происходит с железом в концентрированной серной кислоте. В фосфорной кислоте железо не корродирует из-за образования на его поверхности $Fe_3(PO)_4$.

Концентрация нейтральных солей обычно увеличивает скорость коррозии за счет повышения электропроводности раствора. Соли галогеноводородных кислот, например хлористые, активируют поверхность и еще больше увеличивают скорость коррозии.

Содержание кислорода в коррозионной среде зависит от состава и концентрации в ней солей, температуры, давления, условий перемешивания и других факторов. Повышение концентрации кислорода, обеспечивающего протекание катодного

процесса, вызывает прямо пропорциональное увеличение скорости коррозии до тех пор, пока слишком высокая концентрация кислорода не приведет к пассивации металла.

Повышение температуры влияет на скорость коррозии неодинаково. Если коррозия протекает с водородной деполяризацией, то с ростом температуры растет скорость коррозии, поскольку увеличивается скорость диффузии, выделений водорода и снижается электросопротивление среды. Скорость коррозии с кислородной деполяризацией обычно снижается с ростом температуры в связи со снижением растворимости кислорода в электролитах. Иногда наступает пассивация поверхности. Например, цинк в дистиллированной воде уже при температуре 50°C достаточно хорошо защищен пленкой гидроксида.

В деталях из многофазных сплавов скорость коррозии будет определяться массовым соотношением и взаимным расположением фаз, выполняющих роль катода и анода. При равномерном распределении и небольшой доле анодной составляющей коррозия будет охватывать всю поверхность, при неравномерном — коррозия будет носить местный характер. Очаги коррозии могут при этом распространяться вглубь, что особенно опасно. Измельчение зерна эвтектичной смеси обычно снижает скорость коррозии.

Конструктивные технологические и эксплуатационные факторы оказывают значительное влияние на коррозионную стойкость деталей машин и приборов. Механические усилия в виде постоянных или периодических нагрузок, внешних или внутренних напряжений увеличивают термодинамическую неравновесность материала деталей и могут вызвать, кроме того, нарушение сплошности защитных пленок. Это приводит к ускорению коррозионного процесса.

Коррозионно-механическое разрушение деталей происходит обычно в наиболее напряженных участках металла. Если металл испытывает постоянно действующее внутреннее или внешнее растягивающее напряжение, то в сочетании с действием коррозионной среды это приводит к коррозионному растрескиванию. Например, малоуглеродистая сталь и никель подвергаются растрескиванию в растворах едкого натра, а нержавеющая высокохромистая сталь и сплавы алюминия — в морской воде. Наблюдается растрескивание в результате воздействия внутренних напряжений в сварных швах и в деталях, изготовленных штамповкой.

Коррозионная усталость материала деталей возникает при совместном воздействии периодических или знакопеременных нагрузок и коррозионной среды. Коррозионная усталость снижает механическую прочность материала деталей и при длительном воздействии нагрузок приводит к разрушению деталей. Внешняя среда в этом случае оказывает разрушающее действие

через увеличение скорости коррозии. Например, малоуглеродистая сталь после приложения к ней 10^7 циклов растяжения и сжатия на воздухе, в пресной и соленой воде имеет соответственно предел прочности 245, 137 и 49 МПа (25; 14 и 5 кГс/мм²). Хромоникелевая сталь в соленой воде при том же количестве долей микрометра нагрузок имеет предел прочности вдвое меньший, чем в пресной воде, т. е. 172,6 МПа (17,6 кГс/мм²) вместо 345,2 МПа (35,2 кГс/мм²).

Наиболее распространенным видом электрохимической коррозии является атмосферная коррозия. В различной степени ей подвержены почти все бытовые машины и приборы. Возникает она во влажном воздухе при температуре окружающей среды и имеет ряд особенностей.

Коррозионной средой во всех случаях является пленка влаги, в которой растворены кислород и двуокись углерода, а в промышленной атмосфере, кроме того, двуокись серы, окислы азота, сероводород и другие газы. Толщина пленки в зависимости от того, как она образована, может быть в диапазоне от тысячных долей микрометра до десятых долей миллиметра. При толщине 1 мм и больше поверхность считается погруженной в электролит. Пленка влаги образуется либо смачиванием, либо за счет капельной, капиллярной, химической и адсорбционной конденсации.

В зависимости от толщины пленки электролита различают три области коррозии; сухую при толщине пленки меньше 0,01 мкм, влажную при толщине пленки от 0,01 до 0,1 мкм и мокрую при толщине пленки от 0,1 мкм до 1 мм. Область мокрой коррозии имеет характерную особенность: увеличение толщины пленки влаги снижает скорость коррозии из-за возрастающей концентрационной поляризации катодного процесса восстановления кислорода. По этой же причине коррозия смоченного металла протекает интенсивнее металла, полностью погруженного в электролит того же состава.

На скорость атмосферной коррозии оказывают влияние состав атмосферы, определяющий коррозионную среду, состав и свойства продуктов коррозии, влажность, температура, климатические условия, время года и т. п.

Особенно интенсивная коррозия наблюдается на деталях, подверженных систематическому смачиванию водой, центробежных и поршневых насосов, водопроводной арматуры и трубопроводов, металлических деталей аэраторов. На предприятиях по ремонту электромеханических машин и приборов атмосферной коррозии подвержены детали грузоподъемного оборудования и металлоконструкций, расположенных вне помещений, системы вентиляции и кондиционирования воздуха с увлажнением, на фабриках химчистки, крашения и прачечных из-за повышенной влажности во время выгрузки одежды — все незащищенные поверхности деталей.

Наиболее эффективными методами борьбы с атмосферной коррозией являются защитные покрытия — электролитические и лакокрасочные, применение нержавеющей сталей, легирование цветных металлов и стали, применение ингибиторов коррозии.

Жидкостная коррозия чаще всего встречается на поверхностях деталей оборудования фабрик-прачечных — стиральных машин, красильных барок при обработке белья мыльно-содовым и другими растворами, которые представляют собой высокоагрессивную среду, активирующую коррозионные процессы металла. Эти растворы во внешних слоях, а при перемешивании и по объему насыщены кислородом воздуха, поэтому большинство металлов активно корродирует в этой среде с кислородной деполаризацией.

В условиях агрессивной коррозионной среды часто проявляется контактная коррозия металлов, имеющих в этой среде различные стационарные потенциалы, поэтому при конструировании стиральных и других бытовых машин и приборов стремятся по возможности сократить количество подобных макроэлементов, но совершенно избежать их не удастся. Типичным примером контактной пары является сталь — бронза, например в подшипниках скольжения.

Грунтовая, или подземная, коррозия поражает подземные трубопроводы, сваи, кабели и другие подземные сооружения. Коррозионная активность грунта определяется его пористостью, что влияет на воздухопроницаемость, влажность, солевым составом, электропроводностью, кислотностью. Подземные трубопроводы могут корродировать также за счет работы макрогальванических пар, возникающих из-за неодинаковой аэрации или различия в составе грунта на соседних участках, которые могут находиться за несколько километров один от другого.

Электрокоррозия металлов на бытовых предприятиях встречается редко, в основном в гальванических цехах и на тех предприятиях, на которых вследствие некачественного технического обслуживания допускаются утечки постоянного тока. Тогда в цепи источник тока — заземление оборудования проявляются блуждающие токи, приводящие к электрокоррозии. Источниками тока могут быть и соседние предприятия, трамвайные пути, расположенные даже за несколько километров.

Биохимическая коррозия — это процесс, связанный с воздействием микроорганизмов на металл. При этом металл, разрушаясь, является питательной средой и подвергается действию продуктов выделения микроорганизмов. В чистом виде биохимическая коррозия встречается редко, так как следы влаги уже приводят к параллельному протеканию электрохимической коррозии. Наиболее часто этот вид коррозии встречается на поверхностях деталей и металлоконструкций, которые хранятся

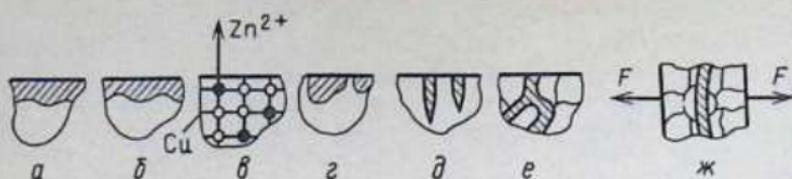


Рис. 2.39. Виды коррозии металлов:

а — сплошная равномерная; б — сплошная неравномерная; в — избирательная; з — неравномерная пятнами; д — неравномерная точечная; е — межкристаллитная; зс — внутрикристаллитная

в теплых, влажных, плохо проветриваемых помещениях складов.

По характеру разрушения (рис. 2.39) коррозия делится на сплошную, или общую, и местную, или локальную.

Общая коррозия может быть равномерной, если фронт коррозионного разрушения распространяется параллельно плоскости деталей, и неравномерной, если скорость коррозии на различных участках неодинакова. Примером общей коррозии может служить избирательная коррозия деталей, изготовленных из сплавов, которая заключается в разрушении одного из компонентов или одной из структурных составляющих сплава. Например, в случае коррозии латуни разрушается цинк, ионизуясь и переходя в раствор, а поверхностный слой в результате обогащается медью.

Местная коррозия имеет следующие основные разновидности: коррозия пятнами в виде отдельных раковин; точечная, или питтинговая, с разрушением в глубь металла и образованием пор, вплоть до сквозных; межкристаллитная с разрушением металла деталей по границам кристаллитов, часто без внешних проявлений процесса коррозионного разрушения; внутрикристаллитная с разрушением металла по зернам кристаллитов при коррозионном растрескивании, протекающем под влиянием внешних механических нагрузок F или внутренних напряжений, возникающих при трении, ударах, переменных напряжениях и т. п. Совместное действие механических и коррозионных факторов повышает износ и повреждение поверхности деталей.

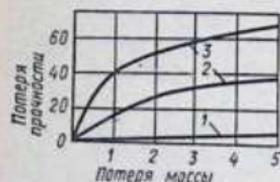


Рис. 2.40. Зависимость потери прочности дюралюминия от потери массы при различных коррозиях:

1 — равномерная коррозия; 2 — местная поверхностная коррозия; 3 — межкристаллитная коррозия

Из всех видов наиболее опасна внутрикристаллитная (транскристаллитная) коррозия, так как при этом развиваются местные концентрации напряжений (питтинги), межкристаллитные и транскристаллитные щели.

Потеря прочности деталей при различных видах коррозии зависит от потерь массы (рис. 2.40), величины и количества пор, полостей и микротрещин.

При исследованиях коррозии ставятся следующие задачи: определение скорости коррозии, выяснение механизма разрушения при различных видах коррозии, определение стадий, лимитирующих скорость процесса, нахождение факторов, решающим образом влияющих на коррозионное поведение образца или детали, а затем установление возможных и наиболее эффективных методов защиты от коррозии.

Скорость коррозии во времени определяют испытанием лабораторных образцов или реальных деталей в лабораторных условиях или при эксплуатации. При этом применяют качественные и количественные методы оценки коррозионного процесса [55].

Различные методы качественной оценки позволяют получить представление о характере и интенсивности процесса. При качественной оценке проводится визуальный контроль состояния поверхности детали, при котором определяется степень равномерности коррозии, характер продуктов коррозии, прочность сцепления их с металлом и др.; состояния раствора, в который погружен образец, с целью выявления продуктов коррозии в виде осадка, мути и др.; изменения цвета индикаторных растворов, применяемых для определения катодного и анодного участков на корродирующем образце или детали. Так, если поверхность стальной детали покрыть раствором, содержащим красную кровяную соль и фенолфталеин, то на анодном участке появляется синее окрашивание, а катодный участок розовеет.

Из количественных методов наибольшее распространение имеют весовой, объемный и методы, учитывающие изменение механических или физических свойств корродирующего образца.

Весовой метод применяется для определения скорости общей и равномерной коррозии. При этом предполагается, что глубина коррозии прямо пропорциональна изменению массы испытываемого образца.

Если продукты коррозии имеют слабое сцепление с металлом, то их удаляют механически щеткой или химическим растворением образовавшихся соединений. Если же продукты коррозии прочно удерживаются на поверхности, то определяют увеличение массы образца, а затем, зная их химический состав, рассчитывают количество прокорродировавшего металла. Скорость коррозии в этих случаях выражается весовым показателем k_m , который выражается отношением массы образца к единице площади поверхности (в г/м²) за единицу времени (в ч).

Для определения равномерной химической или электрохимической коррозии по весовому показателю применяется следующая расчетная формула:

$$k_m = (g_0 - g_1) / S_0 \tau, \quad (2.164)$$

где g_0 , g_1 — начальная и через время τ масса изделия; S_0 — поверхность изделия, м^2 .

Но по этому показателю невозможно сравнивать между собой металлы с различной плотностью. Например, при одинаковой скорости коррозии свинца и магния фактическая глубина коррозии магния будет в 6,5 раз больше. Поэтому при сравнении металлов с различной плотностью применяют глубинный показатель коррозии $k_{гд}$, который учитывает плотность металла и выражается формулой

$$k_{гд} = k_m / \gamma, \quad (2.165)$$

где γ — плотность металла, $\text{г}/\text{см}^3$.

Учитывая размерность глубинного показателя и его значение, равное 8,76 мм в год, имеем

$$k_{гд} = 8,76 k_m / \gamma. \quad (2.166)$$

Для определения коррозионной стойкости металлов ГОСТ 13819—68 рекомендуется 10-балльная шкала:

	Глубинный показатель коррозии мм в год	Баллы
Совершенно стойкие	0,001	1
Весьма стойкие	{ 0,001—0,005	2
	{ 0,005—0,01	3
Стойкие	{ 0,01—0,05	4
	{ 0,05—0,1	5
Пониженно-стойкие	{ 0,1—0,5	6
	{ 0,5—1	7
Малостойкие	1—5	8
Нестойкие	{ 5—10	9
	{ 10	10

Общим недостатком весового метода является необходимость испытывать большое количество образцов, кроме того, шкала стойкости неприменима в случаях неравномерной коррозии.

Объемный метод основан на определении скорости коррозии по количеству газов (кислорода или водорода), выделяющихся или поглощающихся в процессе коррозии. Водород выделяется при электрохимической коррозии с водородной деполяризацией, кислород — при электрохимической коррозии с кислородной деполяризацией.

Объемный (объемно-газовый) показатель коррозии $k_{об}$ определяет объем газа, выделившегося или поглощенного в процессе коррозии за единицу времени, отнесенный к единице поверхности изделия. Применяется он в основном для характеристики

стойкости изделий, подверженных местной или равномерной электрохимической коррозии.

Выделившийся водород определяют с помощью коррозиметра, представляющего собой газовую бюретку с газосборной воронкой в нижней части. Под воронку, погруженную в коррозионный раствор, помещают испытуемый образец. Определение количества газа сводится к замеру степени разрежения в сосуде с образцом, заполненным коррозионным раствором.

По известному объему газа и уравнению реакции рассчитывают количество прокорродировавшего металла за любой отрезок времени:

$$k_{об} = V_0/S_0\tau, \quad (2.167)$$

где V_0 — объем поглощенного или выделенного в процессе коррозии газа.

Если коррозия протекает со смешанной кислородно-водородной деполяризацией, то объемный метод не применяется, так как в этом случае он теряет точность.

Методы определения скорости коррозии по изменениям механических и физических свойств применяются в случаях равномерной и неравномерной коррозии.

Механический метод применяется при определении скорости коррозии по понижению прочности образца за период коррозионного испытания. Так, в случае испытания на разрыв показатель коррозии

$$k_{\sigma} = [(\sigma_0 - \sigma_1)/\sigma_0] 100, \quad (2.168)$$

где σ_0 — предел прочности до коррозионного испытания; σ_1 — предел прочности после испытания, отнесенный к начальному сечению.

Аналогично оценивается показатель коррозии и для других видов механических испытаний.

Метод дает относительные результаты, а точность определения зависит от начального сечения образца. Чем меньше сечение, тем выше относительное изменение $\Delta\sigma$ и тем точнее результат, поэтому его применяют при определении скорости коррозии проволоки, листового материала, труб и т. п. Этот метод используется и для обнаружения межкристаллитной коррозии.

Электрический метод является особенно точным. Он основан на изменении электрического сопротивления корродирующего изделия. Чем тоньше материал изделия, тем точнее измерение, поэтому метод наиболее эффективен при определении скорости коррозии проволоки или тонкого листового материала толщиной до 3 мм.

Электрический показатель скорости коррозии определяется по формуле

$$k_R = (R_1 - R_0)/R_0, \quad (2.169)$$

где R_0 , R_1 — электрическое сопротивление соответственно до и после коррозионного испытания, Ом.

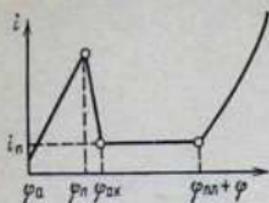


Рис. 2.41. Типичная анодная потенциостатическая кривая

Скорость коррозии может характеризоваться и максимальным коррозионным током:

$$i_{\text{кор}}^{\text{max}} = (U_{\text{к}} - U_{\text{а}}) / (P_{\text{к}} + P_{\text{а}} + R), \quad (2.170)$$

где $U_{\text{к}}$, $U_{\text{а}}$ — напряжение между катодом и анодом; $P_{\text{к}}$, $P_{\text{а}}$ — поляризуемость катодной и анодной реакций; R — сопротивление электролита, Ом

Изменение скорости коррозии зависит от изменения потенциала корродирующего образца. При увеличении потенциала в области положительных значений в интервале $\varphi_{\text{а}} - \varphi_{\text{п}}$ (рис. 2.41) скорость анодного растворения (коррозии) металла возрастает до потенциала начала пассивации $\varphi_{\text{п}}$, а затем процесс резко тормозится, скорость анодной реакции падает до значения плотности тока полной пассивации $i_{\text{п}}$ и потенциала активации $\varphi_{\text{ак}}$. При достижении потенциала перепассивации $\varphi_{\text{п.н}}$ наступает состояние, когда металл начинает растворяться со все возрастающей скоростью, большей, чем в интервале потенциалов $\varphi_{\text{а}} - \varphi_{\text{п}}$. Это объясняется образованием ионов металла более высокой валентности. После этого иногда наступает вторая область пассивности или же начинается анодное выделение кислорода.

Электрохимические методы при оценке коррозионной стойкости позволяют достаточно быстро выяснять вопросы кинетики и механизма процесса. Наиболее распространен метод снятия потенциальной кривой с помощью катодного вольтметра или с применением самопишущего электронного потенциометра и метод снятия потенциостатических поляризационных кривых.

Метод снятия потенциальной кривой дает наиболее полную картину одновременного построения анодной и катодной гальваностатических поляризационных кривых в условиях, соответствующих реальным, с учетом состава коррозионной среды, температуры, упрочняющей обработки металла изделия, состояния поверхности и других факторов. Для этого катод и анод изготовляют из одного и того же материала. По характеру поляризационных кривых определяют поляризуемость материала в качестве катода и анода и различия в катодных и анодных реакциях в процессе коррозии, влияние различных факторов на скорость процесса; выделяют стадии, лимитирующие скорость коррозии. Однако для испытания материалов, склонных к пассивации, этот метод неприемлем, так как он искажает истинное чередование анодных реакций.

Метод снятия потенциостатических кривых, применяемых в этих случаях, не имеет этого недостатка. Потенциостатическая кривая (см. рис. 2.41) для ряда значений потенциала строится с учетом изменений тока во времени. Анализ потенциостатиче-

ской кривой позволяет выделить области активного и пассивного состояния металла в зависимости от условий испытаний и позволяет обосновать целесообразность и параметры анодной защиты от коррозии.

Для правильного выбора метода оценки и прогнозирования коррозионной стойкости изделия, выбора методов и параметров защиты от коррозии необходимы предварительная качественная оценка процесса и внешних факторов коррозии, ясное представление о механизме и термодинамике при всех видах коррозии.

3. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПО КРИТЕРИЯМ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ

К конструктивным мероприятиям по повышению коррозионной стойкости относятся способы предохранения от проникания агрессивных средств, а также способы электрохимической защиты.

Мероприятия по предотвращению или ослаблению электрохимической коррозии сводятся к проведению мероприятий, затрудняющих или исключающих путь электрическому току через металл или раствор, или же к уменьшению разности потенциалов других элементов металлической конструкции.

При выборе конфигурации элементов конструкции (рис. 2.42), предотвращающей возникновение коррозии или уменьшающей скорость локальной коррозии, очень важно обеспечить в соединительных узлах отсутствие зон, в которых могут скапливаться различные загрязняющие частицы и влага (рис. 2.43, 2.44).

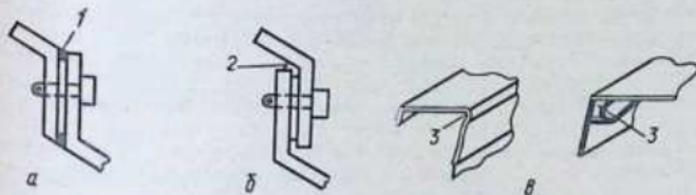


Рис. 2.42. Защита от агрессивных элементов:

а — рекомендуемая конструкция; б — нерекомендуемая конструкция; 1 — уплотнитель; 2 — зона накопления загрязнений; 3 — краска или дренаж

К технологическим мероприятиям повышения коррозионной стойкости относится применение лакокрасочных, металлических и химических покрытий и других методов упрочнения поверхностей.

Особое место в повышении коррозионной стойкости занимают ингибиторы, т. е. вещества исключающие или замедляющие процессы коррозии. Разработано несколько способов применения ингибиторов для защиты изделий от атмосферной коррозии [55]:

нанесение ингибиторов на поверхности металла или изделия из водных растворов или органических растворителей;

сублимация ингибиторов на поверхности изделий из воздуха, насыщенного парами ингибитора;

нанесение на поверхность металла полимерной пленки, содержащей ингибиторы коррозии;

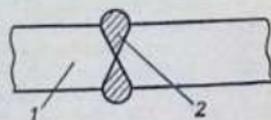


Рис. 2.43. Рекомендуемое соединение сваркой встык:

1 — анодный металл; 2 — катодный сварной металл

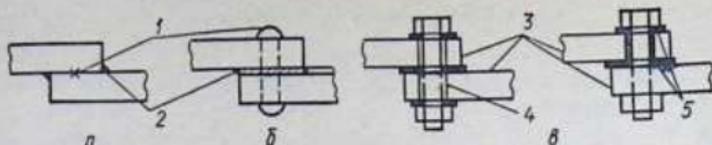


Рис. 244. Рекомендуемое соединение внахлестку:

а — точечная сварка; б — заклепочное соединение; в — болтовое соединение; 1 — катодный металл; 2 — сварочный слой, уплотнение или изоляция; 3 — разнородные металлы; 4 — изолирующий вкладыш; 5 — изолирующая прокладка или набивка

упаковка изделия в ингибированную бумагу;

внесение в замкнутое пространство пористого носителя с ингибитором. Различают ингибиторы для черных металлов и ингибиторы универсального действия, способные защищать одновременно черные и цветные металлы. Все композиции и соединения, применяющиеся в различных странах для защиты черных сплавов от коррозии летучими соединениями, в своем составе содержат нитрит натрия. В Советском Союзе наибольшее распространение получили нитрит-уротропиновые смеси [50], которыми пропитывают упаковочную бумагу. В США, ФРГ, ЧССР, Канаде, Швеции используют главным образом смеси, содержащие нитрит натрия, карбамид, бензолит натрия или аммония. Американские исследователи предложили в качестве летучего ингибитора использовать нитрит дициклогексилamina, хорошо защищающий от коррозии черные сплавы [55].

В зависимости от требуемого срока защиты надо выбирать соответствующий материал для внешней упаковки. Чем выше давление паров ингибитора, тем более высокими барьерными свойствами должна обладать внешняя упаковка. Опыт применения летучих ингибиторов показывает, что оптимальное давление паров лежит в интервале $1,3(10^{-2} - 10^{-4})$ Па.

Разработаны защитные средства «линасиль» и «линапол», представляющие собой неорганические и органические пористые материалы, пропитанные летучими ингибиторами. Помещение этих ингибированных адсорбентов непосредственно в изделия, которые могут быть загерметизированы, позволяет долго хранить изделия в самых неблагоприятных климатических зонах.

Для защиты от атмосферной коррозии черных металлов с успехом применяют также контактные ингибиторы, в частности растворы нитрата натрия, которые заранее наносят на поверхность изделия. Применение водных растворов нитрита натрия имеет, однако, один недостаток: в засушливые времена года кристаллы нитрита натрия осыпаются и при последующей конденсации влаги на некоторых участках поверхности концентрация нитрита натрия уменьшается.

Ввиду того что нитрит натрия относится к анодным ингибиторам, уменьшение концентрации ниже критического значения приводит анод к местной коррозии. В связи с этим были созданы композиции, которые при любой погоде и влажности воздуха не разжижаются и не высыхают. Для этой цели в водные растворы нитрита натрия вводят глицерин и оксиглицилцеллозу.

Одновременная защита черных и цветных металлов была сопряжена с большими трудностями, так как из соединений, обладающих универсальными пассивирующими свойствами, до последнего времени известны были лишь хроматы, однако они токсичны и не относятся к летучим соединениям. В настоящее время созданы оригинальные отечественные ингибиторы, которые относятся к летучим соединениям и отличаются универсальными защитными свойствами [55]. Это нитро- и динитробензолы. Отличительной чертой их является наличие функциональных групп, защищающих черные и цветные металлы, высокая окислительная способность, наличие органических катионов, легко адсорбирующихся на поверхности различных металлов.

Весьма эффективными соединениями для защиты черных и цветных металлов являются синтезированные производные низкомолекулярных аминов,

выпускающихся под маркой ИФХАН [55]. Наряду с другими металлами они способны защищать и магниевые сплавы.

В качестве временных средств защиты ингибиторы вводят в состав полимерных покрытий. Разработан метод модифицирования полимерных покрытий ингибиторами коррозии, который повышает защитные свойства этих покрытий [46]. С помощью тонких пленок таких покрытий можно защищать от атмосферной коррозии разнообразие изделия. Пленки могут быть трех видов: легкоснимаемые, смывающиеся и постоянные. Последние при необходимости покрывают лакокрасочными покрытиями.

Агрессивные свойства воды можно также подавить полностью или резко снизить с помощью силиката натрия, хромата или бихромата калия, нитрата натрия, молибденов, вольфрамов, аминов, четвертичных солей аммониевых оснований.

Защита сложных конструкций, содержащих несколько металлов, требует учета электрохимического поведения отдельных электродов в многоэлектродной системе. В таких случаях требуется применять ингибиторы, отличающиеся универсальными защитными свойствами (хроматы, нитробензолы), или смеси ингибиторов [55].

Глава 3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

§ 1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Виды зубчатых передач. В большинстве машин и приборов бытовой техники угловые скорости и положение осей вращающихся деталей двигателя и исполнительного органа не совпадают. Это приводит к необходимости введения в механизмы дополнительных устройств (рис. 3.1), с помощью которых осуществляется:

изменение угловой скорости; передача вращения от одной оси к другой, занимающей различные положения в пространстве;

изменение угловой скорости и передача вращения между осями.

Такие функции выполняют в механизмах механические передачи, подразделяющиеся на передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные) и передачи трением (фрикционные, ременные).

Зубчатые и червячные передачи (рис. 3.2) с вращательным движением обоих звеньев могут быть разделены на три основные группы, различаю-

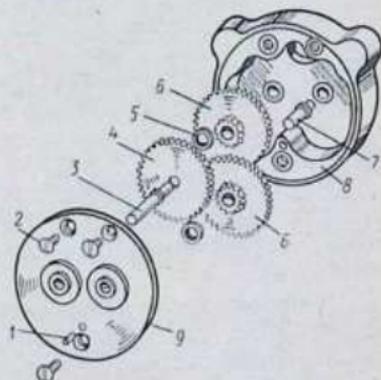


Рис. 3.1. Детали редуктора машины химической чистки:

1 — штифт; 2 — винт; 3 — ось; 4 — шестерня; 5 — шайба; 6 — блок шестерен; 7 — валки; 8 — корпус; 9 — крышка

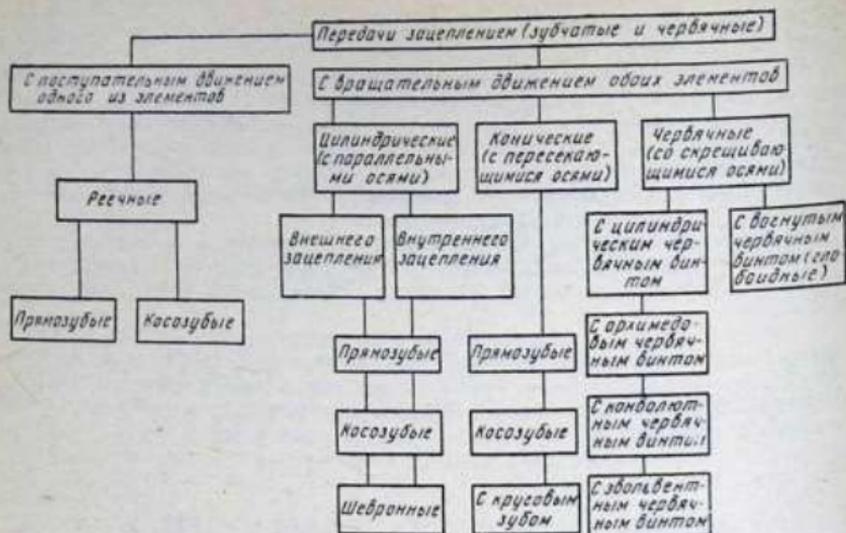


Рис. 3.2. Классификация зубчатых передач

щиеся по взаимному положению в пространстве геометрических осей вращения ведущего и ведомого звеньев. Под ведущим понимают зубчатое колесо передачи, которое сообщает движение парному зубчатому колесу (ведомому). Первая группа — цилиндрическая передача (с параллельными осями) внешнего и внутреннего зацепления. Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления вращаются в противоположные стороны, а колеса внутреннего зацепления — в одну и ту же. Вторая группа — конические передачи (с пересекающимися осями) состоят обычно из зубчатых колес внешнего зацепления. Третья группа — передачи червячные (со скрещивающимися осями), среди них наиболее распространены червячные передачи внешнего зацепления, в которых ведущий элемент называют червячным винтом, а ведомый — червячным колесом.

Среди цилиндрических зубчатых передач наибольшее распространение получили зубчатые колеса с профилями зубьев колес, очерченными по эвольвенте окружности (эвольвентные передачи).

Основные виды разрушения передач. Разрушения зубчатых колес могут быть подразделены на четыре основные группы: износ, поверхностное усталостное выкрашивание, пластическое течение и излом. Для исследования причин отказов разрушения целесообразно подразделять на две группы; разрушения, зависящие от смазки (износ при истирании, заедание, усталостное выкрашивание) и разрушения силового характера (пластическое течение, излом).

Износ при истирании зубчатых передач происходит при резком уменьшении толщины масляной пленки. Он может иметь вид адгезионного износа, т. е. вследствие налипания частичек металла из-за адгезии (сварки в твердом состоянии), абразивного износа, вызванного воздействием абразивных частиц (грязь, твердые компоненты, частицы выкрошившегося металла).

Заедание представляет собой форму интенсивного адгезионного износа, результатом которого является быстрое разрушение одной или обеих поверхностей. Заедание как форма адгезионного износа не может возникнуть при разделительной масляной пленке достаточной толщины. Причиной заедания чаще всего является интенсивное локальное выделение теплоты трения в контакте зубьев.

Усталостное выкрашивание является следствием воздействия переменных циклических напряжений, превышающих предел выносливости металла. Под воздействием напряжений возникают поверхностные и подповерхностные трещины, приводящие в процессе своего развития к отделению частиц металла, образованию ямок выкрашивания на одном или одновременно на нескольких поверхностях зубчатых передач. Выкрашивание может возникать и при неповрежденной масляной пленке; ее величина может приводить только к снижению интенсивности переменных поверхностных напряжений, но не может исключить процесса выкрашивания.

Пластическое течение проявляется как поверхностная деформация при превышении предела пластичности на одной или обеих поверхностях при их относительном движении. Обычно этот вид разрушения возникает при большой нагрузке или высокой температуре. Пластическое течение — явление силового характера, но оно может зависеть и от смазки. Например, высокая температура, вызывающая превышение предела пластичности металла, может возникнуть при нарушении условий смазки.

Излом зубьев вызывается значительными напряжениями изгиба и чаще всего носит усталостный характер. Излом носит вид силового воздействия, однако чрезмерное выкрашивание или износ могут так ослабить зуб, что это вызовет его поломку, т. е. разрушение смазочного характера может также приводить к излому.

Зубчатые колеса работают при высоких контактных напряжениях в сочетании с высокими скоростями скольжения. Следствием податливости зубчатых колес является упругая деформация взаимодействующих поверхностей под нагрузкой, что приводит к необходимости использования при расчете их надежности теории упругогидродинамической смазки. Тела зубчатых колес, валы, подшипники, корпус зубчатых передач также деформируются под нагрузкой. Эти деформации могут из-

менять характер распределения нагрузок между зубьями или вызвать нарушение контактов сопряжения. Нарушение контакта взаимодействия происходит также из-за погрешностей изготовления, сборки или разности коэффициентов термического расширения различных элементов передач. Чтобы обеспечить полную упругогидродинамическую смазку, отношение толщины смазочной пленки к высоте микронеровностей должно быть порядка двух-трех.

Во всех передачах существует определенный период приработки, в течение которого комбинированное воздействие качения и скольжения зубьев приводит геометрию поверхностей к высокой чистоте, специфичной для каждого вида передач и условий работы. При благоприятных условиях эксплуатации поверхности зубчатых колес будут подвергаться небольшому износу, который в ряде случаев не будет приводить к нарушению работоспособности в течение установленного срока эксплуатации. При менее благоприятных условиях эксплуатации возможны износ поверхностей и даже поломка зубьев.

Причиной разрушения зубчатых передач часто является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. В результате этого возникают локальные концентрации напряжений на боковой поверхности и ножке зуба, приводящие в ряде случаев к пластической деформации, интенсивному износу, питтингу или к поломке зуба. Наиболее сильно повреждаются передачи с зубьями большой длины, применяемыми в передачах обычно в незакаленном или в термически необработанном виде. Короткие закаленные зубья также могут разрушаться в результате неправильного контакта.

Суммарная погрешность направления зуба включает:

- погрешности изготовления колес;
- радиальное биение, возникающее при изготовлении передач;
- отклонение от параллельности, возникшее при изготовлении отверстий под подшипники и вследствие деформации коробки передач под нагрузкой;
- погрешности направления из-за деформации валов под нагрузкой;
- погрешности из-за скручивания ведущей шестерни под воздействием крутящего момента;
- погрешности, возникающие при сборке зубчатых колес в передаче.

Неправильный контакт по длине зуба может быть вызван как погрешностями направления зубьев, так и погрешностями наклона и скрещивания осей или сочетанием тех и других погрешностей.

Основным видом разрушения поверхностей является износ. Для большинства машин характерно, что износ зубьев по профилю как шестерни, так и колеса неравномерен: у шестерен максимальный износ имеется в зоне ножки зуба и начальной

окружности, а минимальный — в зоне головки зуба, у колес (ведомая шестерня) максимальный износ имеется в зоне ножки зуба, а минимальный — в зоне головки; неравномерность износа (отношение максимального износа к минимальному) у большинства изделий колеблется: у шестерен от 1,3 до 2,2, у колес от 2 до 15,5. Такая неравномерность износа приводит к тому, что после некоторой наработки нарушается правильное зацепление, передача крутящего момента делается прерывной (со скачками). В результате этого появляются динамические нагрузки, ускоряющие процесс усталостного выкрашивания, а в ряде случаев и излома зубьев.

При рассмотрении видов повреждений и причин отказов зубчатых передач следует выделять два фактора: поломку зуба и повреждение профиля. Поломка зуба может происходить из-за ударного и усталостного излома. В большинстве случаев поломка зуба приводит к немедленному нарушению работоспособности изделия, в которое входит данная зубчатая передача. Повреждение профиля может происходить из-за изнашивания, усталостного выкрашивания, коррозии, пластической деформации или протекания электрического тока (в случае нарушения изоляции в электромеханических бытовых приборах или машинах). В результате незначительных повреждений профиля возникают дефекты, являющиеся причиной появления шумов, вибрации, нагрева. Значительные повреждения профиля могут приводить к поломке зуба.

В зависимости от типа зубчатой передачи в зацеплении может преобладать трение скольжения или качения. В наиболее простом случае — в прямозубых передачах с параллельными осями — зацепление происходит с качением в точках, лежащих на начальной окружности, с небольшим скольжением на головках и ножках зубьев. В момент входа в зацепление масло увлекается в зону контакта ведомым зубом, а во время выхода из зацепления масло увлекается в зону контакта ведущим зубом. При достаточной толщине масляной пленки обеспечиваются условия гидродинамической смазки.

Такие условия преобладают в ряде комбинаций нагрузок и скоростей, но при незначительной длине зубьев и при больших относительных давлениях боковые утечки масла становятся большими и масло удерживается только в виде тонкой пленки, создавая смешанный (иногда граничный) режим трения. Именно этот режим преобладает в большинстве типов зубчатых передач с параллельными и пересекающимися осями колес, таких, как косозубая с углом подъема винтовой линии от 15 до 20°, шевронная и винтовая зубчатая.

Оценка работоспособности передач по критериям заедания. При расчете надежности зубчатых передач по критериям заедания необходимо учитывать условия смазки и шероховатость поверхностей зубьев. Рабочие поверхности зубчатых колес

имеют прерывистую смазку, т. е. при работе шестерен масляная пленка образуется вновь при входе в зацепление каждой пары зубьев.

Режим смазки зубчатой передачи может характеризоваться эластогидродинамическим или классическим гидродинамическим видами смазки. Последняя предполагает отсутствие зависимости вязкости масла от давления и абсолютную жесткость контактирующих поверхностей в зоне трения.

Условие соответствия режима смазки классического вида выражается уравнениями [50]:

$$g_v = (\alpha W/R) (W/\eta_0 v)^{1/2} < 1,5; \quad (3.1)$$

$$g_e = (W/ER)^{1/2} (W/\eta_0 v)^{1/2} < 0,6, \quad (3.2)$$

где g_v — безразмерный параметр вязкости; α — пьезокэффициент вязкости; W — нормальная погонная нагрузка по длине зуба; R — приведенный радиус кривизны зубьев; η_0 — динамическая вязкость масла; v — скорость движения масла в зазоре; g_e — безразмерный параметр упругости; E — приведенный модуль упругости материала зубьев.

Расчет минимальной толщины масляного слоя между зубьями на основе классической гидродинамической теории производится для легконагруженных передач по формуле

$$h_{\min} = h_k \frac{\eta_0 v R}{W}, \quad (3.3)$$

где h_k — постоянная Мартина [50]; η_0 — номинальная динамическая вязкость масла; v — полусумма скоростей качения зубьев в точке контакта; $v = (v_1 + v_2)/2$.

Минимальная толщина масляного слоя между цилиндрическими роликами при эластогидродинамической смазке согласно теории смазки Блока [48] определяется по зависимости

$$h_{\min} = 2,65 \frac{\alpha^{0,54} (\eta_0 v)^{0,7} \rho^{0,43}}{W^{0,13} E^{0,03}}. \quad (3.4)$$

Для зубчатых передач выражение (3.4) записывается в виде [58]

$$h_p = k \frac{(c \sin \varphi)^{1,13}}{W^{0,13}} (\eta_0 n_p)^{0,7} \frac{m_g^{0,43}}{(m_g + 1)^{1,56}}. \quad (3.5)$$

где h_p — минимальная толщина масляного слоя в полюсе зацепления, см; $k = 2,65 \alpha^{0,54} / E^{0,03}$ — коэффициент (для стальных зубчатых колес $k = 1,91 \alpha^{0,54}$; для стальных колес нагретых по объему до 77 °С при смазывании нефтяным маслом $k = 1$); c — межцентровое расстояние передачи, см; φ — угол зацепления зубчатой передачи; n_p — частота вращения, об/мин; $m_g \geq 1$ — передаточное отношение.

Формула (3.5) действительна при следующих условиях [50, 58]:

1) соблюдаются условия эластогидродинамической смазки $g_v > 1,5$; $g_e > 0,6$;

2) безразмерный параметр скорости $g_s = \alpha(E^3 \eta_0 v / \rho)^{1/4}$ лежит в пределах $1,8 < g_s < 100$;

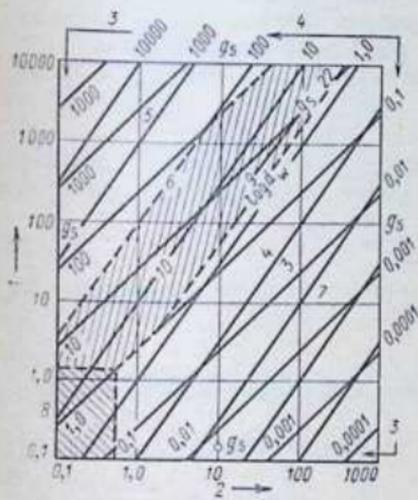
3) безразмерный параметр нагрузки $g_l = \alpha[WE/(2\pi\rho)]^{1/2}$ лежит в пределах $1 < g_l < 100$.

Область возможного использования формулы (3.5) для определения минимальной толщины масляного слоя показана на рис. 3.3, где она представлена заштрихованными зонами для стальных зубчатых колес, смазываемых нефтяными маслами.

Для заштрихованных зон действительна формула (3.5). Над заштрихованной зоной расположена область гидродинамической смазки, где вязкость масла считается переменной, а поверхности — жесткими. Под заштрихованными зонами в правой части графика находится область эластогидродинамической смазки при постоянной вязкости масла, что актуально только для зубчатых колес, изготовленных из эластомеров, например резины, при смазывании жидкостью весьма малой вязкости, например водой.

Вычисленную по выражениям (3.1)—(3.5) толщину масляного слоя между зубьями необходимо затем сопоставить с величиной шероховатости их поверхностей. Опыты показывают, что минимальная толщина пленки должна быть не меньше средней высоты шероховатостей боковых поверхностей зубьев. Если это условие не выполняется, то будет интенсивный износ.

Для учета шероховатости вводится понятие удельной толщины λ масляного слоя, под которой понимается отношение



метр скорости g_s ; 5 — вязкостно-жесткогидродинамическая область; 6 — эластогидродинамическая область; 7 — эластогидродинамическая область с постоянной вязкостью; 8 — жесткая область с постоянной вязкостью; 9 — возрастающая нагрузка; 10 — возрастающая скорость.

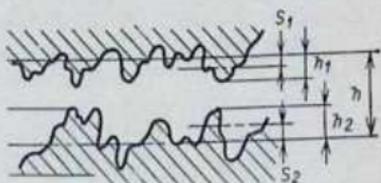


Рис. 3.4. Схематическое изображение выступов и толщины масляного слоя

Рис. 3.3. Условие применимости гидродинамического и эластогидродинамического видов смазки при расчете минимальной толщины масляного слоя:

1 — безразмерный параметр вязкости g_v ; 2 — безразмерный параметр уругости g_u ; 3 — безразмерный параметр нагрузки g_l ; 4 — безразмерный параметр скорости g_s ; 5 — вязкостно-жесткогидродинамическая область; 6 — эластогидродинамическая область; 7 — эластогидродинамическая область с постоянной вязкостью; 8 — жесткая область с постоянной вязкостью; 9 — возрастающая нагрузка; 10 — возрастающая скорость.

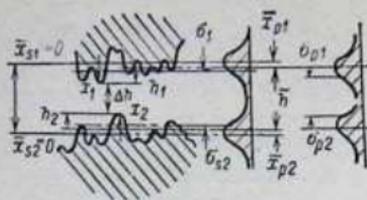


Рис. 3.5. Схематическое изображение параметров распределения выступов

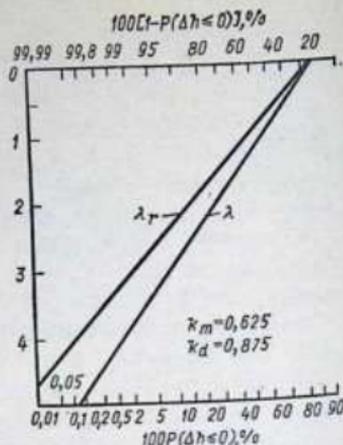


Рис. 3.6. График для определения вероятности контакта неровностей

средней толщины h масляного слоя (рис. 3.4) к средней квадратической шероховатости S поверхностей сопрягающихся звеньев $\lambda = h/S$, (3.6)

где $S = S_1 + S_2/2$, здесь S_1, S_2 — средняя квадратическая шероховатость рабочей поверхности зубьев соответственно шестерни и колеса. Приближенно $S_1, S_2 = 1,11R_a$ (R_a — средняя арифметическая шероховатость).

Контакт поверхностных неровностей будет происходить в тех случаях, когда зазор между выступами неровностей $\Delta h \leq 0$ (рис. 3.5).

Расчет вероятности заедания сводится к определению вероятности того, что $P(\Delta h \leq 0)$. Можно принять, что для большей части поверхностей, подверженных механической обработке, распределение высот микронеровностей соответствует нормальному закону. Средние квадратические отклонения σ_{s1} и σ_{s2} профилей поверхностей контакта зубьев можно определить по профилограмме (см. рис. 3.5) или принять равными $\sigma_{s1} = 1,11R_{a1}$, $\sigma_{s2} = 1,11R_{a2}$. Средние значения распределения высот выступов могут быть вычислены по профилограмме или приближенно вычислены по формулам:

$$\bar{x}_{p1} = k_m \sigma_{s1}; \quad \bar{x}_{p2} = k_m \sigma_{s2}; \quad (3.7)$$

средние квадратические отклонения высот выступов — по формулам:

$$\sigma_{p1} = k_d \sigma_{s1}; \quad \sigma_{p2} = k_d \sigma_{s2}, \quad (3.8)$$

где k_m, k_d — коэффициенты, устанавливаемые для каждого вида механической обработки.

Для определения вероятности выступа можно принять, что $k_m = 0,625$; $k_d = 0,875$;

$$\bar{\Delta h} = \frac{\lambda}{\sqrt{2k_d}} - \frac{\sqrt{2k_m}}{k_d} = \lambda_v - \frac{\sqrt{2k_m}}{k_d}, \quad (3.9)$$

где $\bar{\Delta h}$ — среднее значение зазора между выступами неровностей.

Тогда по заданной величине λ вероятность контакта выступов может быть определена по рис. 3.6.

При $\lambda > 4$ можно считать задиране практически невозможным, при $\lambda < 1$ имеется граничное трение, которое сопровождается износом. Значения $1 \leq \lambda \leq 4$ соответствуют режиму полужидкостной смазки. В этом случае важно знать характер деформации контактирующих поверхностей: упругая, пластическая или смешанная (упругопластическая). Для этой цели может служить индекс пластичности [58], определяемый из выражения

$$\Psi = (E'/H) \sqrt{\sigma_p/r}, \quad (3.10)$$

где E' — приведенный модуль упругости; H — твердость (в единицах удельного давления); σ_p — среднее квадратическое отклонение высот выступов; r — среднее арифметическое значение радиуса вершин контактирующих неровностей.

При $\Psi < 0,6$ контакт будет упругим при любой нагрузке. При $\Psi = 1-10$ контакт будет упругопластическим даже при самой малой нагрузке. Упругий контакт некоторых неровностей может при увеличении нагрузки переходить в пластический контакт. Эта область является приемлемой для приработки трущихся поверхностей, особенно на маслах без антизадирных присадок. При $\Psi > 10$ возможны интенсивный износ и заедание. При $\Psi < 0,6$ заедания не возникает.

При значениях $0,6 < \Psi < 10$ задиране будет при условии, что мгновенная температура T'_s поверхностей в зоне контакта превзойдет температуру десорбции смазки T''_c .

Мгновенная температура поверхностей в зоне контакта

$$T'_s = T_n + T_f,$$

где T_n — температура шестерни (колеса) в объеме у входа в зону зацепления; T_f — среднее превышение температуры на площадке герцевского контакта зубьев над объемной температурой тела шестерни.

Температура T_f (в °C) может быть вычислена по выражению

$$T_f = \left[\frac{0,024fW'(\sqrt{v_1} - \sqrt{v_2})}{\cos \phi \sqrt{b}} - 32 \right] \frac{5}{9}, \quad (3.11)$$

где f — коэффициент трения; W' — окружная сила на единицу длины зуба; v_1 и v_2 — скорости качения зубьев; b — ширина площадки контакта.

Коэффициент трения f вычисляется по формуле [59]

$$f = \left(\frac{S + 22}{35} \right) 0,6/\eta_0^{0,115} \sigma_s^{1/3} v_s^{1/6} \rho^{1/2}, \quad (3.12)$$

где σ_s — скорость скольжения; v_s — суммарная скорость качения; $v_s = v_1 + v_2$.

Вероятность контакта двух неровностей при наличии смазки характеризуются дефектом масляного слоя β :

$$\beta = 1 - \exp \left[\frac{-\exp(-\varepsilon/RT_s)}{3,2 \cdot 10^5 v_s (M/T_m)^{1/2}} \right], \quad (3.13)$$

где ε — теплота десорбции; R — газовая постоянная; T_s — температура контактирующих поверхностей; v_s — скорость скольжения; M — молекулярная масса масла; T_m — температура плавления масла, К.

При работе зубчатых колес в режиме полужидкостной смазки их износ выражается в истирании трущихся поверхностей зубьев, при этом дефект масляного слоя β близок к нулю. При износе зубьев в условиях заедания $\beta = 1$. Максимально допустимое из условий предотвращения заедания значение $\beta = 0,01-0,05$.

Величину β можно установить из опытов по трению, определяя коэффициенты трения при следующих четырех режимах:

- 1) при работе без смазки (коэффициент трения f);
- 2) при жидкостной смазке в условиях, идентичных условиям работы рассчитываемой зубчатой передачи (такие же нагрузка, градиент скорости сдвига, сорт масла; коэффициент трения f_l);
- 3) при начальном задирании (коэффициент трения f_s);
- 4) в условиях, имитирующих рассчитываемую передачу, т. е. с соблюдением таких же значений коэффициента проскальзывания, приведенного радиуса кривизны зубьев и толщины эластогидродинамического масляного слоя (коэффициент трения f).

Тогда

$$\beta = (f - f_l) / (f_s - f_l). \quad (3.14)$$

Формула (3.14) позволяет найти дефект масляного слоя во многих случаях более простым способом, чем по уравнению (3.13), которое требует определения теплоты десорбции, а также точки плавления базового масла. Теплоту десорбции можно при необходимости установить по уравнению

$$\varepsilon = RT_s \ln \left\{ \ln \left(\frac{f_s - f_l}{f_s - f} \right)^{-1} - \ln \left[5,15 \cdot 10^{-5} v_s \left(\frac{M}{T_{кр}} \right)^{1/2} \right] \right\}, \quad (3.15)$$

где T_s — температура контактирующих неровностей; M — молекулярная масса масла; $T_{кр}$ — критическая температура базового масла.

Использование дефекта масляного слоя β в качестве критерия задирания зубьев вызывает необходимость в его экспериментальном определении для каждого отдельного сочетания масло — смазываемая поверхность при различных значениях объемной температуры зубчатых колес, нагрузки и скорости зубьев.

Приближенная зависимость для расчета минимальной толщины масляной пленки h_p имеет вид [50]

$$h_p = 5 \cdot 10^{-6} (\eta_0 v R)^{1/2}, \quad (3.16)$$

где η_0 — вязкость масла при рабочей температуре и атмосферном давлении; v — средняя окружная скорость; R — эффективный радиус обеих соприкасающихся поверхностей.

По формуле (3.16) можно вычислить максимальную вязкость масла, необходимую для обеспечения достаточной толщины пленки при работе в заданных условиях. Результаты определения минимальной толщины масляной пленки по классической и эластогидродинамической теории показаны на рис. 3.7. При расчете по классической теории (принято, что вязкость масла постоянна, а поверхности зубьев абсолютно жесткие) толщина масляной пленки равнялась средней высоте шероховатостей уже при нагрузке 1,2 кН/см. Эксперименты показали, однако, что износ при такой нагрузке весьма мал. При расчете по эластогидродинамической теории допустимая нагрузка достигает 5,5 кН/см, что подтверждено также экспериментальными данными.

Чрезмерное повышение вязкости масла может приводить к перегреву трансмиссии. В связи с этим для смазки тяжело нагруженных шестерен рекомендуется применять легированные масла. Однако защитный слой смазки, образующийся на боковых поверхностях зубьев при использовании легированных масел, также имеет граничные значения нагрузки и скорости, при превышении которых начинаются износ и заедание зубьев. Такие граничные значения, после которых происходит разрушение защитного слоя, наступают при определенной установившейся температуре боковых поверхностей.

Следует подчеркнуть, что не все дефекты шестерен вызваны неправильной смазкой. Так, усталостный излом, образование трещин, отслаивание рабочих поверхностей возникают из-за неправильной конструкции, технологии изготовления или эксплуатации шестерен.

Расчет надежности по параметрам износостойкости. Для открытых передач технологического оборудования и бытовых приборов отказы зубчатых передач происходят из-за абразивного изнашивания поверхностей зубьев. Рассмотрим схему абразивного изнашивания.

Абразивная частица, попадающая в зону контакта трущихся поверхностей зубчатых колес, подвергается возрастающему давлению набегающих зубьев.

Процесс изнашивания [21, 50] объясняется следующим образом. В точке c (рис. 3.8) абразивная частица входит в зону

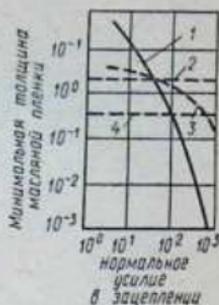


Рис. 3.7. Зависимость минимальной толщины масляной пленки h_{min} от нагрузки зубчатой пары:

1 — при расчете по классической теории смазки; 2 — максимальная начальная высота шероховатостей; 3 — при расчете по эластогидродинамической теории смазки; 4 — средняя начальная высота шероховатостей

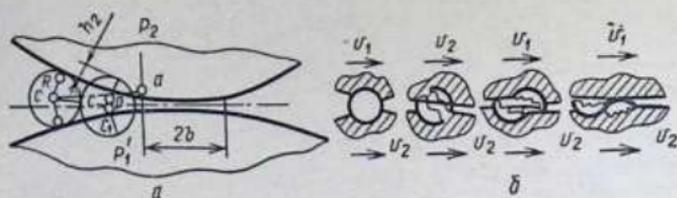


Рис. 3.8. Схема движения (а) и расщепления (б) абразивных частиц

контакта, а в точке c_1 она расщепляется. После расщепления вновь образовавшиеся поверхности частицы входят в контакт с поверхностями зубьев. Острые края свежих поверхностей обеспечивают прочное сцепление осколков частицы с зубьями. Если осколок закрепляется на одном из зубьев, то на противоположном зубе вследствие пластической деформации поверхности он делает соответствующую канавку.

Из рис. 3.8 видно, что длина контакта [46]

$$L = 2 \sqrt{\rho^* R} \left[1 - 0,5 \left(\frac{h_1}{R} + \frac{h_2}{R} \right) \right] + 2b, \quad (3.17)$$

где $\rho^* = (\rho_1 + \rho_2)/2\rho_1\rho_2$ — приведенный радиус кривизны в точке контакта; ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны зубьев в точке контакта; R — радиус абразивной частицы, которая считается круглой; h_1, h_2 — глубина внедрения частицы в соответствующие зубья; $2b$ — ширина площадки упругой деформации.

Различие глубин внедрения h_1 и h_2 объясняется различием твердости поверхностей зубьев. Из формулы (3.17) видно, что длина контакта зависит от безразмерного параметра h/R . Этот параметр характеризует вид взаимодействия между абразивной частицей и поверхностью трения. Согласно данным И. В. Крайльского, при $h/R \leq 0,1 \cdot 10^{-2}$ для незакаленной стали и $h/R \leq 0,6 \cdot 10^{-2}$ для закаленной стали имеется упругая деформация; и больших значениях h/R имеется пластическая деформация. Зазание с отделением стружки начинается при $h/R > 0,2-0,5$.

Абразивный износ трущихся поверхностей возникает только в случаях пластической деформации и резания. Чтобы отделить от трущейся поверхности частицы ее материала, требуется при этом от 1 до 10^8 циклов нагрузки. Это число циклов N имеет решающее значение при расчете долговечности. Оно зависит в первую очередь от характера нагрузки и от физических свойств материала трущихся поверхностей (твердости, предела прочности и т. д.).

Можно написать, что путь трения

$$S = n\omega t S_1, \quad (3.18)$$

где n — частота вращения; ω — число зон зацепления; t — время; S_1 — путь трения при одном контакте.

Линейный износ за число циклов N_t

$$\Delta S_t = I S_1 N_t, \quad (3.19)$$

где $I \approx \Delta S/S$ — интенсивность изнашивания.

Приняв в формуле (3.19) за ΔS_t величину допустимого износа, можно получить выражение для расчета долговечности зубчатых колес:

$$L_h = \Delta S_{np} / I S_1 n, \quad (3.20)$$

где ΔS_{np} — предельный износ.

Интенсивность изнашивания можно определить как

$$I = (v_w/v_g) = (v_1 v_T) / [v_g 2n (C \sqrt{2\rho^* R} + b)], \quad (3.21)$$

где v_g — скорость скольжения; $v_1 = n\Delta S/60U$ — условная скорость изнашивания; v_T — скорость по касательной к точке контакта; v_w — фактическая скорость изнашивания;

$$v_w = v_1 30 v_T / n (C \sqrt{2\rho^* R} + b),$$

$$\text{где } C = \left[1 - 0,5 \left(\frac{\sigma_1}{2H_1} + \frac{\sigma_2}{2H_2} \right) \right] + 2b,$$

здесь σ_1, σ_2 — пределы прочности; H_1, H_2 — твердости контактирующих зубьев.

После подстановки выражения (3.21) в выражение (3.20) получаем

$$L_h = \frac{\Delta S_{np}^2 (C \sqrt{2\rho^* R} + b) v_g}{S_1 v_1 v_T} \quad (3.22)$$

или

$$L_h = \frac{\Delta S_{np} H_w z_m}{Q \chi v_n H_q \omega P_c^\alpha \eta} \quad (3.23)$$

где H_w — твердость металла; z — число зубьев; m — модуль; Q — нагрузка; χ — степень загрязнения; v_n — окружная скорость; H_q — твердость абразива; ω — число зон контакта; P_c — удельное давление по Герцу; α — коэффициент; η — упругая постоянная соприкасающихся тел;

$$\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2,$$

где μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости.

Для сухого трения, когда причиной разрушения поверхности зуба служит явление проскальзывания в зоне контактирующих зубьев, Ю. Н. Дроздов получил следующие выражения для расчета толщины изношенного слоя [9]:

$$h_1 = 2,25 I_1 \sqrt{P_n \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \frac{v_{ск}}{v_1} n_1 z_1 T_1}; \quad (3.24)$$

$$h_2 = 2,25 I_2 \sqrt{P_n \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \frac{v_{ск}}{v_2} n_2 z_2 T_2}, \quad (3.25)$$

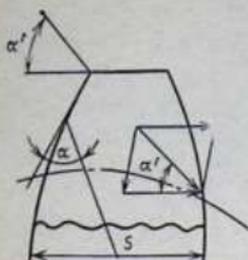


Рис. 3.9. Нагрузки в прямозубом цилиндрическом колесе

где P_n — погонная нагрузка; $v_{ск}$ — скорость скольжения; v_1, v_2 — скорости качения поверхностей; z — количество пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом; T — время работы; r_1, r_2 — радиусы кривизны зубьев в месте расчета.

Интенсивность изнашивания

$$I = dh/dS \approx h/S, \quad (3.26)$$

где h — глубина изношенного контакта; S — путь трения скольжения.

Приведенные выражения являются приближенными, так как не учитывают факторов изменения динамики процесса зацепления при изнашивании колес.

Расчет надежности по критериям прочности. При работе зубчатых передач между зубьями сопряженных колес возникает сила давления Q , направленная по линии зацепления. Кроме того, от скольжения зубьев между ними образуется сила трения $F = Qf$, где f — коэффициент трения.

На работоспособность зубьев решающее влияние оказывают напряжение изгиба σ_n , возникающее в поперечных сечениях зубьев, и контактные напряжения σ_k , возникающие в поверхностных слоях зубьев. От напряжения изгиба σ_n может возникнуть поломка зубьев, от контактного напряжения σ_k — усталостное выкрашивание.

Рассмотрим цилиндрические прямозубые колеса. Суммарное напряжение в опасном сечении зуба на его рабочей стороне [45]

$$\sigma = \sigma_n - \sigma_c = \frac{k_k k_d Q}{b} \left(\frac{6l \cos \alpha'}{S^2} - \frac{\sin \alpha'}{S} \right), \quad (3.27)$$

где σ_n, σ_c — напряжения изгиба и сжатия; k_k — коэффициент концентрации нагрузки, обусловленный неравномерным распределением нагрузки по длине зубьев; k_d — коэффициент динамической нагрузки, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку на зубья; b — ширина венца зубчатого колеса; l — плечо изгибающей силы относительно опасного сечения; α' — угол вершины зубьев (рис. 3.9); S — толщина зуба в опасном сечении; $bS^2/6 = W$, где W — момент сопротивления на изгиб опасного сечения.

Сила давления между зубьями

$$Q = P/\cos \alpha, \quad (3.28)$$

где α — угол профиля, т. е. угол между касательной к профилю зуба в данной точке и линией кратчайшего расстояния по поверхности сечения от этой точки до оси зубчатого колеса (см. рис. 3.9).

Умножением выражения (3.27) на модуль m получим

$$\sigma = \frac{k_k k_d P}{mb} \left(\frac{6ml \cos \alpha'}{S^2 \cos \alpha} - \frac{m \sin \alpha'}{S \cos \alpha} \right) \quad (3.29)$$

или

$$\sigma = (k_k k_d P) / ymb. \quad (3.30)$$

Отсюда можно найти коэффициент формы зубьев:

$$y = 1/\{[(6ml \cos \alpha')/S^2 \cos \alpha] - [(m \sin \alpha')/S \cos \alpha]\}. \quad (3.31)$$

Но так как $P = 2M/zm$, где M — передаваемый момент, то условием для прочности в зависимости от передаваемого колесом момента будет неравенство

$$\sigma = (2/zyb m^2) k_k k_d M \leq [\sigma_n], \quad (3.32)$$

где $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение изгиба.

Используя равенство $M = 97400 N/n$, где N — передаваемая колесом мощность; n — частота вращения, можно написать, что

$$\sigma = (195000/2ybm^2) (k_k k_d N/n) \leq [\sigma_n]. \quad (3.33)$$

По аналогии с данным методом расчет на изгиб прямых зубьев конических передач производят по выражению [32, 39]

$$\sigma = (2/zyb m_c^2) (k_k k_d M/v) \leq [\sigma_n] \quad (3.34)$$

или

$$\sigma = (195000/zyb m_c^2) (k_k k_d N/vn) \leq [\sigma_n], \quad (3.35)$$

где m_c — средний модуль; $m_c = d_c/2$ (d_c — средний диаметр делительного ко- нуса); v — скорость точки касания.

Для расчета на изгиб косых и шевронных передач следует использовать выражение

$$\sigma = (2 \cos \beta /zyb m^2) (k_k k_d M/v_n) \leq [\sigma_n]$$

или

$$\sigma = (195000 \cos \beta /zyb m^2) (k_k k_d N/v_n n) \leq [\sigma_n],$$

где β — угол наклона на делительном цилиндре; v_n — коэффициент, учиты- вающий повышение прочности косых и шевронных зубьев по сравнению с прямыми.

При расчете прямых зубьев цилиндрических передач на контактную прочность в качестве исходной принимают формулу Герца для наибольших контактных напряжений σ_k при сжатии цилиндров:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{qE/\rho}, \quad (3.36)$$

где q — удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины зуба; E — приве- денный модуль упругости материала зубчатых колес; $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, здесь E_1, E_2 — модули упругости материала шестерни и колеса, ρ — приведен- ный радиус кривизны профилей сопрягаемых зубьев в полюсе зацепления;

$$\rho = \rho_1 \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1), \quad (3.37)$$

где ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны профилей зубьев шестерен и колеса (знак «плюс» — для наружного, знак «минус» — для внутреннего зацепления).

Контактное напряжение σ_k должно быть не более допускаемого.

Обеспечение надежности. Надежность зубчатых передач зависит в первую очередь от правильного выбора вида передачи и ее параметров. При проектировании зубчатой передачи должен быть решен ряд принципиальных вопросов по выбору ее конструкции. Процесс этот может быть представлен в виде некоторой последовательности [26, 32].

1. Выбор вида передачи — прямозубая или косозубая. Косозубая передача одних и тех же габаритов, что и прямозубая, может иметь нагрузочную способность на 75 % выше прямозубой. Однако и стоимость ее примерно на 20 % выше.

Относительную себестоимость зубчатых колес разных размеров при одинаковых модуле $m = 8,5$ мм и ширине венца $b = 75$ мм показывают следующие данные:

	Прямозубое	Косозубое
$z = 18$	1	1,2
$z = 36$	1,5	1,9
$z = 54$	2,4	2,9

Таким образом, косозубые передачи следует применять, если необходим выигрыш в габаритах или массе.

Крупным недостатком прямозубой передачи является плохая работоспособность при высоких скоростях; практически ее не рекомендуется применять при окружной скорости до 5 м/с. Однако прямозубая передача обеспечивает более жесткий привод, что позволяет предпочитать ее в специальных механизмах, например в приводе радарной установки.

2. Если выбрана косозубая передача, следует решить задачу, применять ли собственно косозубую передачу или шевронную. Недостаток шевронной передачи — неравномерность распределения нагрузки между полушевронами, так что иногда может вообще работать лишь один из них, поэтому нужно принять специальные меры для выравнивания распределения нагрузки между полушевронами.

Косозубое колесо можно выполнить меньшей ширины, так как нет канавки между полушевронами. Это приводит к уменьшению концентрации нагрузки. Точность косозубых передач при прочих равных условиях выше, чем у шевронных. Кроме того, косозубая передача в случае краевого контакта легко прирабатывается, так как она имеет только два торца, в то время как шевронная — четыре. Однако шевронная передача имеет то преимущество, что осевая составляющая нагрузки не передается на подшипники. Поэтому в шевронной передаче не требуется, как в косозубой, применять специальную конструкцию опор или переходить на малый угол наклона зуба. Кроме того, отсутствие изгибающего момента от осевого усилия позволяет в шевронной передаче располагать подшипники более компактно.

3. С точки зрения конструирования достаточно простого подшипникового узла желательно выбирать малый угол наклона зуба. Однако это ведет к малому коэффициенту осевого перекрытия. С этим связан вопрос выбора ширины венца. Коэффициент осевого перекрытия R пропорционален ширине венца и тангенсу угла наклона зуба. Угол наклона зуба обычно принимают в интервале $7-70^\circ$. Во всех случаях (кроме специальных) рекомендуется стремиться к нижнему пределу этого интервала. Аналитические исследования показали, что до $R = 0,8$ с увеличением коэффициента осевого перекрытия увеличивается эффективная ширина зуба и повышается нагрузочная способность передачи. Чтобы иметь некоторый запас осевого перекрытия, рекомендуется принимать $R = 1,2$. Когда же необходимо обеспечить более плавную работу зубчатой пары, следует принимать $R \geq 2$.

4. Известно, что нагрузочная способность зуба определяется произведением диаметра делительной окружности D и рабочей ширины венца b , поэтому можно идти по пути уменьшения одной из этих величин при увеличении другой. Рекомендуется при прочих равных условиях брать малые диаметры и соответственно широкие зубчатые венцы, так как в этом случае уменьшается межосевое расстояние. Однако большая рабочая ширина венца шестерни ведет к увеличению концентрации нагрузки, поэтому следует ограничиваться отношением $b/D \leq 2$.

5. С точки зрения прочности зуба следует принимать большой профильный угол исходного контура рейки. Однако при этом повышается опасность заострения, а также уменьшается коэффициент торцового перекрытия. Кроме того, большие профильные углы отрицательно сказываются на виброакустических свойствах передачи, повышается шум. Следует также учитывать, что стоимость такой передачи увеличивается.

6. С точки зрения прочности зуба на излом, а также износа следует применять крупномодульные зубчатые передачи. Однако если излом зуба не лимитирует нагрузочную способность передачи, то желательно применить малый модуль. Это дает лучшие показатели плавности и шумовой характеристики передачи. Кроме того, такие передачи имеют меньшую стоимость.

7. Лучшие шумовые характеристики могут быть получены также при использовании передач со смещением исходного контура. Рекомендуется применять для шестерни коэффициенты смещения $0,3-0,6$, а для колеса — соответствующие отрицательные смещения.

8. Чаще всего передаточное число является заданным, однако иногда конструктор имеет возможность выбрать его сам. Исследования показали, что с точки зрения поверхностной прочности зубьев оптимальным является передаточное число 2.

Таким образом, с точки зрения контактной прочности поверхности зуба следует выбирать вариант с передаточным числом 2. Однако изломная прочность зуба при прочих равных условиях тем выше, чем больше окружная скорость.

Среди большого числа различных материалов и термических обработок зубчатых колес, используемых в настоящее время, с точки зрения их надежности на основании экспериментальных данных [57] выделены девять комбинаций (табл. 3.1).

Каждое из сочетаний шестерня — колесо применяется при определенных условиях и имеет свои преимущества. Но, возможно, еще более важным фактором является твердость, которая может меняться в пределах каждой группы. Комплексной оценкой прочности являются коэффициенты контактной и изломной прочности.

Зубчатые передачи, выполненные с более высокой степенью точности обработки, имеют лучшие динамические показатели и меньшие динамические нагрузки, что позволяет применять их при больших нагрузках и скоростях. Однако чем больше точность, тем выше стоимость изготовления.

Выбор смазки. Смазку закрытых зубчатых передач следует выбирать с учетом особенностей их конструкции, температуры и эксплуатационных режимов.

Для *прямозубых передач* с параллельными осями рекомендуются чистые минеральные масла подходящей вязкости. Особенно они пригодны для передач, работающих при малых нагрузках и повышенных скоростях.

Для *косозубых и шевронных зубчатых передач*, в которых скольжение в зацеплении больше, чем в прямозубых, в случае работы при малых нагрузках могут быть также использованы чистые минеральные масла. Для повышенных нагрузок лучше подходят масла, которые позволяют устранить контакт металла по металлу. Такие масла проявляют свое действие как благодаря своей природе, так и благодаря специальным присадкам, которые они содержат. Это проявляется в физической адсорбции с созданием одно- или многомолекулярного тонкого слоя на металлических поверхностях и созданием такого же слоя за счет химической реакции. Этот слой прочно удерживает масло и в определенных пределах воспринимает давление.

Если же условия работы еще более тяжелые, то необходимо применять противозносные масла, содержащие органометаллические компоненты; наиболее часто применяются свинцовые масла.

Для *гипоидных зубчатых передач* перечисленные масла уже не в состоянии предотвратить контакт металла по металлу, так как эти передачи характеризуются большими скоростями скольжения и большими удельными давлениями, что влечет за собой повышение температуры масла в зоне контакта до 120°. В этом случае масло должно содержать такие присадки, которые в мо-

Таблица 3.1

Термообработка твердость		Конструкция заготовки (шестерни и колеса)	Окончательная обработка		Рекомендации по применению
шестерни	колеса		шестерни	колеса	
Цементация HRC 58 HRC 55	Цементация HRC 58 HRC 55	Пруток или поковка	Шлифование	Шлифование	Эти комбинации дают самую высокую прочность
Цементация HRC 58 HRC 55	Сквозная закалка HB 335 HB 335	То же	То же	Фрезерование или фрезерование и шевингование	Рекомендуется использовать, когда размеры зубчатого колеса позволяют применять цементирование с последующим шлифованием. Шестерни хорошо сохраняют первоначальную точность
Цементация HRC 58 HRC 58 HRC 55 HRC 55	Азотирование HRC 51 HRC 43 HRC 51 HRC 43	»	»	Фрезерование или фрезерование с шевингованием	Применяются в тех случаях, когда при максимальных размерах требуется обеспечить высокую долговечность и износостойкость
Азотирование HRC 51 HRC 51 HRC 43	Азотирование HRC 51 HRC 43 HRC 43	»	Фрезерование или фрезерование и шевингование, или шлифование	То же	Для передач сравнительно невысокой точности, размеры зубчатых колес которых позволяют применять азотирование для повышения долговечности
Азотирование HRC 51 HRC 43	Сквозная закалка HB 335 HB 335	»	То же	»	Хорошо сохраняется первоначальная точность изготовления
Индукционная закалка HRC 55 HRC 51	Сквозная закалка HB 335 HB 335	Пруток или поковка, кольцевой прокат	»	»	Применяют при низких скоростях и высоких нагрузках
Цементация HRC 58 HRC 55 HRC 51	Индукционная закалка HRC 51 HRC 51 HRC 51	То же	Шлифование	Фрезерование или фрезерование и шевингование, или шлифование	Ошибки, вызываемые индукционной закалкой, могут быть исправлены последующим шлифованием шестерни

Термообработка, твердость		Конструкция заготовки (шестерни и колеса)	Окончательная обработка		Рекомендации по применению
шестерни	колеса		шестерни	колеса	
Индукционная закалка HRC 55 HRC 55	Индукционная закалка HRC 55 HRC 51	Прутки или поковка, кольцевой прокат	Шлифование	Фрезерование или фрезерование и шевингование, или шлифование	Могут быть использованы при работе с малыми скоростями и с ударными нагрузками при условиях стабильного процесса термообработки
Сквозная закалка	Сквозная закалка	Прутки или поковка, кольцевой прокат со сваркой	Фрезерование или фрезерование и шевингование	Фрезерование или фрезерование и шевингование	Применяются при отсутствии ограничений в массе и низких требованиях к долговечности

мент контакта вводят пластичные частицы, образовавшиеся во время химической реакции присадок с металлом при высокой температуре. Такие масла обычно называют маслами, выдерживающими высокие давления, в то время как фактически их следовало бы называть маслами с высокими температурными свойствами, так как именно высокая температура, являющаяся следствием увеличения давления, обеспечивает развитие химических реакций между металлом и присадками.

До настоящего времени для смазки передач пользовались минеральными маслами с большой прилипаемостью. Сейчас применяют масла, состоящие из продуктов синтеза и характеризующиеся очень высокой маслянистостью и большой термической стабильностью. При повышенных передаваемых нагрузках в условиях эксплуатации можно также применять масла, которые рекомендуются для гиподинамичности, чтобы содержащиеся в них присадки, образующиеся при эксплуатации, не вызывали износа. Тенденция к увеличению удельных нагрузок в картерах и теплообменных поясах с косозубыми или шевронными зубьями требует применения масел с высокой стойкостью к давлению в рабочей температуре масла. Это достигается применением масел с высокой стойкостью к давлению в рабочей температуре масла. Это достигается применением масел с высокой стойкостью к давлению в рабочей температуре масла.

При учете температуры для выбора смазки следует различать влияние температуры окружающей среды и рабочей температуры. В зависимости от места установки редуктора он

может находиться в условиях значительного колебания температур окружающей среды (сезонные колебания, климатическая зона, температура в помещении и т. п.). Для редуктора, работающего в помещении с низкой температурой, важно, чтобы используемое масло имело достаточную вязкость для обеспечения запуска редуктора в холодном состоянии. Точка течения масла должна быть на 3—5°C ниже предельной температуры эксплуатации. Кроме того, масло при рабочей температуре должно иметь вязкость, которую оно имело бы при работе этого механизма при температуре окружающей среды 20°C. Для редуктора, работающего в помещении с повышенной температурой (начиная с 35°C), предпочтительно выбирать более вязкие масла. Рабочая температура определяет требуемую термическую стабильность и сопротивляемость масел к окислению.

При выборе масла в зависимости от частоты вращения можно в первом приближении руководствоваться правилом, что повышенным скоростям соответствуют более жидкие масла. Рекомендуется выдерживать следующее условие:

$$(100/\sqrt{v_n}) < C_{60} < (200/\sqrt{v_n}), \quad (3.38)$$

где v_n — окружная скорость; C_{60} — кинематическая вязкость масла при температуре 60°C.

Приведенные рекомендации относятся к одной зубчатой паре. Когда же рассматривается многоступенчатый редуктор, то необходимо при выборе масел ориентироваться на шестерню, работающую с минимальной окружной скоростью.

Способ смазки зависит от конструкции и режимов работы передачи. Смазка разбрызгиванием и струей масла, подаваемого в зону зацепления, применима при окружной скорости работы зубчатой передачи, превышающей 10—15 м/с, и если этого масла достаточно для смазки подшипников. Если невозможно обеспечить такую смазку, то для подшипников применяют пластичную смазку. В этом случае необходимо исключить попадание пластичной смазки подшипников в масло картера. В редукторах со смазкой разбрызгиванием важно следить за уровнем масла. Рабочий уровень масла проверяется при остывании редуктора при рабочей температуре масла.

Циркуляционная смазка рекомендуется для окружных скоростей, превышающих указанные выше. Такая смазка, являясь более дорогой, обеспечивает более эффективную смазку зоны зацепления и позволяет применять более жидкое масло и, следовательно, снизить потери на вязкостное трение масла. Фильтрация и охлаждение масла могут быть легко обеспечены замкнутыми системами. Тонкораспыленное масло не создает никакого вязкостного трения, а содержащийся в распыленной смеси воздух способствует охлаждению узлов. Редуктор или коробка скоростей, имея небольшой избыток давления, надежно предохраняются от проникновения пыли в картер [24].

§ 2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Виды подшипников. Подшипники качения (рис. 3.10) широко используются в аппаратах и оборудовании сферы бытового обслуживания (рис. 3.11, 3.12). Эти элементы несут в технологическом оборудовании основные нагрузки, и от их надежности в значительной степени зависит надежность оборудования.

В ГОСТ 3395—75 подшипники качения классифицируются по форме тел качения (рис. 3.13), направлению действия воспринимаемой нагрузки, числу рядов тел качения в одном подшипнике, конструктивным особенностям подшипника.

Основные виды и причины разрушения подшипников. Основной причиной разрушения подшипников качения является усталостное выкрашивание элементов подшипника. На основе обобщения результатов стендовых испытаний причины отказов по элементам шарикоподшипников можно распределить следующим образом [31, 39]:

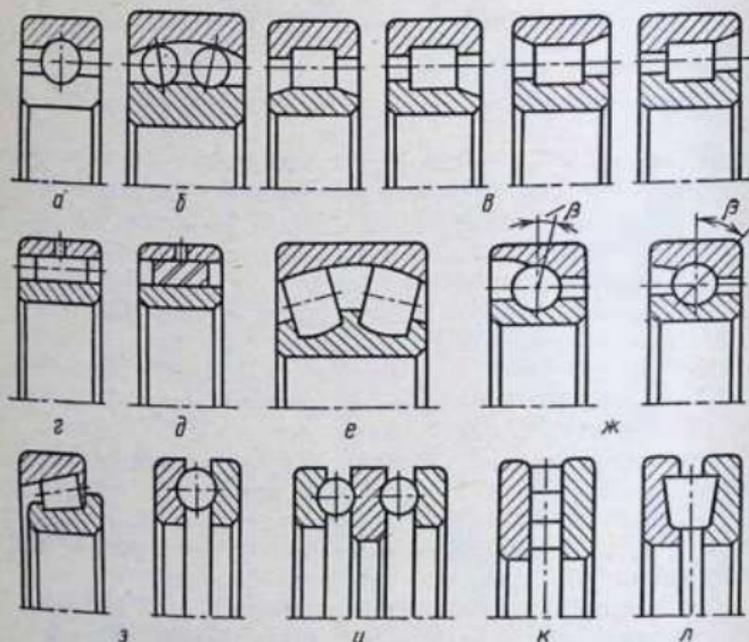


Рис. 3.10. Основные виды подшипников качения, используемые в машинах бытового обслуживания:

а — подшипники шариковые радиальные однорядные; б — подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся); в — подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами; г — подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся); д — подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся с канавками); е — подшипники роликовые радиальные с длинными цилиндрическими роликами; ж — подшипники роликовые с витыми роликами; з — подшипники шариковые радиально-упорные; и — подшипники роликовые конические; к — подшипники шариковые упорные; л — подшипники роликовые упорные.

выкрашивание на желобе внутреннего кольца — 67 %;
 выкрашивание на шариках — 24 %;
 выкрашивание на желобе наружного кольца — 8 %;
 разрушение сепаратора — 1 %.

Разрушение тел качения из полимеров происходит внезапно и носит характер катастрофического, так как происходит вырывание крупных частиц материала одного из тел, составляющих пару трения. При этом другая поверхность, как правило, не имеет повреждений. На ход процесса разрушения полимерных тел качения влияют напряжения и температура поверхностного слоя. Разрушение полимера начинается в наиболее разогретой (и одновременно наиболее напряженной) зоне контакта.

На долговечность подшипников оказывают влияние и другие факторы, связанные с их изготовлением, эксплуатацией, монтажом после ремонта [33].

Повреждения подшипников возникают при их *неудовлетворительном хранении и транспортировке*. Если в помещении, где

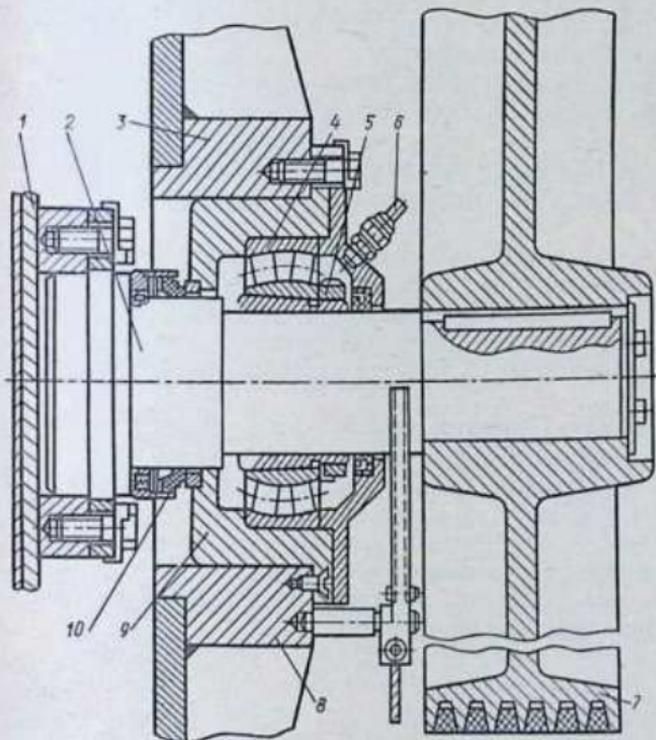


Рис. 3.11. Подшипники в опоре внутреннего барабана моечного агрегата:

1 — внутренний барабан; 2 — полуось; 3 — корпус; 4 — двухрядный роликоподшипник; 5 — гайка; 6 — трубопровод; 7 — шкв; 8 — фланец; 9 — коническая втулка; 10 — сальниковое уплотнение

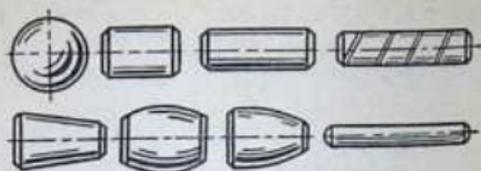
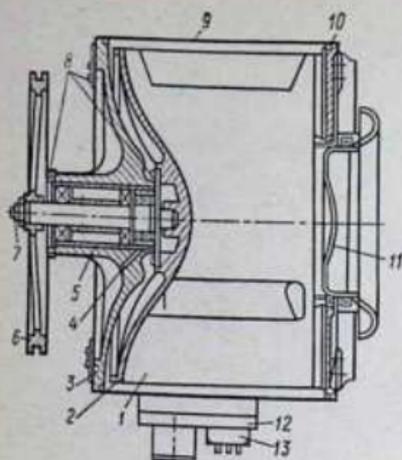


Рис. 3.13. Основные виды тел качения

Рис. 3.12. Подшипниковый узел барабана стиральных механизмов:

1 — внутренний барабан; 2, 3, 10 — стенки барабана; 4 — отверстие для отвода влаги; 5 — подшипниковый узел; 6 — шкив; 7 — масленка; 8 — крепежные элементы; 9 — обечайка; 11 — окно; 12 — корыто; 13 — реле температуры

хранятся подшипники, влажность воздуха превышает 60 % или наблюдаются значительные перепады температуры, то при длительном хранении на дорожках качения и посадочных поверхностях возникает коррозия.

При установке подшипников (защищенных от коррозии консервационной пластичной смазкой) в системы, смазываемые масляным туманом, консервационная смазка должна быть тщательно удалена, так как остатки такой смазки могут закупорить отверстия, предназначенные для выхода воздуха.

На поверхности дорожек качения подшипников, установленных в изделии, при длительной транспортировке под воздействием вибраций могут возникнуть вмятины. Для предупреждения этого роторы электродвигателей при транспортировке должны быть закреплены так, чтобы подшипники были разгружены.

Повреждения при монтаже (сколы колец) почти неизбежны, если при установке подшипников применяют стальные, а не медные приспособления (наставки). Сколы бортов колец могут также возникнуть под действием тел качения, если монтаж подшипников производят сильными ударами. Сильные удары при монтаже могут привести к образованию вмятин на дорожках качения. Часто эти вмятины имеют вытянутую форму в направлении действия силы.

Если при монтаже роликовых подшипников (новых или после ремонта изделия) происходит перекос комплекта роликов в сепараторе относительно колец, то на дорожках качения возникают глубокие риски, которые в дальнейшем при функционировании станут причиной преждевременного усталостного выкрашивания.

При установке подшипников на вал с натягом внутреннее кольцо часто нагревают в масле. При этом температура масла

не должна превышать 100°C. При сборке серийных изделий целесообразно применять для нагрева подшипников индукционные нагреватели.

При перекосе колец упорных шарикоподшипников нагрузка на шарики передается неравномерно. На участках, где на шарики осевая нагрузка не действует, они под действием центробежных сил смещаются, образуя характерные риски на краях желоба. Такого же типа повреждения возникают в тех случаях, когда при высокой скорости вращения упорный шарикоподшипник нагружен недопустимо малой осевой силой.

При монтаже следует следить за тем, чтобы не происходило касания торцов подвижных колец подшипников с неподвижными деталями узлов (или неподвижных колец с вращающимися деталями). При таких соприкосновениях на поверхностях колец образуются риски; кроме того, из-за нагрева на поверхности контакта возникают температурные деформации, которые также могут вызвать разрушение подшипника.

Так называемое защемление в подшипниках качения возникает вследствие различных погрешностей конструкции и монтажа. Следствием защемления является то, что тела качения находятся под действием сил, заставляющих их двигаться по траектории, отличной от кинематически обусловленного движения тел качения в подшипнике. Вследствие этого возникают шум, преждевременные усталостные повреждения, чрезмерный нагрев, заклинивание подшипников. Очень часто защемление возникает в результате того, что нарушается известный принцип конструирования опор валов: одна опора должна быть фиксированная, а другая плавающая. Конструктивно плавающая опора легко реализуется в виде радиального роликоподшипника, у которого одно из колец не имеет буртов, или в виде игольчатого подшипника, а также установкой наружного кольца подшипника в корпус со свободной посадкой.

Осевое защемление конического роликоподшипника приводит к образованию задиров на поверхности (бурте) кольца, сопряженного с торцами конических роликов. Значительное трение торцов роликов о бурт кольца вызывает нагрев, появление (вследствие нагрева) трещин и разрушение подшипника. Перегрев конических роликоподшипников может возникнуть не только из-за осевого защемления, но также и в результате недостаточной смазки поверхности скольжения торцов роликов по бурту кольца. Чрезмерный осевой зазор у конических роликоподшипников также может вызвать перекося роликов и привести к заклиниванию.

Сравнительно часто возникает радиальное защемление подшипников из-за неправильного выбора посадок (чрезмерный натяг) колец подшипников или неправильной регулировки начального зазора. Отличительным признаком повреждения подшипников радиальным защемлением является равномерное

распределение зоны повреждения (по окружности и в осевом направлении).

Чрезмерно свободная посадка колец подшипников в корпус или на вал приводит к проворачиванию кольца, нагреву, образованию трещин и разрушению подшипника.

Защемление подшипника может возникнуть также в результате относительного перекоса колец, овальности дорожки качения, возникающей вследствие посадки с натягом наружного кольца в овальное отверстие корпуса. Причиной овальности дорожки качения может быть также чрезмерная или неравномерная затяжка болтами крышки корпуса. При этом типе дефектов на дорожках качения наружного кольца возникает два участка повреждений, расположенных по углом 120°. Местные защемления под действием, например, чрезмерной затяжки отдельных винтов крепления или загрязнения посадочной поверхности, в частности стружкой, вызывают питтинг на отдельных участках качения. Аналогичное явление возникает, когда для фиксации кольца в прослабленном отверстии используют прокладку из жести и т. п.

Если в процессе эксплуатации тяжело нагруженных машин наблюдается износ или выкрашивание отдельных участков отверстия, сопряженного с наружным кольцом подшипника, то может возникнуть местное защемление, вызывающее разрушение подшипников. Поэтому рекомендуют периодически контролировать форму посадочных отверстий под подшипники таких машин и в необходимых случаях восстанавливать форму отверстия (расточкой, напылением, запрессовкой переходных колец-вставок и т. п.).

Местные повреждения иногда возникают в тех случаях, когда фактический дисбаланс вращающегося ротора значительно превосходит расчетную величину. С таким явлением встречаются при эксплуатации вентиляторов, когда под влиянием износа, возникающего при взаимодействии лопастей с содержащей пыль средой, резко нарушается балансировка вращающихся частей вентилятора.

Прогиб валов или несоосность расточек в корпусе вызывает *перекос колец* подшипников. Когда перекос колец превышает допустимое значение, то возникают кромочные давления, под действием которых подшипник может разрушиться.

Тип подшипника	Допустимый перекос колец
Шарикоподшипники радиальные	
однорядные	
с нормальным зазором	8'
» увеличенным »	12'
двухрядные сферические	4°
Роликоподшипники радиальные	
однорядные	
со сферическим наружным кольцом	4°

Тип подшипника	Допустимый перекос колец
с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 и 32 000	4'
всех остальных типов	2'
двухрядные сферические при обычных нагрузках	0,5°
» малых »	2°
упорные со сферическими роликами	3°
конические	2'

Сферические вкладыши, как правило, не обеспечивают хорошей самоустановки колец подшипников из-за большого трения на сферических поверхностях сопряжения.

Коррозия дорожек качения может возникнуть под влиянием следующих факторов: недостаточного уплотнения подшипникового узла от проникания из среды влаги, конденсационного образования влаги, недостаточных антикоррозионных свойств смазки, недостаточного количества смазки.

Загрязнение подшипников возникает вследствие недостаточности уплотнений или в результате загрязнений в системе смазки.

Неправильный выбор вида пластичной смазки (т. е. без учета нагрузки и скорости вращения) или *недостаточное количество смазки* приводят к усиленному износу, в особенности на поверхностях скольжения (сепараторы, бурты колец и торцы роликов).

Вибрации невращающихся подшипников во время останова машины вызывают в местах контакта тел качения с дорожками качения характерные повреждения (бороздки), которые при пуске подшипника в работу создают шум и вибрацию, а также преждевременное усталостное разрушение подшипника. Эти бороздки идентифицируют по характерным красным частицам — следам так называемой контактной коррозии. Повреждения такого типа часто возникают при транспортировке машин. Если невозможно устранить причину вибрации машин, то для борьбы с контактной коррозией рекомендуется применять подшипники с уменьшенным зазором. Попадание загрязнений в подшипник усиливает процесс изнашивания, возникающего при вибрации подшипников.

Прохождение электрического тока является часто причиной повреждений у подшипников качения, установленных в электрических машинах. При большой силе тока могут даже образовываться сварочные точки на дорожках качения в местах контакта с телами качения. Постоянное прохождение слабого тока при одновременной вибрации ведет к образованию бороздок. Сильный шум подшипника — внешнее проявление этого повреждения. У роликоподшипников бороздки, возникающие при прохождении электрического тока, располагаются параллельно оси

подшипника. В некоторых случаях такие бороздки наблюдаются не только на дорожках качения, но и на посадочной поверхности колец.

Чрезмерный нагрев подшипников качения вызывается многими причинами. Наиболее частыми причинами чрезмерного нагрева подшипников являются все виды защемлений в подшипниках, неблагоприятные условия трения при высоких скоростях вращения, недостаточная смазка, чрезмерная смазка (избыточная смазка, применение смазки чрезмерно большой вязкости), очень сильное загрязнение, внешний нагрев опоры.

Нормально термобработка колец и тел качения подшипников такова, что рабочая температура может быть не выше $+120^{\circ}\text{C}$. Эта граница имеет значение для сохранения размеров деталей подшипника и твердости материала. В тех случаях, когда необходима работа при более высоких температурах, детали подшипников подвергают специальной термобработке. В частности, выпускают подшипники, предназначенные для работы при температуре $+150 \dots 300^{\circ}\text{C}$. При этом следует считаться с понижением твердости колец и снижением несущей способности подшипников. Так, при расчете подшипников, работающих при температуре до $+300^{\circ}\text{C}$, коэффициент работоспособности следует умножить на 0,6 [45].

Расчет усталостной долговечности. Методы расчета ресурсов подшипников качения по усталости определены рекомендациями ИСО Р-281, в соответствии с которыми приближенное значение расчетной долговечности (в млн. об) определяется по выражениям:

для радиальных шарикоподшипников

$$L = (C/P)^3; \quad (3.39)$$

для радиальных роликоподшипников

$$L = (C/P)^{10/3}; \quad (3.40)$$

для упорных шарикоподшипников

$$L = (C_a/P_a)^3; \quad (3.41)$$

для упорных роликоподшипников

$$L = (C_a/P_a)^{10/3}, \quad (3.42)$$

где C и C_a — базовая грузоподъемность; P — эквивалентная нагрузка; P_a — эквивалентная осевая нагрузка.

Под базовой грузоподъемностью понимается такая постоянная статическая радиальная нагрузка (для радиальных шарико- и роликоподшипников) или осевая центральная нагрузка (для упорных шарико- и роликоподшипников), которую партия идентичных подшипников (с неподвижным наружным кольцом для радиальных подшипников) сможет выдержать в течение расчетной долговечности, исчисляемой в один млн. оборотов од-

ного из колец подшипника (для упорных подшипников — внутреннего кольца).

Грузоподъемность, указанная для определенных скоростей, должна основываться на расчетной долговечности в 500 ч. В однорядных радиально-упорных шарикоподшипниках базовая грузоподъемность относится к радиальной составляющей нагрузке, которая вызывает чисто радиальное смещение колец подшипника по отношению друг к другу.

Под эквивалентной нагрузкой понимается такая постоянная радиальная нагрузка (для радиальных шарикоподшипников) или осевая центральная нагрузка (для упорных шарико- и роликоподшипников), которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами (для радиальных шарико- и роликоподшипников) или с вращающимся кольцом на валу и неподвижным в корпусе (для упорных шарико- и роликоподшипников) дает такую же долговечность, какую подшипник достигает при действительных условиях нагружения и вращения.

Базовая грузоподъемность и эквивалентная нагрузка вычисляются в зависимости от типа подшипника.

Базовая динамическая грузоподъемность для радиальных шарикоподшипников качения (кроме подшипников с канавкой для закладки шариков) определяется по следующим формулам:

с шариками, диаметр которых не превышает 25,4 мм,

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D^{1,8}; \quad (3.43)$$

с шариками, диаметр которых более 25,4 мм, если единицами измерения служат килограммы и миллиметры,

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} \cdot 3,647 D^{1,4}, \quad (3.44)$$

где i — число рядов шариков в подшипнике; α — номинальный угол контакта, равный номинальному углу между линией действия нагрузки на шарик и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника; z — число шариков в одном ряду; D — диаметр шарика; f_c — коэффициент, зависящий от применяемых единиц измерения, геометрии деталей подшипника, точности изготовления и материала. Его значения приведены в табл. 3.2.

Эквивалентная нагрузка P для обычных шарикоподшипников, радиальных и радиально-упорных, кроме подшипников с канавкой для закладки шариков, при комбинированных постоянной радиальной и осевой нагрузках определяется по формуле

$$P = XVF_r + YF_a, \quad (3.45)$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки; V — коэффициент вращения; F_r — радиальная нагрузка; Y — коэффициент осевой нагрузки; F_a — осевая нагрузка.

Таблица 3.2

$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$	Коэффициент f_c для шарикоподшипников			
	однорядных радиальных; однорядных и двухрядных радиально-упорных	двухрядных радиальных	однорядных и двухрядных самоустанавливающихся (сферических)	магнитных
0,05	46,7	44,2	17,3	16,2
0,06	49,1	46,5	18,6	17,4
0,07	51,1	48,4	19,9	18,5
0,08	52,6	50	21,1	19,5
0,09	54,3	51,4	22,3	20,6
0,1	55,5	52,6	23,4	21,5
0,12	57,5	54,5	25,6	23,4
0,14	58,8	55,7	27,7	25,3
0,16	59,6	56,5	29,7	27,1
0,18	59,9	56,8	31,7	28,8
0,2	59,9	56,8	33,5	30,5
0,22	59,6	56,5	35,2	32,1
0,24	50	55,9	36,8	33,7
0,26	58,2	55,1	38,2	35,2
0,28	57,1	54,1	39,4	36,6
0,3	56	53	40,3	37,8
0,32	54,6	51,8	40,9	38,9
0,34	53,2	50,4	41,2	39,8
0,36	51,7	48,9	41,3	40,4
0,38	50	47,4	41	40,8
0,4	48,4	45,8	40,4	40,9

Значения коэффициентов V , X , Y выбираются из таблиц, приведенных в рекомендациях ИСО Р-281.

Базовую грузоподъемность C для радиальных роликоподшипников можно определить по формуле

$$C = f_c (i l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D^{29/27}, \quad (3.46)$$

где f_c — коэффициент, зависящий от применяемых единиц измерения, геометрии поверхностей роликов и колец, несущих нагрузку, точности изготовления деталей подшипника и материала; i — число рядов роликов в подшипнике; l_{eff} — фактическая длина контакта между роликом и тем кольцом, где контакт наименьший (вся длина ролика минус фаски на ролике или ширина канавок для выхода камня); α — угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на ролик и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника; z — количество роликов в одном ряду; D — диаметр ролика (средний диаметр конического ролика).

Коэффициент f_c получают умножением отношения f_c/f на коэффициент f . Для роликоподшипников хорошего качества, изготовленных из закаленной стали, $f = 56,2$ (при измерении в килограммах и миллиметрах). Значения коэффициента f_c/f для радиальных роликоподшипников следующие:

$D (\cos \alpha/d_m)$	f_c/f	$D (\cos \alpha/d_m)$	f_c/f
0,01	0,083	0,12	0,138
0,02	0,097	0,14	0,14
0,03	0,106	0,16	0,141
0,04	0,113	0,18	0,142
0,05	0,118	0,20	0,142
0,06	0,123	0,22	0,141
0,07	0,126	0,24	0,140
0,08	0,130	0,26	0,138
0,09	0,132	0,28	0,136
0,10	0,134	0,30	0,134

Примечания: 1. d_m — диаметр окружности, проходящей через центры роликов.

2. Считается, что действительное значение коэффициента f_c/f не может превышать указанную здесь величину более чем на 14 %.

Базовая грузоподъемность подшипников различных типов и качества изготовления в действительности может значительно отличаться от рассчитанной по формуле (3.46). При этом следует исходить из того, что подшипник обладает пониженной грузоподъемностью, если при работе под нагрузкой появляется концентрация напряжений в местах контакта роликов (точечный контакт) или имеются способствующие этому явлению факторы (острые углы или жесткая конструкция подшипника). Базовая грузоподъемность в действительности может превышать рассчитанную по формуле (3.46), если обеспечено равномерное распределение напряжения по всей длине ролика.

Эквивалентная нагрузка P для самоустанавливающихся и конических роликоподшипников обычных типов при комбинированной постоянной радиальной и осевой нагрузках определяется по формуле (3.45).

Базовая динамическая грузоподъемность C_a для однорядных одинарных и двойных упорных шарикоподшипников, диаметр шариков которых не превышает 25,4 мм, определяется по следующим формулам:

$$C_a = f_c z^{2/3} D^{1/8} \text{ для } \alpha = 90^\circ;$$

$$C_a = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha z^{2/3} D^{1/8} \text{ для } \alpha \neq 90^\circ.$$

Коэффициент f_c определяется умножением отношения f_c/f , выбираемого из табл. 3.3, на коэффициент f . Для подшипников хорошего качества, изготовленных из закаленной подшипниковой стали, $f = 10$.

Базовая грузоподъемность C_a для двухрядного или многорядного упорного шарикоподшипника с шариками одного размера, несущего нагрузку одного направления, определяется по формуле

$$C_a = (z_1 + z_2 + \dots + z_n) [(z_1/C_{a1})^{10/3} + (z_2/C_{a2})^{10/3} + \dots + (z_n/C_{an})^{10/3}]^{-3/10},$$

Таблица 3.3

D/d_m	Коэффициент f_c/f для упорных шарикоподшипников			
	$\alpha=90^\circ$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0,01	0,374	0,429	0,399	0,381
0,02	0,461	0,527	0,490	0,468
0,03	0,521	0,594	0,553	0,527
0,04	0,568	0,645	0,600	0,572
0,05	0,607	0,686	0,639	0,609
0,06	0,641	0,720	0,670	0,639
0,07	0,671	0,749	0,697	0,665
0,08	0,699	0,774	0,720	0,687
0,09	0,724	0,795	0,740	0,705
0,10	0,747	0,812	0,756	0,721
0,12	0,789	0,840	0,782	...
0,14	0,827	0,858	0,798	...
0,16	0,860	0,868	0,808	...
0,18	0,891	0,872	0,812	...
0,20	0,920	0,871	0,811	...
0,22	0,947	0,866
0,24	0,972	0,856
0,26	0,995	0,844
0,28	1,02	0,829
0,30	1,04	0,811
0,32	1,06
0,34	1,08

Примечание. Приведенные значения коэффициента f_c/f распространяются на подшипники, у которых радиус профиля желоба составляет не более 54% диаметра шарика.

где z_1, z_2, \dots, z_n — число шариков в соответствующем ряду одинарного многорядного упорного подшипника; $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ — базовая грузоподъемность соответствующего ряда одинарного многорядного упорного шарикоподшипника. Величина C_{ai} рассчитывается так же, как и для однорядного подшипника с числом шариков соответственно z_1, z_2, \dots, z_n .

Эквивалентная осевая нагрузка P_a для упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \neq 90^\circ$ при комбинированной и постоянной осевой и радиальной нагрузках определяется по формуле

$$P_a = XF_r + YF_a \quad (3.47)$$

Значения коэффициентов X и Y даны в табл. 3.4.

Базовая грузоподъемность C_a для однорядных и двойных упорных роликоподшипников определяется по следующим формулам:

$$C_a = f_c l_{eff}^{7/9} z^{3/4} D^{29/27} \quad \text{при } \alpha = 90^\circ;$$

$$C_a = f_c (l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} \operatorname{tg} \alpha z^{3/4} D^{29/27} \quad \text{при } \alpha \neq 90^\circ. \quad (3.48)$$

Таблица 3.4

Угол контакта	Коэффициенты для упорных шарикоподшипников						
	X			Y**			
	для оди- нарных $\frac{F_a}{F_r} > 1$	для двойных *		для оди- нарных	для двойных		l
		$\frac{F_a}{F_r} \leq 1$	$\frac{F_a}{F_r} > 1$		$\frac{F_a}{F_r} \leq 1$	$\frac{F_a}{F_r} > 1$	
$\alpha = 45^\circ$	0,66	1,18	0,66	1	0,59	1	1,25
$\alpha = 60^\circ$	0,92	1,90	0,92	1	0,54	1	2,17
$\alpha = 75^\circ$	1,66	3,89	1,66	1	0,52	1	4,67

* Предполагается, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию.

** При $\alpha=90^\circ$, $F_r=0$ $Y=1$ Для одинарных и двойных подшипников при $F_a/F_r > 1$ $Y=1$.

Коэффициент f_c определяется умножением отношения f_c/f , взятого из табл. 3.5, на коэффициент f . Для подшипников хорошего качества, изготовленных из закаленной подшипниковой стали, $f=56,2$. Однако определенное по формуле (3.48) значение базовой грузоподъемности является приближенным. Ее действительное значение будет колебаться в зависимости от типа и качества изготовления подшипников. Следует ожидать, что подшипник будет иметь пониженную грузоподъемность, если под нагрузкой в местах контакта роликов имеется концентрация напряжения (точечный контакт) или если имеются условия к их появлению (наличие острых углов или жесткая конструкция подшипника). Во всех случаях коэффициент f_c/f не может превышать указанной в табл. 3.5 величины более чем на 7 %.

Базовая грузоподъемность C_a для упорных роликоподшипников с двумя или более рядами роликов, несущих нагрузку в од-

Таблица 3.5

D/d_m	Коэффициент f_c/f для упорных роликоподшипников	
	$\alpha=90^\circ$	$\alpha=50^\circ$
0,01	0,18	0,19
0,05	0,25	0,26
0,10	0,30	0,30
0,15	0,33	0,31
0,20	0,35	0,31
0,25	0,36	0,30
0,30	0,38	...

ном направлении, определяется по формуле

$$C_a = (z_1 l_{eff1} + z_2 l_{eff2} + \dots + z_n l_{effn}) \times \left[\left(\frac{z_1 l_{eff1}}{C_{a1}} \right)^{9/2} + \dots + \left(\frac{z_n l_{effn}}{C_{an}} \right)^{9/2} \right]^{-2/9}$$

где z_1, z_2, \dots, z_n — число роликов в соответствующем ряду одинарного многорядного подшипника; $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ — базовая грузоподъемность соответствующего ряда одинарного многорядного подшипника. Каждый ряд рассчитывается, как однорядный подшипник с соответствующим числом роликов.

Эквивалентная осевая нагрузка P_a для упорных роликоподшипников с углом контакта $\alpha \neq 90^\circ$ при комбинированной постоянной осевой и радиальной нагрузке определяется по формуле (3.47).

Значения коэффициентов X и Y даны в ГОСТ 18855—82. Опытные данные показывают, что фактический ресурс подшипников может значительно отличаться от расчетной долговечности, определяемой по формулам (3.39) — (3.42).

Так, результаты стендовых испытаний шарикоподшипников 8-го ГПЗ, итальянской фирмы Riv, австрийской Stejer, японской Kojo и подшипников ГДР показали, что фактическая долговечность может быть почти в 3 раза больше расчетной [38]. Данные эксплуатационных наблюдений в ряде случаев указывают на то, что фактическая долговечность может быть меньше расчетной.

Многочисленные попытки авторов уточнить выражения (3.39) — (3.42) с целью сближения расчетных и фактических значений долговечности в большинстве случаев сводятся к введению в основную расчетную формулу [33]

$$L_{10} = (C/P)^k \tag{3.49}$$

некоторых поправочных коэффициентов и к представлению формулы (3.49) в виде [49]

$$L_p = A_1 (C/P)^k$$

или

$$L_p = A_1 A_2 (C/P)^k. \tag{3.50}$$

Если формула (3.49) соответствует 90 %-ному уровню гарантии, то формула (3.50) соответствует вероятности P неразрушения.

Коэффициент A_1 учитывает заданный уровень безотказной работы P . Согласно экспериментальным данным [38] его рекомендуется выбирать из следующих соотношений:

$P, \%$	A_1	$P, \%$	A_1
90	1,0	97	0,44
95	0,62	98	0,38
96	0,53	99	0,21

Коэффициент A_2 в формуле (3.50) учитывает режимы эксплуатации. При нормальных условиях $A_2 = 1$. В тех случаях, когда скорость, смазка, температура или нагрузка становятся такими, что снижают выносливость подшипника, $A_2 < 1$. Так, $A_2 < 1$ в следующих случаях [31]:

произведение диаметра подшипника (в мм), измеренного по центрам тел качения, и частоты вращения (в об/мин) меньше 10 тыс. об/мин;

распределение нагрузки по телам качения не идеальное вследствие чрезмерного перекоса колец, большого радиального зазора, чрезмерной радиальной деформации кольца и т. д.

При благоприятных условиях A_2 может быть больше единицы.

Используя уравнения Вейбулла, вероятность наработки L можно определить из уравнения

$$P(L) = e^{-aL^b}. \quad (3.51)$$

Для $0,95 < P < 0,999$ фактическая усталостная долговечность может определяться по формуле [33]

$$P(L) = e^{-a[L^b]^{1/0,69}} = e^{-aL^{1,45b}}. \quad (3.52)$$

§ 3. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Типы подшипников. Подшипником скольжения называется опора или направляющая, в которой трение вала происходит при скольжении и которая определяет положение вала по отношению к другой части механизма. Применительно к изделиям бытовой техники подшипники скольжения (рис. 3.14) имеют преимущества перед подшипниками качения, так как они могут работать при значительных загрязнениях и сравнительно дешево [30].

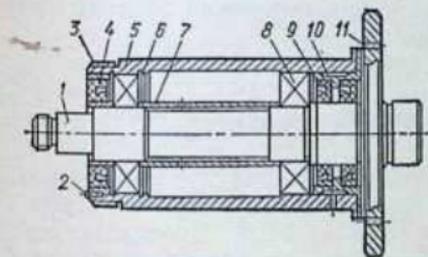


Рис. 3.14. Подшипниковый узел стиральной машины:

1 — вал; 2, 11 — винты; 3, 4, 7 — втулки; 8 — ступица; 6, 9 — кольца; 8 — подшипник; 10 — манжет

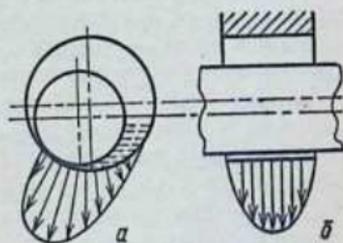


Рис. 3.15. Эюра гидродинамического давления по окружности (а) и по длине (б) подшипника

Подшипники скольжения классифицируются по направлению воспринимаемых усилий, режиму смазки и конструктивному исполнению.

В зависимости от направления воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения подразделяются на осевые и радиальные. К осевым относятся подшипники, воспринимающие нагрузки, направленные перпендикулярно оси вращения.

В зависимости от режима смазки подшипники подразделяются на гидродинамические, гидростатические, газодинамические и газостатические, а также на подшипники с твердой смазкой и подшипники без смазки. В гидродинамических подшипниках для создания несущей способности используются различные смазочные материалы. Вращающийся вал под действием внешней нагрузки занимает в подшипнике эксцентрическое положение. Гидродинамическое давление создает поток масла, увлекаемого в клиновой зазор между валом и вкладышем (рис. 3.15). В газодинамических подшипниках для создания несущей способности используется сила вязкости газа, в газостатических — воздух под давлением, превышающим давление окружающей среды.

В зависимости от конструктивного исполнения обычно выделяют следующие типы подшипников:

самосмазывающиеся твердым смазочным материалом — смазывание обеспечивается материалом подшипника или входящими в него компонентами;

самоустанавливающиеся подшипники скольжения — в конструкции их предусмотрена самоустановка вкладыша по валу;

сегментные подшипники, несущая поверхность которых образована несколькими деталями, свободно устанавливающимися относительно сопряженной рабочей поверхности;

самосмазывающиеся пористые подшипники — подшипники скольжения или втулки подшипника (обычно из спеченного подшипникового материала, поры которых могут заполняться однократно или периодически смазочным материалом).

Типовыми элементами подшипников скольжения изделий бытовой техники являются следующие:

шейка вала — участок вала, передающий усилия на радиальный подшипник скольжения;

корпус — деталь или узел, в который устанавливается вкладыш или втулка подшипника;

вкладыш — сменная деталь подшипника, внутренняя поверхность которой является поверхностью трения; трубчатый вкладыш радиального подшипника называется втулкой подшипника скольжения. В зависимости от толщины вкладыша подразделяются на тонкостенные и толстостенные. К тонкостенным относятся такие, толщина которых настолько мала, что геометрическая правильность поверхности трения зависит от точности формы отверстия подшипника. Если это условие не выполняет-

ся, то подшипник относится к толстостенным. Вкладыш может быть многослойным, т. е. состоять из слоев различных материалов (биметаллический — из двух слоев металлических сплавов, триметаллический — из трех);

подушка — деталь подшипника, опорная поверхность которой имеет возможность самоустанавливаться.

Вкладыши широко используются в бытовой технике, так как их применение исключает необходимость изготовления корпуса подшипников из дорогих антифрикционных материалов и существенно повышает ремонтопригодность бытовой техники, — в случае износа они легко заменяются.

Экономичными и в то же время надежными являются подшипники, в которых используются свернутые тонкостенные втулки из плакированной стали. Такие втулки имеют преимущества перед точеными, так как требуют для своего изготовления мало дорогостоящего антифрикционного подшипникового материала и позволяют использовать технологические операции без съема стружки. Кроме того, свернутые втулки позволяют использовать сравнительно мягкие материалы, обладающие весьма хорошими противозадирными свойствами и хорошей способностью к приработке. Это объясняется тем, что благодаря тонкой подложке нагрузочная способность подшипникового материала возрастает.

Свернутые втулки изготавливают из объемных материалов на основе меди и из плакированных (табл. 3.6).

Плохая сборка и неблагоприятные условия работы подшипников приводят ко многим отказам, которые обычно проявляются в усталости металла подшипников.

Подшипниковые сплавы, особенно белые металлы, имеют значительную способность к поглощению абразивных материалов. Когда происходит пересыщение поверхности подшипника абразивными материалами, начинают действовать процессы усталостного разрушения. При этом даже перед отказом создается впечатление, что поверхность подшипника находится в относительно хорошем состоянии, хотя полная толщина подшипника фактически увеличена из-за поглощенного материала, вытесняющего металл. Если определить состав этих поглощенных частиц, то по нему можно установить происхождение этих частиц и принять меры к устранению.

Мельчайшие частицы (меньше нормальных зазоров в подшипнике) могут циркулировать с маслом и вызывать разрушение поверхности подшипника. Твердые частицы приводят к возникновению глубоких, явно выраженных царапин, а мягкие — вызывают эрозии, особенно мягких, нанесенных гальваническим путем слоев. Эрозия мелкими частицами наиболее сильно проявляется в высокоскоростных подшипниках и может быть связана с кавитационно-эрозионным повреждением.

Таблица 3.6

Вид материала	Ориентировочные значения твердости НВ, МПа	Основные свойства и условия применения
Объемный материал из меди и цинка	1000 ... 1300	Применяется для средненагруженных втулок осей, рычагов, механизмов управления
из оловянистой бронзы	1000 ... 1300	Очень хорошие антифрикционные и противозносные свойства, однако непригоден при использовании смазок для гипондных передач; нельзя также применять для втулок качающихся рычагов, шатунов и трансмиссий
Сталь, плакированная свинцовым сплавом (бабббитом)	170	Очень хорошие противозадирные свойства, значительная нагрузочная способность, применяется, например, в насосах, компрессорах, автоматических передачах, стартерах, в опорах кулачковых валов
То же	190	Применяется в коррозионных средах, например особо пригодна в холодильной технике
Сталь, плакированная свинцово-оловянистой бронзой методом полива или спекания	700 ... 1000	Высокая нагрузочная способность, малый износ даже при осциллирующем движении; применяется для втулок осей, шатунов, передач и качающихся рычагов
То же	450 ... 700	Хорошие противозадирные свойства при высоких скоростях скольжения; применяется для коренных и шатунных подшипников
Сталь плакированная сплавом алюминия	350 ... 600	Хорошие антифрикционные свойства и способность к запрессовке; применяется для коренных и шатунных подшипников кулачковых валов, компрессоров
То же	250 ... 500	Хорошие антифрикционные свойства и малый износ, особенно в паре с закаленными валами; применяется для коренных, шатунных подшипников, подшипников кулачковых валов, шестеренных насосов
Сталь, плакированная пластмассой	—	Высокопрочный материал для подшипников, работающих всухую, например для амортизационных стоек шасси автомобилей, рычажных механизмов, шарниров, электромагнитов, пригоден при температурах от -200 до +280 °С; нельзя обрабатывать отверстие подшипника

Свинец может выщелачиваться из медно-свинцовых и свинцово-бронзовых подшипников под действием слабых органических кислот, которые могут накапливаться в смазочном масле. Присутствие свинца в поверхностных слоях подшипника и, следовательно, отсутствие коррозии можно проверить с помощью свинцовой печати. При этой проверке неглазированная бумага погружается в 3 %-ный раствор едкого натра и после удаления с нее излишней жидкости накладывается на обезжиренную поверхность подшипника. Через 30 с бумага сжимается и «проявляется» в 3 %-ном растворе сульфида натрия. Темно-коричневые пятна указывают на наличие свинца.

Подшипники из сплава меди и серебра могут подвергаться разрушающему воздействию природных сернистых соединений, содержащихся в смазочных маслах и присадках.

Гидростатические подшипники обладают малым коэффициентом трения, высокой жесткостью и повышенным коэффициентом демпфирования, поэтому они нашли широкое применение. Особенности этих подшипников является то, что вследствие окружного вращения потока масла, вызванного вращением вала, происходит смещение оси вала при постоянной нагрузке. Это отрицательно сказывается на кинематической точности при работе с изменяющимися скоростями. Другая особенность этих подшипников заключается в некоторой термической нестабильности, обусловленной рассеиванием мощности на жидкостное трение. Это вызывает повышение температуры внутри подшипника, влияющей на вязкость масла и величину радиального зазора между валом и вкладышем. В свою очередь эти факты являются причиной изменения утечки масла и дополнительного рассеивания мощности.

Расчет по критериям прочностной надежности. Многочисленность факторов, влияющих на надежность подшипников качения, разнообразие конструкции подшипников и большое различие в условиях их эксплуатации (высокие и низкие нагрузки, глубокий вакуум и т. д.) создают значительные трудности при расчете их надежности. Поэтому расчет их надежности проводят обычно в зависимости от типичного для конкретного подшипника вида разрушения (износ, усталость, коррозия и т. д.).

При расчетах подшипников скольжения на надежность бывает часто достаточно ограничиться расчетом работоспособности по критериям прочности и теплостойкости [39].

В практике инженерных расчетов опор скольжения за критерий прочности принимается удельное среднее давление

$$p = (P/S) = [p], \quad (3.53)$$

где P — нагрузка на опору; S — условная или расчетная площадь контакта; $[p]$ — допускаемое удельное давление.

При учете критерия теплостойкости исходят из необходимости обеспечения нормального теплового режима работы опоры,

при котором адсорбированные на трущихся поверхностях пленки не разрушаются. Интенсивность тепловыделения за счет превращения механической энергии трения в тепловую определяется по выражению

$$W_T = fPv/427, \quad (3.54)$$

где P — нагрузка на опору; v — расчетная скорость скольжения, для цилиндрических цапф — окружная скорость; f — приведенный коэффициент трения; $1/427$ — тепловой эквивалент механической энергии.

Обычно принимают, что при сухом трении рассеивание и отвод тепла пропорциональны площади поверхности трения подшипника. Тепловыделение, приходящееся на единицу площади поверхности трения, называют удельным тепловыделением w_T . Для цилиндрического подшипника

$$w_T = W_T/S_T = (f\rho v)/(427\pi dl) = (f/427\pi)\rho v, \quad (3.55)$$

где ρ — удельная нагрузка; d, l — диаметр и длина подшипника.

При расчетах опор скольжения величину ρv обычно принимают за критерий нормального теплового режима при сухом и граничном трении, т. е.

$$\rho v = [\rho v], \quad (3.56)$$

где $[\rho v]$ — допустимый критерий теплостойкости, устанавливаемый для каждого типа подшипника по опытным данным.

Для кольцевых пят и подпятников критерии работоспособности имеют вид

$$\rho = P/[(\pi/4)(d^2 - d_0^2)k_n] \leq [\rho];$$

$$\rho v_n = [\rho v], \quad (3.57)$$

где P — осевая нагрузка на подпятник; d, d_0 — наружный и внутренний диаметры опорной поверхности пяты; k_n — коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности вследствие размещения смазочных канавок ($k_n = 0,8 - 0,9$); v_n — расчетная скорость скольжения, за v_n может быть принята окружная скорость по среднему диаметру опорного кольца пяты.

$$v_n = \omega r_{cp} = (\pi n/30) [(d + d_0)/(2 \cdot 100)], \quad (3.58)$$

где ω — угловая скорость; n — частота вращения.

Расчет сплошных пят проводится по выражениям

$$\rho = P/[(\pi/4)(d^2 k_n)] \leq [\rho];$$

$$\rho v_n \leq [\rho v]. \quad (3.59)$$

Для гребенчатых подпятников условие прочности в опасном сечении определяется из выражения

$$\sigma_n = [(P/z)(l/2)]/[(\pi d h^2)/6] \leq [\sigma_n], \quad (3.60)$$

где $l = (d - d_1)/2$ — длина гребня; z — количество гребней; πd — периметр подпятника; h — высота гребня.

Расчет подшипников жидкостного трения. Несущая способность подшипника скольжения характеризуется числом Зоммерфельда, равным

$$S_0 = \bar{p}\psi/\eta\omega = 0,52/(1 - \epsilon), \quad (3.61)$$

где ψ — относительный зазор; η — рабочая вязкость масла; ω — угловая скорость; ϵ — эксцентриситет вала в подшипнике; \bar{p} — среднее удельное давление;

$$\bar{p} = 0,26d\eta\omega/\psi h_0, \quad (3.62)$$

где d — диаметр; h_0 — минимальный зазор.

Расчет подшипников жидкостного трения обычно проводится с учетом двух критериев:

частоты вращения, при которой начинается переход от жидкостной к смешанной смазке. Такую частоту называют переходной;

минимального допустимого зазора между валом и вкладышем, который определяется переходом к смешанной смазке.

Переходная частота вращения определяется по выражению

$$n_{пер} = (P/\eta) (\pi d^2 l / 4) (k/\psi h_0), \quad (3.63)$$

где d, l — диаметр и длина подшипника; k — постоянная.

Экспериментально установленный минимально допустимый зазор равен:

у новых подшипников $h = 2-5$ мкм;

у приработанных подшипников $h = 0,7-1,2$ мкм;

у тщательно приработанных специальных подшипников $h = 0,4-0,7$ мкм.

Обеспечение надежности. Используемые в бытовой технике подшипники относят к подшипникам общего назначения. Работоспособность подшипников скольжения в значительной степени зависит от выбранного материала и принятой системы смазки. В зависимости от материала подшипники скольжения можно подразделять на смазываемые и несмазываемые.

Смазываемые подшипники общего назначения работают большей частью в условиях полужидкостной смазки [32, 50]. Во многих случаях смазывание таких подшипников осуществляется пластичными смазочными материалами.

Многие подшипники скольжения общего назначения изготавливаются из бронзы различных марок. Наиболее распространена в качестве материала для таких подшипников свинцовистая бронза, содержащая 20—25 % свинца и 1—4 % олова. Она может применяться с равным успехом в тихоходных подшипниках, смазываемых пластичными смазочными материалами, где на первом плане должны быть хорошие фрикционные свойства бронзы, и в быстроходных подшипниках, смазываемых маслом, где требуется в первую очередь стойкость против задирання трущихся поверхностей.

При сухой смазке бронзовых подшипников их работоспособность может быть повышена применением графита. Наиболее простые способы применения графитовой смазки основаны на создании на поверхности трения подшипника впадин, которые заполняют графитовой пастой из органического связующего или сверлении (в цельной бронзовой втулке) отверстий, которые запрессовывают графитовые пробки. Более равномерное распределение графита при смазывании достигается введением в объем подшипника при изготовлении. В таких случаях подшипник изготавливается из металлокерамики, причем графит смешивается с бронзовым порошком.

Работоспособность подшипников скольжения с графитовой смазкой зависит от количества графита. Высокая прочность металлокерамических подшипников сохраняется при введении достаточно большого количества графита. Содержание графита может быть доведено до 1% по массе (40% по объему) при сохранении высокой износостойкости даже при работе без смазки. Обычно же рекомендуется для обеспечения достаточной прочности концентрация графита около 8% по массе (26% по объему). Такие подшипники могут применяться при повышенных температурах, когда обычные смазки теряют работоспособность, а также при использовании в роли смазки воды. Несмотря на такие свойства графита, он все же в большинстве случаев служит не для замены полностью обычной смазки, а для ее дополнения.

Для подшипников, работающих при высоких нагрузках и используют преимущественно фосфористые бронзы, которые должны работать по закаленному валу. Они отличаются меньшей износостойкостью в условиях работы при малых скоростях и смазывании пластичными смазочными материалами. Цельные (массивные) втулки постепенно вытесняются подшипниками биметаллической ленты; в таких случаях применяется главным образом свинцовистая бронза на стальной подложке. Для более нагруженных биметаллических подшипников применяют сплав с 10% свинца и 10% олова, обладающий наиболее высокими механическими свойствами.

Цельные подшипниковые втулки из алюминиевых сплавов применяются редко, главным образом из-за значительных коэффициентов теплового расширения этих сплавов. Используются чаще сплавы алюминия с цинком (30—55% Al, 17—65% Zn, 5—16% Cu) и алюминия с оловом (6,25% Sn, 1% Cu, 1% Ni или 20% Sn, 1% Cu). Последний сплав применяется в втулках из биметаллической ленты.

В качестве материала подшипника общего назначения используется также баббит. Биметаллические втулки с баббитом на стальной подложке широко используются при смазывании маслами. (Например, для малых электродвигателей используется оловянистый баббит.)

В последнее время все большее распространение получают подшипники скольжения из пластмасс, в первую очередь из нейлона (полиамида) и полиформальдегида. Они отличаются высокой износостойкостью, обладают антизадириными свойствами, имеют низкий коэффициент трения. Недостатками являются низкая теплопроводность, значительное тепловое расширение, низкая прочность, поэтому в тяжело нагруженных подшипниках их применять не рекомендуется. Указанные недостатки могут быть частично устранены, если пластмассы использовать в качестве покрытия (тонкого слоя) стальной подложки. В высоконагруженных подшипниках могут применяться фенольные и эпоксидные смолы, армированные текстильным или асбестовым волокном. Они обладают большой прочностью и меньшей ползучестью, чем термопласты. Их применение особенно эффективно для подшипников, работающих в водной среде.

Новым видом пластмассового подшипника являются трехслойные втулки, состоящие из тонкого слоя полиформальдегида на стальной подложке с промежуточным слоем пористой бронзы. Бронзовый слой наносится на стальное основание спеканием, затем пропитывается полиформальдегидом. Над бронзой остается слой полиформальдегида толщиной 0,3 мм, что включает припуск на механическую обработку. Такая конструкция подшипника позволяет выдерживать высокие нагрузки и в условиях гидродинамической смазки обеспечивает удельные давления (по критерию усталостной прочности), составляющие до 20 % максимальных давлений, выдерживаемых сплавом алюминия с 20 % олова. В двигателях внутреннего сгорания такие подшипники применяться не могут из-за низкой максимальной температуры (120°C), которую они способны выдержать, а также подверженности агрессивному действию кислотных продуктов, образующихся в моторном масле при высоких температурах.

Основное преимущество трехслойных подшипников состоит в том, что они могут работать при высоких нагрузках и скудной смазке. Их удобно смазывать пластичным смазочным материалом, и после смазки они могут работать без дальнейшего ухода и обслуживания. Для лучшего удержания смазки на поверхности трения подшипника в процессе его изготовления делаются впадины, играющие роль резервуаров для смазочного материала. Коэффициент трения подобных подшипников в начальный период эксплуатации равен 0,01, к концу эксплуатации при истощении смазки он может увеличиться до 0,1.

Тонкослойные пластмассовые подшипники на стальной подложке менее восприимчивы к твердым загрязнениям, попадающим в зазор, чем металлические подшипники. Их рабочие поверхности должны быть чисто обработаны, допускаемая шероховатость не должна превышать 0,5 мкм. Зазоры между

пластмассовым подшипником и валом должны быть несколько больше, чем у металлических подшипников.

В некоторых областях машиностроения, в частности в мелких электродвигателях, находят применение металлокерамические подшипники из бронзовых или железных порошков в виде втулок с диаметром отверстия 3—12 мм. Они пропитываются маслом. Металлокерамические подшипники подвергаются прессованию и спеканию так, чтобы была обеспечена их пористость от 10 до 25 %, что является компромиссным решением между противоречивыми требованиями максимального содержания в объеме подшипника пропитывающего масла и максимальной механической прочности.

Применение пористых металлокерамических подшипников наиболее эффективно в тех случаях, когда условия их работы стимулируют проявление гидродинамического эффекта. При эксплуатации в неблагоприятных условиях (малые скорости, высокие нагрузки, колебательное движение, частые пуски и остановки) эти подшипники менее эффективны, чем подшипники других типов.

Использование подшипников, работающих без смазки, в последние годы получило широкое распространение. Они применяются в узлах, где жидкие смазки неэффективны (при низких или высоких температурах, в химически активных средах), в узлах, где подача смазки затруднена или где смазка может вызвать нежелательное загрязнение продукта и т. д.

Для *несмазываемых подшипников* используются материалы четырех видов: 1) материалы на основе полимеров с различными наполнителями, 2) углеродистые материалы, 3) твердые смазки (графит, MoS_2 , ПТФЭ), наносимые на металлические и неметаллические основания, и 4) керамические, а также металлокерамические материалы.

В качестве полимеров используются;

термопласты — полиэтилен, полиформальдегид, полиамиды (наилон), политетрафторэтилен, полифениленоксид, поликарбонат;

термореактивные смолы — фенопласты, полиэфирные, эпоксидные смолы, кремнийорганические смолы, полиамиды.

В качестве наполнителей и армирующих волокон используются:

для повышения механических свойств — асбестовые волокна, стекловолокна, угольные и текстильные волокна, слюда, металлы и их окислы;

для снижения трения — графит, MoS_2 , ПТФЭ (порошок и волокна);

для повышения теплофизических свойств — бронза, серебро, уголь или графит.

Полимеры находятся в вязкоупругом состоянии, и их коэффициент трения состоит из двух составляющих, удельный вес

которых зависит от условий скольжения, в частности от скорости. Обычно считают, что коэффициент трения политетрафторэтилена (ПТФЭ) составляет 0,05—0,1. Однако это верно только для высоких нагрузок и малых скоростей скольжения или когда ПТФЭ работает в виде тонкой пленки на жестком основании.

При высоких скоростях и низких нагрузках коэффициент трения ПТФЭ по металлу повышается до 0,3. Хотя и в меньшей степени, сходные явления имеются при трении других полимеров. Наполнители оказывают существенное влияние на коэффициент трения. Наполнители в виде твердых смазок, частицы которых могут переноситься на поверхность контртела, способствуют образованию смазочной пленки и снижению трения. В присутствии твердых, жестких наполнителей (стекло, слюда, асбест) коэффициент трения, по существу, может характеризовать пару трения наполнитель — контртело.

На ранних стадиях скольжения полимерной композиции скорость изнашивания сравнительно высока. Однако постепенно происходит перенос полимера или наполнителя на поверхность контртела и модификация поверхности этими материалами. Эти явления способствуют снижению скорости изнашивания до некоторой постоянной величины. Выступы металлической поверхности, внедряясь в более мягкий материал, разрушают его, при этом появляется микрорезание или усталостный износ (с малым количеством циклов). Для абразивного износа характерна обратно пропорциональная зависимость между скоростью изнашивания материала и произведением предела прочности при растяжении и удлинении при разрыве. Когда наполнители или армирующие волокна вводятся в полимер, прочность материала повышается обычно в 1,5—4 раза, а удлинение при разрыве может снизиться в 100 раз, поэтому при наполнении происходит снижение сопротивляемости материала абразивному износу.

Перенос на контртело таких материалов, как ПТФЭ, полиформальдегид и нейлон, обладающих значительным удлинением при разрыве, способствует снижению скорости изнашивания. Однако перенос таких хрупких материалов, как полиэфирные и эпоксидные смолы или полистирол, часто приводит к увеличению скорости изнашивания. Твердые смазки образуют на поверхности контртела пленки, способствующие снижению скорости изнашивания. ПТФЭ более эффективен, чем графит, который в свою очередь эффективнее MoS_2 . При работе полимерных композиций, содержащих углеграфитовые наполнители в виде порошков или волокон, образующиеся пленки весьма чувствительны к попаданию на поверхности трения жидкостей.

Большинство наполнителей и армирующих волокон, добавляемых в полимеры, обладает абразивным воздействием по отношению к поверхности металлов. Это относится даже к таким материалам пластинчатой структуры, как графит и MoS_2 , так как в их составе обязательно присутствуют примеси.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО АБРАЗИВНОЙ
ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОЛИМЕРОВ С РАЗЛИЧНЫМИ
НАПОЛНИТЕЛЯМИ

Композиция	Скорость изнашивания бронзы, 10^{-7} мм ³ /(Н·м)
Политетрафторэтилен	< 0,1
+30 % стекловолокна	620
+25 % асбоволокна	100
+25 % угольного волокна (высокопрочного)	80
+30 % слюды	31
+25 % кокса	17
+25 % угольного волокна (высокомодульного)	2
+40 % бронзы	0,8
+33 % графита	0,5
Фенолформальдегидная смола с минеральным наполнителем	730
с асбестом	75
с древесным наполнителем	17
с бумагой	2,6
армированная хлопчатобу- мажной тканью	1,8

Наполнители, обладающие умеренным абразивным воздействием (графит, высокомодульные угольные волокна), главным образом сглаживают микронеровности поверхности контртела, что снижает локальные напряжения. Влияние наполнителей, модифицирующих поверхность контртела, на износостойкость композиций может быть большим, чем повышение их механических свойств [58].

Основным материалом для подшипников скольжения, работающих без смазки, является ПТФЭ, имеющий также название полиэтиленовый фторопласт-4 или фторлон-4. Предельная теоретическая температура применения ПТФЭ — 327 °С, при которой в нем происходят фазовые превращения; в технике он используется при температурах не выше 250 °С. При температурах 150—250 °С может применяться полиамид, обладающий лучшими механическими характеристиками, чем ПТФЭ. При введении в его состав графита он обладает, кроме того, высокой износостойкостью.

Основной недостаток ненаполненного ПТФЭ — это низкие механические свойства, поэтому в натуральном виде ПТФЭ используется лишь при незначительной нагрузке или в виде тонких пленок, наносимых на жесткое основание. Механические свойства и износостойкость ПТФЭ значительно возрастают при добавлении наполнителей (табл. 3.7).

Подшипники из ПТФЭ могут изготавливаться с различными вариантами неорганических наполнителей, например со стекловолокном, повышающим прочность и износостойкость; с бронзовым порошком, значительно повышающим износостойкость

Таблица 3.7

Показатель	Механические свойства подшипников из ШТФЭ с наполнителями (в мас. %)						
	15 стекло-волока	12,5 стекло-волока, 12,5 MoS ₂	15 графита	20 угольных волокон, 5 графита	55 бронзы, 5 MoS ₂	Незаполнен-ный подшипник	
Удельный вес	2,19	2,3	2,12	2,1	3,9	2,2	
Предел прочности при растяжении, МН/м ²	17,5	13	9,5	11,6	13,0	9	
Удлинение, %	300	230	130	70	90	400	
Модуль упругости при изгибе, ГН/м ²	1,1	1,1	1,4	1,2	1,5	0,6	
Деформация под нагрузкой 14 МН/м ² при 25 °С, %	11	4	8,1	2,9	4,6	Хладотеку- часть 17	
Коэффициент теплового расширения (25—100 °С), 10 ⁻⁵ /°С	12,1	11	12,5	8,4	10,1		
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,43	0,51	0,45	0,44	0,72	0,25	
Удельная скорость изнашивания, 10 ⁻⁷ мм ³ /(Н·м)	1,4	1,2	6,8	1,2	1,0	4000	
Коэффициент трения по стали при 0,01 м/с	0,09	0,09	0,12	0,12	0,13	0,1	
Предельное ρ_v , МН/м ² при 0,05 м/с	0,33	0,5	0,35	0,53	0,44	0,04	
> 0,5 м/с	0,39	0,62	0,6	0,53	0,44	0,06	
> 5 м/с	0,5	0,62	0,95	0,42	0,44	0,09	

при сравнительно низких скоростях и температурах; графитом для работы их в агрессивных средах.

Стекловолокно вводится в ПТФЭ в количестве 15—25 %; дополнительно может также вводиться небольшое количество дисульфида молибдена или графита. Сочетание в качестве добавки равного количества (по объему) бронзового порошка и графита повышает теплопроводность подшипника.

Применяются также подшипники из ПТФЭ, в которых наполнителем является слюда, чем обеспечивается низкий коэффициент теплового расширения, что способствует сохранению нормальной прессовой посадки подшипника в корпусе.

Поликарбонат пригоден для работы в условиях абразивного и эрозийного износа, хотя в чистом виде он не обладает хорошими антифрикционными свойствами. Механические свойства этого материала при комнатной температуре аналогичны нейлону, но теплостойкость его значительно выше. Хотя удельная скорость изнашивания полиамидов почти такая же, как и у остальных термопластов, но с повышением температуры до 300°C она почти не увеличивается.

Механические свойства других термопластов также повышаются при добавлении наполнителей или армирующих волокон. Содержание наполнителей до 20 % не снижает технологических свойств материалов при литье под давлением. Наполнение поликарбоната и нейлона стекловолокном и ПТФЭ заметно повышает коэффициент трения и удельную скорость изнашивания материалов (табл. 3.8).

Хотя сырье для терморезактивных смол, в частности фенолформальдегидных, дешевле большинства термопластов, производство изделий из них значительно дороже. Кроме того, более дешевые фенолформальдегидные и полиэфирные смолы вследствие своей хрупкости могут использоваться только с волокнистым армирующим материалом. Путем введения специальных добавок в эпоксицидные и силиконовые смолы можно значительно изменить их первоначальные свойства. Наиболее простым способом производства терморезактивных подшипниковых материалов является пропитка тканей или матов из волокон целлюлозы, хлопка, асбеста, стекла, угля и т. д. жидкими смолами или их растворами с последующим прессованием или отверждением при повышенной температуре. Кроме того, трубы могут быть получены путем намотки волокон.

Характерной особенностью листовых терморезактивных материалов является анизотропия их механических свойств, которые зависят от вида наполнителя и степени отверждения смолы. Терморезактивные материалы используются в основном для подшипников судов, прокатных станков и др. Для сухих подшипников необходима добавка твердых смазок (ПТФЭ, графита, MoS_2). В этих случаях удельная скорость изнашивания терморезактивных материалов составляет $(3 \dots 50) 10^{-7} \text{ мм}^3/(\text{Н} \cdot \text{м})$.

Таблица 38

Показатель	Поликарбонат		Полиформальдегид		Найлон 6,6		Полиамид	
	22 % ПТФЭ	15 % ПТФЭ, 30 % стекловолокна	22 % ПТФЭ	15 % ПТФЭ, 30 % стекловолокна	44 % ПТФЭ	15 % ПТФЭ, 30 % стекловолокна	15 % графита	15 % MoS ₂
Удельный вес	1,33	1,55	1,5	1,75	1,43	1,49	1,51	1,59
Предел прочности при растяжении, МН/м ²	45	120	40	107	38	163	45	41
Модуль упругости при изгибе, ГН/м ²	1,3	8,3	2,1	9,7	2,1	9,3	3,8	3,5
Теплостойкость при нагрузке I, S МН/м ² , °С	130	145	100	160	82	250	>260	>260
Ударная прочность с надрезом по Изоду, Дж/см	1,1	1,1	0,27	0,38	0,27	0,98
Влагопоглощение за 24 ч, %	0,14	0,06	0,25	0,2	0,55	0,5	0,32	0,32
Удельная скорость изнашивания, 10 ⁻¹ мм ³ /(Н·м)	—	5,8	3,2	38	2,3	3,1	5	50
Коэффициент трения по стали	0,15	0,2	0,15	0,28	0,18	0,26	0,1—0,3	0,1—0,3
Предельное ρv , МН/м ²								
при 0,05 м/с	—	0,97	1,4	0,44	1,4	0,61	6	5
> 0,5 м/с	0,06	1,05	0,4	0,42	0,95	0,7
> 5 м/с	—	0,46	0,17	0,28	0,28	0,46

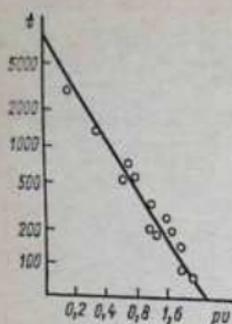


Рис. 3.16. Нарботка до отказа t (в ч) втулок из пористой бронзы на стальной подложке:

p — нагрузка, Н/мм²;
 v — скорость, м/с

Для сухих подшипников наиболее употребимы эпоксидные компаунды, состоящие обычно из двух композиций, которые смешивают непосредственно перед изготовлением деталей, т. е. перед нанесением их в виде тонкого слоя на металлические подложки.

В отдельных случаях применяют подшипники из тканого волокна ПТФЭ на подложке из фенольных смол, армированных стекловолокном. Такие подшипники отличаются высокой износостойкостью при работе в условиях колебательного движения с малыми скоростями.

Подшипники из ПТФЭ применяются также с бронзовой металлокерамикой, нанесенной на стальную ленту. Получается комбинированный подшипник с высокими эксплуатационными свойствами. В этом случае на стальную ленту наносится слой порошка из оловянистой бронзы, содержащей 11% олова, толщиной 0,25 мкм.

Для достижения его пористой структуры применяется ПТФЭ с примесью 20% свинца, проводится повторное спекание при температуре для ПТФЭ (327°C). На рис. 3.16 даны результаты испытаний втулок из пористой бронзы на стальной подложке, пропитанной ПТФЭ с добавлением свинца. Испытания проводились при непрерывном вращении и ползении нагрузки с валом из мягкой стали. За время испытаний принималось истирание поверхностного слоя втулки толщиной 0,5 мм, так как в этом случае в трущейся поверхности оказывалась большая концентрация бронзы, что приводило к резкому увеличению интенсивности изнашивания [46].

Долговечность таких подшипников может быть значительно повышена при более благоприятных условиях работы. Например, при прерывистой работе, когда подшипник нагревается не так сильно, долговечность его при $pv = 17,5$ может повыситься до 500 ч в отличие от 200 ч при испытании (см. рис. 3.16). Долговечность может также возрасти в два раза и более, если нагрузка вращается относительно втулки, так что износ распределяется по всей ее поверхности.

И наоборот, при неблагоприятных условиях эксплуатации долговечность подшипника уменьшается. Например, при температуре окружающей среды 120°C долговечность уменьшается в 2 раза, при температуре 200°C — в 4 раза. Рабочая температура должна находиться в пределах 250—300°C.

Подшипник из описанного материала работает вполне удовлетворительно в водной и других средах, не обладающих смазочным действием. В настоящее время имеется более дешевый

вариант описанного выше комбинированного подшипника. Он состоит из стальной подложки, на которую нанесен антифрикционный слой из ПТФЭ и других наполнителей, введенных в матрицу из эпоксидной смолы. Из-за отсутствия бронзовой матрицы прочность и теплопроводность такого слоя меньше, чем у трехслойного подшипника, описанного выше, в связи с чем его несущая способность также меньше и предельное значение $pv = 3,5$. При меньших значениях pv подшипник отличается высокой износостойкостью.

Подшипники из высокотемпературного полимера полиамида могут работать в воздушной среде при температуре до 250°C , в неокислительной атмосфере — до 300°C . Кратковременная работа возможна и при более высоких температурах.

Полиамид в натуральном виде обладает низкой износостойкостью, однако при использовании наполнителей, особенно графита, он оказывается на уровне описанного выше ПТФЭ с наполнителями. От последнего он отличается лучшими механическими свойствами, особенно при высоких температурах, но значительно более дорог.

Для работы подшипников при температурах более высоких, чем температуры, допускающие применение подшипников из ПТФЭ или полиамида, используют графитовые подшипники. Графит некоторых видов применяется с металлическими наполнителями, в частности со свинцовистой бронзой, которая обеспечивает наиболее высокую износостойкость. Максимальное значение pv , при котором износ не выходит за допустимые пределы, равно 1,4. При температурах выше 350°C рекомендуется применение электрографита, который может использоваться при температуре до 500°C .

Графит без наполнителей обладает высокой коррозионной стойкостью и поэтому применяется в насосах и другом химическом оборудовании, где возможны агрессивные среды. Другая поверхность трения должна быть по возможности из нержавеющей стали, чугуна, стеллита, нитрированной стали или хромированного металла.

Графитовые материалы обладают весьма низким коэффициентом линейного расширения, поэтому необходима горячая посадка подшипников в корпусе, если предстоит их эксплуатация при высоких температурах [46].

Нагрузочная способность несмазываемого подшипника не определяется прочностью материала. Однако при скольжении его прочностные свойства влияют на формирование площади контакта. У графитовых и керамических материалов прочность при растяжении значительно ниже, чем при сжатии. Для полимерных материалов характерна зависимость механических свойств от времени приложения нагрузки, они обладают заметной ползучестью. Важной характеристикой материалов служит модуль упругости.

Многочисленными экспериментами установлено, что при неизменных условиях скольжения объемный износ v [в $\text{мм}^3/(\text{Н}\cdot\text{м})$] пропорционален пути d трения, а износ, приходящийся на единицу пути (коэффициент пропорциональности k), называемый удельной скоростью изнашивания, пропорционален нагрузке W , т. е.

$$v = kWd. \quad (3.64)$$

Коэффициент пропорциональности зависит от условий трения и геометрии рабочих поверхностей. Радиальный износ $h = v/A$, где A — площадь контакта, или определяется из формулы

$$h = k\rho vt, \quad (3.65)$$

где ρ — удельное давление; v — скорость скольжения; t — время скольжения.

Радиальный износ в единицу времени называется скоростью изнашивания, она пропорциональна произведению ρv , которое является критерием работоспособности подшипника. Допустимая величина ρv определяется а) резким увеличением износа, перегревом, или превышением предела упругости материала; б) допускаемой скоростью изнашивания.

В локальных точках контакта температура

$$T = T_a + T_f, \quad (3.66)$$

где T_f — температура вспышки на локальном пятне контакта; T_a — температура поверхностей трения;

$$T_a = T_0 + c\mu Wv, \quad (3.67)$$

где T_0 — температура окружающей среды; c — константа, характеризующая теплофизические свойства материалов и конструкцию узла. Значение c обычно колеблется в пределах $0,1-1^\circ\text{C}\cdot\text{с}/(\text{Н}\cdot\text{м})$. Для полимерного подшипника диаметром 25 мм и длиной 25 мм, трущегося по стальному валу $c = 0,5^\circ\text{C}\cdot\text{с}/(\text{Н}\cdot\text{м})$; μ — коэффициент трения.

Для любых подшипников температура T_a поверхности может быть измерена при помощи термопары. Температуру вспышки T_f обычно находят расчетным путем. Для двух полубесконечных тел, движущихся одно относительно другого и имеющих относительно малую площадь непосредственного контакта могут использоваться следующие зависимости [57]:

для малых скоростей

$$T_f = 10^{-2} \mu P_m^{1/2} W^{1/2} v; \quad (3.68)$$

для высоких скоростей

$$T_f = 5,7 \cdot 10^{-5} \mu P_m^{3/4} W^{1/4} v^{1/2}. \quad (3.69)$$

где P_m — давление текучести материала подшипника в месте контакта, примерно равное твердости в этой точке.

При малых скоростях тепло, образуемое при трении, распределяется между двумя трущимися телами. При высоких скоростях оно в основном генерируется во вращающемся валу. Для подшипниковых материалов, теплофизические свойства которых близки к свойствам стали, например для углеграфитовых материалов, значения T_f при малых скоростях вдвое меньше значений, полученных по уравнению (3.68), а при высоких скоростях соответствуют значениям, найденным по уравнению (3.69). При высоких скоростях теплопроводность вала приобретает особо большое значение.

В то время как твердость углеграфитовых и керамических материалов не зависит от температуры, твердость полимеров снижается при ее повышении. В первом приближении

$$P_m = P_0 e^{-\alpha T}, \quad (3.70)$$

где P_0 — твердость при комнатной температуре; α — константа материала; $\alpha \approx 0,005$.

Влияние твердости наиболее существенно при высоких скоростях, для которых

$$T_f = T_{fs} e^{-0,0038 T_{fs}}, \quad (3.71)$$

где T_{fs} — температура вспышки, найденная из уравнения (3.69), справедливого для случая, когда твердость не изменяется с изменением температуры.

На рис. 3.17 приведены зависимости T_f/μ от произведения $W^{1/2}v$ при трении различных материалов по стали.

Из графика видно, что, несмотря на более высокую теплопроводность, температура вспышки для углеграфитовых материалов при высоких произведениях $W^{1/2}v$ превышает T_f для полимеров, имеющих ту же твердость. При высоких скоростях и малых нагрузках рабочая температура подшипника определяется в основном температурой вспышки, в то время как при малых скоростях и высоких нагрузках роль средней температуры становится более значительной.

Оптимальное отношение длины подшипника к его диаметру составляет 1. С увеличением этого отношения затрудняется теплоотвод от подшипника, с уменьшением — усложняется установка подшипника в узел. Обычно толщина стенки полимерной втулки составляет 0,1 от рабочего диаметра. С умень-

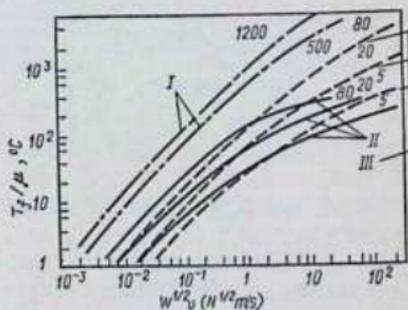


Рис. 3.17. График для определения температуры вспышки (над кривыми указана расчетная твердость материалов):

I — керамические материалы; *II* — полимерные материалы; *III* — углеграфитовые материалы

шением ее толщины повышается теплоотвод от подшипника. Зазор в узле с полимерным подшипником составляет 5 мкм на 1 мм диаметра и не должен быть ниже 125 мкм. Сборка полимерных подшипников обычно осуществляется путем запрессовки. Натяг для ненаполненного ПТФЭ составляет 7 мкм/мм, для нейлонов и полиформальдегида — 7 мкм/мм, для терморезистивных материалов 2—3 мкм/мм. В узлах, где имеется значительный нагрев, можно использовать различные фиксаторы, исключающие поворот полимерных втулок, или клеевые соединения.

Оптимальная шероховатость стального вала — 0,2—0,4 мкм. При выборе материалов для подшипников скольжения можно пользоваться следующими рекомендациями (условные номера материалов расположены в порядке снижения пригодности материалов удовлетворять эксплуатационные свойства);

Эксплуатационное требование	Рекомендуемый материал
Высокая износостойкость и долговечность	5, 3, 6, 7, 4
Низкий коэффициент трения	11, 9, 5, 3, 4
Высокие температуры	10, 9, 11, 7, 8
Криогенные температуры	3, 11, 9, 4, 5
Высокие нагрузки	9, 10, 6, 5, 4
Высокие скорости	11, 9, 8, 5, 7
Высокая жесткость	11, 9, 6, 4, 5
Стабильность размеров	10, 11, 9, 7, 8
Совместимость с жидкой смазкой	7, 10, 4, 8, 2
Коррозионная стойкость	10, 7, 3, 4, 2
Абразивная стойкость	1, 3, 2, 4, 5
Возможность работы по мягким контртелам	1, 9, 2, 3, 4
Радиационная стойкость	7, 4, 9, 10, 2
Космос или вакуум	11, 9, 4, 3, 2
Минимальная стоимость	1, 2, 3, 4, 5

Примечание. Под номерами подразумеваются следующие группы материалов: 1 — ненаполненные термопласты; 2 — наполненные или армированные термопласты; 3 — наполненный или армированный ПТФЭ; 4 — наполненные или армированные терморезистивные смолы; 5 — металлокерамика, наполненная ПТФЭ; 6 — тканые волокна ПТФЭ со стекловолокнами; 7 — углеграфитовые материалы; 8 — композиции из металлов и графита; 9 — пленки твердых смазок; 10 — керамические материалы, керметы, твердые металлы; 11 — подшипники качения с самосмазывающимися элементами.

В общем виде при выборе материалов для пар скольжения рекомендуется:

а) сочетать твердый материал с мягким, имеющим температуру рекристаллизации ниже средней температуры поверхности трения. Пластичный материал, не наклепываясь при работе и имея наибольшую температуру поверхности трения, обладает положительным градиентом механических свойств по глубине;

б) сочетать твердый материал с твердым. Такие пары обладают высокой износостойкостью вследствие малого взаимного внедрения их поверхностей. Нанесение приработанных покрытий

повышает надежность пар в наиболее опасный период работы во время приработки;

в) избегать сочетания мягкого материала с мягким, а также пар из одноименных материалов — незакаленной стали, алюминиевых сплавов, медных и алюминиевых сплавов, хрома и алюминия, никеля, пластмасс (за исключением ПТФЭ);

г) применять в труднодоступных для смазки конструкциях пористые металлокерамические материалы и антифрикционные сплавы;

д) использовать в качестве антифрикционных и фрикционных материалов пластические массы; в ряде случаев они повышают надежность, уменьшают массу конструкций, снижают вибрации и шум;

е) использовать материалы, при работе которых на поверхностях трения создается серновитный (жизнеспособный) слой; такой слой образуется в результате физико-химических процессов, которые происходят при взаимодействии сопряженных пар и при смазке в процессе трения.

§ 4. КРЕПЕЖНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Основные типы крепежных деталей. В зависимости от назначения крепежные детали бытовой техники можно разделить на следующие группы:

для разъемных соединений (болты, винты, шпильки, гайки);

для неразъемных соединений (заклепки);

для фиксации взаимного расположения соединяемых деталей (штифты);

для стопорения резьбовых соединений (шплинты, пружинные и стопорные шайбы);

вспомогательные детали (подкладные шайбы).

Крепежные детали для разъемных соединений характеризуются наличием резьбы, которая образуется нанесением на цилиндрическую поверхность винтовых канавок с сечением определенного профиля. Винтом или болтом называют стержень с резьбой, который взаимодействует с гайкой или с резьбой в отверстии детали или другого конструктивного элемента. Наиболее распространены винты с головкой, т. е. болты, с помощью которых производится их завинчивание или закрепление в нужном положении.

Болты (винты) изготавливаются с головками, которые могут захватываться инструментом снаружи, изнутри, с торца, и с головками, препятствующими повороту. В зависимости от назначения болты с шестигранной головкой изготавливают грубой, нормальной и повышенной точности. Кроме того, стандартами предусмотрено два вида шестигранных головок: нормальные и уменьшенные. Для отверстий из-под развертки применяют болты по ГОСТ 7817—80, которые имеют шлифованную гладкую

часть стержня. Для крепления деревянных деталей к металлическим часто используют болты с усом или квадратным подголовком.

Стандартами предусмотрено большое количество типов винтов, отличающихся по форме головок и концов. Винты в основном применяют в том случае, если прочность материала детали и ее толщина достаточны для образования резьбового отверстия, а также когда нет места для гайки или когда необходимо улучшить внешний вид изделия, или при предъявлении жестких требований к массе соединения. В настоящее время в машинах массового выпуска широко применяются винты с головками, имеющими крестообразный шлиц (ГОСТ 10756—64 и ГОСТ 10757—64).

К шпилькам относятся цилиндрические детали, имеющие резьбу на обоих концах. Гайкой называют деталь с резьбовым отверстием (сквозным или глухим), навинчиваемую на винт, болт или шпильку.

Для точной фиксации взаимного положения соединяемых деталей и узлов, воспринимающих относительно небольшие нагрузки, используются штифты. Они подразделяются на конические и цилиндрические гладкие, на конические и цилиндрические с насеченными или вдавленными канавками.

Так как в условиях динамических нагрузок практически во всех резьбовых парах происходит ослабление затяжки, для предупреждения самоотвинчивания в конструкцию вводят специальные детали для стопорения: шплинты, предохраняющие болты и гайки от полного отвинчивания и потери; стопорные шайбы с лапками или зубьями, предохраняющими резьбовую пару от отвинчивания при отгибании лапок на грань детали или путем повышенного сцепления между гайкой, шайбой и деталью при врезании острых зубьев шайбы в торец гайки и плоскость детали; пружинные шайбы, обеспечивающие сохранение сил трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки благодаря упругости шайбы.

К вспомогательным деталям резьбовых соединений относятся круглые и квадратные шайбы, увеличивающие опорную поверхность под головкой болта и гайки при соединении деталей. Иногда используют косые шайбы, которые подкладывают под гайки или головки болтов для выравнивания уклонов.

Размеры и основные параметры крепежных деталей регламентированы государственными стандартами. Так, ГОСТ 1759—70 регламентирует технические свойства деталей, обозначаемые классом прочности. В этом стандарте взаимосвязаны механические свойства материала (марка стали) и технология изготовления с механическими свойствами готовых изделий. Нормы механических свойств установлены в соответствии с рекомендациями СЭВ и ИСО, а также некоторых зарубежных национальных стандартов.

Регламентированы механические свойства стержневых деталей из углеродистых и легированных сталей. Каждому классу прочности соответствует одна или несколько марок сталей, которые выбраны с учетом механических свойств деталей, изготавливаемых по принятым в стране типовым технологическим процессам.

За основную характеристику класса прочности болтов (винтов) приняты предел прочности и предел текучести материала детали, гаек — напряжение от испытательной нагрузки, соответствующее минимальному временному сопротивлению болта, с которым комплектуется гайка. Нормирование класса прочности гаек облегчает конструктору их выбор для болтов с определенными механическими свойствами. Например, с болтом класса прочности 8,8 должна комплектоваться гайка класса прочности 8, гарантирующая ее работоспособность при нагрузках 8 МПа и менее.

Стандартом установлены виды покрытий деталей с учетом их применения и условий эксплуатации. По точности изготовления детали подразделяются на три группы: грубой, нормальной и повышенной точности.

Для неразъемных соединений используются заклепки. Их используют главным образом в ответственных соединениях, а также в аппаратуре, подверженной действию высоких температур, коррозии и работающей при вибрационных или ударных нагрузках. Для получения герметически плотных и прочных соединений используют заклепки круглого сечения с различного вида закладными головками на конце (рис. 3.18, а); вторая замыкающая головка образуется путем расклепывания. В ненагруженных соединениях и соединениях, отказы которых не приводят к большим потерям, используются пустотелые и полупустотелые заклепки (рис. 3.18, б, в).

Расчеты болтов, винтов и шпилек. Если на сопрягаемые резьбой детали действует осевая сила P , то витки резьбы каждой детали работают на срез, смятие и изгиб. Расчет резьбы усложняется тем, что напряжения в витках распределены неравномерно: в первых витках напряжение максимальное, а в последующих — оно убывает. Но для упрощения расчетов обычно принимается, что осевая нагрузка распределяется между витками резьбы равномерно; расчет производят только на срез и смятие, так как расчет на изгиб является сложной задачей.

При одинаковых материалах сопрягаемых резьбовых деталей расчет резьбы на прочность производят по охватываемой детали по формулам [5, 39]:

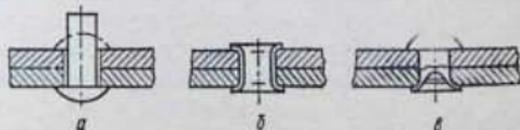


Рис. 3.18. Основные виды заклепок

на срез

$$\tau_c = P/(\pi d_1 z k S) \leq [\tau_c]; \quad (3.72)$$

на смятие

$$\sigma_{см} = 4P/[\pi (d^2 - d_1^2) z] \leq [\sigma_{см}], \quad (3.73)$$

где τ_c , $[\tau_c]$ — расчетное и допускаемое напряжение на срез резьбы; P — внешняя действующая нагрузка; z — число витков резьбы, воспринимающих нагрузку; k — коэффициент полноты резьбы, показывающий отношение высоты витка в опасном сечении к шагу резьбы; S — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами двух рядом расположенных витков, измеренное в направлении осевой линии; $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ — расчетное и допускаемое напряжение на смятие между витками резьбы; d , d_1 — наружный и внутренний диаметр резьбы.

При расчетах можно принимать, что коэффициент полноты резьбы для метрической резьбы болтов, винтов и шпилек $k = 0,75$, для гаек $k = 0,88$, для трапецидальной резьбы $k = 0,65$.

В тех случаях, когда охватывающая резьбовая деталь изготовлена из менее прочного материала, чем у охватываемой резьбой детали, расчет на срез должен производиться для каждой из этих деталей. Условием прочности охватывающей детали на срез является

$$\tau_c = P/(\pi dzkS) \leq [\tau_c]. \quad (3.74)$$

Вероятность разрушения должна определяться по методам, изложенным в гл. 2, при условии, что P является случайной величиной.

При промышленном производстве резьбовых соединений неизбежны отклонения от правильной геометрической формы (неперпендикулярность опорных поверхностей головок болтов и гаек относительно резьбы, непрямолинейность стержня болтов и т. д.). В результате при затяжке резьбового соединения нагрузка по окружности рабочих витков распределяется неравномерно, что приводит к появлению в болте дополнительных напряжений изгиба. По мере увеличения усилия затяжки в резьбовом соединении происходят упругопластические контактные и изгибные деформации при одновременном уменьшении роста напряжений изгиба. При дальнейшем увеличении усилия затяжки дополнительная часть нагрузки распределяется по окружности рабочих витков практически равномерно; при этом напряжения изгиба в болте сохраняются постоянными. Максимальное напряжение изгиба в болте зависит от погрешностей изготовления болта и гайки и от их механических свойств [39, 44].

Так как предел выносливости и усталостная долговечность резьбовых соединений зависят от наличия и величины локальных повышенных переменных напряжений, с увеличением средних напряжений (вызываемых усилием затяжки) в болтах и

гайках промышленного изготовления следует ожидать повышения указанных усталостных характеристик. Эти утверждения были проверены экспериментально на болтах М12 длиной 100—110 мм нормальной степени точности по ГОСТ 1759—83.

Результаты испытаний, проведенных в МВТУ им. Н. Э. Баумана, показали, что с увеличением среднего напряжения цикла предел выносливости повышается, потому высокая предварительная затяжка является эффективным средством повышения усталостной долговечности. Для болтов классов точности 4,6—6,8 нормальной степени точности, изготовленных из углеродистых сталей холодной высадкой и накаткой резьбы без промежуточной термической обработки, при действии циклических нагрузок напряжения предварительной затяжки следует принимать в пределах $0,7—0,8 \sigma_T$, но не менее 196 МПа [44].

Шпильки отказывают, как правило, из-за разрыва стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы, а болты и винты — еще и вследствие разрушения головки.

При расчетах винтовых пар для установления силовых соотношений виток прямоугольной резьбы может быть развернут по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, гайка может быть заменена ползуном. Сила взаимодействия Q между наклонной плоскостью и ползуном представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения между ними и наклонена к поверхности их соприкосновения под углом α . Из рис. 3.19 видно, что окружная сила, вращающая гайку,

$$T = P \operatorname{tg}(\beta + \varphi), \quad (3.75)$$

где β — угол подъема резьбы; φ — угол трения.

Расчеты болтов, винтов и шпилек можно проводить по единому методу. Рассмотрим наиболее типичные случаи расчета, например, болтов при постоянных нагрузках.

1. Болт нагружен осевой растягивающей силой; предварительная и последующая затяжки отсутствуют, соединение ненапряженное.

Условие прочности имеет вид

$$\sigma_p = P / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma_p], \quad (3.76)$$

где σ_p — растягивающее напряжение в поперечном сечении нарезанной части болта; P — сила, растягивающая болт; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для болта.

2. Болт испытывает растяжение и кручение, обусловленные его затяжкой. Крутящий момент в опасном сечении резьбы

$$M_1 = 0,5 d_2 P \operatorname{tg}(\beta + \varphi'), \quad (3.77)$$

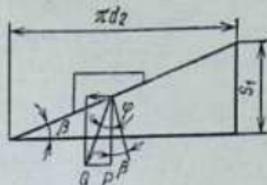


Рис. 3.19. Схематическое изображение действующих сил в винтовой паре

где β — угол подъема резьбы; $\varphi' \approx \varphi/\cos^{\alpha/2}$ — приведенный угол трения; здесь φ — угол трения; α — угол профиля резьбы.

Эквивалентное напряжение в болте, в опасном поперечном сечении которого возникает предельная сила, равная усилию затяжки P , определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\frac{4P}{\pi d_1^2} + 3\left(\frac{16M_1}{\pi d_1^3}\right)^2}. \quad (3.78)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — приведенное (эквивалентное) напряжение в опасной точке болта; σ_p — напряжение растяжения в поперечном сечении болта; τ_k — наибольшее напряжение кручения, возникающее в точках контура поперечного сечения болта.

Из выражений (3.77) и (3.78) можно получить

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p \sqrt{1 + 12[(d_2/d_1) \operatorname{tg} \varphi (\beta + \varphi')]^2}. \quad (3.79)$$

3. Предварительно затянутый болт дополнительно нагружен внешней осевой растягивающей силой, последующая затяжка болта отсутствует или возможна. В данном случае после предварительной затяжки болта силой P_3 под ее действием болт растягивается, детали стыка сжимаются. После затяжки внешняя сила P подразделяется на две части: χP дополнительно к P_3 нагружает болт, а $(1 - \chi)P$ расходуется на частичную разгрузку деталей стыка от сжатия, здесь χ — коэффициент внешней (основной) нагрузки. При действии внешней силы P в пределах до раскрытия стыка сжатия соединяемых болтом деталей уменьшается на столько же, на сколько болт растягивается, т. е. [42]

$$(1 - \chi)P\lambda_d = \chi P\lambda_b, \quad (3.80)$$

где λ_b — коэффициент податливости болта, т. е. удлинение болта при растяжении под действием силы 1 Н; λ_d — коэффициент податливости соединяемых болтом деталей.

Из равенства (3.80) следует, что

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d), \quad (3.81)$$

где $\lambda_b = l/FE$; l — длина деформируемой части стержня болта, принимаемая равной толщине сжимаемых болтом соединяемых деталей; F — площадь поперечного сечения стержня болта; E — модуль упругости материала болта.

Осевая растягивающая болт сила P_0 после предварительной затяжки и приложения к соединению внешней силы P составит

$$P_0 = P_3 + \chi P = k(1 - \chi)P + \chi P, \quad (3.82)$$

где k — коэффициент затяжки болта. В соединениях без подкладок при постоянной внешней нагрузке $k = 1,25 - 2$, при переменной $k = 2 - 4$.

При отсутствии последующей затяжки расчетная сила

$$P_p = 1,3P_3 + \chi P$$

или

$$P_p = [1,3k(1 - \chi) + \chi] P. \quad (3.83)$$

4. Если болт установлен в отверстие с зазором и нагружен поперечной силой, то сила затяжки болта

$$P_3 = P/f, \quad (3.84)$$

где f — коэффициент трения между соединяемыми деталями.

5. Если болт нагружен поперечной силой и установлен в отверстие из-под развертки без зазора, то расчет производится по условию

$$\tau_c = P/(\pi d^2/4) \leq [\tau_c], \quad (3.85)$$

где τ_c — расчетное напряжение среза болта; P — поперечная внешняя сила; d — диаметр стержня болта в опасном сечении; $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение на срез.

Расчет болтов, винтов и шпилек на усталостную долговечность при переменных нагрузках следует производить, как описано в гл. 2. Проектный расчет можно производить по выражениям:

на запас прочности по амплитуде

$$n_a = e\sigma_{-1p}/(k_\sigma\sigma_a); \quad (3.86)$$

на запас прочности по максимальному напряжению

$$n = \sigma_T/\sigma_{\max} \geq [n], \quad (3.87)$$

где n_a и n — действительный коэффициент запаса прочности соответственно по амплитуде и напряжению; e — масштабный коэффициент; σ_{-1p} — предел выносливости материала болта при растяжении при симметричном цикле; k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; σ_T — предел текучести; $[n]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде.

Предел выносливости σ_{-1p} можно принимать [5] равным

$$\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_n. \quad (3.88)$$

Для болтов из углеродистой стали с метрической резьбой $k_\sigma = 4-6$ (для $d = 16-24$ мм).

Опыты на растяжение при статическом нагружении показывают, что образцы с круговым надрезом (одним) выдерживают большую нагрузку, чем гладкие. Практика эксплуатации резьбовых соединений, однако, показывает, что прочность винтов ниже прочности гладких стержней. Это объясняется тем, что при испытаниях на статическое растяжение гладкие образцы разрушаются, как правило, с образованием шейки; у образцов с одним круговым надрезом образование шейки невозможно или затруднено. Поэтому в момент разрыва надрезанные образцы имеют значительно большее несущее сечение, чем гладкие образцы. У образцов с резьбой этот эффект уменьшается, разрушающая нагрузка у них лежит между разрушающими

нагрузками для гладких и надрезанных образцов [44]. У резьбовых деталей напряжения распределяются неравномерно: в основании надреза возникают значительные местные напряжения. Кроме этого, у винтов имеется неравномерное распределение нагрузки по виткам резьбы.

Испытания на усталость показывают, что предел выносливости винтов достигает лишь половины предела выносливости гладких образцов. При нагружении затянутого резьбового соединения внешней отрывающей силой полная нагрузка F на винт меньше суммы силы начальной затяжки и внешней силы:

$$F = F_v + \frac{1}{1 + C_2/C_1} F_b, \quad (3.89)$$

где F_v — сила предварительной затяжки; C_1, C_2 — жесткость винта и фланца; F_b — эксплуатационная нагрузка в направлении оси болта.

Обозначив через Φ коэффициент основной нагрузки

$$\Phi = C_1/C_1 + C_2, \quad (3.90)$$

получим, что полная нагрузка

$$F = F_v + \Phi F_b. \quad (3.91)$$

В конструкциях с жестким винтом или податливым фланцем $\Phi \rightarrow 1$, а полная нагрузка F приближается к своему возможному максимуму, т. е. к сумме предварительной затяжки и внешней силы. Для упрощения анализа выражение (3.89) обычно представляется в безразмерном виде. Для этого вводятся обозначения

$$P = F/F_v; \quad P_b = F_b/F_v; \quad y = C_2/C_1. \quad (3.92)$$

В этом случае

$$P = 1 + P_b/(1 + y). \quad (3.93)$$

С уменьшением поперечного сечения A стержня винта уменьшается его жесткость C_1 , следовательно, уменьшается и нагрузка на винт. Это полезно. Однако прочность винта определяется не величиной нагрузки, а напряжениями растяжения, поэтому основная цель — уменьшение напряжения. Расчеты показывают, что с уменьшением сечения A винта нагрузка на него падает медленнее, чем площадь его поперечного сечения, и напряжения на винте повышаются. Испытания на усталость показывают, что все разрушения правильно установленных винтов происходят не по стержню, а по резьбе. Таким образом, утонение стержня винта (до некоторых пределов), увеличивая податливость винта, не приводит к увеличению напряжений в его опасном сечении — резьбе.

Податливый винт можно получить и увеличением деформируемой длины винта от l до $l + l_h$. Это достигается увеличе-

нием толщины фланца или применением длинной втулки (рис. 3.20).

Для системы с длинным винтом и упругой втулкой

$$P = 1 + P_b \{1/[1 + y(1 + \lambda)(1 + 1/y_h)]\}, \quad (3.94)$$

где $\lambda = l_h/l$. $y_h = C_h/C_1$; C_h — продольная жесткость винта.

С увеличением длины l_h втулки уменьшается полная нагрузка P на винт. Под действием внешней нагрузки фланец разгружается, а втулка догружается, поэтому податливую втулку нельзя отнести к фланцу и рассматривать как простое увеличение толщины фланца.

Если предположить поперечное сечение A_h втулки равным поперечному сечению A винта, то при одинаковом модуле упругости получим

$$y_h = C_h/C_1 = A_h l / A l_h = 1/\lambda. \quad (3.95)$$

Тогда уравнение (3.95) запишется в виде

$$P = 1 + P_b/[1 + y(1 + \lambda)^2], \quad (3.96)$$

где $(1 + \lambda)$ учитывает влияние удлинения винта.

Податливость втулки влияет в том же направлении, что и податливость винта. К системе винта относят детали, которые при приложении внешней нагрузки дополнительно нагружаются, а к системе фланца — детали, которые от внешней нагрузки разгружаются. Следовательно, иногда часть фланца следует отнести к системе винта: в непосредственной близости от плоскости прилегания головки винта (или гайки) при появлении внешней нагрузки часть фланца дополнительно сжимается. Эта зона ведет себя как податливая втулка [20].

Этот эффект зависит от положения плоскости приложения нагрузки. До сих пор подразумевалось, что внешняя нагрузка прикладывалась к наружной поверхности фланца, т. е. в плоскости прилегания головки винта или гайки (рис. 3.21, а). Для этого граничного случая справедливы все приведенные уравнения, в них игнорируется названная зона, дополнительно нагружаемая внешней силой. Но если представить себе, что внешняя сила приложена к внутренней поверхности фланца (рис. 3.21, б),

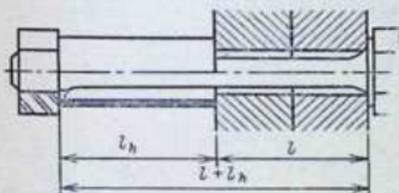


Рис. 3.20. Схема соединения винта

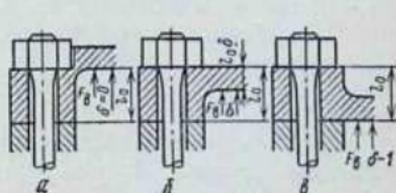


Рис. 3.21. Различное приложение внешних нагрузок

тогда фланец под действием внешней силы не разгружается, а, наоборот, догружается, и его нужно отнести к винту. Чаше внешняя нагрузка распределяется между этими двумя крайними поверхностями (рис. 3.21, *в*), так что от фланца с общей высотой l_0 часть высотой $l_0\delta$ ($0 \leq \delta \leq 1$) внешней силой дополнительно нагружается, остальная часть высотой $l_0(1 - \delta)$ разгружается. Тогда, как и в уравнениях (3.92) и (3.93), полная нагрузка на винт

$$P = 1 + P_b(1 - \delta)/(1 + y). \quad (3.97)$$

Если внешняя сила приложена в плоскости прилегания винта, т. е. $\delta = 0$, то

$$P = 1 + P_b/(1 + y), \quad (3.98)$$

что идентично уравнению (3.93). При $\delta = 1$ (приложение силы на внутренней поверхности) $P = 1$. В этом случае полная нагрузка на винт достигает минимума, но она не больше предварительной затяжки.

Если внешняя нагрузка велика, то может исчезнуть предварительная затяжка, — и стык раскроется. При раскрытии стыка винт находится только под действием внешней силы и полная нагрузка на винт $P' = P'_b$ (знак «штрих» характеризует предельное состояние раскрытия стыка).

Учитывая выражение (3.92), получаем

$$P'_b = F'_b/F_v. \quad (3.99)$$

Из формулы (3.99) можно получить следующие интерпретации условия раскрытия стыка:

$$P'_b = F_{b \max}/F_v; \quad (3.100)$$

$$P'_b = F_b/F_{v \min}. \quad (3.101)$$

Из выражения (3.100) следует, что максимальная внешняя нагрузка из условия нераскрытия стыка

$$F_{b \max} = F_v P'_b.$$

Так как $P'_b \geq 1$, то при раскрытии стыка внешняя нагрузка, как правило, превышает силу предварительной затяжки. Однако предварительная затяжка есть граница для внешней силы при гарантии нераскрытия стыка. При увеличении предварительной затяжки увеличивается надежность соединения (по критерию раскрытия).

Пусть резьбовое соединение выступает в роли предохранительного клапана. Одно из требований к такому соединению — малая полная нагрузка на винт, а другое — точность срабатывания клапана по нагрузке. Этим требованиям отвечает соединение податливый винт — жесткий фланец, например с подат-

ливой втулкой. При высокой податливости втулки $y_h = C_h/C_1$ пренебрежимо мало и согласно уравнению (3.94) $P'_b \approx 1$. Это практически означает по уравнению (3.101), что $F_{b \max} = F_v$, т. е. раскрывающая нагрузка равна предварительной затяжке, что удобно при настройке момента срабатывания соединения как предохранительного клапана.

Из уравнения (3.101) получается, что для гарантии нераскрытия стыка минимальная сила предварительной затяжки

$$F_{v \min} = F_b/P'_b. \quad (3.102)$$

Так как $P'_b \geq 1$, то сила предварительной затяжки должна быть меньше внешней силы для раскрытия стыка. В действительности для нераскрытия стыка необходимо, чтобы сила предварительной затяжки была больше значения, получаемого по уравнению (3.102).

Долговечность резьбовых соединений, работающих в условиях высоких температур, в значительной степени определяется ползучестью. Резьбовое соединение представляет собой многократно ослабленный резьбой конструктивный элемент с неравномерным распределением напряжений, который кроме рабочей динамической нагрузки воспринимает также и довольно значительную статическую нагрузку, обусловленную предварительной затяжкой. При высокой температуре это приводит к ползучести материала резьбового соединения и релаксации статических напряжений. Следовательно, экспериментальные данные, полученные на гладких или надрезанных образцах, подвергаемых статическим или динамическим нагрузкам в различных температурных средах, не могут служить основанием для выбора размеров резьбовых соединений применительно к высоким температурам. При ползучести резьбового соединения происходит удлинение нагруженной резьбы вне гайки, удлинение стержня и срез витков резьбы, находящихся в гайке.

Обеспечение надежности. Отказы резьбовых соединений могут происходить из-за разрыва, усталости, коррозии и самоотвинчивания. Одна из основных причин отказов болтовых и заклепочных соединений — усталостное разрушение. Упрочнение элементов этих изделий позволяет увеличить усталостную долговечность в 2—5 раз.

К конструктивно-технологическим методам повышения надежности относятся мероприятия по повышению точности изготовления отверстий, уменьшения овальности, повышения соосности сопряжений и др. Эффективными оказываются и следующие мероприятия, увеличивающие усталостную долговечность:

1. Проведение предварительного нагружения, заключающегося в затяжке болтов усилием, позволяющим создать силу трения между контактирующими поверхностями соединенных

деталей, достаточную для передачи нагрузки с одной детали соединения на другую. В этом случае болт оказывается полностью разгруженным от переменной (поперечной) срезающей нагрузки.

2. Создание в материале соединенных деталей вокруг болтового отверстия снимающих остаточных напряжений. Повышение усталостной долговечности в этом случае достигается за счет уменьшения переменной составляющей циклической нагрузки, воспринимаемой соединением в эксплуатации или за счет уменьшения концентрации напряжений вокруг отверстий.

Оба этих метода могут применяться совместно. Механизмы упрочняющего действия, которые вызывают эти методы упрочнения, еще не имеют достаточно точного обоснования. Этот факт объясняют тем, что посадка болта в отверстие с натягом вызывает в материале поверхностного слоя отверстия деталей окружные растягивающие напряжения, которые уменьшают переменную составляющую циклической нагрузки. Уменьшение этой составляющей приводит к увеличению усталостной долговечности болтового соединения. Наклеп поверхностного слоя отверстий в соединяемых деталях вызывает в нем снимающие остаточные напряжения, которые уменьшают растягивающие напряжения, возникающие у отверстия от рабочей нагрузки вследствие их концентрации около поверхности отверстия [50].

Посадка болта с зазором при большой усилие затяжки создает между контактирующими поверхностями соединяемых деталей силу трения, которая воспринимает рабочую нагрузку на соединение, в связи с чем болт оказывается нагруженным только усилием затяжки. Поэтому циклическая нагрузка на болтовые соединения оказывается меньшей. Посадка болта с большим натягом за счет его конусности или наличия небольшого утолщения вызывает в поверхностном слое отверстия деталей сжимающие окружные и радиальные напряжения.

Обработка отверстий под болты пластическим деформированием (дорнованием или чеканкой) также увеличивает усталостную прочность болтового соединения за счет наклепа поверхностного слоя отверстия и возникновения в нем остаточных сжимающих напряжений. Такая обработка позволяет деформировать отверстие в 3—5 раз больше, чем за счет посадки болта с натягом. Результаты усталостных испытаний показывают значительное повышение усталостной прочности болтовых соединений, отверстия которых были упрочнены поверхностным наклепом, вызываемым пластическим деформированием.

Следует, однако, отметить, что после упрочнения поверхностным наклепом также имеется опасность коррозионного растрескивания. Кроме того, интенсивный наклеп может привести в эксплуатации к перегрузкам сжимающими напряжениями. При интенсивном наклепе на некотором расстоянии вокруг упрочняемого отверстия могут возникнуть растягивающие

остаточные напряжения, способствующие возникновению небольших трещин, в которые проникает коррозионно-агрессивная среда.

Общие рекомендации по повышению надежности крепежных соединений сводятся к следующему [50]:

- 1) посадка болтов с натягом;
- 2) соединение на конических болтах. Оно легко собирается, разбирается и контролируется; натяг болтов в этом случае регулируется легче, чем в других конструкциях соединений, однако для выполнения конических отверстий требуется специальный инструмент, что удорожает и стоимость соединения;
- 3) соединение на цилиндрических болтах. Выполняется проще и потому дешевле, чем соединение на конических болтах. Однако натяг цилиндрических болтов контролировать труднее, чем конических. Применение цилиндрических болтов для соединения тонких деталей целесообразно практически во всех случаях, для соединения же толстых деталей применение цилиндрических болтов часто встречает затруднения;
- 4) соединение на болтах с местным утолщением стержня;
- 5) пластическое деформирование стенок отверстия;
- 6) дорнование. Обеспечивает во многих случаях более высокую степень повышения усталостной прочности болтового соединения, чем посадка болтов с натягом. В определенных пределах повышение усталостной прочности пропорционально остаточным сжимающим напряжениям вокруг отверстия под болт. Поверхностный наклеп, создаваемый дорнованием, обеспечивает наибольшую величину этих напряжений. Чеканка обеспечивает высокую степень повышения усталостной прочности при соединении тонких деталей; ее недостаток в том, что после нее вокруг отверстия остается кольцевая вмятина;
- 7) предварительная затяжка болтов — эффективный метод повышения усталостной прочности тяжело нагруженных болтовых соединений. Однако лабораторные испытания, выполненные на образцах соединений внахлестку, не позволили дать точную оценку этой эффективности из-за отсутствия сжатия от изгиба в испытанных образцах. Применение упрочнения соединения предварительной затяжкой болтов, по-видимому, неэффективно для легко нагруженных соединений. Условием эффективного применения этого метода является гибкость соединяемых деталей (для получения плотного контакта их поверхностей) и высокий коэффициент трения между контактирующими поверхностями. Любое резьбовое соединение при отсутствии или потере предварительного нагружения может самопроизвольно развинчиваться под действием внешних динамических сил. Саморазвинчивание может приводить к рассоединению соединяемых крепежными элементами деталей, т. е. к отказу. Поэтому работоспособность крепежных элементов должна оцениваться

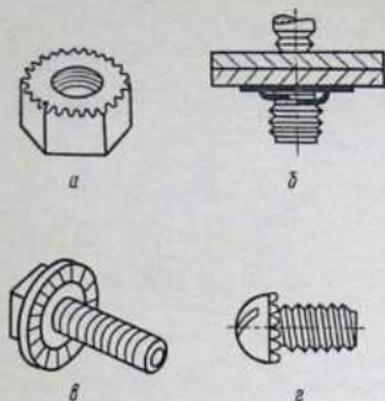


Рис. 3.22. Свободно вращающийся самоостопорящийся резьбовой крепеж: зубчатая (а) и пружинная (б) стопорные шайбы; винт (в) и болт (г) с зубчатыми головками

не только прочностными свойствами, но и их способностью к самоотвинчиванию. Подтягивание крепежа при его ослаблении в условиях эксплуатации — трудоемкий процесс, и далеко не всегда он возможен. В связи с этим основным направлением обеспечения работоспособности крепежа является путь создания такого крепежа, который, будучи однажды установленным, оставался бы в затянутом состоянии до конца срока службы изделия или до его капитального ремонта. Некоторые виды самоостопорящегося резьбового крепежа показаны на рис. 3.22.

§ 5. ВАЛЫ И ОСИ

Вал — деталь машины, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей осевой линии и для поддержания вращающихся вместе с ним других деталей, посредством которых валом воспринимается и передается крутящий момент. Если вал служит только для поддержания вращающихся деталей, то его принято называть осью.

В аппаратах, машинах и приборах бытовой техники валы и оси являются составной частью стиральных машин, центрифуг, швейных машин, мясорубок и др. (рис. 3.23).

По условиям работы валы подразделяются на следующие группы [5]:

коренные, или основные, валы, передающие или воспринимающие крутящие моменты двигателей;

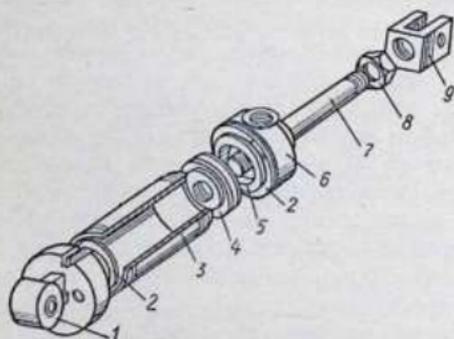


Рис. 3.23. Схема соединения деталей с валами деталей пневмоцилиндра машины химической чистки:

1, 6 — крышки; 2, 5 — кольца; 3 — полый вал; 4 — поршень; 7 — вал; 8 — гайка; 9 — тяга

передаточные валы (ведущие и ведомые);

трансмиссионные (распределительные) валы, получающие вращающие моменты от двигателя и распределяющие его между отдельными рабочими органами;

контрприводные валы промежуточных приводов, предназначенные для изменения числа оборотов или для реверсирования вращения ведомых валов.

У изделий бытовой техники применяются гладкие валы, имеющие по всей длине один диаметр; фасонные (со ступенчатыми изменениями их поперечных сечений); фланцевые, имеющие на обоих или одном конце фланцы для соединения с приводом; эксцентриковые с эксцентрической шайбой; шарнирные с карданным соединением одного или обоих концов.

Расчет валов должен производиться по опасному сечению на статическую или динамическую прочность. При расчетах на статическую прочность (при совместном действии изгиба и кручения) опасное сечение θ можно определить по формуле

$$\theta = \sqrt{(M_n^2 + M_k^2)/W_n}, \quad (3.103)$$

где M_n и M_k — соответственно изгибающий и крутящий момент в данном сечении, W_n — момент сопротивления сечения при изгибе.

За опасное принимается такое сечение, для которого $\theta = \max$.

При расчетах на выносливость критерий опасного сечения может быть найден по формуле

$$\theta = k_\sigma \sqrt{(M_{n,a}^2 + M_{k,a}^2)/W_n},$$

где k_σ — коэффициент концентрации напряжения при изгибе или кручении; k_σ не зависит от материала и определяется только геометрией деталей (табл. 3.9); $M_{n,a}$ и $M_{k,a}$ — амплитудные значения соответственно изгибающего и крутящего момента.

Опасные сечения, как правило, проходят по галтелям, отверстиям, местам выхода шпоночных канавок и шлицев, по краям посаженных деталей.

При расчете валов на статическую прочность характер изменения нагрузок в зависимости от угла поворота вала не имеет существенного значения, так как статическая прочность определяется максимальным значением усилий, действующих в данном сечении вала. При расчете на усталость необходимо учитывать цикл напряжений в вале, так как в процессе нагружения усилия могут меняться от минимальных до максимальных значений в зависимости от угла поворота [5].

По известным изгибающим и крутящим моментам и продольным силам напряжения от изгиба и кручения определяются по выражениям

$$\sigma = M_n/W_n + A/F; \quad \tau = M_k/W_k, \quad (3.104)$$

где A — осевая сила; F — площадь; W_n — момент сопротивления сечения при кручении.

Таблица 3.9

Источник концентрации	Коэффициенты концентрации напряжений			
	k_{σ} при $\sigma_{вр}$		k_{τ} при $\tau_{вр}$	
	≤ 70	> 100	≤ 70	> 100
Галтель при $D/d = 1,25-2$ и r/d , равном				
0,02	2,5	3,5	1,8	2,1
0,06	1,85	2	1,4	1,53
0,1	1,6	1,64	1,25	1,35
Выточка при $t = r$ и r/d , равном				
0,02	1,9	2,35	1,4	1,7
0,06	1,8	2	1,35	1,65
0,1	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечное отверстие при $d_0/d = 0,05-0,25$	1,9	2	1,75	2
Шпоночная канавка	1,7	2	1,4	1,7
Шлицы (при расчетах по внутреннему диаметру)	1	1	1	1
Резьба	1,8	2,4	1,2	1,5

Входящие в формулы (3.104) показатели для наиболее типовых деталей бытовой техники могут быть определены из выражений:

для вала сплошного круглого сечения диаметра D

$$W_n = (\pi/32) D^3; \quad W_k = (\pi/16) D^3; \quad F = (\pi/4) D^2; \quad (3.105)$$

для полого вала круглого сечения

$$W'_n = \epsilon_w W_n; \quad W'_k = W_k; \quad F' = \epsilon_F F,$$

где ϵ_w — масштабный фактор; $\epsilon_w = 1 - (d/D)^4$; $\epsilon_F = 1 - (d/D)^2$;

для сечений валов с одной шпоночной канавкой (рис. 3.24)

$$W_n = (\pi/32) d^3 - \{bh(2d - h)^2/16d\};$$

$$W_k = (\pi/16) d^3 - \{bh(2d - h)^2/16d\};$$

$$F = (\pi/4) D^2 - (bh/2),$$

где b и h — ширина и высота шпонки; d — диаметр вала;

для сечений валов с двумя противоположными шпоночными канавками

$$W_n = (\pi d^3/32) - [bh(2d - h)^2/8d];$$

$$W_k = (\pi d^3/16) - [bh(2d - h)^2/8d];$$

$$F = [(\pi/4) D^2] - bh.$$

Номинальное эквивалентное напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + (\sigma_{\tau}/\tau_{\tau}) \tau^2}, \quad (3.106)$$

где σ_{τ} и τ_{τ} — пределы текучести материала на растяжение и кручение.

Условия неразрушения при расчетах на статическую несущую способность определяются из выражения

$$P_{\text{нер}} = \mathcal{P} [\sigma_{\text{экр}} \leq (\sigma_{\tau}/n)], \quad (3.107)$$

где $P_{\text{нер}}$ — вероятность неразрушения; n — запас прочности.

Так как $\sigma_{\text{экр}}$ и σ_{τ} — случайные величины, расчет по выражениям (3.106) и (3.107) должен производиться по методам, изложенным в гл. 2.

Приняв $\sigma_{\tau}/\tau_{\tau} = 0,5$, выражение (3.107) можно написать в виде

$$P_{\text{нер}} = \mathcal{P} \{ (32/\pi d^3) \sqrt{M_{\sigma}^2 + M_{\tau}^2} \leq \sigma_{\tau}/n \}. \quad (3.108)$$

Масштабный фактор и коэффициенты концентрации напряжений для деталей бытовой техники можно выбирать по табл. 3.10.

Т а б л и ц а 3.10

Вид нагрузки и материала	Масштабный фактор ϵ при диаметре вала d , рапном, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб для углеродистой стали	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,7	0,61
Изгиб для высокопрочной легированной стали и кручение для всех сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Коэффициенты запасов прочности валов и осей по изгибу n_{σ} и кручению n_{τ} при наличии упрочнения деталей машин определяются из выражений:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} [(k_{\sigma} \sigma_a / \epsilon \beta_{\text{упр}}) + \psi_{\sigma} \sigma_m]^{-1}, \quad (3.109)$$

$$n_{\tau} = \tau_{-1} (k_{\tau} \tau_a / \epsilon \beta_{\text{упр}}) + \psi_{\tau} \tau_m]^{-1}, \quad (3.110)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при изгибе и кручении при симметричном цикле изменения напряжений; σ_a , τ_a — амплитуды циклов; σ_m , τ_m — средние напряжения циклов; $\beta_{\text{упр}}$ — коэффициент поверхностного упрочнения (табл. 3.11); ψ_{σ} , ψ_{τ} — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность.

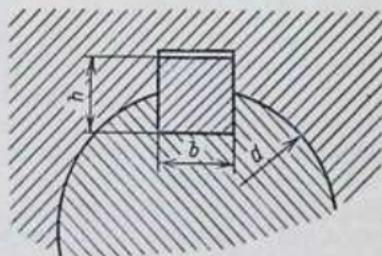


Рис. 3.24. Сечение вала с одной шпоночной канавкой

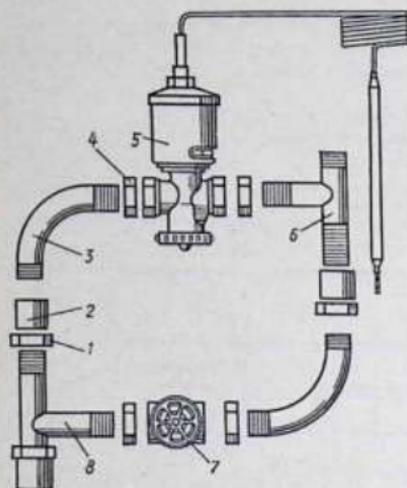


Рис. 3.25. Трубопровод водопровода фильтра дистиллятора:
 1, 4 — контргайки; 2 — муфта; 3 — труба; 5 — регулятор температуры; 6, 8 — трубопроводы; 7 — вентиль

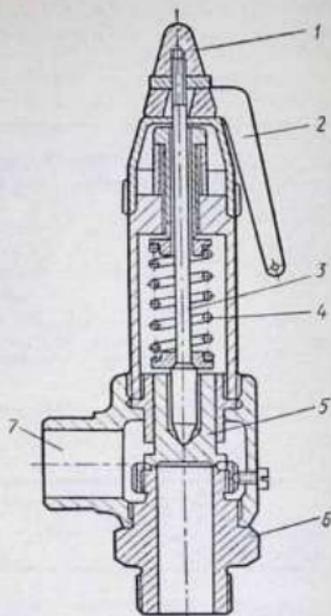


Рис. 3.26. Устройство предохранительного клапана машины для химической чистки:
 1 — регулировочная гайка; 2 — рычаг; 3 — игла клапана; 4 — пружина; 5 — конус клапана; 6 — седло клапана; 7 — отдувочное отверстие

(готовых изделий, выстиранного белья и т. п.). В зависимости от транспортируемого продукта различают газопровод, нефтепровод, водопровод и т. п. Трубопроводы являются частью технологического оборудования; они используются во всех видах бытовых и технологических холодильников, в пылесосах и другой бытовой технике.

Трубопроводы состоят, как правило, из труб, арматуры и соединительных частей трубопроводов (рис. 3.25). *Трубами* называют полые (пустотелые) изделия преимущественно кольцевого сечения, изготовленные из металлов, керамики, асбестоцемента, пластмасс, стекла и других материалов. Трубы небольших диаметров и длины иногда называют трубками.

Трубопроводная арматура включает вентили, задвижки, конденсатоотводчики, клапаны, пневмораспределители, штуцера, фланцы, фитинги и др.

Вентиль трубопроводный — это запорное приспособление для включения или выключения участка трубопровода, а также для регулирования подачи жидкости, газа или пара, движущихся по трубопроводу.

К *задвигкам* относятся запорные устройства для отключения водяной, паровой или другой магистрали. Различают клинкетные, кольцевые и конические задвижки, обеспечивающие значительно меньшее падение давления, чем вентили. В некоторых аппаратах задвижки снабжены электрическим или гидравлическим приводом для дистанционного или автоматического управления.

Конденсатоотводчики — устройства (периодического или непрерывного действия), служащие для отвода конденсата (жидкости, образующейся при конденсации газа или пара), скапливающегося в паропотребляющих аппаратах, паропроводах и других устройствах без пропуска пара.

К *клапанам* относятся детали или устройства для управления расходом газа, пара или жидкости в машинах и трубопроводах путем изменения площади проходного сечения. Клапан трубопровода имеет корпус и затвор, перемещающийся внутри корпуса и изменяющий площадь проходного сечения и пропускную способность клапана. В аппаратах и технологическом оборудовании клапаны — это составные части механизмов управления и распределения расхода газа, пара или жидкости. Клапаны подразделяются на дроссельные (для создания перепада давления), обратные (для предотвращения обратного потока жидкости), предохранительные — рис. 3.26 (для частичного выпуска пара, газа или жидкости при повышении давления сверх установленной величины), редуccionные (для понижения давления и поддержания его постоянным). Клапаны могут применяться также в роли запорной арматуры для герметического отключения трубопроводов, технологических аппаратов, теплоэнергетических установок и т. п.

Пневмораспределитель — устройство для распределения (изменения направления, подачи, перекрытия) потока воздуха, подаваемого в пневмоустройство.

Штуцер — соединительный патрубок (обычно с резьбой на концах). Штуцера привариваются, припаиваются или привертываются к трубам или выходным патрубкам резервуаров или аппаратов. В трубопроводах штуцером называют отрезок трубы небольшого диаметра для выпуска воды или воздуха, а также для отбора жидкости из трубопровода с целью измерения ее давления.

Соединительные части трубопроводов служат для соединения труб. По способу создания уплотнительного контакта соединения подразделяются на прокладочные и беспрокладочные, а по конструкции — на фланцевые, самоуплотняющиеся и резьбовые. В прокладочных соединениях используются уплотнения (прокладки и уплотнительные кольца). Прокладки изготовляются из резины, стали, полихлорвинила, асбеста и других материалов; уплотнительные кольца — из бронзы, кожи, латуни, резины, фибры, эбонита, различных сталей и др. Различают

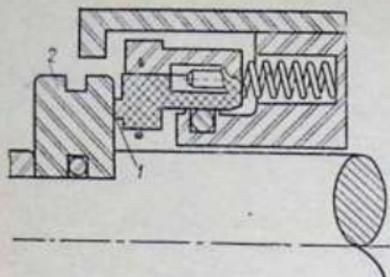


Рис. 3.27. Конструкция контактного механического уплотнения:

1 — уплотнительный элемент; 2 — бурт

уплотнения подвижного контакта, обеспечивающие герметичность между подвижными и неподвижными деталями (сальники, манжеты и т. п.), неподвижного контакта (прокладки, пластины, шнуры и т. п.) и бесконтактные (например, лабиринтные).

В рабочей зоне контактных механических уплотнений (рис. 3.27) контактирующие поверхности в нормальном режиме разделены тонкой

смазочной пленкой. При расчете надежности и нагрузок на зону контакта должны учитываться три основные силы, действующие в уплотнении: силы инерции, действующие в режимах пуска и торможения; трение в уплотнении; трение в смазочном слое и при разрыве смазочного слоя.

Механические уплотнения при жидкой среде могут использоваться при более высоких давлениях, чем при газовой. Вследствие этого в последнем случае в качестве вторичного уплотнения обычно применяют поршневые кольца. Для уменьшения сил трения при использовании поршневых колец применяется гидравлическая балансировка. В отдельных случаях для обеспечения совместимости материалов используют манжетные кольца.

Основными соединительными элементами трубопроводов являются фланцы и фитинги. Фланцы представляют собой чаще всего плоские кольца или диски с равномерно расположенными отверстиями для прохода болтов или шпилек. В трубах и резервуарах фланцы с уплотнением обеспечивают герметичность внутри полостей. Фитинги (муфты, тройники, кресты, отводы и т. д.) помещают в местах поворотов, переходов и разветвлений, они служат также для соединения прямоугольных звеньев труб. К фитингам относятся и вспомогательные детали (пробки и колпаки заглушек, седелки, футорки, сгоны и т. п.).

Виды и причины отказов. Трубопроводы, соединительные части трубопроводов и арматура эксплуатируются, как правило, при высоких давлениях, повышенных температурах и в условиях агрессивных сред. Поэтому основными видами разрушения трубопроводов и их элементов является коррозия, кавитация, износ и эрозия.

Последствием этих видов разрушений является нарушение герметичности, утечки газов, пара или жидкости. При значительных объемах коррозии или износа могут происходить разрывы трубопроводов, срезы резьбы, отрывы отдельных элементов. Разрушения трубопроводов могут носить усталостный ха-

ракти в результате динамических нагрузок, которые вызываются пульсацией давления жидкости или газа, неравномерностью подачи жидкости или газа, гидро- и пневмоударами, возникающими в моменты включения и отключения, колебаниями рабочего давления. Кроме переменных трубопроводы испытывают и статические нагрузки, обусловленные действием рабочего давления среды, температуры (особенно при передаче жидкостей и газов повышенных или пониженных температур).

Усталостные трещины могут появляться в трубопроводах в местах концентрации напряжений (участки с овальным поперечным сечением, места крепления и т. п.).

В технологическом оборудовании трубопроводы и их соединения испытывают одновременное действие на них жидкостей или газов, деформирующих трубопроводы, а также деформации и вибрации корпусных деталей, к которым присоединены трубопроводы. Особенно опасными для трубопроводов являются поперечные колебания, приводящие к большой нагруженности изгибающими моментами концевых соединений. Кавитационные разрушения трубопроводов происходят в тех случаях, когда в движущемся с большой скоростью потоке жидкости при его сужении и наличии препятствий давление может падать до величины, соответствующей парообразованию при данной температуре. При этом может происходить нарушение сплошности потока. Образующаяся пустота заполняется паром и газами, выделившимися из жидкости. Воздух, вовлекаемый в поток, облегчает появление кавитации. Образовавшиеся парогазовые пузырьки размером порядка десятых долей миллиметра и более, перемещаясь вместе с потоком, попадают в зоны высоких давлений. Пар конденсируется, газы растворяются, и в образовавшиеся пустоты с огромным ускорением устремляются частицы жидкости. В результате происходит восстановление сплошности потока, сопровождаемое ударом.

С помощью ускоренной киносъемки показано, что кавитационный пузырек может вырасти за 0,002 с до 6 мм в диаметре и полностью разрушиться за 0,001 с. При определенных типах кавитации на площади 1 см² в течение 1 с могут образоваться и разрушиться более 30 млн. кавитационных пузырьков [48]. Кавитация вызывает вибрации, стуки и сотрясения, которые приводят к расслаблению крепежных связей, обрыву болтов, смятию резьб, нарушению уплотнений и усталостным поломкам.

Под воздействием ударов при кавитации поверхность металла трубопровода начинает деформироваться и наклепываться на малую глубину; появляются линии сдвига и происходит своеобразное травление поверхности с выявлением границ отдельных зерен. Многократно повторяющиеся удары вызывают разупрочнение, перенаклеп материала на отдельных микроучастках и приводят к возникновению трещин.

Эрозия возникает вследствие механического воздействия высокоскоростного потока жидкости, газа или пара. Это воздействие складывается из трения сплошного потока и его ударов о поверхность. На гладкой поверхности эрозия развивается медленно, но после появления пораженных очагов интенсивность разрушения усиливается. Это явление объясняется повышением хрупкости поврежденного поверхностного слоя из-за накопления микротрещин, расклинивающим действием жидкости и усилением ударного действия из-за большего вихреобразования у поверхности [48].

Расчет надежности по гидравлическим и прочностным критериям. Для характеристики протекания жидкости используются следующие параметры [6, 19, 48]: среднее давление жидкости на площадке, давление жидкости в точке, манометрическое давление, вакуумметрическое давление и др.

Среднее давление $P_{\text{ср}}$ в жидкости на площадке ΔF определяется соотношением

$$P_{\text{ср}} = \Delta P / \Delta F, \quad (3.111)$$

где ΔP — сила давления жидкости на площадку.

Давление жидкости в точке определяется из выражения (3.111)

$$P = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} (\Delta P / \Delta F).$$

Для любой точки жидкости можно написать [20, 56], что $P = P_0 + \gamma h$,

где γ — удельный вес жидкости; h — расстояние по вертикали до расположенной выше исходной точки жидкости с известным давлением P_0 .

Если исходная точка расположена на поверхности, то величина P_0 характеризует внешнее давление. Из приведенной формулы следует закон Паскаля, положенный в основу расчета гидравлических машин и утверждающий, что внешнее давление передается без изменения во все точки жидкости.

Давление может быть абсолютным P_a и избыточным P_n . Они связаны соотношением

$$P_n = P_a - P_{\text{ат}}, \quad (3.112)$$

где $P_{\text{ат}}$ — атмосферное давление.

Если избыточное давление $P_n > 0$, то его называют манометрическим, если $P_n < 0$, то такое давление называют вакуумметрическим P_n (вакуумом).

$$P_n = P_{\text{ат}} - P_a. \quad (3.113)$$

При установившемся давлении жидкости скорость и давление в каждой точке потока во времени постоянны. Наличие

ламинарного течения (слоистое, без перемешивания частиц) или турбулентного (беспорядочное перемешивание частиц с пульсацией местных скоростей) определяется значением числа Рейнольдса

$$R_e = vD_2/\nu, \quad (3.114)$$

где v — средняя скорость; ν — кинематический коэффициент вязкости; D_2 — гидравлический диаметр сечения;

$$D_2 = 4F/\chi, \quad (3.115)$$

где F и χ — площадь и периметр сечения.

Для ламинарного потока $R_e = 2000$, для турбулентного режима $R_e \geq 3000$. Интервал $R_e = 2000-3000$ называют критической зоной.

Наличие в трубопроводах различных сечений, изменения направления потока приводят к интенсивному вихреобразованию, изменению полей скоростей по сечению потока. Эти факторы обуславливают дополнительные, так называемые местные потери напора $h_{л. м.}$

Быстрое закрытие запорных регулирующих устройств, выключение работающего насоса приводят к изменению скорости потока и гидравлическому удару. Гидравлический удар сопровождается резкими колебательными изменениями давления в трубопроводе. Прямой гидравлический удар возникает, когда время процесса регулирования расхода в трубопроводе t_p удовлетворяет условию

$$0 \leq t_p \leq 2L/a, \quad (3.116)$$

где L — длина трубопровода от места регулирования; a — скорость распространения ударной волны.

В соответствии с формулой Н. Е. Жуковского увеличение давления при прямом ударе

$$\Delta P = \Delta H_y \gamma = (\gamma/g)(v_0 - v_1)a, \quad (3.117)$$

где ΔH_y — повышение напора; γ — удельная масса жидкости; v_0 и v_1 — начальная и повышенная скорость потока.

Непрямой гидравлический удар происходит, когда время процесса регулирования скорости потока в трубопроводе

$$t_p \geq 2L/a. \quad (3.118)$$

Максимальное увеличение напора

$$\Delta H_{\max} \Delta H_y = 2L/at_p, \quad (3.119)$$

где

$$\Delta H_y = (1/g)(v_0 - v_1)a. \quad (3.120)$$

Выражение (3.120) справедливо при условии, что скорость потока изменяется пропорционально времени регулирования.

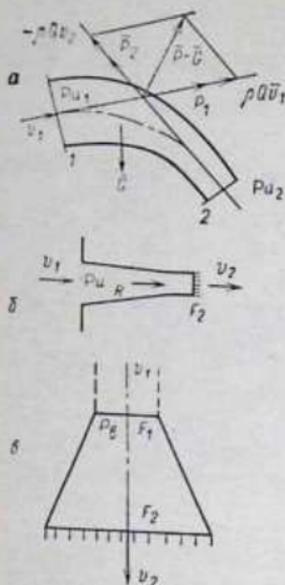


Рис. 3.28. Схема определения силы действия потока на стенки клапана (а), сходящегося насадка (б), вертикального диффузора (в)

суда, на несмачиваемую поверхность которых действует атмосферное давление, силы давления в выражении (3.124) следует вычислять по избыточным давлениям, определяемым по выражению (3.112). Если в центре одного из сечений имеется вакуум ($P_n < 0$), то силе избыточного давления приписывается направление, обратное тому, которое указано на рис. 3.28, а.

Для турбулентного потока сила действия на стенки также может определяться по выражению (3.121). Для учета неравномерности полей скоростей можно использовать выражение

$$\bar{R}_x = \rho Q (\beta_1 \bar{v}_1 - \beta_2 \bar{v}_2), \quad (3.125)$$

$$\text{где } \beta = [1/(v^2 E)] \int_F v_m^2 dF, \quad (3.126)$$

здесь F — площадь сечения; v и v_m — средняя и местная скорость в данном сечении.

При равномерном турбулентном движении $\beta \approx 1,01-1,04$, при ламинарном движении в круглой трубе $\beta = 1,33$, в плоской щели — $\beta = 1,2$.

При установившемся потоке сила действия потока на стенки неподвижного трубопровода выражается векторным неравенством

$$\bar{R} = \rho Q (\bar{v}_1 - \bar{v}_2) + \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{G}, \quad (3.121)$$

где ρ — плотность жидкости; Q — расход жидкости; \bar{v}_1, \bar{v}_2 — вектор средних скоростей соответственно во входном и выходном сечении; G — масса жидкости в канале между его входным и выходным сечениями; \bar{P}_1, \bar{P}_2 — сила давления жидкости в этих сечениях.

В данном случае

$$P = \rho F, \quad (3.122)$$

где p — давление в центре тяжести сечения; F — площадь сечения.

Динамическая реакция, обусловленная изменением количества движения потока,

$$\bar{R}_d = \rho Q (\bar{v}_1 - \bar{v}_2). \quad (3.123)$$

Статическая реакция определяется выражением

$$\bar{R}_{ст} = \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{G}. \quad (3.124)$$

Для определения суммарной нагрузки, воспринимаемой стенками сосуда,

Рассмотрим выражения, позволяющие определять давления на сосуды в наиболее типичных случаях:

при отводе с углом поворота α . Если не учитывать массу жидкости и сопротивление отвода, то

$$P = 2(P_n F + \rho Q v) \sin \alpha / 2, \quad (3.127)$$

где P_n — избыточное давление;

при сходящемся насадке с выходом в атмосферу. Если не учитывать массу жидкости G , то сила, воспринимаемая стенками насадки, направлена вдоль оси (рис. 3.28, б);

$$R = P_n F_1 - \rho Q (v_2 - v_1).$$

Если пренебречь сопротивлением насадка, то

$$R = \rho (Q^2 / F_2) [(1 - m)^2 / 2m], \quad (3.128)$$

где $m = F_2 / F_1$;

при вертикальном диффузоре с выходом в атмосферу (рис. 3.28, в). Осевая сила, воспринимаемая стенками диффузора, направлена вниз;

$$R = \rho Q (v_1 - v_2) - P_n F_1 + G, \quad (3.129)$$

где P_n — вакуум во входном сечении; G — масса жидкости в диффузоре.

Металлорукава бытовой техники испытывают периодические смещения, вызываемые перемещениями при эксплуатации или изменением температуры. Такое нагружение близко к жесткому, так как конструктивное исполнение допускает смещения. Кривая усталости при жестком нагружении может быть записана в виде

$$\epsilon_a = 1/4 \ln \frac{1}{1 - \psi \sqrt{N}} + \frac{\sigma_{-1}}{E}, \quad (3.130)$$

где ϵ_a — деформация нулевого полуцикла (амплитуда деформации); ψ — поперечное сужение при разрыве; σ_{-1} — предел выносливости при базовом числе циклов N_0 ; N — число циклов до разрушения; E — модуль упругости.

Из выражения (3.131) можно получить, что число циклов до разрушения

$$N = \left\{ \left[\ln \frac{1}{1 - \psi} \right] / \left[4 \left(\epsilon_a + \frac{\sigma_{-1}}{E} \right) \right]^2 \right\}. \quad (3.131)$$

Величина $\ln \frac{1}{1 - \psi}$ характеризует истинное удлинение при разрыве.

Для проведения расчетов гидро- и пневмоприводов на циклическую прочность целесообразно использовать уравнение кривой усталости, полученное Е. К. Почтенным для случая, когда максимальное напряжение цикла не изменяется во



Рис. 3.29. Образование кавитационных зон при повороте потока (а) и при отрыве его от обтекаемой поверхности (б)

ности, Q — коэффициент выносливости, который определяется по формуле

$$Q = -Q_7 \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_0}{1 - D_0} \frac{\sigma}{\sigma_r - \sigma_{rT}} \frac{\sigma_b}{\sigma_b - \sigma_r} \right) \right], \quad (3.133)$$

где Q_7 — коэффициент сопротивления росту усталостных трещин; D_0 — степень исходного повреждения материала; σ_b — предел прочности.

При расчетах по статистическим данным коэффициент выносливости принимают равным

$$Q = N_6 \bar{\sigma}_r, \quad (3.134)$$

где N_6 — база испытаний; $\bar{\sigma}_r$ — среднее значение предела выносливости.

Расчет надежности по кавитационным критериям. Кавитационные разрушения в бытовой технике наблюдаются в топливных трубопроводах, трубках холодильников, бытовых насосах, арматуре и т. д.

Кавитация представляет собой процесс нарушения сплошности течения жидкости, когда в отдельных участках потока давление понижается, достигая некоторого критического значения (рис. 3.29). В результате этого происходит процесс образования большого количества пузырьков, наполненных парами жидкости, а также газами, выделяющимися из жидкой среды. Мелкие пузырьки, находящиеся в области пониженного давления, превращаются в большие пузыри — каверны. Затем пузыри вместе с движущейся жидкостью переносятся в область с давлением выше критического, где разрушаются в результате конденсации заполняющего их пара. Таким образом, в местах пониженного давления при определенных условиях образуется четко ограниченная кавитационная зона, в которой всегда будут находиться движущиеся пузырьки.

За критическое давление, при котором начинается кавитация, принимают давление $P_{\text{пар}}$ насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Нестационарное движение жидкости в кавитационной зоне и появляющиеся при этом вторичные течения приводят к существенным пульсациям давления в потоке. В результате этого возникают динамические давления на стенки сосудов, вибрация и гидравлические удары. Кавитация всегда сопровождается

времени и не превышает статического предела текучести,

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_r}{\sigma_r - \sigma_{rT}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3.132)$$

где N — число нагружений до разрушения; σ — максимальное номинальное напряжение цикла; σ_r — предел выносли-

сильным шипящим звуком, который происходит из-за разрушения пузырьков в области с давлением выше критического.

Для расчета кавитации используется число кавитации, которое получается из уравнения Бернулли [6, 19]

$$(P_0/\gamma) + (v_0^2/2g) = (P_1/\gamma) + (v_1^2/2g), \quad (3.135)$$

где P_0, P_1 — давление в центре тяжести в сечениях трубопровода 0—0 и 1—1; v_0, v_1 — скорости течения жидкости в этих сечениях; γ — объемная масса; g — ускорение силы тяжести.

Выражение (3.135) можно написать в виде

$$C_p = (P_1 - P_0)/(1/2)\rho v_0^2 = 1 - (v_1/v_0)^2, \quad (3.136)$$

где C_p — в аэрогидродинамике коэффициент давления; ρ — плотность жидкости.

В застойной зоне при $v_1 = 0$ величина $C_p = 1$; минимальное значение C_p будет в потоке с максимальной скоростью:

$$C_{p_{\min}} = (P_{\min} - P_0)/[(1/2)\rho v_1^2]. \quad (3.137)$$

Число кавитации K называют величину

$$K = (P_0 - P_1)/[(1/2)\rho v_0^2]. \quad (3.138)$$

Началу кавитации соответствует ситуация, когда P_1 уменьшается до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре,

$$K_{\text{нач}} = (P_0 - P_{\text{пар}})/[(1/2)\rho v_0^2]. \quad (3.139)$$

Использование выражений (3.138), (3.139) для практических расчетов затруднено тем, что осредненные значения минимального давления не учитывают того факта, что обтекание поверхности в условиях турбулентного потока сопровождается, как правило, значительными пульсациями давления. Поэтому фактическое давление жидкости в области возможной кавитации рекомендуется определять [20] из выражения

$$P_1 = P_{\text{ср}} \pm \Delta P_{\text{мгн}}, \quad (3.140)$$

где $P_{\text{ср}}$ и $\Delta P_{\text{мгн}}$ — соответственно осредненное по времени давление и его мгновенная пульсационная составляющая.

С учетом выражения (3.140) число кавитации

$$K = \frac{P_0 - P_{\text{ср}}}{(1/2)\rho v_0^2} \pm \frac{\Delta P_{\text{мгн}}}{(1/2)\rho v_0^2} = K_{\text{ср}} \pm K_{\text{мгн}}. \quad (3.141)$$

Механизм разрушения при кавитации полностью еще не изучен. Большинство авторов исходит из гидромеханической теории, согласно которой основной причиной разрушения считается

механическое воздействие захлопывающегося кавитационного пузырька. Согласно этой теории мгновенное захлопывание кавитационного пузырька вследствие конденсации находящегося внутри него пара приводит к существенному локальному повышению давления [19].

Побочными процессами, ускоряющими процесс разрушения, являются химическая коррозия, локальное повышение температуры, электролитические процессы. Вследствие отдельных ударов на поверхности ограждающих материалов образуются крупные раковины или каверны; более слабые удары вызывают образование мельчайших раковин и накопление в поверхностном слое усталостных разрушений, которые из-за контактной усталости перерастают в крупные каверны. С точки зрения теории трещинообразования можно полагать, что в результате кавитационных ударов происходит процесс роста поверхностных микротрещин, их слияние и появление каверн или даже разрушение ограждающих жидкость поверхностей.

Для расчетов на кавитацию используется безразмерный коэффициент кавитационной эрозии C_D , характеризующий отношение энергии, поглощенной материалом поверхности потока, к энергии, выделившейся при разрушении кавитации [19, 48]:

$$C_D = \left(E_D \sum_0^N i \right) / (NP_0R_0), \quad (3.142)$$

где E_D — энергия деформации материала; i — средняя глубина кавитационной раковины (каверны); P_0 — давление в окружающем пузырьке потока; R_0 — максимальный радиус кавитационного пузырька, определяемый экспериментально; N — число кавитационных раковин (каверн);

$$N = v_0 t / l, \quad (3.143)$$

где v_0 — скорость потока; t — продолжительность эрозии; l — длина кавитационной зоны.

Потеря массы при эрозии определяется по формуле

$$\Delta G = A v^\alpha, \quad (3.144)$$

где A — размерный коэффициент; v — скорость потока; α — коэффициент.

За отказ может быть принято событие, когда

$$\Delta G > \Delta G_{\text{доп}}, \quad (3.145)$$

где $\Delta G_{\text{доп}}$ — потеря массы, допустимая по критериям прочности.

Исследованиями ряда авторов [6, 19] установлено, что сопротивляемость материалов кавитационной эрозии связана (почти линейно) с его способностью противостоять деформации. В этих работах за критерий кавитационной стойкости принята энергия деформации, соответствующая предельному состоянию материала.

Обеспечение герметичности. Специфическим видом отказа

трубопроводов является нарушение герметичности в местах соединения трубопроводов. Надежность трубопроводов и арматуры по критериям герметичности можно повысить в основном правильным выбором уплотнений. Приведем общие рекомендации по выбору материалов для бурта и уплотнительного элемента в зависимости от уплотняемой среды [48].

Для уплотнения воды рекомендуется уплотнительный элемент из углерадита (чистого или с добавлением меди, свинца, баббита и др.), работающий в паре с буртом из бронзы, никелевого чугуна, керамики, нержавеющей стали со стеллитовым покрытием, карбида вольфрама, нержавеющей стали, политетрафторэтилена (ПТФЭ) с графитовым наполнителем или стеклоаполнителем; из различных материалов с хромистым покрытием; нержавеющей стали с керамическим покрытием. Кроме того, уплотнительный элемент может быть изготовлен из карбида вольфрама, при этом бурт также должен быть из карбида вольфрама. Возможно применение для уплотнительного элемента углеродных материалов с добавлением различных металлов. При этом бурт изготавливается из нержавеющей стали твердостью HRC₅₀ и выше. Для уплотнения щелочных сред рекомендуется уплотнительный элемент выполнять из углерадита, бурт — из ПТФЭ с графитовым наполнителем или нержавеющей стали со стеллитовым покрытием.

Для уплотнения соляных растворов рекомендуют углерадит, работающий в паре с нержавеющей сталью или керамикой; керамика, работающая с керамикой или с нержавеющей сталью с керамическим покрытием; углерадит, пропитанный баббитом, работающий в паре с фосфористой бронзой.

Для уплотнения морской воды рекомендуются углерадит, пропитанный баббитом (уплотнительный элемент) в паре с алюминиевой бронзой; нержавеющая сталь со стеллитовым покрытием в паре с алюминиевой бронзой; карбид вольфрама в паре с карбидом вольфрама; бронза в паре со слонстым пластиком; углерадит в паре со стеллитом.

Для уплотнения кислот используют углерадит, работающий в паре с нержавеющей сталью (поверхностно упрочненной), со сталью 20, стеллитом, с керамикой или ПТФЭ со стеклоаполнителем (для окисляющих кислот) или в паре с ПТФЭ.

Для уплотнения бензина рекомендуется углерадит, работающий в паре с чугуном; ПТФЭ с графитовым наполнителем или стеклоаполнителем, чугуном, керамикой, нержавеющей сталью со стеллитовым покрытием.

Для уплотнения масел используются углерадит в паре с бронзой, чугуном, керамикой, стеллитом в виде покрытия нержавеющей стали, карбидом вольфрама, нержавеющей сталью, ПТФЭ с графитовым наполнителем или стеклоаполнителем, закаленной инструментальной сталью, нержавеющей сталью твердостью HRC₅₀.

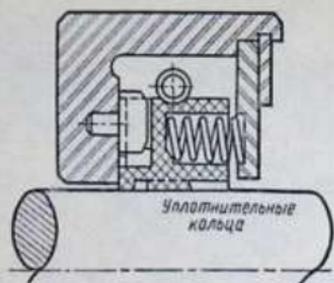


Рис. 3.30. Кольцевое уплотнение

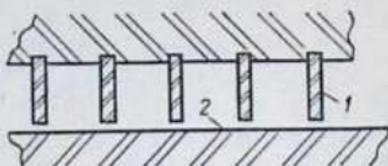


Рис. 3.31. Схема лабиринтового уплотнения для газовых сред:
1 — ножевые уплотнительные кольца;
2 — поверхность вала

Для окисляющих жидкостей рекомендуется бронза в паре с карбидом вольфрама; вольфрам в паре с вольфрамом.

Для уплотнения газов (воздух, CO_2 , H_2 , He, N_2 , O_2) возможно сочетание следующих материалов: углеграфит в паре с инструментальными сталями, покрытием хрома или карбида хрома, карбидом вольфрама, керамикой, нержавеющей стали; ПТФЭ со стеклонеполнителем в паре со сталью; ПТФЭ с графитовым наполнителем (кроме водорода) в паре с закаленными инструментальными сталями или покрытием окисью хрома.

Для уплотнения газов часто применяются так называемые кольцевые уплотнения (рис. 3.30). Уплотнительное кольцо обычно выполняется из отдельных сегментов, прижимаемых к валу браслетной пружиной. В этом случае уплотнительный элемент рекомендуется изготавливать из углеграфита. При этом вал может иметь покрытие хромом, окисью хрома, керамикой, карбидом вольфрама, карбидом хрома. Вал может быть изготовлен из инструментальных сталей (при отсутствии воды) и нержавеющей сталей. Уплотнительный элемент может изготавливаться из ПТФЭ с графитовым наполнителем (при отсутствии водорода) или стеклонеполнителем, работающим в паре со сталями (при отсутствии воды) или с валом, имеющим покрытие окисью хрома. Возможно изготовление уплотнительного элемента из полиамидной смолы с наполнителем для работы в паре с валом из нержавеющей стали с твердостью HRC_{48-53} или с валом, имеющим покрытие хромом.

Преимуществом кольцевых уплотнений является возможность осевого смещения вала. При проектировании уплотнений следует учитывать дополнительные ограничения уплотняемых давлений при повышенных температурах и скоростях. В некоторых случаях может потребоваться дополнительное охлаждение уплотнений. Иногда кольцевые уплотнения применяются для жидких сред.

Другим типом контактных уплотнений для газов являются поршневые кольца, которые могут применяться как самостоятельная конструкция и в качестве дополнительного уплотнительного элемента. В этих конструкциях при уплотнении газов, масел или гидравлических жидкостей, а также воды для уплотнительных колец может использоваться ПТФЭ со стеклонанополнителем, с графитовым наполнителем (кроме водорода) и с бронзовым наполнителем (при отсутствии азота) для работы в паре с нержавеющей сталью с хромовым покрытием. Другим вариантом является сочетание колец из полиамидных смол с наполнителем (кроме воды) с нержавеющей сталью и с хромовым покрытием. Уплотнительные кольца могут быть изготовлены из углеграфита для работы в паре с покрытиями из хрома, карбида хрома или карбида вольфрама, а также с деталями из керамики, нержавеющей и инструментальной сталей, чугунов. Для работы при температурах 540—650°C используются кольца из ковкого чугуна с большим содержанием кремния в паре с чугуном или нержавеющей сталью. Хорошо зарекомендовали себя кольца из сплавов железа с высоким содержанием хрома с покрытием из карбида хрома. Применяются также высокоуглеродистые инструментальные стали с большим содержанием хрома в паре с нержавеющей сталью. Возможны и другие материалы для изготовления колец.

Для уплотнения пара могут использоваться поршневые кольца из ковкого чугуна с высоким содержанием кремния в паре с хромомolibденованадиевой сталью, из сплавов с высоким содержанием хрома с покрытием из карбида хрома, из стеллита в паре с нержавеющей сталью, из сталей (HRC 55—60) или нержавеющей стали (HRC 48—53) с покрытием из карбида вольфрама.

Из бесконтактных уплотнений наиболее распространены лабиринтовые (рис. 3.31). Отсутствие непосредственного контакта позволяет применять их при высоких скоростях и температурах (даже в газовых турбинах), так как они обеспечивают небольшие потери на трение. Недостатком лабиринтовых уплотнений является сравнительно высокий уровень утечек.

Для уплотнения воздуха и горячих газов ножевые кольца рекомендуются изготавливать из титана, хромомolibденованадиевых сталей, высокотемпературных нержавеющей сталей. Для температур ниже 540°C материалом вала могут быть медные сплавы, а при более высоких температурах — нержавеющая сталь и углеграфит. Для уплотнения пара ножевые кольца изготавливаются из чугуна или никелесвинцовой бронзы, а вал — из сталей.

Распространенным видом бесконтактных уплотнений (рис. 3.32) являются уплотнения с плавающей втулкой (при большом отношении длины к диаметру) или с плавающими кольцами (малое отношение длины к диаметру). Эти уплот-

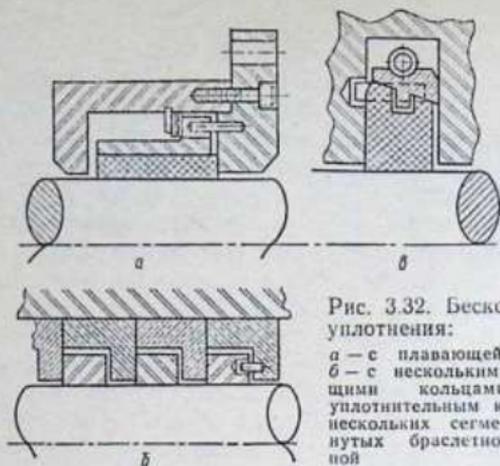


Рис. 3.32. Бесконтактные уплотнения:

a — с плавающей втулкой; *б* — с несколькими плавающими кольцами; *в* — с уплотнительным кольцом из нескольких сегментов, стянутых браслетной пружиной

нения обеспечивают малые утечки и хорошо работают даже при наличии перекосов вала относительно корпуса. Плавающие втулки и кольца для уплотнения масла и других жидкостей с аналогичными химическими и смазочными свойствами рекомендуется изготовлять из баббита, бронзы, алюминия и углеграфита для работы в паре с валами из закаленной конструкционной стали, азотированной стали или стали с хромовым покрытием. Для уплотнения воды плавающие элементы могут изготовляться из бронзы, нержавеющей стали, стеллита и углеграфита, а валы — из стали или металла с хромовым покрытием. Другим вариантом для уплотнения воды является пара керамика (плавающий элемент) — хромовое покрытие (вал). Для уплотнения газов плавающий элемент изготовляется из углеграфита, а вал — из закаленных инструментальных сталей, нержавеющей сталей или с покрытиями карбидом вольфрама, керамикой, карбидом хрома [50].

Лабиринтовые винтовые уплотнения, или уплотнения вязкого трения (рис. 3.33), рекомендуется применять в узлах с вращающимися валами. На одной (подвижной или неподвижной) детали узла выполняется одно- или многозаходная резьба; другая деталь уплотнения имеет гладкую цилиндрическую поверхность. В зазоре между гладкой деталью и деталью с резьбой находится уплотняемая жидкость. При вращении вала создается насосное действие, обеспечивающее уплотняющий эффект. Основное преимущество конструкции — отсутствие контакта между уплотняемыми поверхностями.

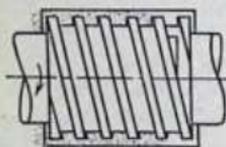


Рис. 3.33. Лабиринтовые винтовые уплотнения

Глава 4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ И ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

§ 1. НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

1. ПОЛУПРОВОДНИКОВЫЕ ПРИБОРЫ И ИНТЕГРАЛЬНЫЕ МИКРОСХЕМЫ

К полупроводниковым приборам относятся приборы, действие которых основано на использовании различных свойств полупроводников, т. е. веществ, обладающих электронной проводимостью, занимают по удельной проводимости промежуточное положение между хорошими проводниками (металлами) и изоляторами (диэлектриками). Главная особенность полупроводников — резкое возрастание удельной электрической проводимости с увеличением температуры. Полупроводниками могут быть кристаллические, а также аморфные и жидкие вещества. К полупроводниковым приборам относят варисторы, полупроводниковые диоды, транзисторы, фоторезисторы, фотодиоды, фотоэлементы и их разновидности. По сравнению с электровакуумными приборами полупроводниковые обладают такими достоинствами, как компактность, малая инерционность, потребляемая мощность и масса, значительно меньшее выделение тепла в схеме и большая надежность.

Варисторы — это полупроводниковые резисторы, электрическое сопротивление (проводимость) которых изменяется нелинейно и одинаково под действием как положительного, так и отрицательного напряжения. Варисторы используются для защиты устройств переменного тока от импульсного перенапряжения, для стабилизации и регулирования напряжения и тока.

Полупроводниковые диоды — двухэлектродные полупроводниковые приборы (на основе германия, кремния, селена и других полупроводников и полупроводниковых соединений), действие которых основано главным образом на использовании свойств *pn*-перехода, применяются для выпрямления переменного тока, детектирования модулированных колебаний, преобразования частоты, усиления колебаний, как управляемые элементы в радиотехнических и электронных устройствах и т. д.

Транзисторы — это полупроводниковые приборы с тремя или более выводами, предназначенные для усиления, генерирования и преобразования электрических колебаний, коммутации сигналов и для выполнения других функций, выполняемых электронными лампами. Транзисторы подразделяются на биполярные и униполярные. Биполярные транзисторы представляют собой кристаллы (главным образом германия или кремния) с тремя чередующимися областями (электронного или дыроч-

ного типа) электрической проводимости, разделенными двумя электронно-дырочными переходами (*pn*-переходами). При изменении силы тока через один переход происходит изменение электрического сопротивления другого. Для работы биполярного транзистора обязательно наличие в полупроводнике двух типов подвижных зарядов: отрицательных (электронов) и положительных (дырок). Униполярные транзисторы используют подвижные заряды одной полярности. В основе принципа их работы лежит изменение проводимости слоя полупроводника (главным образом кремния и арсенида галлия), заключенного между двумя контактами, посредством электрического поля, создаваемого напряжением входного сигнала. Управляющим электродом (затвором) могут служить *pn*-переход и структура металл — диэлектрик — полупроводник.

Фоторезисторы — двухэлектродные полупроводниковые приборы, которые изменяют свою электрическую проводимость в зависимости от интенсивности и спектрального состава падающих на них лучей. Фоторезисторы используются как детекторы излучений в системах автоматического регулирования, фототелеграфии и т. д.; изготавливаются в основном из сернистого висмута, сернистого кадмия, сернистого свинца.

Фотодиоды — полупроводниковые диоды, характеристики которых зависят от освещенности.

Фотоэлементы — фотоэлектрические приборы, в которых при облучении поверхности возникает фотоэффект (эмиссия электронов или увеличение электрической проводимости).

Интегральной микросхемой принято называть неделимое твердотельное электронное изделие с высокой плотностью упаковки электрически соединенных элементов, реализующих функции транзисторов, диодов, резисторов, конденсаторов и т. д. Интегральные микросхемы могут быть полупроводниковыми, пленочными и гибридными.

Отказы полупроводниковых приборов вызываются пробоем *pn*-переходов, обрывами и перегреванием выводов, наружным пробоем между выводами, короткими замыканиями в структуре, растрескиванием кристаллов и другими причинами. Внезапные отказы составляют около 20% всех отказов. Их интенсивность практически не изменяется во времени. Постепенные отказы вызываются возрастанием обратных токов переходов, снижением коэффициентов передачи тока, дрейфом параметров, возрастанием уровня собственных шумов. На надежность полупроводниковых приборов влияют в основном следующие факторы: разброс параметров, обусловленных технологией изготовления, температура *pn*-переходов, напряжение и ток, перегрузки по напряжению и току (даже кратковременные), мощность, рассеиваемая в коллекторном переходе, уровень климатических воздействий, характер электрической схемы.

При увеличении запирающих напряжений на *pn*-переходах

в полупроводниковых приборах возможно проявление следующих процессов [2]: электрический пробой перехода в объеме и по поверхности; смыкание эмиттерного и коллекторного переходов в результате увеличения их толщины, лавинное размножение носителей зарядов в коллекторе и т. д. Из-за неоднородностей в полупроводнике могут возникать локальные пробои по неоднородностям, приводящие к общему пробую перехода при напряжениях, меньше максимально допустимого значения. Пробивное напряжение уменьшается также в результате старения полупроводников. Неоднородности в материале внутренних выводов полупроводниковых приборов обуславливают появление в них участков с повышенным сопротивлением. По этой причине даже при токе, меньшем максимально допустимого, возможно перегорание выводов.

При увеличении обратного напряжения на переходе мощность, рассеиваемая в нем, увеличивается. Это приводит к увеличению температуры прибора и, как следствие, к повышению обратного тока и рассеиваемой мощности. В тех случаях, когда рассеиваемая в полупроводниковых приборах мощность начинает превосходить отводимую, возникает лавинообразный процесс увеличения температуры и обратного тока, приводящий к тепловому пробую перехода. При тепловом пробое возникает короткое замыкание в результате разрушения структуры проводника между коллектором и эмиттером или (реже) коллектором и базой [41].

Полупроводниковые приборы очень чувствительны к перегрузкам по току и напряжению (даже кратковременным), так как процессы пробоя по неоднородностям и перегорание выводов развиваются очень быстро.

Постепенные отказы полупроводниковых приборов вызываются обратимыми изменениями параметров из-за повышения температуры и необратимыми изменениями, вызываемыми процессами старения. Отказы полупроводниковых приборов иногда классифицируют следующим образом: короткие замыкания, обрывы и изменения электрических параметров. Основной причиной короткого замыкания является теплоэлектрический пробой, который вызывается чаще всего локальным разогревом из-за концентрации тока и рассеиваемой мощности на некотором участке полупроводника. Обрывы могут вызываться механическим разрушением соединений внутренних выводов с другими элементами конструкции из-за некачественного изготовления, электрохимической коррозии контактных соединений и металлических пленок, образованием интерметаллических соединений или фазовых превращений в зоне контакта, обрывом соединительных проводников, залитых пластмассой, плавлением или испарением металла проводника. Изменение параметров приборов вызывается в основном генерацией и перемещением зарядов на поверхности кристалла полупроводника.

Основными причинами отказов интегральных микросхем являются производственные дефекты. Отказы могут быть трех видов: 1) обусловленные физико-химическими процессами в теле проводника, 2) связанные с процессами на поверхности полупроводника и 3) обусловленные качеством технологии изготовления [10]. Первая группа отказов обусловлена структурными дефектами (дислокациями, микротрещинами и т. д.) в объеме полупроводника. Под воздействием термических и механических нагрузок дефекты структуры в процессе эксплуатации развиваются, изменяя электрические характеристики интегральных микросхем и приводя к внезапным или постепенным отказам. Перераспределение легирующих примесей в монокристалле кремния при обычной температуре незначительно, и поэтому диффузия, как правило, не приводит к отказам.

Вторая группа отказов связана с накоплением на защитном слое двуокиси кремния полупроводника и в объеме проводника, близком к поверхности, зарядов, вызывающих значительные изменения в состоянии p - n -переходов и появление поверхностных каналов с инверсивной проводимостью. Эти явления приводят к возрастанию токов утечки, отсутствию насыщения вольт-амперной характеристики перехода коллектор — база, снижению и нестабильности значения обратного пробивного напряжения на коллекторе, уменьшению коэффициента усиления по току, уменьшению эффективности эмиттера из-за омического шунтирования эмиттера с базой и увеличению шумов.

Отказы третьей группы связаны с нарушением контактов и металлизированной разводки из-за механических повреждений или недостаточной толщины пленки алюминия. Эти факторы могут вызвать локальные перегревы металлизированной дорожки, коррозию или расплавление алюминия в поврежденных областях [28, 41].

Отказы могут происходить также из-за образования диэлектрической пленки на границе раздела алюминий — кремний или гидрата окиси алюминия на металлизированной разводке при попадании влаги во внутреннюю часть корпуса интегральных микросхем.

Для расчета надежности интегральных схем используются в основном две группы методов:

коэффициентные методы, заключающиеся в сравнении показателей надежности рассматриваемого изделия с другим изделием, соответствующие показатели надежности которого определены ранее и найдена зависимость в виде функции, связывающей показатели надежности с коэффициентами, отражающими влияние электрических характеристик, температуры, схемно-конструктивных исполнений, особенности технологии изготовления и др.;

методы физики отказов, основанные на построении физико-математических моделей надежности и учитывающие законо-

мерности протекания физико-химических процессов, являющихся причиной возможных отказов.

Коэффициентные методы применяются в основном для приближенной экспресс-оценки надежности; наиболее точные результаты они дают только в тех случаях, если сравниваемые изделия идентичны по схемно-конструктивным параметрам и технологии изготовления. Рассмотрим несколько моделей коэффициентных методов.

Для простых биполярных интегральных схем (ИС) интенсивность отказов может быть определена по выражению [41]

$$\lambda_3 = \lambda_n (k_n k_s k_y k_c),$$

где λ_3 — интенсивность отказов рассматриваемой ИС; λ_n — нормативное (базовое) значение интенсивности отказов, учитывающее влияние только температуры; k_n — коэффициент, учитывающий качество изготовления ИС; определяется эмпирически; для отработанной и стабильной технологии $k_n = 1$; k_y — коэффициент, учитывающий конструкцию корпуса ИС; для ИС со стандартными корпусами $k_y = 1$; k_c — коэффициент, учитывающий уровень сложности схемы; k_s — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации; для микроэлектронной аппаратуры он равен [41]:

Условия эксплуатации	k_s
Земля, лабораторные условия	1
Стационарные, наземные	10
Корабли, монтаж в отсеках	17
Передвижные платформы	25—30
Высокогорные	80
Авиация	120—350
Управляемые снаряды	300—350
Ракеты	900—1000

При наличии данных о частоте отказов отдельных компонентов ИС расчет надежности может проводиться по выражению

$$\lambda(t) = [\lambda_{np} k_{np} + (1 - k_{np}) k_t k_c \lambda_n] k_y k_s k_n k_p + \lambda_n k_p,$$

где $\lambda(t)$ — интенсивность отказов ИС в момент t ; λ_{np} — интенсивность отказов ИС типа пробой диэлектрика; k_{np} — коэффициент, учитывающий относительную долю отказов типа пробой диэлектрика; можно принимать $k_{np} = 0,352$; k_t — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы; λ_n — нормативная (базовая) интенсивность отказов ИС аналогичных конструкций; при отсутствии таких данных рекомендуется принимать $\lambda_n = 0,01 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ при температуре 25°C ; k_c — коэффициент, учитывающий уровень контроля микросхем; k_n — коэффициент, учитывающий стабильность технологии изготовления; λ_n — интенсивность отказов выводов микросхем, $\lambda_n = \lambda_{np} k_{np} + (1 - k_{np}) \lambda_n$.

Расчет надежности по внезапным отказам может проводиться на основе усредненных значений интенсивностей отказов входящих в данную ИС элементов (сопротивлений, конденсаторов и т. п.):

а) для гибридных ИС

$$\lambda = n_a \tau \lambda_\tau + n_d a_d \lambda_d + n_R a_R \lambda_R + n_C a_C \lambda_C + [2n_z + N + 2(n_s + n_R + n_C)] \lambda_k, \text{ с}^{-1}$$

где n_t, n_d, n_R, n_C — количество транзисторов, диодов, резисторов и конденсаторов в данной ИС; $\lambda_t, \lambda_d, \lambda_R, \lambda_C, \lambda_{к.с}$ — значения нормативных интенсивностей отказов соответственно транзисторов, диодов, резисторов, конденсаторов и контактных соединений; определяются по опытным данным и выбираются из соответствующих таблиц; N — число внешних выводов ИС; a_t, a_d, a_R, a_C — относительные температурные коэффициенты интенсивностей отказов транзисторов, диодов, резисторов и конденсаторов; при $k_n = 1$ их значения следующие:

$t, ^\circ\text{C}$	a_t	a_d	a_R	a_C
20	1	1	1	1
30	1,33	1,27	1,26	1,15
40	1,85	1,68	1,71	1,4
50	2,6	2,0	2,22	1,95
60	3,6	2,56	2,81	3,35
70	4,9	3,4	3,52	4,7
80	6,2	4,1	4,4	12,4

б) для полупроводниковых ИС

$$\lambda = n'_t a'_t \lambda_t + n'_d (R, C) \lambda_d (R, C) + [3n'_t + 2n'_d (R, C) + N'] \lambda_{к.с}$$

где n'_t — количество условных транзисторных переходов; $n'_d (R, C)$ — количество условных диодных (резисторных, емкостных) pn -переходов; N' — число внешних выводов между проводником и контактной площадкой подложки; λ_d — интенсивность отказов условных диодных pn -переходов.

При расчете надежности бытовой радиоаппаратуры за интенсивность отказов компонентов можно принимать следующие величины, 10^{-8} ч^{-1} :

- Транзисторы
- Диоды
- Резисторы
- Конденсаторы
- Контактные соед

Для полупроводниковых ИС

... , что

$$\lambda_d = \lambda_R = \lambda_C = 0,6 \cdot 10^{-8} \text{ ч}^{-1}.$$

2. РЕЗИСТОРЫ

Резистор — структурный элемент электрической цепи (в виде законченного изделия), основное функциональное значение которого — оказывать известное (номинальное) сопротивление электрическому току с целью регулирования тока и напряжения. Выпускаемые промышленностью резисторы различаются сопротивлением (от 1 Ом до 10 МОм), допускаемым отклонением от номинальных значений сопротивления (от 0,25 до 20 %) и рассеиваемой мощностью (от 0,1 до 150 Вт). В бытовых радиоэлектронных устройствах резисторы составляют до 80 % всех деталей, поэтому их надежность в значительной степени определяет надежность радиоэлектронных устройств.

Анализ экспериментальных данных показывает, что около 55 % отказов резисторов происходит из-за обрывов в токопроводящей цепи и нарушений контактов, 35—40 % — из-за перегорания проводящего материала (внезапные отказы) и 5—10 % — за счет дрейфа сопротивления резистора (постепенные отказы). До 25 % всех отказов резисторов вызывается внешними факторами — короткими замыканиями в лампах, пробоем конденсаторов и т. п. [41].

В резисторах могут протекать следующие физико-химические процессы разрушения: термическое окисление резистивного слоя, изменение его структуры в результате кристаллизации и рекристаллизации, электролиз в керамическом основании, сублимация компонентов резистивного композиционного материала и защитных покрытий, процессы изменения в переходных контактах на границе вывод — резистивный слой и др.

Для расчета надежности резисторов необходимо знать зависимость интенсивности отказов λ от всех воздействующих на них при эксплуатации факторов. Обычно такие зависимости аналитически определить трудно, а экспериментально — слишком трудоемко и длительно, поэтому для приближенных расчетов интенсивности отказов определяют (или берут из справочников) номинальную интенсивность отказов λ_n , соответствующую температуре $\pm 25^\circ\text{C}$, относительной влажности $60 \pm 20\%$, номинальному электрическому режиму, при отсутствии других воздействующих факторов. Такие данные приведены для примера в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Тип резистора	Интенсивность отказов, 10^{-6} ч^{-1}	
	λ_{\min}	λ_{\max}
Постоянный углеродистый	0,005	0,9
> композиционный	0,005	0,3
> металлопленочный	0,01	0,06
> проволочный	0,02	0,1
Переменный композиционный	0,02	0,3

Интенсивность отказов для условий, применительно к которым производится расчет, определяется из выражения

$$\lambda_s = \lambda_n e^{\alpha(T_{\text{ср}} - T_{\text{ср.н}}) + \alpha R_T (P - P_n)},$$

где λ_s — интенсивность отказа при эксплуатационных режимах; λ_n — номинальная интенсивность отказов при номинальной средней температуре окружающей среды $T_{\text{ср.н}}$ и номинальной рассеиваемой мощности P_n ; α — коэффициент, определяемый характером физико-химических процессов, снижающих прочность резисторов; $T_{\text{ср}}$ — эксплуатационная температура окружающей среды; P — рассеиваемая мощность; R_T — тепловое сопротивление резистора, $^\circ\text{C}/\text{Вт}$; значения R_T приведены в табл. 4.2 [28].

Таблица 4.2

Тип резистора	Максимально допустимая температура, °C		Тепловое сопротивление R_T , °C/Вт
	резистора T_{Rm}	окружающей среды $T_{срm}$	
УЛМ-0,12	130	38	350
BC-0,25	130	95	140
BC-0,5	130	85	90
BC-1	130	65	65
BC-2	130	50	40
BC-5	130	35	19
BC-10	130	50	8
МЛТ-0,5	130	60	140
МЛТ-1	145	60	85
МЛТ-2	190	60	65

В тех случаях, когда α неизвестен, для определения λ_2 можно воспользоваться приводимыми в справочной литературе зависимостями $a = \lambda_2/\lambda_n$ от $T_{ср}$ при различных коэффициентах нагрузки $k = P/P_n$ (рис. 4.1).

Температуры резистора T_R определяются из выражения

$$T_R = T_{ср} + R_T P. \quad (4.1)$$

При функционировании и хранении резисторов в них происходят обратимые и необратимые изменения сопротивления, обусловленные старением материалов. Наиболее существенно старение для композиционных резисторов, в меньшей степени подвержены старению углеродистые резисторы; для металлопленочных резисторов процесс старения практически не оказывает влияния на надежность.

Старение резисторов оценивают коэффициентом старения, который может сильно отличаться для разных партий резисторов одного типа. Коэффициент старения (τ^{-1}) определяется отношением [28, 41]

$$\beta_R = (R_{t_1} - R_{t_0})/[R_{t_0}(t_1 - t_0)], \quad (4.2)$$

где R_{t_0} — сопротивление резистора в момент t_0 , а R_{t_1} — в момент t_1 .

Для углеродистых и металлопленочных резисторов $\beta_R = \pm 20 \cdot 10^{-6}$, а для композиционных $\beta_R = -(30 \dots 70)10^{-6}$.

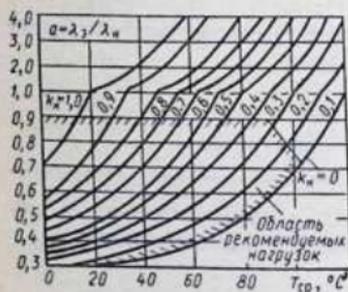


Рис. 4.1. Зависимость отношения эксплуатационной и номинальной интенсивности отказов от температуры среды при различных коэффициентах нагрузки для пленочных углеродистых резисторов

Сопротивление резистора с учетом температурной и временной нестабильности приближенно оценивается по формуле

$$R \approx R_0 [1 + \alpha_R (T_R - T_{R_n})] (1 + \beta_R t),$$

где R_0 — начальное сопротивление; T_R — температура резистора, определяемая по формуле (4.1) при $T_{\text{ср}} = T_{\text{ср.н}}$; T_{R_n} — температура резистора при номинальной температуре среды ($+20^\circ\text{C}$); t — наработка резистора.

Для ориентировочных расчетов можно принимать значения λ , приведенные в табл. 4.1.

3. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор (электрический) — это устройство из двух или более электродов (обкладок), разделенных диэлектриком, толщина которого существенно мала по сравнению с размерами обкладок. Конденсаторы применяют в слаботочных и силовых электрических цепях в качестве сосредоточенной электрической емкости. В зависимости от типа диэлектрика, материала обкладок и конструктивного исполнения различают следующие типы конденсаторов: бумажные, воздушные, керамические, пленочные, слюдяные, электролитические и др. Конденсаторы входят практически во все виды бытовой радиоаппаратуры. Статистические данные показывают, что примерно 80 % отказов конденсаторов происходит в результате пробоя и перекрытия, 7 % — из-за механических повреждений и обрывов, 8 % — из-за уменьшения емкости, 5 % — из-за уменьшения сопротивления изоляции [28, 41].

Электрическая прочность конденсаторов характеризуется номинальным и пробивным напряжением. Номинальным U_n называют напряжение, при котором конденсатор может работать в течение расчетного срока службы при внешних номинальных эксплуатационных нагрузках. Пробивным ($U_{\text{пр}} > U_n$) называют напряжение, при котором происходит пробой диэлектрика. За счет старения диэлектрика пробивное напряжение снижается в процессе использования конденсатора. Электрическое разрушение диэлектрика конденсатора может происходить в результате пробоя объема диэлектрика и разряда по его поверхности (перекрытия). Пробой диэлектрика происходит, когда напряженность электрического поля превышает некоторое критическое значение, называемое пробивной напряженностью $E_{\text{пр}}$. Эта величина характеризует электрическую прочность диэлектрика.

Явление электрического пробоя объясняется [41] явлением ударной ионизации электронами структуры диэлектрика, когда электрическое поле разгоняет электроны проводимости до скорости, соответствующей энергии, достаточной для ударной ионизации структуры диэлектрика. В результате этого происходит лавинное увеличение концентрации носителей зарядов.

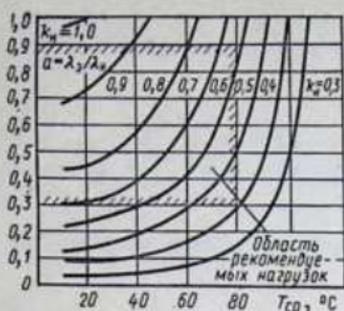


Рис. 4.2. Зависимость отношения эксплуатационной и номинальной интенсивности отказов от температуры среды при различных коэффициентах нагрузки для керамических конденсаторов

лового равновесия диэлектрика, когда подвод тепла при электрической нагрузке превышает его отвод. В результате происходит повышение температуры диэлектрика, снижение его электрического сопротивления и электрической прочности, а затем — электрический пробой. Повреждение как при тепловом, так и при электрическом пробое имеет форму проводящего канала от одной до другой обкладки [28, 41]. Средний срок службы конденсаторов при эксплуатационных режимах может быть определен по выражению

$$\bar{t}_{\text{сл}} = \bar{t}_{\text{сл.н}} (U_{\text{н}}/U)^m e^{-\alpha(T-T_{\text{н}})}, \quad (4.3)$$

где $\bar{t}_{\text{сл.н}}$ — средний срок службы при номинальных условиях; U , $U_{\text{н}}$ — эксплуатационное и номинальное напряжение; T , $T_{\text{н}}$ — эксплуатационная и номинальная температура; m , α — параметры. Для керамических конденсаторов $m = 3 \dots 5$, $\alpha = 0,07^\circ\text{C}^{-1}$; для бумажных (в зависимости от материала пропитки) — $m = 4 \dots 15$, $\alpha = 0,08 \div 0,086^\circ\text{C}^{-1}$; для металлобумажных — $m = 6 \dots 7$; для слюдяных — $m = 4 \dots 5$, $\alpha = 0,07^\circ\text{C}^{-1}$.

Интенсивность внезапных отказов определяется по выражению

$$\lambda_3 = \lambda_{\text{н}} (U/U_{\text{н}})^m e^{\alpha(T-T_{\text{н}})}. \quad (4.4)$$

Номинальные значения $\lambda_{\text{н}}$ могут выбираться из табл. 4.3 [41]. В зависимости от коэффициента нагрузки ($k_{\text{н}} = U/U_{\text{н}}$) величина $a = \lambda_3/\lambda_{\text{н}}$ может быть определена по данным справочной литературы. Данная зависимость для керамических конденсаторов приведена на рис. 4.2.

Необратимые изменения емкости (в ч^{-1}) характеризуются коэффициентом старения

$$\beta_{\text{с}} = (C_{t_1} - C_{t_0})/[C_{t_1}(t_1 - t_0)], \quad (4.5)$$

где C_{t_0} — емкость конденсатора в момент t_0 , а C_{t_1} — в момент t_1 .

В процессе пробы выделяется три стадии: 1) формирование разряда, когда между обкладками создается проводящий путь, а ток возрастает по экспоненциальному закону; 2) завершение разряда, когда напряжение на конденсаторе падает почти до нуля и скачкообразно увеличивается ток, способный расплавить, обуглить, сжечь диэлектрик или прожечь в его объеме канал; 3) послепробойная стадия, в которой ток, проходящий через конденсатор, характеризуется параметрами разрядного контура. Тепловой пробой происходит вследствие нарушения теп-

Таблица 4.3

Тип конденсатора	Интенсивность отказов, 10^{-6} ч^{-1}	
	λ_{\min}	λ_{\max}
Бумажный	0,003	0,29
Керамический	0,042	1,64
Слюдяной	0,005	1,132
Стекланный	0,0005	0,876
Воздушный переменный	0,01	0,082
Электrolитический	0,003	0,513

4. КАТУШКИ ИНДУКТИВНОСТИ

Катушка индуктивности (индуктивная катушка) — электротехническое устройство, обеспечивающее заданную индуктивность в электрической цепи. Катушки индуктивности обычно изготовляют из изолированного провода, наматываемого на каркас, который для увеличения индуктивности катушки часто размещают на ферромагнитном магнитопроводе (сердечнике). В бескаркасных катушках индуктивности провод наматывают непосредственно на магнитопровод. В радиотехнических устройствах высокой частоты часто применяют бескаркасные катушки из неизолированного толстого провода или трубки; такие катушки индуктивности обычно не имеют сердечника. Катушки индуктивности используются в качестве дросселей, катушек связи в фильтрах и в резонансных контурах.

Внезапные отказы катушек индуктивности обусловлены обрывами и короткими замыканиями обмоток или токопроводящих слоев (в печатных схемах), а постепенные — обратимыми и необратимыми изменениями индуктивности и других параметров. Допустимое значение эксплуатационного напряжения должно быть таким, чтобы не вызывать электрического пробоя изоляции. Как правило, пробой приводит не к непосредственному разрушению обмотки, а к повреждениям, вызывающим отказ катушки индуктивности. Например, при искровом разряде между витками обмотки в прилежащем объеме воздуха увеличивается температура, образуется смесь озона и окислов азота, что вызывает окисление проводника. Одновременно с этим происходит электрическая эрозия проводящего материала, снижающая механическую прочность проводника из-за уменьшения площади его поперечного сечения [6, 41]. К снижению механической прочности обмоток может приводить также явление электролиза в местах с нарушенной изоляцией и коррозия под слоем изоляции в результате диффузии через нее кислорода внешней среды.

Основной причиной отказов катушек индуктивности является повышенная температура. Из-за теплового воздействия в катуш-

ках индуктивности могут возникнуть следующие виды отказов: обрывы провода обмотки из-за разных температурных коэффициентов расширения провода и каркаса; короткое замыкание витков вследствие теплового разрушения изоляции провода; уменьшение сопротивления изоляции и пробивного напряжения; изменение магнитной проницаемости сердечников и диэлектрической проницаемости изоляционных материалов. С увеличением температуры скорость протекания физико-химических процессов разрушения увеличивается. Механические воздействия вызывают дополнительные напряжения и деформации в деталях конструкции катушек и накопление усталостных разрушений в материалах. Эти явления приводят к разрушению деталей катушек и обрывам провода намотки или токопроводящего слоя, к изменению индуктивности из-за перемещения витков на каркасе и изменению положения витков относительно экрана. Экспериментально полученные данные об интенсивности отказов катушек индуктивности приведены в табл. 4.4 [41].

Постепенные отказы катушек индуктивности обусловлены обратимыми и необратимыми изменениями индуктивности L и добротности катушек Q_L , определяемой по формуле

$$Q_L = 2\pi fL/R_L,$$

где f — рабочая частота; R_L — сопротивление потерь катушки.

Влияние температуры и процессов старения на индуктивность и добротность катушки оценивается по выражениям

$$L = L_0 [1 + \alpha_L (T - T_0)] (1 + \beta_L t); \quad (4.6)$$

$$Q_L = Q_{L_0} [1 + \alpha_Q (T - T_0)] (1 + \beta_Q t), \quad (4.7)$$

где L_0 , Q_{L_0} — исходные значения индуктивности и добротности; α_L , α_Q — температурные коэффициенты; T_0 , T — начальная и расчетная температуры; β_L , β_Q — коэффициенты старения индуктивности и добротности; t — срок службы.

Таблица 4.4

Группа катушек индуктивности	Диаметр сердечника, мм	Диаметр провода обмотки, мм	Интенсивность отказов λ , ч ⁻¹
Высокастабильные и крупногабаритные	—	Более 0,5	$10^{-8} \dots 10^{-9}$
Средних габаритов на броневых сердечниках	Более 10	« 0,1	$10^{-5} \dots 10^{-6}$
Миниатюрные на тороидальных и броневых сердечниках с обволакиванием и заливкой	Менее 10	Менее 0,1	$10^{-4} \dots 10^{-5}$

Напряжение пробоя $U_{пр}$ изоляции меняется с течением времени, с изменением температуры, зависит от относительного удлинения провода и радиального давления на его изоляцию, обусловленных натяжением провода при намотке. Полагая, что все эти факторы влияют на $U_{пр}$ независимо, можно оценить пробивное напряжение следующим произведением [6, 28]:

$$U_{пр} = U_{пр0} \left(1 - \frac{m_1}{U_{пр0}} P_M^{m_2}\right) \left(1 - m_3 t^{m_4}\right) e^{-(m_5 \Delta T + m_6 \delta l)}, \quad (4.8)$$

где $U_{пр0}$ — пробивное напряжение в начальный момент $t = 0$ при номинальной температуре T_n ; m_1, \dots, m_6 — коэффициенты, определяемые типом и качеством материалов и конструкцией катушки; P_M — радиальное давление на изоляцию; $\Delta T = T_n - T$ — перепад температур; $\delta l = \Delta l_{пр}/l_{пр}$ — относительное удлинение провода обмотки; $l_{пр}$ — длина провода катушки до намотки; $\Delta l_{пр}$ — удлинение провода при намотке.

5. ЭЛЕКТРОННЫЕ ЛАМПЫ

Электронная лампа — электровакуумный прибор, в котором создается поток электронов, управляемый с помощью специальных сеток (электродов). Простейшей электронной лампой является диод, обладающий только односторонней проводимостью. В трехэлектродной электронной лампе (триоде) изменение потенциала управляющей сетки вызывает значительное изменение силы анодного тока. Производятся лампы и с большим числом электродов (тетроды, пентоды и т. п.). Свойство электронных ламп существенно увеличивать силу анодного тока используется для усиления и генерирования электрических колебаний в радиоприемниках, телевизорах и другой бытовой технике. Относительно низкая их надежность является основной причиной отказов аппаратуры.

Внезапные отказы ламп обусловлены перегоранием нити накала, обрывами и короткими замыканиями в элементах конструкции, потерей вакуума. Постепенные отказы вызываются снижением эмиссионной способности катода, уменьшением крутизны токов, выходной мощности, ростом обратного тока сетки и другими причинами [10, 28].

Надежность электронных ламп зависит от множества факторов (разброс параметров, температура катода, режим токоотбора с катода, напряжение на электродах ламп, мощность, рассеиваемая на электродах, ток управляющей сетки, температура баллона, уровень климатических и технических нагрузок). Для электронных ламп изменение интенсивности отказов во времени описывается типичной кривой, показанной на рис. 1.1. Период приработки достигает 100 ч. В этот период выявляются внезапные отказы, обусловленные производственными причинами. Продолжительность периода нормальной эксплуатации зависит от типа электронной лампы, а также от эксплуатационных нагрузок; в этом периоде также преобладают внезапные отказы. Пе-

риод старения характеризуется резким увеличением количества внезапных отказов, а также появлением постепенных отказов.

На долговечность электронных ламп существенное влияние оказывает температура их катодов; около 60 % отказов обусловлено отклонением температуры катодов от номинальной. Перегрев катода происходит в тех случаях, когда напряжение накала превышает номинальное значение. При этом существенно ускоряются физико-химические процессы разрушений. При перегреве оксидного катода ускоряется рост промежуточного слоя с высоким сопротивлением в результате окисления примесей, содержащихся в керне катода, что приводит к уменьшению действующей крутизны, тока эмиссии и увеличению шумов лампы. Перегрев катода ускоряет также процесс испарения активирующего материала катода и осаждения его на аноде и сетках. В результате этого усиливается процесс газовой выделенности из элементов конструкции и баллона, увеличивается опасность перегорания и обрывов подогревателя вследствие снижения его механической прочности, снижается жесткость конструкции катодного узла лампы и сопротивление изоляции между катодом и подогревателем.

Понижение напряжения накала на 3—5 % может привести к уменьшению опасности отказов, однако в этом случае будут снижаться параметры ламп, что непосредственно скажется на качестве функционирования устройств, в которые вмонтированы лампы. Существенное понижение напряжения накала повышает интенсивность отравления катода газами, в результате чего замедляются процессы активации оксидного слоя. Периодический переход от режима недокала к режиму перекала приводит к большему снижению безотказности лампы, чем функционирование при одном из этих режимов [41].

Расчет эксплуатационной интенсивности отказов λ_s может проводиться по формуле [6, 28]

$$\lambda_s = \lambda_n [0,4 + 0,6 (U/U_n)^\alpha], \quad (4.9)$$

где λ_s , λ_n — интенсивность отказов при эксплуатационных и нормальных режимах; U , U_n — эксплуатационное и номинальное напряжения накала; α — параметр, равный 9...12.

Выражение (4.9) справедливо для $U/U_n > 0,95$ и наибольшую точность дает при $0,95 < U/U_n < 1,2$.

Электронные лампы используются в дежурном режиме, режимах непрерывного и импульсного токоотборов. Дежурным называют режим использования лампы без отбора тока при включенном напряжении накала. Этот режим ухудшает надежность ламп, так как способствует образованию промежуточного слоя, снижению интенсивности активирования катода и повышению чувствительности его оксидного покрытия к отравлению. Для большинства ламп, специально не спроектированных для

работы в дежурном режиме, напряжение накала в этом режиме не должно превышать $0,8U_n$.

В режиме непрерывного токоотбора катоды подогреваемых ламп не критичны к плотности отбираемого тока и допускают работу на предельных значениях плотностей катодных токов при условии, что температурный режим не ухудшается, мощности, рассеиваемые на электродах, не превышают допустимых и вакуум в баллоне сохраняется в пределах нормы.

В условиях импульсного токоотбора высокую надежность имеют оксидные катоды. При коротких импульсах удается получать плотности импульсных токов, в сотни раз превышающие плотности токов режимов непрерывного токоотбора. При достижении некоторой предельной плотности импульсного токоотбора возникают перегревы отдельных участков оксидного покрытия, повышается интенсивность газовыделения, что приводит к искрению и в отдельных случаях к дуговым разрядам. Искрение возникает также из-за падения напряжения на оксидном покрытии, которое при больших плотностях импульсного тока может достигать нескольких десятков вольт, в результате чего возможны пробоя, разрушающие оксидное покрытие [41].

Основной причиной отказов ламп является снижение сопротивления и пробой изоляции подогревателей катодов. Атомы вольфрама из нити накала диффундируют в алундовую изоляцию подогревателей, образуя вольфрамат алюминия, изоляционные свойства которого хуже, чем алунда. Постепенное накопление вольфрама алюминия приводит к снижению пробивного напряжения изоляции катод — подогреватель, пробую этой изоляции, короткому замыканию подогревателя и катода и перегоранию подогревателя.

На надежность лампы влияют напряжения на аноде и экранной сетке. При больших напряжениях возможны изменения траекторий электронов, в результате чего часть электронов падает на детали лампы, образуя на них электрические заряды, искажающие электрические поля и изменяющие параметры ламп. Увеличение напряжений приводит к увеличению энергии электронов. Следствием электронной бомбардировки электродов, изоляторов и баллона является повышенное газовыделение, ухудшение вакуума, разогрев баллона, его размягчение, ухудшение эмиссионных свойств катода и изменение основных параметров электронных ламп.

Зависимость эксплуатационной интенсивности отказов λ_s от анодного или экранного напряжения оценивается по выражению [28]

$$\lambda_s = \lambda_n (U/U_n)^\alpha, \quad (4.10)$$

где U и U_n — эксплуатационные и номинальные напряжения анода или экранной сетки; α — параметр, равный 1, 1...2.

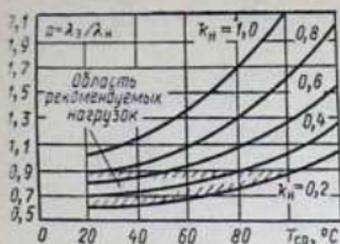


Рис. 4.3. Зависимость отношения эксплуатационной и номинальной интенсивности отказов и температуры среды при различных коэффициентах нагрузки для электровакуумных диодов и триодов

расчетах можно брать следующие их

Тип лампы	T_0	A_1	A_2	A_3
Маломощные триод и пентод				
в сверхминиатюрном исполнении	57—75	0,75—0,85	$(215—500) 10^{-4}$	32—44
в миниатюрном исполнении	30—70	0,6—0,9	$(170—480) 10^{-4}$	20—30
Мощные (оконечные) тетрод и пентод в миниатюрном исполнении	60—75	0,7—0,8	$(100—150) 10^{-4}$	10—15

Для определения эксплуатационной интенсивности отказов с учетом температуры среды T_{cp} и коэффициента нагрузки k_n можно воспользоваться графиком (рис. 4.3), где

$$k_n = (P_a + P_n + P_c) / (P_{a.n} + P_{n.n} + P_{c.n}), \quad (4.11)$$

где P_a , $P_{a.n}$; P_n , $P_{n.n}$; P_c , $P_{c.n}$ — мощности, рассеиваемые на аноде, нити накала и на сетках соответственно в рабочем и номинальном режиме.

В большинстве бытовых радиоприборов в последние годы осуществляется замена электронных ламп полупроводниками, имеющими существенно более низкую интенсивность отказов.

§ 2. НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

1. ТРАНСФОРМАТОРЫ, ДРОССЕЛИ, КАТУШКИ ИНДУКТИВНОСТИ

Основными факторами, приводящими к отказам трансформаторов, дросселей и катушек индуктивности, являются тепловые явления и влажность. Температура трансформаторов в процессе эксплуатации повышается за счет потерь в обмотках и железе. Заливочный материал в трансформаторах при нагреве расширяется, а при охлаждении дает усадку. Такое чередование про-

Зависимость λ_3 от температуры баллона определяется по формуле

$$\lambda_3 = \lambda_n (T_0 / T_{0.n})^{5.5},$$

где T_0 , $T_{0.n}$ — эксплуатационная и номинальная температура баллона.

$$T_0 = T_0 + [A_1 - A_2(P_a + P_n)] T_{cp} + A_3(P_a + P_n),$$

где P_a , P_n — мощности, рассеиваемые на аноде и экранной сетке, Вт; T_{cp} — температура среды, °C; A_1 , A_2 , A_3 — характеристики, зависящие от типа ламп. При значениях [28]:

цессов нагрева и охлаждения приводит к образованию вакуумных или воздушных мешков, которые находятся под относительно высокой напряженностью электрического поля, что может явиться причиной электрического пробоя. Кроме того, температура нагрева, неравномерно распределенная по телу трансформатора, приводит к изменению геометрических размеров корпуса и обмоток из-за различия температурных коэффициентов расширения. В результате этих явлений будут происходить пробои изоляции проводников обмоток. На стыках металла и заливочного материала могут образоваться трещины. В результате тепловых явлений пропитывающие материалы, например трансформаторное масло, могут также терять инертность и действовать на покрытия проводников как агрессивные среды.

Проникающая в трансформаторы, дроссели или катушки индуктивности влага приводит к снижению сопротивления изоляции между витками, к образованию короткозамкнутых витков и вызывает значительные утечки энергии. Кроме того, влага может вызывать электрические процессы, разрушающие как изоляцию, так и металл проводов. В результате этих процессов существенно возрастает вероятность обрыва. Под воздействием высокой влажности надежность катушек индуктивности снижается на 10—40 %. Колебание температуры в катушках приводит к существенным деформациям, изменяющим их электрические характеристики. Надежность катушек от повышенных температур снижается на 10—15 %.

В трансформаторах влага может проникать внутрь обмотки через выводы обмоток, которые являются своего рода каналами для проникания влаги внутрь обмотки. Эта влага снижает сопротивление изоляции между витками обмоток, чем облегчается пробой изоляции и короткое замыкание витков, а также приводит к возникновению коррозионных разрушений.

Защита от влажности осуществляется с помощью пропиточных лаков и герметизации. Для понижения перегрева из-за внутреннего тепла используют ряд конструктивных мер. Например, в трансформаторах используют разрезные сердечники и неполное заполнение окна. Наиболее эффективное средство снижения отказов от пробоя изоляции — использование теплостойкой изоляции.

Для исключения трещин на стыках металла и заливочного материала из-за различия коэффициентов термического расширения рекомендуется применять заливочные материалы с малым коэффициентом температурного расширения.

2. ОБМОТКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПРОВОДОВ

Провода используются в бытовых изделиях как обмоточные или монтажные. Отказы монтажных проводов связаны преимущественно с падением ниже приемлемой величины сопротивле-

ния изоляции при нагреве или при длительной эксплуатации при повышенной влажности, а также с нарушением электрической прочности. Тепловому и световому старению особенно сильно подвержена резиновая изоляция. Провода с лакотканевой изоляцией, выполненные из шелковой электроизоляционной лакоткани, на которую натянута оплетка из хлопчатобумажной пряжи, пропитанной лаком, особенно сильно подвержены действию влаги.

Провода с полихлорвиниловой изоляцией и шелковой изоляцией в полихлорвиниловой оболочке являются наиболее стойкими. Они выдерживают циклическое воздействие температуры от -60 до $+85^{\circ}\text{C}$, а также длительное воздействие 98 %-ной влажности. Основной причиной отказа таких проводов являются механические повреждения или чрезмерно высокие температуры нагрева [4, 15].

Основные причины выхода из строя обмоток реле, дросселей, трансформаторов и других электромагнитных элементов Б. С. Сотсков [44] классифицирует следующим образом:

обрыв вследствие высоких температурных напряжений при нагреве;

обрыв вследствие коррозии в обнаженных местах изолированного провода;

обрыв вследствие электролиза в обнаженных местах изолированного провода;

короткое замыкание витков или слоев вследствие механического или теплового нарушения изоляции провода;

пробой изоляции вследствие перенапряжений или нарушений изоляции провода;

уменьшение сопротивления изоляции вследствие изменения ее изоляционных свойств от температуры, влажности, давления и старения.

Вероятность безотказной работы провода в зависимости от числа поврежденных мест может быть определена из выражения [44]

$$P = P_0^n, \quad (4.12)$$

где n — количество поврежденных мест в обмотке на единицу длины; P_0 — вероятность отсутствия короткого замыкания при $n = 1$.

Если длина провода равна L , то

$$P_{\Sigma} = P^L = P_0^{nL}, \quad (4.13)$$

где P_{Σ} — вероятность отсутствия короткого замыкания при длине провода L .

Число повреждений n на единицу длины провода зависит от относительного удлинения $\epsilon = \Delta L/L$:

$$n = k\epsilon,$$

где k — коэффициент, устанавливаемый экспериментально; $\epsilon = \epsilon_M + \epsilon_0$, здесь ϵ_M и ϵ_0 — относительное удлинение, вызванное соответственно механическим

в тепловым натяжением; $\epsilon_\theta = \alpha_n (\theta - \theta_0)$, здесь α_n — коэффициент относительного удлинения, θ_0 , θ — значения температур.

Относительное удлинение от механического натяжения складывается от относительного удлинения в наружном слое изоляции, возникающего при намотке провода ϵ'_m , и относительного удлинения, вызываемого натяжением провода $P_m (\epsilon''_m)$. Эти величины находятся по формулам

$$\epsilon'_m = d_1 / (D + d_1),$$

где $d_1 = d + 2h$, здесь d — диаметр жилы, h — толщина изоляции; D — диаметр стержня, на который наматывается изоляция;

$$\epsilon''_m = P_m / (SE),$$

где $S = \pi d_1 h$, E — модуль упругости провода.

Подставляя ϵ в выражение (4.13), получим

$$P_\Sigma = P_0^{Lk} (\epsilon'_m + \epsilon''_m + \epsilon_\theta).$$

Критерием отказа изоляции может быть напряжение пробоя изоляции $U_{пр}$. Оно служит функцией:

а) времени t

$$U_{пр. t} = U'_{пр. 0} [1 - kt^\mu]; \quad (4.14)$$

б) температуры θ

$$U_{пр. \theta} = U''_{пр. 0} e^{-\alpha_1 \Delta \theta}; \quad (4.15)$$

в) относительного удлинения ϵ

$$U_{пр. \epsilon} = U'''_{пр. 0} e^{-\eta \epsilon}, \quad (4.16)$$

где $U'_{пр. 0}$ — начальное значение $U_{пр}$; k , μ , α_1 , η — коэффициенты.

Если задать критическое значение $U_{кр}$ такое, что для всех $U_{пр} \geq U_{кр}$ наступает отказ, то из выражений (4.14—4.16) можно определить такие значения t , $\Delta \theta$, ϵ , при которых наступает отказ.

Время снижения напряжения пробоя изоляции может быть определено из выражения [4]

$$t_{пр} = \left[\frac{1}{k} \left(1 - \frac{U_{кр}}{U'_{пр. 0}} \right) \right]^{1/\mu}. \quad (4.17)$$

где $U_{кр}$ — напряжение пробоя.

Влияние сопротивления изоляции на срок службы обмотки рекомендуется определять следующим образом [44].

Пусть сопротивление изоляции равно R_n . Ток утечки $i_y = U/R_n$. Количество изношенного вследствие электролиза металла в местах обнажения провода за время dt

$$d_m = C_s i_y dt,$$

где d_m — количество изношенного материала; C_s — электролитическая постоянная; i_y — ток утечки.

Критическое сечение провода, при котором происходит разрыв, равно

$$S_{x.кр} = P_n / \sigma_p;$$

$$S_{x.кр} = S [(C_g / I_0) (U / R_n) t],$$

где P_n — усилие натяжения; σ_p — напряжение разрыва; S — сечение провода;

$I_0 = \sum_{i=1}^n I_i$ — суммарная длина всех нарушенных мест изоляции провода.

Время, требующееся для износа провода под действием электролиза, при котором происходит его обрыв под влиянием усилия натяжения P_n , определяется по формуле

$$t = \{[(\pi d^2 / 4) - (P_n / \sigma_p)] / (C_g / I_0)\} (R_n / U), \quad (4.18)$$

где d — диаметр провода; R_n — сопротивление изоляции; U — рабочее напряжение.

Значение P_n во внутренних слоях обмотки больше, чем в наружных, поэтому обрыв провода чаще всего будет происходить во внутренних слоях обмотки.

3. КОНТАКТЫ И РЕЛЕ

Основное назначение электрических контактов — создавать соединения, позволяющие длительное время проводить ток при минимальном сопротивлении, а при необходимости — разъединять электрическую цепь. На электрические и механические свойства контактов разрушающее влияние оказывают тепловые явления, эрозия, коррозия, деформации и другие физико-механические процессы.

Электрические характеристики контакта определяются фактической площадью контакта, которую образуют контактные пятна. Контактное сопротивление зависит от удельного сопротивления материалов, геометрии контакта, твердости материала, природы поверхности пленок на контактах, контактного давления. Все эти параметры изменяются в процессе функционирования и могут служить причиной отказов (табл. 4.5).

Механический износ приводит к расплющиванию, истиранию или растрескиванию контактов. Величина механического износа определяется частотой замыкания, контактным давлением, силой удара при контакте.

Коррозия приводит к увеличению контактного сопротивления вплоть до полного нарушения контактной проводимости. На коррозию оказывает влияние состав окружающей среды, влажность, температурный режим на поверхности контактов.

Электрический износ (эрозия) приводит к переносу металла, образованию кратеров, мостов между контактами. Причиной этого являются электрические разряды между контактами.

Таблица 4.5

Вид разрушения	Внешние факторы, вызывающие разрушение контактов	Свойства материала контактов, способствующие их выражению	Вид отказа
Механический износ	Контактное давление, живая сила при ударе контактов. Частота замыканий	Низкая механическая прочность, главным образом твердость и ударная вязкость	Расплющивание, растрескивание и истирание контактов
Химический износ (коррозия)	Состав окружающей среды. Температура на поверхности контактов	Недостаточное сопротивление атмосферной и газовой коррозии при высоких температурах	Увеличение контактного сопротивления вплоть до полного нарушения контактной проводимости
Электрический износ (эрозия)	Электрический разряд между контактами, форма которого обусловлена электрическими параметрами цепи	Низкие температура и теплота плавления и испарения. Высокая упругость пара	Перенос металла, образование наростов, кратеров и мостов между контактами
Сваривание	Термическое действие тока	Низкие температура плавления теплоемкость и теплопроводность	Деформирование контактной поверхности. Короткое замыкание

Сваривание контактов приводит к короткому замыканию и деформированию контактной поверхности. Причиной этого могут быть температурные вспышки и термическое действие тока.

Основным критерием надежности контактов является замыкание цепи контактов. Вероятность замыкания контакта

$$P_{\text{зам}} = 1 - q_0^M, \quad (4.19)$$

где q_0 — вероятность незамыкания в точке соприкосновения; M — число точек соприкосновения.

При площади соприкасающихся поверхностей контактных тел, равной S_k , получим

$$M = S_k m \approx S_k a (P_k - P_0),$$

где m — число точек соприкосновения на единицу поверхности контакта; $m \approx a(P_k - P_0)$; здесь a — площадь одного контакта; P_k — контактное давление; $P_k = \Delta P_k / \Delta S_k$; P_0 — минимальное контактное давление, необходимое для установления контакта.

Тогда

$$1 - P_{\text{зам}} = e^{-a_0 (P_k - P_0)},$$

где $a_0 = -(\ln q_0)^a$

Если с течением времени растет пленка на поверхности, то это приводит к увеличению P_0 по зависимости

$$P_0 = P_{n0} + b_1 t$$

и уменьшению контактного усилия из-за износа контакта

$$P_k = P_{ки} - b_2 N,$$

где N — число циклов.

Тогда вероятность замыкания будет

$$P_{зам} = 1 - e^{-a_0 (P_{ки} - P_0) - a_0 (b_1 t - b_2 N)}.$$

Интенсивность отказов от температуры определяется зависимостью

$$\lambda = \lambda_0 e^{a(\theta - \theta_0)}.$$

Вероятность размыкания цепи контактов определяется из выражения [44]

$$P_{раз} = \frac{1}{\Delta \ln k \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\ln k} \exp \left[-\frac{(\ln k - \overline{\ln k})^2}{2\Delta^2 \ln k d (\ln k)} \right], \quad (4.20)$$

где $k = (I_x / I_{св})^2$, здесь I_x — ток в цепи контактов в момент их замыкания; $I_{св}$ — ток сваривания контактов, определяемый из условия $P'_k = C_{св} I_{св}^2$. Для меди $C_{св} = 6 \cdot 10^{-8}$; для серебра $C_{св} = 3 \cdot 10^{-8}$.

Выражение (4.20) представляет собой логарифмически нормальное распределение. Для определения $P_{раз}$ могут быть использованы таблицы нормального распределения.

При соприкосновении двух тел для создания электрического контакта реальная площадь, обеспечивающая переход электрического тока от одного тела к другому, значительно меньше номинальной площади контакта. Это обусловлено неровностью поверхностей, а также наличием на поверхностях различных пленок. Микротопография поверхности контакта характеризуется макроотклонениями формы, волнистостью и шероховатостью. При соприкосновении поверхностей в контакт вступают наиболее высокие микронеровности. Каждое единичное пятно контакта может состоять из различных участков: с чисто металлическим контактом; с квазиметаллическим контактом, в котором контактные элементы разделены тонкой адгезионной пленкой или тонкой (до 20 А) пленкой потускнения; с неметаллическим контактом, покрытым толстыми пленками потускнения. Прохождение тока через контакт характеризуется наличием основного электрического контакта только в небольших по площади проводящих пятнах, где линии тока искривляются и стягиваются, приводя к появлению так называемого сопротивления стягивания R_c , обусловленного неравномерной плотностью линий тока на номинальной площади контакта и наличием сопротивления дополнительного контакта через различные пленки $R_{пл}$, которые обладают, как правило, значительно меньшей проводимостью, чем основной металл. Метод расчета сопротивлений контакта разработан А. В. Чичинадзе [50].

Переходное сопротивление в случае наличия пятен металлического контакта во много раз меньше переходного сопротивления при наличии пленок. В этом случае переходное сопротивление контактного пятна

$$(\Delta R_k)_i = (R_{c1})_i + (R_{c2})_i,$$

где $(R_{c1})_i$, $(R_{c2})_i$ — сопротивление стягивания в первом и во втором контактных элементах.

Квазиметаллическая проводимость тонких пленок определяется туннельным просачиванием и термоэлектронной эмиссией. В этом случае

$$(\Delta R_k)_i = (R_{c1})_i + [R_T R_{ш} / (R_T + R_{ш})]_i + (R_{c2})_i,$$

где R_T — туннельное сопротивление; $R_{ш}$ — сопротивление, обусловленное шотт-ковской эмиссией.

Общее переходное сопротивление

$$\frac{1}{R_k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{(\Delta R_k)_i} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{(R_{c1})_i + (R_{c2})_i},$$

где n — число контактных пятен.

Сопротивление стягивания единичного пятна, рассчитанное из предположения, что пятно имеет форму круга с диаметром, значительно меньшим длины участка, на котором стягиваются линии тока, составит [44]

$$R_{ci} = \rho_i / 4a,$$

где ρ_i — удельное сопротивление контактных материалов; a — радиус пятна.

Интенсивность отказов в зависимости от вида контакта следующая:

Вид контакта	Интенсивность отказов $\lambda, 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$
Паяные соединения	0,004
Зажимные соединения	0,005
Штепсельные разъемы	0,175
Реле разные	0,04—0,7
Переключатели	0,05—0,5
Потенциометры разные	0,1—7
Реостаты	1,13
Соединители разные	0,4—2
Контакты	0,25
Прерыватели	0,5
Электродвигатели и генераторы с кольцами	0,3
Электродвигатели и генераторы с коллектором	До 2,9

Для создания высокого местного контактного давления в слаботочных цепях рекомендуется создавать точечный контакт путем использования полусферической формы одного кон-

такта и плоской — другого. На такого типа контактах осаждается меньше пыли, окислов и других частиц, что увеличивает коррозионную стойкость и износостойкость контактов.

В разрывных контактах электрические разряды, возникающие при замыкании и размыкании, вызывают эрозию и коррозию.

Вероятность безотказной работы реле равна произведению вероятностей безотказной работы контактов реле, его обмотки и механической части. Методы расчета надежности контактов и обмоток приведены ранее. Рассмотрим механическую часть реле, классифицируя отказы на внезапные и постепенные.

Вероятность безотказной работы механической части реле по внезапным отказам определяется из выражения

$$P_M \approx e^{-\lambda_M N}, \quad (4.21)$$

где λ_M — интенсивность отказов механической части реле; $\lambda_M = (0,01 - 1) 10^{-8}$.

Вероятность безотказной работы реле по параметрическим отказам определяется из выражений:
при срабатывании

$$P_{ср} = \frac{1}{\sigma_{ср} \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{I_p} \exp \left[-\frac{(I - \bar{I}_{ср})^2}{2\sigma_{ср}^2} \right] dI. \quad (4.22)$$

при отпускании

$$P_{отп} = 1 - \frac{1}{\sigma_{отп} \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{I_o} \exp \left[-\frac{(I - \bar{I}_{отп})^2}{2\sigma_{отп}^2} \right] dI, \quad (4.23)$$

где \bar{I} и σ — среднее значение и среднее квадратическое отклонение силы тока; I_p, I_o — определяются при замкнутой и разомкнутой цепи обмотки.

Глава 5. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

§ 1. ВИДЫ ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Под системой понимается взаимоувязанное множество элементов, образующее целостное единство [53]. Система в отличие от конгломерата (набора элементов) характеризуется следующими признаками:

она представляет собой целостный комплекс элементов; между элементами системы имеются связи;

любая система представляет собой элемент (систему) системы более высокого порядка;

элементы системы в свою очередь являются системами более низкого порядка.

Существует несколько признаков классификации систем. Ограничимся определением некоторого класса систем, которые использованы в дальнейшем изложении, приняв за основу принцип Г. С. Поспелова [35] и Б. С. Флейшмана [53].

Под производственными принято понимать созданные человеком системы, функции которых сводятся к преобразованию различных физических или биологических объектов или видов энергии.

Следуя определению В. С. Корсакова, под производственной системой в машиностроении будем понимать взаимоувязанный комплекс элементов, обеспечивающий функции подготовки средств производства, оптимизации обслуживания рабочих мест, получения и хранения материалов и полуфабрикатов, изготовления, сборки, транспортировки, контроля и другие функции, связанные с изготовлением выпускаемой продукции.

Объектом рассмотрения будут технологические системы, являющиеся подсистемами производственных систем. В соответствии с ГОСТ 22954—78 под технологической системой будем понимать совокупность функционально взаимосвязанных средств технологического оснащения, предметов производства и исполнителей, предназначенных для выполнения в регламентированных условиях производства заданных технологических процессов и операций в соответствии с требованиями нормативно-технической документации.

В зависимости от участия человека в функционировании систем они подразделяются на технические, эргатические и организационные. К техническим принято относить системы, функционирующие без участия человека, к эргатическим (системы человек — техника) — технические системы, функционирующие с участием человека, к организационным — системы, состоящие из коллектива людей.

В зависимости от вида решаемых задач эргатические системы могут рассматриваться как технические или организационные. Если, например, надежность эргатической системы зависит только от ее технических средств, то такая система может рассматриваться как техническая. В свою очередь, если работоспособное состояние эргатической системы зависит только от правильности выполнения своих функций коллективом операторов, то такая система (при решении частной задачи) может рассматриваться как организационная. Такая ситуация возможна, например, при решении задач по оценке надежности контрольных операций, когда контроль осуществляется высоконадежными техническими средствами или органолептическими методами.

При исследовании вопросов надежности сферы бытового обслуживания населения наиболее типичными являются следующие виды объектов:

1) технические системы, надежность которых зависит только от структуры объекта и надежности входящих в него элементов (при регламентированных режимах и условиях эксплуатации). К таким системам могут быть отнесены изделия бытовой техники, технологическое оборудование прачечных, фабрик химчистки и т. д.;

2) технологические системы сферы бытового обслуживания населения, включающие в себя целый комплекс оборудования, человека-оператора, средства контроля, моющие средства и т. п. Основное требование, предъявляемое к таким системам, — обеспечивать выполнение заданий в установленные сроки и заданного качества.

При решении задач надежности технологические системы должны дифференцироваться на автоматизированные и механизированные. В автоматизированных системах, к которым следует отнести технологические системы прачечных, специализированного ремонта бытовой техники, химической чистки и др., влияние человека-оператора на параметры производительности и качества выполнения заданий не является решающим, тогда как в механизированных системах человек-оператор оказывает решающее влияние на параметры производительности и качества. К таким технологическим системам относятся часовые мастерские, мастерские по ремонту обуви, одежды, бытовой техники. Здесь надежность технологических систем в первую очередь зависит от надежности работы человека-оператора и незначительно — от надежности используемых им технических средств.

Технологическая система (ТС) работоспособна, если она обеспечивает изготовление продукции или выполнение услуг с показателями качества и ритмом выпуска (выполнения), установленными нормативно-технической (НТД) или иной документацией при регламентированных затратах материальных, энергетических и трудовых ресурсов. Из определения следует, что ТС работоспособна в том и только в том случае, если одновременно выполняются следующие условия:

показатели качества производимой продукции или выполняемых услуг соответствуют требованиям, установленным в стандартах или другой документации;

параметры производительности ТС соответствуют требованиям НТД;

затраты ресурсов (материальных, трудовых, энергетических и др.) на производство продукции и выполнение услуг установленного качества не превосходят нормативных.

За отказ технологических систем должны приниматься такие события, как:

несоответствие одного из показателей качества продукции (отремонтированной или обслуженной) установленным требованиям;

снижение параметров производительности ниже установленного уровня;

превышение установленных сроков обслуживания (выполнения) заявок;

прекращение функционирования ТС, вызванного отказом одного из элементов средств технологического оснащения или внешними факторами (прекращение подачи электроэнергии, отсутствие заявок и т. п.);

превышение установленных нормативов по трудоемкости, расходу материалов, запасных частей и т. п.

К отказам ТС не должны относиться простои, обусловленные необходимостью проведения регламентированной смены инструмента или веществ, настройки ТС, планового технического обслуживания и других мероприятий, предусмотренных НТД. Если же продолжительность (стоимость) этих работ будет превосходить нормативы, то следует считать, что ТС находится в состоянии отказа.

При оценке показателей надежности ТС по показателям качества изготавливаемой продукции за критерий отказа должен приниматься выход за заданный уровень только таких показателей качества продукции, значения которых регламентированы конструкторско-технологической документацией и формируются в процессе рассматриваемой технологической операции. При расчете показателей надежности по ритму выпуска за объем произведенной продукции должна приниматься только та продукция, которая признана по результатам контроля годной.

Оценка надежности ТС может производиться как по единичным показателям, характеризующим или параметры качества изготовленной продукции, или производительность, или величину затрачиваемых ресурсов, так и по комплексным показателям, учитывающим одновременно и качество, и производительность, и величину ресурсов.

§ 2. РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПО ТИПОВЫМ МОДЕЛЯМ НАДЕЖНОСТИ

Надежность машин, оборудования и изделий бытовой техники рассчитывают по известным показателям надежности их составных частей, которые могут быть определены в соответствии с гл. 2. Для этого функциональную структуру изделия представляют в виде одной из типовых моделей, которую называют «моделью надежности» изделий. Чаще всего функциональная модель и модель надежности изделий не совпадают.

Модель надежности изделий строится на основе анализа влияния отказов составных частей изделия на надежность из-

деля в целом. При построении модели надежности изделий основную трудность представляют вопросы степени детализации. Так как каждое изделие состоит из большого числа деталей, исчисляемого сотнями и тысячами наименований, то строить структуру надежности на основе детализации до отдельных элементов сложно. Поэтому целесообразно при построении моделей надежности изделий за отдельные элементы принимать функциональные узлы (составные части), а затем уже строить (при необходимости) модели надежности отдельных составных частей, принимая за составные части отдельные детали.

Наиболее типичной является система с *последовательным соединением элементов* (рис. 5.1, а). К таким системам относятся все объекты, в которых отказ хотя бы одного из элементов (составных частей) приводит к потере работоспособности изделия в целом. Считается, что наработки до отказа каждого из n элементов попарно независимы. Тогда вероятность безотказной работы системы (изделия) будет

$$P(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (5.1)$$

где $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i -го элемента.

Во всех случаях $P(t) \leq \min_i [P_i(t)]$.

Если надежность каждого элемента регламентирована установленной безотказной наработкой, то установленная безотказная наработка изделия определится по формуле

$$T_y = \min_i T_{y_i},$$

где T_{y_i} — установленная безотказная наработка i -го элемента.

Если для всех элементов $P_1(t) = P_2(t) = \dots = P_n(t) = P_k(t)$, то

$$P(t) = [P_k(t)]^n = [1 - q_k(t)]^n, \quad (5.2)$$

где $q_k(t)$ — вероятность отказа до момента времени t ; $q_k(t) = 1 - P_k(t)$.

При малых q и больших n из формулы (5.2) после разложения в бином Ньютона можно получить приближенную формулу

$$P(t) \approx 1 - nq(t).$$

При экспоненциальном законе распределения наработок до отказа отдельных элементов

$$P_i(t) = e^{-\lambda_i t}.$$

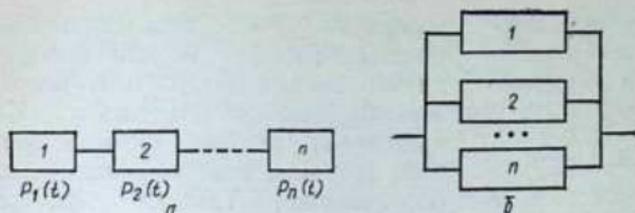


Рис. 5.1. Модели систем с последовательным (а) и параллельным (б) соединением элементов

В этом случае вероятность безотказной работы системы

$$P(t) = e^{-\Lambda t},$$

$$\text{где } \Lambda = \sum_{i=1}^n \lambda_i.$$

Средняя наработка до отказа $T = 1/\Lambda$.

К системам с *параллельной структурой* (рис. 5.1, б) относятся такие, в которых отказ системы происходит только в том случае, когда отказали все ее элементы.

Вероятность отказа такой системы за время t

$$Q(t) = \prod_{i=1}^n q_i(t),$$

где $q_i(t)$ — вероятность отказа i -го элемента.

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - \prod_{i=1}^n q_i(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]. \quad (5.3)$$

Если вероятность безотказной работы всех элементов одинакова, то

$$P(t) = 1 - [1 - P_k(t)]^n. \quad (5.4)$$

Частным случаем параллельной системы является система « r из n », т. е. такая параллельная система, которая отказывает после отказа r элементов из n . Вероятность безотказной работы такой системы (при равной надежности ее элементов).

$$P(t) = \sum_{r=1}^n C_r^n (P_k(t))^r (1 - P_k(t))^{n-r},$$

$$\text{где } C_r^n = \frac{n!}{r!(n-r)!}.$$

Параллельную систему образуют также резервированные системы, состоящие из одного основного элемента и $n-1$ резервных. Случай, когда каждый последующий элемент включается после отказа предыдущего, называется *ненагруженным*

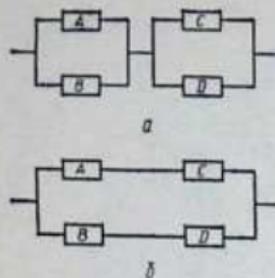


Рис. 5.2. Системы с комбинированными структурами:

а — последовательно-параллельное соединение элементов; б — параллельно-последовательное соединение элементов

резервом. Если все n одинаковых элементов работают одновременно, то это случай нагруженного резерва. Если резервный элемент находится в менее нагруженном рабочем режиме, чем основной, то такое резервирование называют облегченным. Такого типа ситуация имеется в системах с распределением нагрузки по параллельным элементам. Если, например, одна из стопорных гаек барабана стирального аппарата ослабляется, то остальные из них будут выдерживать большую нагрузку. При этом интенсивность отказов таких гаек будет увеличиваться по мере увеличения числа ослабленных гаек.

К системам с комбинированными структурами относятся также, которые могут быть представлены различным соединением подсистем с параллельными и последовательными структурами (рис. 5.2).

Для структуры с последовательно-параллельным соединением вероятность безотказной работы

$$P(t) = P_{AB}(t) P_{CD}(t) = \\ = \{1 - [1 - P_A(t)][1 - P_B(t)]\} \{1 - [1 - P_C(t)][1 - P_D(t)]\},$$

где $P_{AB}(t)$, $P_{CD}(t)$ — вероятности безотказной работы подсистем из элементов A, B и C, D; $P_A(t)$, ..., $P_D(t)$ — вероятности безотказной работы элементов A, ..., D.

Для структуры с параллельно-последовательным соединением вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - [1 - P_{AC}(t)][1 - P_{BD}(t)] = \\ = 1 - [1 - P_A(t) P_C(t)][1 - P_B(t) P_D(t)].$$

§ 3. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ МОДЕЛЯМИ ТЕОРИИ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Под надежностью технологических систем (ТС) по параметрам производительности понимается их свойство обеспечивать и сохранять ритм выпуска продукции (обслуживания заявок) в соответствии с установленными нормативами. Ритм обслуживания зависит как от состояния элементов технологической системы (оборудования, оснастки, квалификации мастеров и т. п.), так и от периодичности поступления на данную технологическую операцию заявок для обработки, ремонта и т. п. Очевидно, что факторы, влияющие на ритм выпуска, могут изменяться в процессе эксплуатации, и в соответствии с этим будут изменяться показатели надежности технологических систем.

Для общности рассмотрения введем некоторые понятия.

Под технологической ячейкой (или просто ячейкой) будем понимать в зависимости от решаемой конкретной задачи один станок, одну автоматическую линию, контролера, мастера, бригаду и т. п. Для выполнения определенной технологической операции (обработки, контроля, сборки, ремонта, испытания и т. п.) на данную технологическую ячейку поступает некоторый поток заявок. В зависимости от решаемой задачи под заявками могут пониматься детали, заготовки, партии деталей, изделия для ремонта или технологического обслуживания и т. п. После выполнения операции обслуживания (выполнения технологической операции) заявки покидают ячейку или поступают на другую технологическую операцию, которая должна рассматриваться как другая ячейка обслуживания. Заявки на обслуживание поступают в некоторой последовательности событий, происходящих одно за другим, образуя поток событий (заявок).

Моменты поступления заявок обозначим $t_1, t_2, t_3 \dots$. В дальнейшем будем рассматривать только однородные заявки, т. е. те, которые различаются лишь моментами поступления.

Для решения практических задач за однородные заявки можно принимать технически различные изделия и заявки. Так, часы, поступающие в мастерские для ремонта, можно рассматривать как однородные заявки. При необходимости их можно делить на ряд однородных заявок по какому-либо признаку (наручные механические, электронные будильники и т. п.).

Для технологических ячеек промежутки времени между поступлениями заявок могут быть равными, когда поток заявок является регулярным, неравными, но определенными и случайными величинами, вероятностные характеристики которых известны (случайный поток). Время обслуживания каждой заявки также может быть постоянным, переменным, но определенным или представлять случайную величину.

Рассмотрим случай, когда поток заявок является простейшим. Для такого потока вероятность того, что за время τ поступит k заявок, составит

$$P_k(\tau) = \frac{(\lambda\tau)^k}{k!} e^{-\lambda\tau}, \quad k = 0, 1, 2 \dots$$

где λ — плотность потока (среднее число заявок, приходящихся на единицу времени).

Если T — промежуток времени между произвольными двумя соседними событиями в простейшем потоке, то функция распределения T имеет вид

$$F(t) = P(T < t) = 1 - e^{-\lambda t}.$$

Плотность распределения величины T будет

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}, \quad t > 0.$$

Примем, что время обслуживания каждой заявки характеризуется экспоненциальным законом с плотностью

$$g(t) = \mu e^{-\mu t}, \quad t > 0,$$

где μ — параметр экспоненциального закона, т. е. величина, обратная среднему времени обслуживания одной заявки; $\mu = 1/\bar{t}_{об}$, здесь $\bar{t}_{об}$ — среднее время обслуживания одной заявки.

Назовем отношение $\lambda/\mu = \alpha$ приведенной плотностью потока требований. Очевидно, что α характеризует среднее число заявок, приходящихся на среднее время обслуживания одной заявки. Можно также написать, что α характеризует среднее число заявок, приходящихся на среднее время обслуживания одной заявки. Можно также написать, что $\alpha = \lambda \bar{t}_{об}$.

Очевидно, что при $\alpha > 1$ технологическая система не будет успевать обслуживать поступающие заявки; перед системой образуется неограниченно увеличивающаяся очередь. В таких случаях необходимо или изменить поток заявок, или ввести параллельные ячейки обслуживания (распределить работу между несколькими мастерами, поставить несколько моечных машин и т. п.).

Если интенсивность потока заявок λ обусловлена производственной необходимостью, то во всех случаях, когда $\alpha > 1$, будем считать, что такая система абсолютно ненадежна. В дальнейшем будем рассматривать только такие случаи, когда $0 < \alpha < 1$.

В зависимости от типа технологического процесса системы могут быть классифицированы на три типа [23]:

1) с неограниченным временем ожидания. В таких системах поступающие на обслуживание заявки могут находиться в очереди на обслуживание неограниченно большое время, т. е. никаких ограничений на время ожидания обслуживания не налагается;

2) с ограниченной длиной очереди. В таких системах в очереди может находиться не более S заявок; все заявки, поступающие в систему, в которой уже находится в очереди S заявок, покидают систему необслуженными. Такая ситуация наступает во всех случаях, когда ограничены вместимость бункерных устройств, складов, площади станций технического обслуживания и т. п.;

3) с ограниченным временем ожидания. В таких системах поступающие на обслуживание заявки могут находиться в очереди не более установленного времени; по истечении этого времени они покидают систему необслуженными.

В дальнейшем системы будем подразделять также на одноканальные и многоканальные (рис. 5.3). В одноканальных системах обслуживание проводится одной технологической ячейкой, в многоканальных — несколькими однотипными технологическими ячейками.

По характеру поступающих заявок в дальнейшем будем подразделять системы на разомкнутые и замкнутые. К разомкнутым относятся такие системы, в которых источник заявок может быть принят неограниченным (например, поток заявок обуви на ремонт, поток заявок на химчистку и т. п.). К замкнутым относятся системы, в которых поток заявок ограничен. К таким системам относятся системы, когда один рабочий проводит ремонт закрепленного за ним технологического оборудования, одна мастерская проводит гарантийный ремонт закрепленных за ней телевизоров.

Очевидно, что параметры потока заявок λ и время обслуживания в общем случае будут изменяться в процессе эксплуатации. Однако всегда можно выделить определенные отрезки времени (смена, рабочий день, месяц и т. д.), в течение которых параметры потока заявок и закон распределения времени обслуживания неизменны. Про такую технологическую систему будем говорить, что она находится в стационарном режиме. Основными показателями этих технологических систем являются вероятность простоя технологической системы (технологические ячейки не заняты обслуживанием), среднее число заявок в очереди, среднее время ожидания обслуживания и др.

В дальнейшем будем рассматривать технологические системы, в которых переход из одного состояния в другое осуществляется скачком и которые имеют счетное (в частном случае — конечное) множество возможных состояний x_1, x_2, \dots, x_n . Такие системы принято называть системами с дискретными состояниями [40]. Случайный процесс, протекающий в системе с дискретным состоянием, описывается вероятностями состояний:

$$P_1(t), P_2(t), \dots, P_n(t),$$

где $P_k(t)$, $k = 1, 2, \dots, n$ — вероятность того, что в момент t система находится в состоянии x_k . При этом $\sum_{k=1}^n P_k(t) = 1$.

Случайные процессы, протекающие в системах, подразделяются на процессы с дискретным и непрерывным временем.

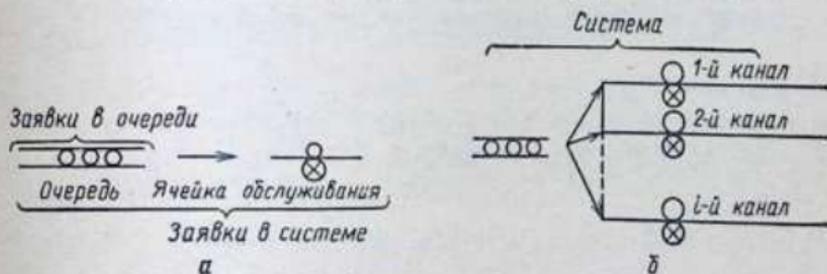


Рис. 5.3. Одноканальная (а) и многоканальная (б) системы

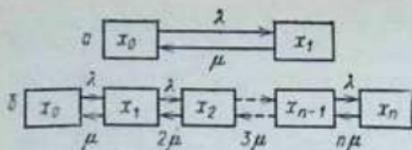


Рис. 5.4. Графики состояний одноканальной (а) и многоканальной (б) систем с отказами

У процессов с дискретным временем переход системы из одного состояния в другое возможен только в определенные моменты t_1, t_2, \dots , у непрерывных — в любой момент времени. Случайный процесс с дискретным состоянием называется марковским, если все вероятностные характеристики

процесса зависят лишь от того, в каком состоянии этот процесс находится в настоящий момент времени, и не зависят от того, каким образом этот процесс протекал в прошлом. В случае марковского процесса потоки событий, переводящие систему из одного состояния в другое, являются пуассоновскими.

Вероятности состояний марковского процесса определяются путем решения системы линейных дифференциальных уравнений.

Правило составления системы дифференциальных уравнений может быть формализовано, если представить возможные состояния системы в виде графиков состояний (рис. 5.4), на которых состояния системы изображаются прямоугольниками, а возможные переходы системы из состояния в состояние — стрелками. Состояния x_0, x_1, \dots, x_n соответственно означают, что все каналы свободны, занят один канал, занято два канала и т. д. Над стрелками проставляется плотность (интенсивность) потока событий λ , переводящего систему из одного состояния в другое.

По размеченному графику состояний система дифференциальных уравнений для вероятностей $P_k(t)$, $k = 1, 2, \dots, n$ составляется по следующему правилу. В левой части каждого уравнения стоит производная $dP_k(t)/dt$, а в правой части — столько членов, сколько стрелок связано непосредственно с данным состоянием. Если стрелка ведет в данное состояние, перед слагаемым ставится знак «плюс», если из него, — «минус». Каждое слагаемое равно плотности потока событий, переводящего систему по данной стрелке, умноженной на вероятность того состояния, из которого исходит стрелка.

Пользуясь данным правилом, для рис. 5.4, б получим

$$\begin{aligned}
 dP_0(t)/dt &= -\lambda P_0(t) + \mu P_1(t); \\
 dP_1(t)/dt &= -\mu P_1(t) - \lambda P_1(t) + \lambda P_0(t) + 2\mu P_2(t) = \\
 &= -(\lambda + \mu) P_1(t) + \lambda P_0(t) + 2\mu P_2(t); \\
 &\dots \dots \dots \\
 dP_k(t)/dt &= -(\lambda + k\mu) P_k(t) + \lambda P_{k-1}(t) + (k+1)\mu P_{k+1}(t); \\
 &\dots \dots \dots \\
 dP_n(t)/dt &= -n\mu P_n(t) + \lambda P_{n-1}(t).
 \end{aligned}$$

В дальнейшем будут рассмотрены случаи, которые предполагают наличие простейших потоков заявок и экспоненциального времени обслуживания, что не всегда встречается в практических ситуациях. Однако многочисленные расчеты показывают, что замена пуассоновских потоков событий пуассоновскими с теми же интенсивностями приводит в большинстве случаев к решениям, отличающимся от точных на 3—5%, — это вполне приемлемо для практических целей. Лишь в отдельных случаях ошибка от такой замены доходит до 10—12% [46]. Приведем количественную оценку показателей надежности некоторых моделей систем обслуживания при различных законах распределения потока заявок и времени обслуживания [40, 3, 23].

К одноканальным могут быть отнесены технологические системы, при которых одним станком производится обработка однородных деталей, один наладчик обслуживает ряд станков, однотипную контрольную операцию выполняет один контролер и т. п. Одноканальные технологические системы могут относиться как к замкнутым, так и к разомкнутым системам.

Оценка показателей надежности одноканальных систем по параметрам производительности должна проводиться в зависимости от характера потока заявок и закона распределения продолжительности обслуживания. В данном случае система *разомкнутая, число клиентов и время ожидания обслуживания не ограничены*. Особенности одноканальной разомкнутой системы и выражения для определения основных ее показателей в установившемся режиме приведены в табл. 5.1. За интенсивность обслуживания α принято отношение $\alpha = \lambda/\mu$, где λ — параметр потока заявок; $\mu = 1/\bar{t}_{об}$ — величина, обратная среднему времени выполнения одной заявки.

Для случая, когда поток заявок простейший, а продолжительность обслуживания распределена по экспоненциальному закону и не наложено ограничений на продолжительность ожидания обслуживания, система дифференциальных уравнений имеет вид

$$(d/dt) P_k(t) = \lambda P_{k-1}(t) + \mu P_{k+1}(t) - (\lambda + \mu) P_k(t), \quad k > 0; \quad (5.5)$$

$$(d/dt) P_0(t) = -\lambda P_0(t) + \mu P_1(t). \quad (5.6)$$

Если P_k не зависит от t , т. е. если процесс стационарный, то состояние системы описывается системой линейных уравнений

$$\lambda P_{k-1} + \mu P_{k+1} - (\lambda + \mu) P_k = 0; \quad k > 0;$$

$$-\lambda P_0 + \mu P_1 = 0.$$

Таблица 5.1

Показатель системы	Поток заявок простейшей, Продолжительность обслуживания			Поток заявок регулярированной, Продолжительность обслуживания — по экспоненциальному закону
	1 по экспоненциальному закону	2 постоянная	3 по произвольному закону с дисперсией	
λ				4
Вероятность простоя технологической ячейки	$P_0 = 1 - \alpha$	$P_0 = 1 - \alpha$	—	$P_0 = 1 - e^{-\mu P_0 \delta}$ $\delta = 1/\lambda$
Вероятность наличия в системе n заявок	$P_k = (1 - \alpha) \alpha^k$	$P_k = (1 - \alpha) (e^\alpha - 1)$	—	$P_n = P_0 (1 - P_0)^n$
Среднее число заявок в системе	$\bar{k} = \frac{\alpha}{1 - \alpha}$	$\bar{k} = \alpha + \frac{\alpha^2}{2(1 - \alpha)}$	$\bar{k} = \alpha + \frac{\alpha^2 + \lambda^2 \sigma_k^2}{2(1 - \alpha)}$	$\bar{k} = \frac{1 - P_0}{P_0}$
Среднее число заявок в очереди	$\hat{v} = \frac{\alpha^2}{1 - \alpha}$	$\hat{v} = \frac{\alpha^2}{2(1 - \alpha)}$	—	—
Среднее время ожидания обслуживания	$\bar{t}_t = \frac{1}{\mu} \frac{\alpha}{1 - \alpha}$	$\bar{t}_t = \frac{1}{\mu} \frac{\alpha}{2(1 - \alpha)}$	$\bar{t}_t = \frac{1}{\lambda} \frac{\lambda^2 \sigma_0^2 + \alpha^2}{2(1 - \alpha)}$	$\bar{t}_t = \frac{1}{\mu} \frac{1 - P_0}{P_0}$
Среднее время нахождения заявки в системе	$\bar{t}_s = \frac{1}{\mu} \frac{1}{1 - \alpha}$	$\bar{t}_s = \frac{1}{\mu} \frac{2 - \alpha}{2(1 - \alpha)}$	$\bar{t}_s = \frac{1}{\lambda} \left[\alpha + \frac{\lambda^2 \sigma_0^2 + \alpha^2}{2(1 - \alpha)} \right]$	—
Вероятность того, что заявка будет ожидать обслуживания	$P(t > 0) = \alpha$	$P(t > 0) = \alpha$	—	$P(t > 0) = e^{-\mu P_0 \delta}$ $\delta = 1/\lambda$
Вероятность того, что заявка будет ожидать обслуживания больше времени t	$P(t > t) = \alpha e^{-\mu t(1 - \alpha)}$	$P(t > t) = \alpha \sum_{i=0}^{\infty} e^{-\alpha(i - \mu t)} \times$ $\times \frac{[\alpha(t - \mu t)]^i}{i!}$	—	$P(t > t) = (1 - P_0) e^{-\mu P_0 \delta}$ $\delta = 1/\lambda$

Вероятность того, что в системе находится k требований, составит

$$P_k = (1 - \alpha) \alpha^k = \left(1 - \frac{\lambda}{\mu}\right) \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k,$$

где $k = 0, 1, 2, \dots$; $0 < \alpha/\mu < 1$.

Ячейка обслуживания не всегда бывает занята, поэтому среднее число требований, находящихся в обслуживании, равно не 1, а $1 - P_0$ и средний объем бункерных устройств определяется по формуле

$$\bar{v} = \bar{k} - 1 + P_0 = \alpha^2 / (1 - \alpha).$$

Выражения для определения других характеристик системы приведены в табл. 5.1. В этой же таблице даны расчетные формулы для случая, когда:

поток заявок простейший, продолжительность обслуживания каждой заявки постоянна и равна $1/\mu$;

поток заявок регулярный, т. е. поступает через равные промежутки времени $\delta = 1/\lambda$; продолжительность обслуживания подчиняется экспоненциальному закону;

поток заявок простейший; продолжительность обслуживания распределена по произвольному закону, дисперсия распределения времени обслуживания задана и равна σ_0^2 . Оценки \bar{k} , \bar{i}_r , \bar{i}_s для этого случая получены Кендаллом.

Сравнение выражений табл. 5.1 для определения \bar{v} и \bar{i}_r в случаях, когда время обслуживания подчинено экспоненциальному закону и является постоянной величиной, показывает, что в последнем случае среднее число заявок в очереди и среднее время ожидания обслуживания в два раза меньше, чем при экспоненциальном времени обслуживания. Это указывает на то, что при проектировании технологических систем и при организации производства необходимо стремиться к тому, чтобы время выполнения отдельных операций в максимальной системе приближалось к постоянной величине и имело минимальный разброс. Такой же вывод следует из выражений Кендалла (графа 3 табл. 5.1) для случая, когда распределение времени обслуживания произвольное.

Если техническая система замкнутая, одноканальная, объем заявок и число клиентов ограничено и равно m , а время ожидания обслуживания не ограничено, то показатели надежности системы можно рассчитывать по следующим формулам:

Показатель	Формула для расчета
Вероятность простоя технологической системы	$P_0 = \left[1 + \sum_{n=1}^m \frac{m! \alpha^n}{(m-n)!} \right]^{-1}$
Вероятность наличия в системе n заявок	$P_n = \frac{m! \alpha^n}{(m-n)!} P_0, \quad 0 < n \leq m$

Показатель	Формула для расчета
Среднее число заявок в системе	$\bar{n} = m - \frac{1}{\alpha} (1 - P_0)$
Среднее число заявок в очереди	$\bar{v} = m - \frac{1 + \alpha}{\alpha} (1 - P_0)$
Среднее время ожидания обслуживания	$\bar{t}_f = \frac{1}{\mu} \left[\frac{m}{1 - P_0} - \frac{1 + \alpha}{\alpha} \right]$
Среднее время нахождения заявки в системе	$\bar{t}_S = \frac{1}{\mu} \left[\frac{m}{1 - P_0} - \frac{1}{\alpha} \right]$
Вероятность того, что заявка будет ожидать обслуживания	$P(t > 0) = \frac{\sum_{n=1}^m \frac{m! \alpha^n}{(m-n)!}}{1 + \sum_{n=1}^m \frac{m! \alpha^n}{(m-n)!}}$

Здесь рассмотрены только случаи, когда не накладывается ограничений на продолжительность ожидания. Параметры одноканальных систем с ограничениями на продолжительность ожидания могут быть получены из выражений, приведенных в описании технических многоканальных систем как частные случаи для числа каналов $S = 1$.

Выше рассматривались случаи, когда не накладывалось никаких ограничений на срочность обслуживания. Однако на практике могут быть срочные заказы, которые необходимо выполнять в первую очередь. Такие системы называются системами с приоритетом. Обычно различают системы с абсолютным и относительным приоритетом. В системах с абсолютным приоритетом без ограничения на длину очереди заявка, обладающая приоритетом, немедленно принимается к обслуживанию каналом, занятым обслуживанием заявки без приоритета в обслуживании. После того, как требование, обладающее приоритетом, обслужено и в очереди нет других приоритетных требований, возобновляется прерванное обслуживание требования, не обладающего приоритетом. При этом может быть несколько ситуаций:

1. требование, обслуживание которого было прервано, начинает обслуживаться заново;

2. обслуживание требования начинается с того места, где оно было прервано;

3. требование, обслуживание которого было прервано, покидает систему (теряется).

В системах с относительным приоритетом требование, не обладающее приоритетом, обслуживается до конца, и только после завершения обслуживания начинается выполняться приоритетная заявка.

Рассмотрим одноканальную систему с абсолютным приоритетом без ограничений на длину очереди. На вход системы поступает два независимых простейших потока требований с интенсивностями λ_1 для заявок с приоритетом и λ_2 — без приоритета. Среднее время обслуживания заявок обоих видов соответственно равно $1/\mu_1$ и $1/\mu_2$; время обслуживания распределено по экспоненциальному закону. При этих условиях нет различий между указанными выше ситуациями. Основные параметры рассматриваемой системы (в стационарном режиме) должны определяться по следующим формулам:

Показатель системы	Формула для расчета
Среднее число приоритетных требований, находящихся в очереди	$\bar{v}_1 = \frac{\alpha_1^2}{1 - \alpha_1}$
Среднее время пребывания в очереди требования, обладающего приоритетом	$\bar{t}_{ож 1} = \frac{\bar{v}_1}{\lambda_1} = \frac{1}{\mu_1} \frac{\alpha_1}{1 - \alpha_1}$
Среднее время пребывания в системе требования, обладающего приоритетом	$\bar{t}_{пр} = \frac{1}{\mu_1} \frac{1}{1 - \alpha_1} = \bar{t}_{ож 1} + \bar{t}_{обс 1}$
Среднее число неприоритетных требований, находящихся в системе	$v_2 = \frac{\alpha_2}{1 - \alpha} \left[1 + \frac{\mu_2}{\mu_1} \frac{\alpha_1}{1 - \alpha_1} \right],$ $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$
Среднее время пребывания в системе требования, не обладающего приоритетом	$\bar{t}_{пр 1} = \bar{t}_{ож 1} + \frac{1}{\mu_2}$
Среднее время ожидания требования, не обладающего приоритетом	$\bar{t}_{ож 1} = \frac{1}{\mu_2} \frac{\frac{\mu_2}{\mu_1} \frac{\alpha_1}{1 - \alpha} + \alpha}{1 - \alpha}$ $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$

Рассмотрим многоканальные технические системы, в которых один поток заявок обслуживается несколькими одинаковыми ячейками, например в тех случаях, когда обработка поступающих в цех заявок производится на нескольких однотипных машинах, когда техническое обслуживание или ремонт изделий может проводиться несколькими рабочими, когда контроль годности изделий проводится несколькими контролерами и т. д. Оценку параметров таких систем будем проводить в зависимости от дисциплины обслуживания.

Классической многоканальной системой принято называть систему, в которой заявки могут быть отнесены к категории «терпеливых клиентов», т. е. если заявка поступила в систему, то она будет ожидать обслуживания сколько угодно и не покинет систему, пока не будет полностью обслужена. При этом если хотя бы одна ячейка не занята, то вновь поступающая заявка немедленно поступает на обслуживание. Если S каналов занято, то заявка вынуждена ожидать обслуживания, т. е. обра-

зуется очередь. Во всех случаях, когда $k > S$, образуется очередь из $(k - S)$ требований.

Рассмотрим систему, когда поток заявок — пуассоновский с параметром λ , а время обслуживания подчинено экспоненциальному закону со средним $1/\mu$. Будем предполагать, что во всех ячейках параметр μ одинаков. Обозначим интенсивность обслуживания через $\alpha = \lambda/\mu$; $\alpha < S$, так как в противном случае в системе будет создаваться бесконечно большая очередь. Такая система неработоспособна.

Уравнения состояния разомкнутой системы имеют вид

$$\begin{aligned} (d/dt) P_0(t) &= -\lambda P_0(t) + \mu P_1(t); \\ (d/dt) P_k(t) &= -(\lambda + k\mu) P_k(t) + \lambda P_{k-1}(t) + (k+1)\mu P_{k+1}(t); \\ 1 \leq k < S; \\ (d/dt) P_k(t) &= -(\lambda + S\mu) P_k(t) + \lambda P_{k-1}(t) + S\mu P_{k+1}(t), \quad k > S. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Для установившегося процесса, когда $P_k(t) = P_k = \text{const}$, уравнения (5.7) примут вид

$$\begin{aligned} \lambda P_0 &= \mu P_1; \\ (\lambda + k\mu) P_k &= \lambda P_{k-1} + (k+1)\mu P_{k+1}, \quad 1 \leq k < S; \\ (\lambda + S\mu) P_k &= \lambda P_{k-1} + S\mu P_{k+1}, \quad k \geq S. \end{aligned}$$

Решая эту систему линейных уравнений, найдем, что

$$\begin{aligned} P_k &= P_0 \alpha^k / k!, \quad 1 \leq k < S; \\ P_k &= P_0 \alpha^k / (S! S^{k-S}), \quad k \geq S. \end{aligned}$$

Величину P_0 определяют из условия, что

$$\sum_{k=0}^{\infty} P_k = 1. \quad (5.8)$$

Раскрыв выражение (5.8), найдем, что

$$\begin{aligned} P_0 \left[1 + \frac{\alpha}{1!} + \frac{\alpha^2}{2!} + \dots + \frac{\alpha^{S-1}}{(S-1)!} + \right. \\ \left. + \frac{\alpha^S}{S!} \left(1 + \frac{\alpha}{S} + \frac{\alpha^2}{S^2} + \dots \right) \right] = 1. \end{aligned}$$

Отсюда

$$P_0 = \left[\frac{\alpha^S}{S! (1 - \alpha/S)} + \sum_{k=0}^{S-1} \frac{\alpha^k}{k!} \right]^{-1}. \quad (5.9)$$

Среднее число требований \bar{k} в системе и очереди \bar{v} определяются из выражений

$$\bar{k} = \sum_{k=0}^{\infty} k P_k; \quad \bar{v} = \sum_{k=S+1}^{\infty} (k - S) P_k.$$

Среднее число незанятых ячеек

$$\bar{p} = \sum_{k=0}^S (S - k) P_k$$

Величины \bar{k} , \bar{v} , \bar{p} связаны соотношениями

$$\bar{k} = \bar{v} + S - \bar{p} = \bar{v} + \alpha,$$

где \bar{p} — среднее число незанятых ячеек.

Среднее время ожидания в очереди определяется из соотношения $\bar{v} = \lambda \bar{t}_f$.

Вероятность того, что требование будет ожидать обслуживания, составляет

$$P(t > 0) = P(n \geq S) = \sum_{k=S}^{\infty} P_k = P_0 \frac{\alpha^S}{S! (1 - \alpha/S)}. \quad (5.10)$$

В рассмотренных системах не налагалось никаких ограничений на время ожидания обслуживания. Практически важной является ситуация, когда заявка начинает сразу обслуживаться, если хотя бы одна технологическая ячейка свободна, либо покидает данную систему, если в момент ее поступления все ячейки заняты.

Решение этой задачи было получено Эрлангом для пуассоновского потока заявок и показательного распределения времени обслуживания. Затем Б. А. Севастьянов показал, что формулы Эрланга справедливы для произвольного непрерывного закона распределения времени обслуживания, имеющего конечное математическое ожидание.

Рассмотрим классическую многоканальную систему с отказами. На вход технической системы с S каналами поступает простейший поток заявок с интенсивностью λ . Интенсивность простейшего потока обслуживания каждого канала равна μ . Если заявка застала свободным хотя бы один канал, то она принимается к обслуживанию любым из свободных каналов и обслуживается до конца; если заявка застала все S каналов занятыми, то она покидает систему необслуженной. Основные параметры такой системы рассчитываются по следующим формулам:

Показатель системы

Выражения для расчета параметров

Вероятность того, что все ячейки свободны

$$P_0 = \left[\sum_{k=0}^S \frac{\alpha^k}{k!} \right]^{-1}$$

Вероятность того, что в системе занято k ячеек

$$P_k = P_n(k) = \frac{P_0}{k!} \left(\frac{\nu}{\mu} \right)^k = P_0 \frac{\alpha^k}{k!} = \frac{\alpha/k!}{\sum_{k=0}^S \frac{\alpha^k}{k!}}$$

Показатель системы	Выражения для расчета параметров
Вероятность отказа очередной заявки в обслуживании	$P_{\text{отк}} = P_0 \frac{\alpha^S}{S!}$
Среднее число занятых ячеек	$\bar{S} = \sum_{k=1}^S \frac{\alpha^k}{(k-1)!} P_0$
Среднее число ячеек, свободных от обслуживания	$\bar{p} = \sum_{k=r}^{S-1} \frac{\alpha^k (S-k)}{k!} P_0$
Вероятность того, что заявка будет обслужена	$P_{\text{обс}} = 1 - P_{\text{отк}} = 1 - P_0 \frac{\alpha^S}{S!}$

Пусть для такой технической системы вероятность того, что принятая заявка будет обслужена в соответствии с требованиями технологической документации, равна P . Тогда вероятность того, что поступающая на данную операцию заготовка (заявка) будет обработана и не будет иметь дефектов, составит

$$P_a = P \left[1 - \frac{\alpha^S}{S!} \left(\sum_{k=0}^S \frac{\alpha^k}{k!} \right)^{-1} \right],$$

где P — вероятность выполнения задания по одной заявке.

Рассмотрим еще *многоканальную систему с отказами и полной взаимопомощью*. Пусть на вход S -канальной системы поступает простейший поток заявок с интенсивностью λ . Интенсивность простейшего потока обслуживания каждого канала μ . Дисциплина обслуживания следующая. Если заявка застает все ячейки свободными, то она принимается на обслуживание и обслуживается одновременно всеми S ячейками. При этом производительность обслуживания увеличивается в S раз, т. е. интенсивность суммарного потока обслуживания равна $S\mu$. После окончания обслуживания все S каналов освобождаются одновременно. Если вновь прибывшая заявка застает в системе только одну заявку, то она принимается на обслуживание. В этом случае часть ячеек обслуживает 1-ю заявку, а часть — 2-ю; при этом распределение ячеек по заявкам может быть произвольное. Если прибывают 3-я, 4-я, ..., S -я заявки, то они принимаются на обслуживание. Если вновь прибывшая заявка застает в системе S заявок, то она получает отказ и не обслуживается. Если обслуживание какой-либо заявки окончено, то освободившиеся ячейки обслуживают другие заявки, находящиеся в системе. В результате такой дисциплины обслуживания все ячейки системы или заняты обслуживанием, или все свободны.

Эти системы имеют большое распространение в производственной практике. К ним могут относиться группы контролеров, проводящих проверку деталей, которые поступают партиями одинакового объема (партия деталей принимается за одну заявку).

Такая же дисциплина обслуживания возможна при техническом обслуживании или ремонте техники.

Решение стационарного состояния системы с полной взаимопомощью изложено в работе Т. Саати [40].

Основные параметры многоканальной системы с отказами и полной взаимопомощью рассчитываются по следующим формулам, где принято, что $\chi = \lambda/\mu = \alpha/n$.

Показатель системы	Формула для расчета
Вероятность того, что в системе нет заявок (ячейки свободны)	$P_0 = \frac{1 - \chi}{1 - \chi^{S+1}}$
Вероятность того, что в системе находится k заявок	$P_k = \chi^k \frac{1 - \chi}{1 - \chi^{S+1}},$ $k = 0, 1, \dots, S, \chi \neq 1;$ $P_k = 1/(S+1), \chi = 1$
Вероятность того, что заявка будет обслужена	$P_{обс} = \begin{cases} \frac{1 - \chi^S}{1 - \chi^{S+1}} & \text{при } \chi \neq 1; \\ S/(S+1) & \text{при } \chi = 1 \end{cases}$
Среднее число заявок, находящихся в системе	$\bar{k} = \frac{1 - \chi^S [S(1 - \chi) + 1]}{(1 - \chi)(1 - \chi^{S+1})}$
Среднее число занятых обслуживанием ячеек	$\bar{S}_{обс} = \begin{cases} kS \left(\frac{1 - \chi^S}{1 - \chi^{S+1}} \right) & \text{при } \chi \neq 1; \\ S^2/(S+1) & \text{при } \chi = 1 \end{cases}$
Среднее время простоя канала	$\bar{t}_{пр} = 1/\lambda$
Среднее время занятости канала обслуживания	$\bar{t}_{обс} = \frac{1}{\lambda} \frac{1 - P_0}{P_0}$
Вероятность того, что система полностью загружена	$P_a = \begin{cases} \frac{\chi^S - \chi^{S+1}}{1 - \chi^{S+1}} & \text{при } \chi \neq 1 \\ 1/(S+1) & \text{при } \chi = 1 \end{cases}$
Вероятность того, что ячейка занята	$P_S = \bar{S}_{обс}/S$

Наиболее общим для технических систем является случай, когда наложены ограничения на длину очереди. Поэтому рассмотрим *многоканальную систему с ожиданием*. В этом случае заявка покидает технологическую систему, если в очереди находится уже m заявок. Если в системе имеются свободные ячейки или длина очереди меньше m , то заявка или поступает на обслуживание, или становится в очередь. Дисциплина обслуживания будет приниматься такой же, как и ранее, т. е. заявки обслуживаются в порядке поступления. Однако следует заметить, что при пуассоновском потоке заявок дисциплина обслуживания не

влияет на основные параметры системы, она влияет только на закон распределения времени пребывания заявки в очереди.

Как и ранее, будем считать, что в системе имеется S каналов, поток заявок — пуассоновский с интенсивностью λ ; время обслуживания распределено по показательному закону с параметром μ . Выражения для расчета основных параметров такой системы для установившегося режима следующие:

Показатель системы	Формулы для расчета
Вероятность нахождения всех ячеек свободными	$P_0 = \left[1 + \sum_{k=1}^S \frac{\alpha^k}{k!} + \frac{\alpha^S}{S!} \sum_{r=1}^m \left(\frac{\alpha}{S} \right)^r \right]^{-1}$
Вероятность того, что занято k ячеек	$P_k = \frac{\alpha^k}{k!} P_0, \quad k = 1, 2, \dots, S$
Вероятность того, что занято ровно S ячеек, очереди нет	$P_S = \frac{\alpha^S}{S!} P_0$
Вероятность того, что все S ячеек заняты, в очереди находится v заявок	$P_{S+v} = \frac{\alpha^S}{S!} \left(\frac{\alpha}{S} \right)^v P_0$
Вероятность того, что заявка покинет систему необслуженной	$P_{S+m} = \frac{\alpha^S}{S!} \left(\frac{\alpha}{S} \right)^m P_0$
Вероятность того, что заявка будет обслужена	$P_{\text{обс}} = 1 - P_{S+m}$
Среднее число ячеек, занятых обслуживанием	$\bar{S}_{\text{обс}} = \alpha P_{\text{обс}}$
Вероятность того, что канал занят	$P_{\text{зан}} = \frac{\bar{S}_{\text{обс}}}{S}$
Среднее число заявок, находящихся в очереди	$\bar{v} = \begin{cases} P_S \frac{\alpha}{S} \times \\ \times \frac{1 - \left(\frac{\alpha}{S} \right)^m \left[S \left(1 - \frac{\alpha}{S} \right) + 1 \right]}{\left(1 - \frac{\alpha}{S} \right)^2} & \text{при } \alpha/S \neq 1; \\ P_S \frac{m(m+1)}{2} & \text{при } \alpha/S = 1 \end{cases}$
Среднее число заявок, находящихся в системе	$\bar{k} = P_0 \left[\sum_{k=0}^{S-1} \frac{\alpha^k}{k!} + \frac{\alpha^S}{(S-1)!} \sum_{r=1}^m \left(\frac{\alpha}{S} \right)^r \right]$

Показатель системы	Формула для расчета
Среднее время пребывания заявки в очереди	$\bar{i}_f = \frac{\bar{v}}{\lambda}$
Среднее время пребывания заявки в системе	$\bar{i}_s = \frac{\bar{v} + \bar{k}}{\lambda}$

Для систем бытового обслуживания типична ситуация, когда в нее поступают отдельные задания, продолжительность выполнения которых различна и может быть описана некоторой функцией распределения. Так, различна продолжительность операций химчистки, стирки партии белья и т. п.

Пусть невозстанавливаемая система имеет некоторую вероятность безотказной работы $P(t)$. Плотность распределения и функции распределения длительности выполнения задания равны соответственно $g(t)$ и $G(t)$.

Вероятность выполнения задания, т. е. вероятность того, что за время t отказа системы не произойдет, будет

$$P = \int_0^{\infty} P(t) g(t) dt.$$

Рассмотрим случай, когда распределение наработок до отказа подчинено экспоненциальному закону с параметром λ . В этом случае вероятность выполнения задания зависит только от вида функции распределения длительности выполнения заданий [18]:

при $g(t) = (1/t_0) e^{-t/t_0}$ вероятность выполнения задания

$$P = 1/(1 - \lambda t_0);$$

при $g(t) = (1/\sqrt{2\pi}\sigma) e^{-(t-t_0)^2/2\sigma^2}$ получаем

$$P = \exp[-\lambda t_0 + \sigma^2 \lambda^2 / 2].$$

§ 4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Методы обеспечения надежности при эксплуатации. Под эксплуатацией понимается стадия жизненного цикла изделий, при которой реализуется их качество. Эксплуатация в общем случае включает этапы использования изделий по назначению, транспортирования, хранения, технического обслуживания и ремонта. На стадии использования изделий по назначению производится выполнение изделием своего функционального назначения, т. е. реализация тех функций, ради которых оно изготовлено. Именно на этой стадии проявляется свойство надежности изделий. Однако изделие будет работоспособно и его показатели надежности будут отвечать требованиям нормативно-технической документации (НТД), если его использование производится в полном

соответствии с требованиями НТД, с требованиями, указанными в паспорте изделий или в правилах его использования.

Каждое новое изделие создается для целевого его применения с учетом условий эксплуатации. Его первоначальные (исходные) свойства и показатели надежности закладываются при проектировании, реализуются при изготовлении и наиболее полно и точно проявляются при эксплуатации в реальных условиях. С целью повышения эффективности эксплуатации на всех этапах создания изделия отрабатывают на надежность.

Отработка заключается в повышении показателей всех свойств надежности выбором рациональных конструктивных форм деталей, конструкционных материалов, принципиальных схем соединения элементов, режимов эксплуатации и т. д. Отработка на ремонтпригодность предусматривает три основных направления:

снижение потребности в техническом обслуживании и ремонтах путем повышения безотказности, долговечности и сохраняемости;

повышение эксплуатационной и ремонтной технологичности; ограничение требований к квалификации обслуживающего и ремонтного персонала.

Этого достигают выполнением требований стандартизации, унификации, преемственности технологических процессов технического обслуживания и ремонта конструктивно однотипных машин, контролепригодности, соблюдением принципов рационального расчленения и расположения сборочных единиц, доступности, легкосъемности и взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, приспособленности составных частей для выполнения регулировочно-доводочных работ, выполнением требований к транспортированию, хранению и т. д.

Все конструктивные и производственно-технологические факторы и мероприятия направлены на повышение межремонтного ресурса и возможность быстрого восстановления исправности или работоспособности изделия, параметры и показатели надежности которого снижаются под влиянием комплекса эксплуатационных факторов. Они же являются первыми исходными данными для разработки методов и программ технического обслуживания и ремонтов; определяют затраты труда, денежных средств, материалов, запчастей, комплектующих изделий и энергетических ресурсов на техническое обслуживание и ремонт изделий. Для большинства изделий эти затраты за период эксплуатации значительно превышают затраты на их изготовление, что объясняется недостаточной отработкой конструкций изделий на надежность. Исходные качества изделий во многом определяют также затраты на подготовку и процесс производства.

Недостаточный уровень надежности может проявляться через недостаточную безопасность изделий, участвующих в производственном процессе. Некоторые технологические (физико-химиче-

ские) процессы осуществляются в изделиях, например в машинах и установках для химической чистки, и представляют иногда опасность для обслуживающего персонала (потенциально опасные процессы). В этих случаях даже незначительные повреждения изделий, часто не влияющие на процесс их функционирования, приводят к отказам, аварийным ситуациям или предельным состояниям изделий, обусловленным требованиями безопасности, запрещающими дальнейшую эксплуатацию изделий.

Комплекс свойств объектов эксплуатации характеризует надежность, безопасность и экономическую эффективность (например, производительность, качество и себестоимость продукции и т. д.). Все возможные состояния каждого конкретного изделия характеризуются свойством сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования, а также требования безопасности к изделиям и производственным процессам, в которых функционирует изделие. Все эти требования взаимосвязаны и определяют основные состояния изделий.

В период эксплуатации под влиянием многочисленных эксплуатационных, внешних и внутренних факторов, особенно физико-химических процессов, протекающих в изделиях, начальные свойства изделий (показатели надежности, параметры, режимы, признаки и т. д.) изменяются в широких пределах. Каждое из основных состояний характеризуется совокупностью значений параметров, описывающих состояние изделия и качественных признаков, для которых не применяют количественные оценки. Номенклатуру этих параметров и признаков и пределы допустимых их изменений устанавливают в НТД на изделие.

По результатам диагностирования, испытаний или анализа может быть установлено одно из множества R возможных технических состояний изделия r_i : исправное $r_{и}$, работоспособное r_p , неработоспособное (непредельное) $r_{нр}$, предельное $r_{пр}$. В процессе эксплуатации эти состояния меняются. Поэтому процессом изменения технического состояния изделия называется объективный процесс, который образуется под воздействием эксплуатационных факторов и представляет собой последовательную во времени смену состояний. Переход изделия из одного состояния в другое происходит вследствие повреждения (из исправного в неисправное состояние) или отказа (из исправного или работоспособного в неработоспособное состояние). Обратный переход осуществляется с помощью операций технического обслуживания и ремонта.

Этапы технического обслуживания и ремонта предназначены для поддержания и восстановления работоспособного состояния изделий. Совокупность взаимосвязанных средств, документации технического обслуживания и ремонта и исполнителей, необхо-

димых для поддержания и восстановления качества изделий, образует систему технического обслуживания и ремонта техники (СТОИРТ). Основные понятия этой системы регламентированы в ГОСТ 18322—78 «Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения».

Техническим обслуживанием называется комплекс операций или операция по поддержанию работоспособности или исправности изделия при использовании по назначению, ожидании, хранении и транспортировании.

Техническое обслуживание бытовой техники обычно подразделяется на периодическое, сезонное, регламентированное, с периодическим или непрерывным контролем.

Периодическим называется техническое обслуживание, выполняемое через установленные в эксплуатационной документации значения наработки или интервалы времени, *сезонным* — техническое обслуживание, выполняемое для подготовки изделия к использованию в осенне-зимних или весенне-летних условиях. Техническое обслуживание, предусмотренное в НТД и выполняемое с периодичностью и в объеме, предусмотренными в ней, независимо от технического состояния изделия в момент начала технического обслуживания называется *регламентированным*. К техническому обслуживанию *с периодическим контролем* относятся такие виды технического обслуживания, при которых контроль технического состояния выполняется с установленными в НТД периодичностью и объемом, а объем остальных операций определяется техническим состоянием изделия в момент начала технического обслуживания. Техническое обслуживание, предусмотренное в НТД и выполняемое по результатам непрерывного контроля технического состояния изделия, называется *техническим обслуживанием с непрерывным контролем*.

Техническое обслуживание может выполняться непосредственно потребителем бытовой техники, эксплуатационным персоналом или персоналом, специализированным на данных операциях. Техническое обслуживание может осуществляться также специализированными организациями или предприятиями-изготовителями.

Комплексе операций по восстановлению исправности или работоспособности изделий и восстановлению ресурсов изделий или их составных частей называется *ремонт*ом. Обычно различают капитальный, средний и текущий ремонты.

Капитальным называется ремонт, выполняемый для восстановления исправности и полного или близкого к полному восстановлению ресурса изделия с заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые. К *среднему* ремонту относится ремонт, выполняемый для восстановления исправности и частичного восстановления ресурса изделий с заменой или восстановлением составных частей ограниченной номенклатуры. *Текущим* называется ремонт, выполняемый для обеспечения и восстанов-

ления работоспособности изделий и состоящий в замене и (или) восстановлении отдельных частей.

Средствами технического обслуживания и ремонта называются средства технологического оснащения и сооружения, предназначенные для выполнения технического обслуживания и ремонта.

Методом технического обслуживания или ремонта называется совокупность технологических и организационных правил выполнения операций технического обслуживания или ремонта.

Техническое обслуживание и ремонт могут осуществляться с регламентированной периодичностью или в сроки, устанавливаемые в зависимости от фактического состояния объекта.

Техническое обслуживание и ремонт с регламентированной периодичностью могут проводиться через определенную априори календарную продолжительность, ресурс, наработку. Основным достоинством этого метода является простота планирования технического обслуживания и ремонта. Этим же объясняется и его широкое распространение во всех отраслях промышленности. Однако он не обеспечивает оптимальных значений ресурса до ремонта, периодичности и объемов работ, которые обеспечили бы максимальную экономическую эффективность и безопасность эксплуатации оборудования. Объясняется это тем, что наработка до отказа и ресурс до предельного состояния являются случайными величинами, к моменту проведения регламентированного ремонта отдельные элементы изделий будут находиться в различных состояниях (по исчерпанному ресурсу).

Для повышения эффективности системы технического обслуживания и ремонта техники в настоящее время широко распространяются методы технического обслуживания и ремонта по состоянию с контролем уровня надежности и по состоянию с контролем параметров, определяющих техническое состояние объекта.

Метод технического обслуживания и ремонта по состоянию с контролем уровня надежности характеризуется тем, что объекты эксплуатируются до тех пор, пока фактический уровень безотказности не выйдет за допустимый уровень. Этот метод может быть применен для агрегатов, отказы которых не влияют на безопасность объекта. Применение метода ограничивается трудностями решения организационных задач: наличия ЭВМ для контроля уровня надежности, обученного персонала, возможности организации оперативного сбора информации о надежности для совокупности однотипных объектов или их агрегатов и др. Решение о целесообразности применения метода технического обслуживания и ремонта с контролем уровня надежности принимается при экономической эффективности данного метода по сравнению с другими [1].

Метод технического обслуживания и ремонта по состоянию с контролем параметров характеризуется применением периоди-

ческого или непрерывного контроля параметров для принятия решения о сроках постановки объекта в ремонт и объеме ремонтных работ. В ремонт направляются только объекты, имеющие отклонения параметров за пределы установленного допуска, а исправные используются по назначению.

Основой этого метода является техническое диагностирование как средство для оценки и прогнозирования технического состояния объекта. Метод является плано-предупредительным, но в отличие от метода технического обслуживания и ремонта по ресурсу в этом случае планируемыми являются периодичность и объем работ по техническому диагностированию, а предупредительный характер метода обеспечивает постоянным наблюдением за техническим состоянием объектов с целью своевременного выявления предотказного состояния.

Из перечисленных трех методов технического обслуживания и ремонта наиболее прогрессивным является метод технического обслуживания и ремонта по состоянию. Применение метода ограничивается возможностями технического диагностирования, недостаточно разработанными методами и средствами для технического диагностирования объектов и т. д. Следует отметить также, что ни один из перечисленных методов не применяется для обслуживания всех агрегатов сложных технических систем, в том числе и в бытовом обслуживании. Для этих систем применяется система технического обслуживания и ремонта, основанная на комбинации всех методов. Практически она реализуется следующим образом.

Планирование периодичности и объемов ремонтных работ осуществляется методом технического обслуживания и ремонта по наработке, но сроки постановки в ремонт объектов и объем ремонтных работ корректируются по результатам диагностирования при технических обслуживаниях, ремонтах, при составлении и уточнении дефектных ведомостей. При этом для агрегатов, определяющих эффективность эксплуатации объекта, должна применяться система технического обслуживания и ремонта по состоянию с контролем уровня надежности, для агрегатов, определяющих безопасность и эффективность использования объекта, — система технического обслуживания и ремонта по состоянию с контролем параметров, для остальных агрегатов — система технического обслуживания и ремонта по наработке. Основными условиями предварительного выбора методов являются возможности контроля обеспечения работоспособности, безопасности изделий и процессов и экономическая эффективность технического обслуживания и ремонта (рис. 5.5). Окончательный выбор методов осуществляется при разработке программы технического обслуживания и ремонта.

Непрерывный рост объемов бытовых услуг, усложнение конструкций бытовых машин, приборов и технологического оборудования предприятий (объектов бытовой техники), предназначен-

ного для технического обслуживания, ремонта и выполнения других заказов населения, требуют постоянного совершенствования системы бытового обслуживания. Эффективность управления системой на всех ее уровнях может быть обеспечена только на основе программно-целевого подхода [35]. Главным в этом подходе является научно обоснованное определение цели системы и ее декомпозиции на подцели разных уровней.

Развитие системы технического обслуживания и ремонта объектов бытовой техники связано с расширением номенклатуры применяемых методов управления надежностью и техническим состоянием объектов, переходом от статических форм к саморегулирующимся динамичным формам. При этом определяющая роль принадлежит методам технического обслуживания и ремонта объектов. Возрастает роль апостериорной информации, используемой в системах управления с обратной связью при выработке управляющих воздействий на объект и для корректировки программы управления. Возникает необходимость развития про-

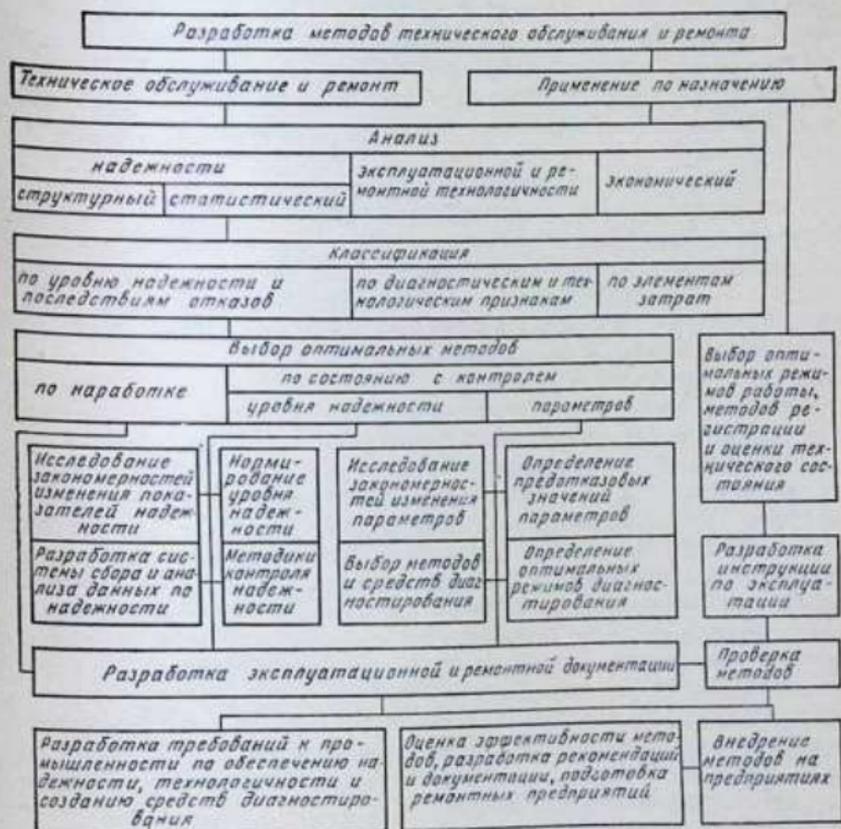


Рис. 5.5. Схема разработки методов технического обслуживания и ремонта

грамм, учета целей, ресурсов и целевых задач эксплуатации объектов, часть из которых реализуется системой технического обслуживания и ремонта.

При разработке систем технического обслуживания и ремонта сферы бытового обслуживания должны учитываться специфические особенности этой отрасли. Применение по назначению машин, приборов и других изделий бытового назначения осуществляет население, их техническое обслуживание и ремонт, а также химическую чистку, стирку, окрашивание и другие операции с различными изделиями осуществляют производственные предприятия отрасли. Предприятия оснащены основным и вспомогательным оборудованием, машинами, аппаратами, приборами, системами и магистралями, предназначенными для выполнения технического обслуживания, ремонта бытовой техники, других заказов населения, изготовления нестандартного оборудования и функционирования предприятий. Значительную часть оборудования составляют объекты, созданные другими отраслями народного хозяйства; применяется и является объектами технического обслуживания и ремонта также импортное оборудование.

Техническое обслуживание и ремонт оборудования, систем и магистралей осуществляются ремонтными службами в ремонтных подразделениях или на специализированных ремонтных предприятиях.

На предприятиях бытового обслуживания населения применяется и подвергается техническому обслуживанию и ремонтам следующее оборудование:

универсальное, используемое в нескольких отраслях промышленности — металлорежущее, кузнечно-прессовое, деревообрабатывающее, строительное, химическое, для электролитических и других покрытий, термическое, электро- и газосварочное, коженное, дубильно-экстрактовое, кожгалантерейное, обувное, швейно-трикотажное, подъемно-транспортное, энергетическое, электротехническое, теплотехническое, вентиляционное и др.;

предназначенное для эксплуатации в отрасли службы быта — для ремонта радиоэлектронной и электрической аппаратуры, бытовой техники, кинофоторабот, парикмахерское; для химической чистки изделий из тканей хлористыми, фтористыми, нефтяными растворителями, химическими реагентами и стирки водными растворами (в основном щелочными) — машины и установки автоматические, автоматизированные, тоннельные, опрокидного и карусельного типов, автоматические поточные линии, которые включают в себя машины (они могут быть и специального целевого назначения) для отжима центрифугированием, прессованием; машины сушильно-гладильные, барабаны, катки, камеры электрические, паровые, вакуумные; прессы гладильные ротационные электрические, паровые, пневматические; аппараты и барки для химического крашения; отделочное оборудование — прессы гладильные, манекены, складыватели; пятновыводные

станки паровые, пневматические и электрические; аппараты меточные, автоматические конвейерные установки с программным управлением; специфичные вентиляционные и очистные системы; системы трубопроводов и магистралей химических реагентов, паровые, водопроводные, воздушные, вакуумные, канализационные; электрические и электронные системы программного управления и др.

Система плано-предупредительного ремонта. В настоящее время во всех отраслях народного хозяйства система технического обслуживания и ремонта осуществляется в виде системы плано-предупредительного ремонта (ППР). В каждой отрасли действует своя система ППР. Необходимость этого объясняется различием видов техники и условиями ее эксплуатации.

Основные принципы системы ППР заключаются в следующем:

1) управление надежностью и работоспособностью оборудования в процессе его эксплуатации обеспечивается проведением плановых, периодически повторяющихся технического обслуживания и ремонтов установленного объема;

2) периодичность и объем технического обслуживания и ремонта устанавливаются требованиями НТД на каждый вид оборудования;

3) периодичность и объем технического обслуживания и ремонта могут корректироваться по результатам контроля технического состояния оборудования. В этом случае в соответствии с требованиями НТД планируются периодичность и объем диагностических проверок;

4) оптимальное управление надежностью и работоспособностью оборудования обеспечивается достаточным количеством технико-экономической информации об эксплуатации действующего оборудования или его аналогов.

Периодичностью технического обслуживания или ремонта называется интервал времени или наработки между данным видом технического обслуживания или ремонта и последующим таким же видом или другим большей сложности. В положениях о ППР применяют частный случай этого определения — межремонтный период — интервал времени или наработки между двумя последовательно проведенными ремонтами. Период времени от начала эксплуатации до первого капитального ремонта или между двумя капитальными ремонтами называется ремонтным циклом. Для поддержания работоспособного состояния оборудования до следующего ремонта в межремонтных периодах проводят техническое обслуживание. Каждый ремонтный цикл заканчивается капитальным ремонтом.

Структурой ремонтного цикла называют совокупность всех видов технического обслуживания и ремонта, проводимых в период ремонтного цикла. Ремонтный цикл за срок службы изделия может несколько раз повторяться. Считается, что количество

таких повторений (капитальных ремонтов) больше двух-трех раз экономически нецелесообразно.

Таким образом, взаимосвязанные периодичность, структура ремонтного цикла и объем технических обслуживаний и ремонтов представляют собой программу ППР. Чтобы структура ремонтного цикла была научно обоснована, необходимо провести следующие мероприятия:

1) выполнить структурный анализ объекта технического обслуживания и ремонта с применением основных положений системного анализа;

2) выполнить статистический анализ и получить оценки средних ресурсов основных и вспомогательных элементов функциональных систем объекта, установить функцию плотности рассеивания ресурсов элементов;

3) сгруппировать элементы по средней величине их ресурса с целью назначения моментов их замен по мере выработки ресурса;

4) определить периодичность замен по группам элементов, количество одновременно заменяемых при ремонтах групп элементов, и разработать структуру ремонтного цикла;

5) определить периодичность и объем диагностических проверок для планирования их в каждом межремонтном периоде;

6) по статистическим данным эксплуатации объектов определить средние, средние суммарные и удельные показатели системы ППР (продолжительность, трудоемкость, стоимость) и комплексные показатели (коэффициенты готовности и технического использования).

Периодичность ремонтов T_p оценивают по величине использованного ресурса сборочных единиц и элементов. Замену их стремятся производить не в критический момент времени, предшествующий их отказу, а несколько ранее среднего значения ресурса, стремясь одновременно возможно полнее использовать ресурс заменяемых частей и не допустить их отказа.

При формировании структуры ремонтного цикла по этому принципу периодичность замен T_a устанавливают равной или кратной среднему ресурсу. С учетом рассеивания ресурса, характеризуемого плотностью распределения $f(t)$, появляется некоторая вероятность α отказа элемента до наступления n -го ремонта. Это можно допустить только в тех случаях, когда вероятность отказа α небольшая, а вероятность безотказной работы β находится в допустимых пределах, т. е. $\beta = 1 - \alpha \geq P_d(t_s)$. Если $\beta < P_d(t_s)$, то элемент заменяют раньше, при предыдущем $(n - 1)$ -м ремонте. Ресурс деталей в этом случае значительно недоиспользуется. Чтобы наиболее полно использовать ресурс и при этом обеспечить высокую безотказность изделия при техническом обслуживании, производят контроль параметров сборочных единиц. По результатам контроля принимают решение о замене деталей при $(n + 1)$ -м или последующем ремонте.

Вид ремонта устанавливается по количеству ремонтных работ и затратам, связанным с заменой деталей. При текущем ремонте (Т) осуществляется замена в основном быстроизнашивающихся деталей. При капитальном ремонте (К) производится полная разборка и замена всех деталей с выработанным ресурсом и неисправных, а также полный ремонт или замена базовых деталей. В тех случаях, когда не требуется замен большого количества деталей и допустимо частичное восстановление работоспособности базовых деталей, может быть назначен средний ремонт (С). Его называют также [7] уменьшенным (примерно на 0,5 объема) капитальным ремонтом. В межремонтные периоды проводят плановое периодическое (ТО) и ежесменное (ЕТО) техническое обслуживание, при котором осуществляют в основном чистку, смазку, регулировку сборочных единиц и неплановые замены отказавших элементов. При этом в объем работ плановых ремонтов высшего уровня входят работы каждого ремонта или технического обслуживания нижних уровней. Все это регламентируется положением о ППР оборудования.

Положение о системе ППР является нормативно-техническим документом. В положении установлены нормы на структуры ремонтных циклов и продолжительности периодов между ремонтами и техническими обслуживаниями для различных видов оборудования, действующего в отрасли бытового обслуживания; категории ремонтной сложности этого оборудования и трудоемкость на единицу ремонтной сложности; нормы продолжительности простоев оборудования в ремонтах; нормы амортизационных отчислений. Установлены также должностные права и обязанности, принципы организации ремонтного производства.

Структура ремонтного цикла устанавливает число плановых ремонтов и технических обслуживаний в цикле, их вид и чередование через установленные периоды наработки. Структуру можно представить в буквенном и цифровом, буквенно-цифровом и для наглядности графическом видах [7]. Например, для оборудования химической чистки:

$O - O - O - T - O - O - O - T - O - O - O - T - O - O -$
 $- O - C - O - O - O - T - O - O - O - T - O - O - O -$
 $- T - O - O - O - C - O - O - O - T - O - O - O - T -$
 $- O - O - O - T - O - O - O - K;$

$1K + 2C + 9T + 36TO; T_{\text{ц}} = 4 \text{ ч}; T_{\text{р}} = 4 \text{ м. ц}; TO = 1 \text{ м. ц.}$

Здесь техническое обслуживание (ТО) для сокращения обозначено через О. Значения периодичности в единицах календарного времени приведены в качестве ориентировочных сведений, рассчитанных для нормальных режимов эксплуатации оборудования со средними значениями коэффициента сменности ($k_c = 1,6$) и коэффициента использования ($k_{\text{и}} = 0,75$).

Категория ремонтной сложности R — это условный коэффициент, характеризующий сложность и ремонтпригодность конструкции оборудования для проведения ремонтов и технических обслуживаний в конкретных условиях их осуществления. Обозначение R характеризует общую ремонтную сложность; обозначение r_i — ремонтную сложность частей или элементов оборудования. Например, общая ремонтная сложность механической части может быть равна сумме ремонтных сложностей кинематической, гидравлической (пневматической) систем, т. е. $R_m = r_k + r_g$; общая ремонтная сложность электротехнической части оборудования может быть равна сумме ремонтных сложностей электроаппаратов, приборов и коммутации R_a и электродвигателей приводов R_d , т. е. $R_s = R_a + R_d$. Аналогично определяют ремонтную сложность вентиляционных систем предприятий, систем трубопроводов, магистралей и т. д.

Для расчета затрат труда установлены нормы трудоемкости, применяемые в комплексе с нормами ремонтной сложности. Нормы трудоемкости установлены в человеко-часах для ремонтов и технического обслуживания единицы ремонтной сложности механической и электрической частей оборудования и соотнесены с установленными разрядами тарифной ставки сдельщика. Нормы дифференцированы по видам ремонтных работ (на слесарные, станочные и прочие). Это позволяет расчетом определить затраты труда, необходимое количество рабочих, технологического оборудования для ремонтных работ, расходы на заработную плату рабочих и т. д.

§ 5. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Пусть система состоит из n последовательно соединенных элементов типа S , наработка до отказа которых подчинена экспоненциальному закону. Испытания всех элементов проводятся по плану (N, R, T) , т. е. когда при испытании отказавшие элементы заменяются на новые идентичные. По результатам испытаний элементов необходимо определить нижнюю доверительную границу (НДГ) для вероятности безотказной работы системы $\underline{P}(\tau)$ в течение заданного времени τ . Эта задача эквивалентна определению верхней доверительной границы (ВДГ) интенсивности отказов системы $\bar{\Lambda}$, так как

$$\underline{P} = \exp(-\bar{\Lambda}\tau). \quad (5.11)$$

Для получения оценок $\bar{\Lambda}$ применяется несколько методов [47].

1. По методу, в котором использована асимптотическая сходимость распределения точечной оценки функции от нескольких

неизвестных параметров к нормальному, интенсивность отказов определяется по формуле

$$\bar{\Lambda} = \sum_{S=1}^n \frac{m_S}{t_S} + z_{\alpha} \sum_{S=1}^n \frac{m_S}{t_S^2}. \quad (5.12)$$

где n — число элементов в системе; m_S — количество отказов элементов типа S ; t_S — наработка элементов типа S ; $t_S = N_S T_S$; z_{α} — квантиль нормального распределения; α — доверительная вероятность.

Этот метод применим при наличии большого числа отказов при испытании каждого элемента.

2. По методам, основанным на отыскании максимума функции надежности системы на некотором доверительном множестве, определяемом результатами испытаний элементов, интенсивность отказов находится из выражения

$$\bar{\Lambda} = - \frac{\ln(1 - \alpha)}{\min t_S} = \frac{\chi_{\alpha}^2(2)}{2 \min t_S}. \quad (5.13)$$

где $\chi_{\alpha}^2(2)$ — квантиль хи-квадрат распределения.

Это значит, что НДГ вероятности безотказной работы системы равна НДГ вероятности безотказной работы элемента, имеющего минимальную наработку при испытаниях. Точное решение задачи будет при отсутствии отказов в процессе испытаний у всех элементов [47].

К этому же типу относится метод Линдстрема — Маддена [47], основанный на эквивалентности результатов испытаний отдельных элементов с испытаниями системы объемом, равным минимальному объему испытаний ее элементов; эквивалентное число отказов системы определяется из условия, что при таких испытаниях должна быть получена та же точечная оценка надежности, что и при фактически имевших место испытаниях элементов. При этом методе

$$\bar{\Lambda} = \left[\chi_{\alpha}^2 \left(2 + 2 \sum_{S=1}^n m_S \frac{t_l}{t_S} \right) \right] / 2t_l, \quad (5.14)$$

где $t_l = \min t_S$; $t_S = N_S T_S$.

Выражение (5.14) применимо при любом количестве отказов элементов. В случае, когда число отказов равно нулю, из выражения (5.14) получается выражение (5.13), т. е. точное решение.

Если наработка всех элементов одинакова, т. е. $N_S T_S = t$; $S = \bar{1}, n$, то из выражения (5.14) следует, что

$$\bar{\Lambda} = \left[\chi_{\alpha}^2 \left(2 + 2 \sum_{S=1}^n m_S \right) \right] / 2t. \quad (5.15)$$

Этот случай эквивалентен испытанию системы в целом; выражение (5.15) дает при этом точное решение [47].

При большом числе отказов расчет по формуле (5.14) дает худший результат, чем по формуле (5.12) — оценка получается, как правило, заниженной.

3. Р. С. Судаковым [47] сделано уточнение выражения (5.12) и учтены отклонения от сходимости к нормальному закону при малом числе отказов. Автором получено следующее приближенное выражение:

$$\bar{\Lambda} = \sum_{s=1}^n \frac{m_s}{t_s} + \chi_a^2 \left[2 + 2 \sum_{s=1}^n m_s (t_l/t_s)^2 \right] - 2 \sum_{s=1}^n m_s (t_l/t_s)^2 / 2t_l, \quad (5.16)$$

где $t_l = \min t_s$.

Выражение (5.16) обобщено автором на случай, когда заданное время испытаний для различных блоков τ_s неодинаково и вероятность безотказной работы системы определяется по выражению

$$P = \exp \left[- \sum_{s=1}^n \lambda_s \tau_s \right].$$

В этом случае [54]

$$\bar{P} = \exp \left[- \sum_{s=1}^n \frac{m_s}{v_s} - \frac{C(m')}{v_l} \right],$$

где $v_s = t_s/\tau_s$; $v_l = \min v_s$; $m' = \sum_{s=1}^n m_s (v_l/v_s)^2$;

$$C(m') = [\chi_a^2 (2m' + 2) - 2m_l] / 2.$$

Для оценки надежности более сложных систем, в том числе резервированных, используются методы плоскости, прямоугольника, усеченного прямоугольника и др.

Глава 6. ИСПЫТАНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ МАШИН, ПРИБОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

§ 1. ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ

Согласно ГОСТ 16504—81 под испытанием продукции понимается экспериментальное определение количественных или качественных характеристик свойств объекта:

- как результата воздействия на него;
- при его функционировании;
- при моделировании объекта и (или) воздействий.

Укрупненно испытания классифицируются следующим образом:

Признак классификации	Виды испытаний
Цель испытаний	Контрольные, исследовательские, граничные
Этапы разработки изделия	Доводочные, предварительные, приемочные
Уровень проведения	Ведомственные, межведомственные, государственные
Степень интенсификации процесса	Нормальные, ускоренные, форсированные, сокращенные
Влияние на возможность последующего использования	Разрушающие, неразрушающие
Место проведения	Стендовые, полигонные, эксплуатационные
Вид воздействия	Механические, электрические, акустические, тепловые, гидравлические (пневматические), радиационные, электромагнитные, магнитные, биологические, климатические, химические

К *контрольным* испытаниям относятся испытания, проводимые для контроля качества изделия. Среди контрольных обычно различают *приемо-сдаточные* и *типовые* испытания. Контрольные испытания готовой продукции, проводимые при *приемочном* контроле, называются *приемо-сдаточными*. К *типовым* испытаниям относятся контрольные испытания продукции, проводимые после внесения изменений в конструкцию, рецептуру или технологию изготовления для оценки эффективности и целесообразности внесенных изменений.

Исследовательские испытания — испытания, проводимые для изучения определенных свойств объекта. Исследовательские испытания, проводимые для определения зависимостей между предельно допустимыми значениями параметров изделий и значениями параметров режимов эксплуатации, называются *граничными*.

Доводочные испытания — это испытания, проводимые в процессе разработки изделий для оценки влияния вносимых в него изменений с целью достижения требуемых показателей качества.

К *предварительным* относятся контрольные испытания опытных образцов (партий) изделий, проводимые для определения возможности их предъявления на приемочные испытания. Предварительные испытания организует и проводит предприятие-разработчик с привлечением при необходимости предприятия-изготовителя и предприятий-соисполнителей.

Приемочные испытания — это контрольные испытания опытных образцов (партий) изделий, а также изделий единичного производства, проводимые соответственно для решения вопроса о целесообразности постановки на производство этих изделий или передачи их в эксплуатацию. Эти испытания организует предприятие-разработчик при участии предприятия-изготовителя

и заказчика (основного потребителя). Приемочные испытания проводят комиссии, утверждаемые министерством (ведомством)-разработчиком, или по согласованию с ним министерство (ведомство)-изготовитель. ГОСТ 15.001—73 «Разработка и постановка продукции на производство. Основные положения» допускает, чтобы по отдельным видам изделий комиссию по проведению приемочных испытаний утверждало министерство (ведомство)-заказчик совместно с министерством (ведомством)-разработчиком. По результатам приемочных испытаний комиссия составляет протокол испытаний, на основе которого составляется акт приемки продукции, а для товаров народного потребления — и (или) протокол рассмотрения образца (эталона) продукции на художественно-техническом совете министерства-разработчика. При установлении возможности постановки продукции на производство комиссия определяет объем доработки продукции и технической документации и дает предложение о постановке продукции на производство. Если продукция не может быть рекомендована для постановки на производство в представленном виде, то в акте указывается о дальнейшем направлении работ по совершенствованию продукции и необходимости проведения повторных приемочных испытаний или о прекращении дальнейших работ по разработке продукции.

В зависимости от характера связей между разработчиками, изготовителями и потребителями приемочные испытания могут быть ведомственными, междуведомственными и государственными. *Ведомственные* испытания проводят комиссии из представителей заинтересованного министерства или ведомства, *междуведомственные* — комиссии из представителей нескольких заинтересованных министерств и (или) ведомств, *государственные* испытания проводят государственные комиссии. В соответствии с Постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12.07.79 «Об улучшении планирования и усилении воздействия хозяйственного механизма на повышение эффективности производства и качества работы» проведение государственных испытаний возложено на головные организации по государственным испытаниям важнейших видов продукции; методическое руководство государственными испытаниями возложено на Госстандарт.

Основные права, функции и задачи головных организаций регламентированы РД 50—234—81 «Типовое положение о головной организации по государственным испытаниям важнейших видов продукции производственно-технического и культурно-бытового назначения». Данным документом определено, что головная организация по государственным испытаниям важнейших видов продукции проводит государственные испытания закрепленных за ней видов продукции на соответствие стандартам, техническим условиям и другой технической документации на эту продукцию в целях определения фактических показателей

ее качества, предотвращения постановки на производство технически несовершенной, конструктивно и технологически неотработанной продукции, осуществления контроля за стабильностью ее качества в процессе серийного производства и эксплуатации, а также создания условий для осуществления сертификации продукции.

Функции головных организаций могут возлагаться на ведущие научно-исследовательские, проектно-конструкторские, проектно-технологические, испытательные и эксплуатационные организации, научно-производственные или производственные объединения и предприятия. Для непосредственного осуществления задач по государственным испытаниям в составе головной организации, не являющейся испытательной по основному направлению своей деятельности, образуют специальное испытательное подразделение. По предложению головной организации для проведения испытаний отдельных видов продукции или отдельных видов испытаний из числа закрепленных за головной организацией могут быть образованы специализированные испытательные подразделения на предприятиях потребителя и изготовителя продукции (базовые лаборатории, опорные пункты, региональные испытательные центры и т. д.).

Головная организация осуществляет методическое руководство испытательными подразделениями, входящими в состав других предприятий и организаций, независимо от ведомственной подчиненности и контроль за правильностью проведения ими государственных испытаний отдельных видов продукции (или отдельных видов испытаний) в соответствии с номенклатурой изделий, закрепленных за головной организацией.

Госстандарт аттестует головную организацию в установленном порядке. По результатам аттестации Госстандарт выдает головной организации регистрационное удостоверение на право проведения государственных испытаний закрепленных видов продукции. Основная задача головной организации — проведение государственных испытаний важнейших видов продукции на этапах ее постановки на производство, при ее производстве, обращении и эксплуатации, а также проведение испытаний импортируемой продукции.

Головная организация проводит следующие виды государственных испытаний:

приемочные испытания опытных образцов (опытных партий) продукции перед постановкой ее на производство (по ГОСТ 15.001—73);

испытания продукции серийного (массового) производства; испытания продукции серийного производства, намечаемой для экспорта, а также импортируемой продукции.

По результатам проведенных государственных испытаний или экспертиз головная организация выдает протокол государственных испытаний с заключением о соответствии испытанной про-

дукции установленным требованиям и заключение о результатах проведенных экспертиз, анализов и т. д. Наличие заключения головной организации по результатам проведенных ею испытаний по закрепленным видам продукции является обязательным при принятии решений соответствующими комиссиями о постановке на производство новых изделий, об окончании освоения серийного производства, об аттестации продукции по категориям качества, о возможности производства продукции на экспорт.

В необходимых случаях головная организация дает заключение по результатам испытаний образцов зарубежной продукции для принятия решения о целесообразности ввоза из-за рубежа продукции и закупки за рубежом лицензий на право производства новых изделий.

Головная организация имеет право:

вносить предложения в министерства и Госстандарт о приостановке производства или поставке потребителю продукции, если при испытаниях установлено несоответствие испытанных образцов нормативно-технической документации;

принимать участие в качестве технического эксперта в закупках и испытаниях зарубежных образцов-аналогов по закрепленным видам продукции;

привлекать в установленном порядке для участия в испытаниях специалистов других организаций;

предоставлять отдельным предприятиям и организациям в обоснованных случаях право проводить государственные испытания отдельных видов продукции или отдельные виды испытаний из числа закрепленных за головной организацией;

созывать в установленном порядке совещания для обсуждения хода испытаний или экспертиз с участием представителя заказчика и других организаций, принимающих участие или заинтересованных в испытаниях.

Руководство головной организацией по государственным испытаниям осуществляет министерство, в которое она входит и которое обеспечивает необходимые требования к объективности результатов испытаний и независимости их от ведомственной подчиненности изготовителей и разработчиков продукции.

Образцы продукции для проведения государственных испытаний представляют в головную организацию изготовители и разработчики безвозмездно с последующим возвратом, за исключением продукции, для которой установлен порядок возмещения стоимости образцов. По требованию головной организации образцы для испытаний представляют также торгующие и эксплуатирующие организации.

Расходы по испытаниям, проводимым головными организациями, возмещают предприятия и организации, представляющие образцы на испытания, за исключением головных организаций, проводящих испытания за счет госбюджета.

При головной организации по государственным испытаниям создают научно-технический совет или секцию существующего НТС из специалистов в области проектирования, производства, испытаний, эксплуатации закрепленной за головной организацией продукции, а также представителей основного заказчика и Госстандарта.

В функции НТС (или секции) входит периодическое рассмотрение результатов испытаний и экспертиз, предложений по совершенствованию качества испытываемой продукции, методов и средств ее испытаний.

Головная организация обязана:

обеспечивать необходимый технический уровень испытаний и других выполняемых работ и прежде всего объективность и единство испытаний;

соблюдать установленный положением о данной головной организации порядок и сроки проведения испытаний;

регулярно отчитываться о проведенных в течение года работах по испытаниям перед министерствами и ведомствами (по принадлежности) и Госстандартом;

проходить аттестацию в установленном порядке.

Головная организация несет ответственность:

за полноту и правильность проведения испытаний, достоверность их результатов;

за объективность оценки технического уровня и качества продукции по результатам проведенных испытаний, в том числе объективность результатов испытаний, проводимых по поручению головной организации другими предприятиями и организациями;

своевременность выполнения установленных сроков проведения испытаний.

По степени интенсификации процесса испытаний они подразделяются на нормальные, форсированные и сокращенные. К *нормальным* относятся испытания, методы и условия проведения которых обеспечивают получение необходимого объема информации в такой же срок, как и в предусмотренных условиях и режимах эксплуатации. *Ускоренные* испытания — это испытания, методы и условия проведения которых обеспечивают получение необходимого объема информации в более короткий срок, чем в предусмотренных условиях и режимах эксплуатации. Ускоренные испытания, основанные на интенсификации процессов, вызывающих отказы или повреждения, называются *форсированными*. Интенсификация процессов разрушения может достигаться увеличением нагрузок, скоростей, температуры и т. п. Ускоренные испытания без интенсификации процессов, вызывающих отказы или повреждения, называются *сокращенными*. При этих испытаниях чаще всего используется некоторая дополнительная информация о надежности изделий, имеющаяся у испытателя (ре-

зультаты предыдущих испытаний, данные о надежности изделий-аналогов и т. п.).

По степени влияния на возможность последующего использования испытания подразделяются на разрушающие и неразрушающие. К *разрушающим* относятся испытания изделий, которые могут нарушить их пригодность к использованию по назначению. Если такого нарушения не происходит, то испытания называются *неразрушающими*. Испытания деталей машин на надежность относятся к разрушающим, так как они проводятся, как правило, до отказа детали (полочки, износ и т. д.).

По месту проведения испытания подразделяются на стендовые, полигонные и эксплуатационные. К *стендовым* относятся испытания, проводимые на испытательном стенде, т. е. на техническом устройстве, предназначенном для установки объекта испытаний в заданных положениях, создания воздействий, съема информации и осуществления управления процессом испытаний и (или) объектом испытаний. *Полигонные* испытания проводятся на испытательном полигоне, т. е. на месте, предназначенном для проведения испытания в условиях, близких к условиям эксплуатации, и обеспеченном необходимыми средствами испытаний. Полигонным испытаниям подвергаются, как правило, изделия самостоятельного функционального назначения (автомобили, тракторы и т. д.). К *эксплуатационным* относятся испытания, проводимые для определения или оценки показателей ее надежности в заданных условиях. Данные эксплуатационных испытаний бытовых машин и приборов являются наиболее объективным источником информации для оценки надежности входящих в них деталей и узлов. В результате таких испытаний фиксируются наработки до отказа (дифференцированно по отказавшим элементам и причинам отказов), продолжительность и трудоемкость восстановления отказов, т. е. собирается вся информация, необходимая для оценки единичных и комплексных показателей надежности. Организация эксплуатационных испытаний проводится в соответствии с ГОСТ 16468—79. «Надежность в технике. Методы сбора и обработки информации. Основные положения». Данный стандарт устанавливает организационные и методические принципы учета, сбора и обработки информации о надежности серийно выпускаемых новых и отремонтированных изделий машиностроения и приборостроения.

Система сбора и обработки информации (ССОИН) представляет собой совокупность организационно-технических мероприятий по получению необходимых и достоверных сведений о надежности изделий. Целями ее являются:

конструктивное усовершенствование изделий для повышения их надежности;

усовершенствование технологии изготовления, сборки, контроля и испытаний, направленных на обеспечение и повышение надежности;

разработка мероприятий, направленных на повышение качества ремонтов и снижение затрат на их проведение;

разработка мероприятий, направленных на соблюдение правил эксплуатации и повышение эффективности технического обслуживания и текущих ремонтов.

Задачами системы сбора и обработки информации о надежности являются:

определение и оценка показателей надежности изделий;

выявление конструктивных и технологических недостатков изделий, снижающих надежность;

установление деталей и сборочных единиц, ограничивающих надежность конечных изделий;

определение закономерностей возникновения отказов;

установление влияния условий и режимов эксплуатации на надежность изделий;

корректировка нормируемых показателей надежности;

оптимизация норм расхода запасных частей, выявление недостатков эксплуатации и совершенствование системы технического обслуживания и ремонта;

определение эффективности мероприятий, направленных на повышение надежности изделий до оптимального уровня.

Сбор информации о надежности осуществляют на основании данных учета информации, проводимого эксплуатационными и ремонтными предприятиями или опорными пунктами, созданными на эксплуатационных или ремонтных предприятиях организацией, проводящей сбор информации. Сбор информации осуществляют составлением и передачей первичных сообщений о надежности в организацию, проводящую сбор информации, обследованием или анкетированием. Составление и передачу первичных сообщений проводит опорный пункт или эксплуатационные и ремонтные предприятия.

Обследование проводит организация, осуществляющая сбор информации, при этом изучают техническое состояние изделий на месте их эксплуатации, анализируют первичные формы учета информации и результаты обследования отражают в формах — накопителях информации. Анкетирование проводит организация, осуществляющая сбор информации направлением специальных опросных листов в эксплуатационные и (или) ремонтные предприятия.

Количество и территориальное расположение мест сбора информации зависит от типа, назначения и объема производства изделий; условий и режима эксплуатации изделий; концентрации изделий на эксплуатационном предприятии.

Выбор эксплуатационных предприятий должен обеспечивать получение информации для типичных условий эксплуатации, предусмотренных нормативно-технической документацией.

Для получения информации о надежности следует также использовать:

ремонтные и эксплуатационные документы;

акты расследования аварий;

акты рекламаций;

научно-технические отчеты по результатам анализа технического состояния и надежности изделий, находящихся в эксплуатации;

материалы машиноиспытательных (нормативно-исследовательских) станций и испытательных центров.

Головная организация по сбору и обработке информации осуществляет:

методическое руководство и координацию работ по сбору и обработке информации путем разработки нормативно-технических документов системы;

накопление, хранение и обобщение обработанной информации;

разработку мероприятий по повышению надежности изделий;

рассылку организации-разработчику, предприятию-изготовителю и потребителю, а также поставщикам комплектующих изделий и заинтересованным организациям отчетов, содержащих оценку показателей надежности, заключения и рекомендации о путях совершенствования изделий;

оценку эффективности мероприятий по повышению надежности;

создание банка данных и справочных материалов по надежности.

Эксплуатационные и ремонтные предприятия производят учет информации о надежности и участвуют в сборе информации. Предприятия-изготовители в рамках системы осуществляют:

участие в разработке нормативно-технических документов системы;

участие в сборе информации;

качественный анализ информации;

разработку мероприятий по устранению производственно-технологических недостатков изделий.

На предприятия-изготовители, имеющие конструкторское бюро (отдел), возложены следующие обязанности:

участие в разработке нормативно-технических документов системы;

разработка технического задания на проведение сбора информации и согласование его с головной организацией и эксплуатационным или ремонтным предприятием;

обработка информации;

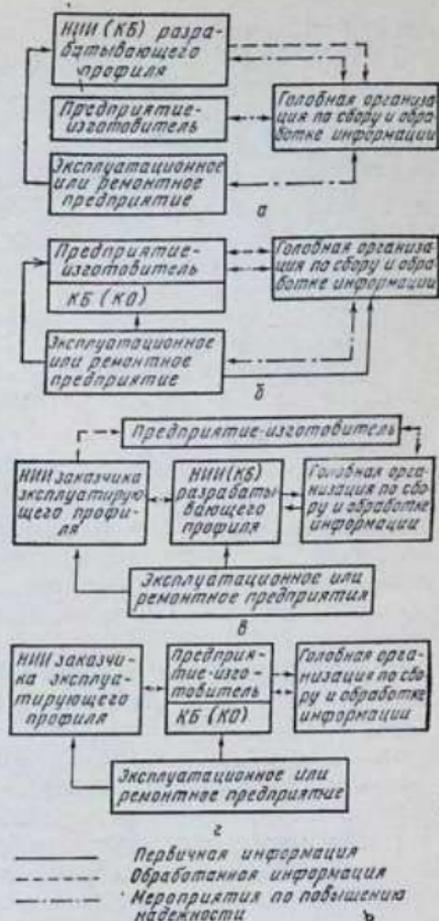
передача обработанной информации в головную организацию по сбору и обработке информации;

разработка мероприятий по повышению надежности изделий.

Функции других организаций (служб) в рамках ССОИН следуют из типовых схем, приведенных на рис. 6.1.

Рис. 6.1. Типовые схемы сбора и обработки информации о надежности изделий:

а — при наличии НИИ (КБ) разрабатывающего профиля; б — при наличии предприятия-изготовителя, имеющего конструкторский отдел (бюро), самостоятельно разрабатывающий изделия; в — при наличии НИИ (КБ) разрабатывающего профиля и НИИ заказчика (эксплуатирующего профиля); г — при наличии предприятия-изготовителя, имеющего конструкторский отдел (бюро), и НИИ заказчика (эксплуатирующего профиля)



К механическим, электрическим, акустическим, тепловым, гидравлическим (пневматическим), радиационным, электромагнитным, магнитным, биологическим, климатическим, химическим относятся соответственно испытания, при которых основным видом воздействия являются механические нагрузки, электрические, акустические колебания, тепловые нагрузки, давление жидкости (газа), ионизирующее излучение, электромагнитное поле, магнитное поле, жизнедеятельность организмов, климатические факторы, химические реакции. При комплексных воздействиях используется различное сочетание приведенных видов воздействий.

§ 2. ПЛАНИРОВАНИЕ ИСПЫТАНИЙ

Под планированием испытаний понимается процесс выбора и установления всего комплекса мероприятий, методов и средств, связанных с организацией и проведением испытаний (выбор изделий, подлежащих испытанию, установление плана испытаний, выбор места проведения испытания, испытательного оборудования и т. д.).

План испытаний должен в общем случае включать указания о количестве изделий, поставленных под наблюдение, о времени проведения наблюдений, количестве зафиксированных отказов, указание о необходимости точности оценок, о замене или незамене отказавших изделий. Всякое планирование наблюдений

должно начинаться с установления четко сформулированной цели испытаний. Цель испытаний должна определять комплекс и содержание мероприятий по планированию испытаний.

В плане испытаний следует указать количество испытываемых изделий N (наиболее ответственная задача), длительность испытаний T ; оговорить, когда производить проверку изделий (непрерывно или в заранее заданные моменты времени), заменять или не заменять отказавшие изделия, когда прекращать испытания. С учетом всех указанных условий возможно 13 вариантов планов, имеющих следующие условные буквенные обозначения:

- 1) $[N, U, N]$, $[N, U, T]$, $[N, U, r]$, $[N, U, (r, T)]$;
- 2) $[N, R, T]$, $[N, R, r]$, $[N, R, (r, T)]$;
- 3) $[N, M, T]$, $[N, M, r]$, $[N, M, (r, T)]$, $[N, M, r_{\Sigma}]$, $[N, M, T_{\Sigma}]$, $[N, M, (r_{\Sigma}, T_{\Sigma})]$.

Расшифровываются они следующим образом: первая буква N означает объем выборки, предназначенной для испытаний, вторая буква U, R или M обозначает восстанавливаемость объекта, т. е. U означает план, в котором отказавшие элементы не заменяются и не восстанавливаются, R означает, что отказавшие изделия заменяются новыми, идентичными отказавшим, M означает, что работоспособность изделия восстанавливается после каждого отказа. Третья буква или сочетание двух букв в условном обозначении плана указывает на признак окончания испытания. Через T обозначают планы, при которых испытания ведутся в течение времени T или суммарной наработки T_{Σ} всех изделий (обычно в часах), через r — планы испытаний до r -го отказа или суммарного числа отказов всех изделий r_{Σ} .

При смешанных планах испытания ведется до момента t_r , т. е. до появления r -го отказа (или r_{Σ}), если $t_r < T$, или до момента T или T_{Σ} , если $t_r \geq T$ или $t_r \geq T_{\Sigma}$. Для сокращения они обозначаются (r, T) или (r_{Σ}, T_{Σ}) .

Тип плана	Описание плана
$[N, U, N]$	Отказавшие во время испытаний изделия новыми не заменяются; испытания прекращаются, когда откажут все N изделий
$[N, U, T]$	Отказавшие во время испытаний изделия новыми не заменяются; испытания прекращаются по истечении времени T
$[N, U, r]$	Отказавшие во время испытаний изделия новыми не заменяются; испытания прекращаются, когда число отказавших изделий достигает r
$[N, U, (r, T)]$	Отказавшие во время испытаний изделия новыми не заменяются; испытания прекращаются, когда число изделий достигнет r или когда истечет время T — в зависимости от того, что наступит раньше

Тип плана	Описание плана
$[N, R, T]$	Отказавшие во время испытаний изделия заменяются новыми; испытания прекращаются по истечении времени T
$[N, R, r]$	Отказавшие во время испытаний изделия заменяются новыми; испытания прекращаются, когда число отказавших изделий достигнет r
$[N, R, (r, T)]$	Отказавшие во время испытаний изделия заменяются новыми; испытания прекращаются, когда число отказавших изделий достигнет r или когда истечет время T — в зависимости от того, что произойдет раньше
$[N, M, T]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; изделие испытывается до наработки T
$[N, M, r]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; изделие испытывается до возникновения у него r отказов
$[N, M, (r, T)]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; изделие испытывается либо до возникновения r отказов, либо до наработки T — в зависимости от того, что наступит раньше
$[N, M, r_{\Sigma}]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; испытания прекращаются при возникновении суммарного числа r_{Σ} отказов с учетом всех изделий
$[N, M, T_{\Sigma}]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; испытания прекращаются при получении суммарной наработки всех изделий T_{Σ}
$[N, M, (r_{\Sigma}, T_{\Sigma})]$	После каждого отказа работоспособность изделия восстанавливается; испытания прекращаются при возникновении суммарного числа r_{Σ} отказов с учетом всех изделий или при получении суммарной наработки всех изделий T_{Σ} — в зависимости от того, что наступит раньше

Наиболее трудоемкая и ответственная задача при планировании испытаний — это определение объема испытаний (объема выборки N), поскольку от этого зависит достоверность результатов испытаний.

Все многообразие целей испытаний может быть подразделено на две основные группы:

1) определительные испытания, в результате которых должны быть определены неизвестные показатели качества изделий, установлены причины отказов, слабые узлы, характеристики условий эксплуатации, нормы расхода запасных частей, нормативы системы ППР и т. д. Частным случаем определительных испытаний являются сравнительные, т. е. испытания, по резуль-

татам проведения которых делаются сравнительные оценки надежности двух или более однотипных изделий;

2) контрольные испытания, по результатам которых устанавливается соответствие между фактическими показателями надежности и нормативными.

1. ОПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

При планировании испытаний определяют объем и длительность испытаний. При этом задаются показатели достоверности результатов (доверительная вероятность) и их точность (предельная величина ошибки).

Методы определения объема наблюдений будем рассматривать для планов $[N, U, N]$, $[N, U, r]$, $[N, U, T]$, $[N, R, r]$, $[N, R, T]$.

Под объемом наблюдения понимается:

число объектов наблюдения N — для плана $[N, U, N]$;

число объектов наблюдения N и число отказов (предельных состояний) наблюдаемых объектов r — для планов $[N, U, r]$ и $[N, R, r]$;

число объектов наблюдения N и установленная наработка или календарная продолжительность наблюдения T — для планов $[N, U, T]$, $[N, R, T]$.

План $[N, U, N]$. Для определения объема наблюдения для оценки средних показателей надежности (средняя наработка до отказа, средний срок службы, средний срок сохраняемости и т. п.) считаются известными следующие исходные данные:

относительная ошибка оценки соответствующего показателя надежности δ ;

односторонняя доверительная вероятность оценки показателя надежности β ;

предполагаемый коэффициент вариации $V = \sigma/\bar{x}$;

вид закона распределения исследуемой случайной величины (наработки до отказа, ресурса, срока службы и т. д.).

Относительная ошибка δ представляет собой меру точности оценки показателей надежности и составляет

$$\delta = \left| \frac{P - P^*}{P} \right|,$$

где P — оценка показателя надежности; P^* — односторонняя доверительная граница показателя надежности (наиболее далеко отстоящая от P).

Относительную ошибку δ выбирают из ряда: 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; одностороннюю доверительную вероятность β — из ряда: 0,8; 0,9; 0,95; 0,99.

Минимальный объем наблюдения N для оценки средних показателей надежности определяется:

а) для экспоненциального закона распределения с плотностью $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$ из выражения

$$2N/\chi_{1-\beta, 2N}^2 = \delta + 1, \quad (6.1)$$

где $\chi_{1-\beta, 2N}^2$ — квантиль распределения хи-квадрат с $2N$ степенями свободы, соответствующая вероятности $1 - \beta$, находится по таблицам [55].

Вместо вычисления N по формуле (6.1) его значение можно взять из табл. 6.1 (для $V = 1$);

Таблица 6.1

δ	β	N для плана $[N, U, N]$ при распределении Вейбулла при V , равном									
		0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	3
0,05	0,80	50	65	100	200	315	500	650	800	1000	—
	0,90	100	200	250	500	650	100	—	—	—	—
	0,95	150	250	400	650	1000	—	—	—	—	—
	0,99	315	500	800	1000	—	—	—	—	—	—
0,10	0,80	13	25	32	50	100	150	200	250	315	400
	0,90	32	50	65	125	200	315	400	500	500	1000
	0,95	50	80	100	200	400	650	800	800	800	1000
	0,99	100	150	200	400	650	800	1000	—	—	—
0,15	0,80	6	10	15	25	40	80	80	125	125	200
	0,90	15	25	32	65	80	150	200	250	315	500
	0,95	25	40	50	100	150	200	315	400	500	800
	0,99	40	65	100	200	315	500	800	1000	—	—
0,20	0,80	5	8	10	20	25	40	50	65	80	125
	0,90	10	15	20	40	50	80	125	150	200	315
	0,95	15	25	32	50	100	150	200	250	250	400
	0,99	25	40	65	125	150	250	315	400	500	1000

б) для распределения Вейбулла с плотностью

$$f(t) = b\lambda (\lambda t)^{b-1} \exp(-(\lambda t)^b)$$

из выражения

$$2N/\chi_{1-\beta, 2N}^2 = (\delta + 1)^b. \quad (6.2)$$

Вместо вычисления N по формуле (6.2) можно взять его значение из табл. 6.1;

в) для нормального распределения с плотностью

$$f(t) = (1/\sqrt{2\pi}\sigma) e^{-(t-a)^2/2\sigma^2}$$

из выражения

$$t_{\beta, N-1}/\sqrt{N} = \delta/V, \quad (6.3)$$

где $t_{\beta, N-1}$ — квантиль распределения Стьюдента с $N - 1$ степенью свободы, соответствующая вероятности β [55].

Выражение (6.3) табулировано, и для определения N можно воспользоваться табл. 6.2;

Таблица 6.2

δ	β	N для плана $[N, U, N]$ при нормальном распределении при V , равном				
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
0,05	0,80	4	6	13	20	25
	0,90	8	15	25	40	65
	0,95	13	25	40	65	100
	0,99	25	50	100	150	200
0,10	0,80	—	3	5	8	10
	0,90	3	5	8	13	15
	0,95	5	8	13	20	25
	0,99	8	15	25	32	50
0,15	0,80	—	—	3	4	5
	0,90	—	3	4	6	8
	0,95	3	5	6	10	13
	0,99	5	8	13	15	25
0,20	0,80	—	—	—	—	3
	0,90	—	—	4	5	6
	0,95	—	4	5	6	8
	0,99	4	6	8	10	15

Таблица 6.3

δ	β	N для плана $[N, U, N]$ при логарифмическом нормальном законе распределения при V , равном						
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,05	0,80	40	65	100	125	150	200	250
	0,90	100	150	250	315	400	500	650
	0,95	150	250	400	500	650	800	1000
	0,99	315	500	800	—	—	—	—
0,10	0,80	10	20	25	32	40	50	65
	0,90	25	40	65	80	100	125	150
	0,95	40	65	100	125	150	200	250
	0,99	80	125	200	250	315	400	500
0,15	0,80	5	8	10	15	20	25	32
	0,90	13	20	25	40	50	50	65
	0,95	20	32	40	50	80	100	100
	0,99	40	50	80	125	150	200	200
0,20	0,80	3	4	6	8	10	15	20
	0,90	6	10	15	20	25	32	40
	0,95	10	15	25	32	40	50	65
	0,99	20	32	50	65	80	100	125

г) для логарифмически нормального распределения с плотностью

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}t\sigma} \exp\left\{-\frac{(\ln t - a)^2}{2\sigma^2}\right\}$$

из выражения

$$N = RQ, \quad (6.4)$$

где $R = \ln(V^2 + 1) \left[1 + \frac{\ln(V^2 + 1)}{2}\right]$; $Q = \left(\frac{U_\beta}{\delta}\right)^2$; U_β — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности β .

Выражение (6.4) табулировано, и N можно определять по табл. 6.3.

Число объектов наблюдений N для оценки γ -процентных показателей надежности (γ -процентного ресурса, γ -процентного срока службы и т. д.) при нормальном распределении определяют по табл. 6.4.

Исходные данные расчета: относительная ошибка оценки соответствующего γ -процентного показателя надежности δ_γ ; односторонняя доверительная вероятность β ; регламентированная вероятность $\gamma/100$; предполагаемый коэффициент вариации V .

Число объектов наблюдений N для оценки γ -процентных показателей надежности в случае распределений Вейбулла (экспоненциального) и логарифмически нормального при известных значениях δ_γ ; β ; V определяют в такой последовательности:

задают произвольный вспомогательный коэффициент вариации V' ($V' < 0,4$) и число N' ;

по табл. 6.4 для заданных величин $\gamma/100$; β ; V' ; N' находят вспомогательное значение δ' ;

по табл. 6.2 для заданных величин β ; V' ; N' находят вспомогательное значение $\delta'_{\text{ср}}$;

рассчитывают относительную ошибку $\delta_{\text{ср}}$ оценки среднего показателя надежности, соответствующую относительной ошибке δ_γ :

$$\delta_{\text{ср}} = \delta'_{\text{ср}} \delta'_\gamma / \delta_\gamma;$$

для найденного значения $\delta_{\text{ср}}$ и заданных значений β и V для соответствующих законов распределений по табл. 6.1 и 6.3 определяют искомое число объектов наблюдения N .

Если по результатам наблюдения за N объектами получен коэффициент вариации больше заданного, то объем наблюдения пересчитывают для найденного коэффициента вариации.

План $[N, U, r]$. Число объектов наблюдений N для оценки γ -процентных показателей надежности [или вероятности безотказной работы $P(t)$] определяется из выражения

$$\frac{\gamma}{100} (r + 1) f_\beta(m_1, m_2) = \left(1 - \frac{\gamma}{100}\right) (N - \gamma),$$

где $f_\beta(m_1, m_2)$ — квантиль распределения Фишера с m_1 и m_2 степенями свободы, соответствующая вероятности β ; $m_1 = 2(r + 1)$; $m_2 = 2(N - r)$.

N для плана (M, U, N) при оценке γ -процентных показателей надежности

δ	β	$\gamma/100=0,75$						$\gamma/100=0,8$						$\gamma/100=0,085$											
		$V=0,2$		$V=0,3$		$V=0,4$		$V=0,2$		$V=0,3$		$V=0,4$		$V=0,1$		$V=0,2$		$V=0,3$		$V=0,4$					
0,05	0,80	50	100	250	50	150	315	—	65	200	400	50	100	200	315	—	65	200	400	—	20	100	200	315	400
	0,90	80	200	315	80	200	500	20	100	315	500	80	200	315	500	20	100	315	500	20	100	200	315	500	
	0,95	100	250	400	125	315	500	32	150	400	500	125	315	500	500	32	150	400	500	32	150	315	400	500	
0,10	0,80	13	32	65	15	40	80	—	20	50	125	13	32	65	15	40	80	125	—	20	50	100	200	250	
	0,90	25	40	80	25	65	125	—	25	80	200	25	65	125	125	—	25	80	200	—	25	80	100	200	
	0,95	25	65	125	32	80	200	32	80	200	200	32	80	200	200	32	80	200	250	—	32	100	100	250	
0,20	0,80	3	5	13	3	6	20	—	5	8	32	3	6	20	20	—	5	8	32	—	5	8	20	32	
	0,90	4	13	25	5	15	32	—	6	20	50	4	13	25	32	—	6	20	50	—	6	20	32	50	
	0,95	6	15	32	8	20	50	—	8	20	50	6	15	32	50	—	10	25	65	—	10	25	32	65	

Для нахождения N необходимы следующие данные: односторонняя доверительная вероятность β , регламентированная вероятность $\gamma/100$ или предполагаемое значение $P(t)$, установленное число r отказов (предельных состояний).

Число отказов (предельных состояний) r для оценки γ -процентных показателей надежности или вероятности безотказной работы $P(t)$ определяют по табл. 6.5 в предположении, что число наблюдаемых объектов N задано.

Таблица 6.5

$\gamma/100$ или $P(t)$	β	N для плана $[N, U, r]$ при оценке γ -процентных показателей надежности при r , равном											
		0	1	2	3	4	5	6	8	10	20	40	50
0,80	0,80	8	8	13	20	25	32	40	50	65	125	200	—
	0,90	10	10	15	25	32	40	40	50	65	125	—	—
	0,95	13	13	20	32	40	40	50	65	80	125	—	—
	0,99	20	20	25	32	40	50	50	65	80	150	—	—
0,90	0,80	15	15	32	40	50	65	80	100	125	200	—	—
	0,90	20	20	32	50	65	80	80	100	150	200	—	—
	0,95	20	25	40	50	65	80	100	125	150	—	—	—
	0,99	32	32	50	80	80	100	125	125	150	—	—	—
0,95	0,80	32	32	50	80	100	125	150	150	200	—	—	—
	0,90	50	50	65	100	100	125	150	200	—	—	—	—
	0,95	50	65	80	125	150	200	—	—	—	—	—	—
	0,99	65	65	100	150	150	200	—	—	—	—	—	—

Примечание. Прочерк означает, что испытанию подлежит вся партия изделий.

Если по результатам наблюдений за N объектами получено значение вероятности безотказной работы больше заданного, то число отказов (предельных состояний) r пересчитывают по табл. 6.5 для найденного значения $P(t)$ и наблюдения продолжают.

План $[N, U, T]$. Число объектов наблюдений для оценки средних показателей надежности находится из выражений:

для распределения Вейбулла

$$N = (U_{\beta}/\delta)^{2b} [1/(1 - e^{-(\lambda t)^b})]; \quad (6.5)$$

для нормального распределения

$$N = \left(\frac{U_{\beta}}{\delta}\right)^2 f_2(k); \quad k = \frac{1-x}{V}. \quad (6.6)$$

где U_{β} — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности β ; x — отношение продолжительности наблюдения T_k к оцениваемому показателю надежности t_{cr} , определяемое по табл. 6.6 и 6.7.

Исходные данные для расчета: относительная ошибка δ , односторонняя доверительная вероятность β , предполагаемый коэффициент вариации V ; предполагаемая величина κ ; вид закона распределения исследуемой случайной величины.

Если по результатам наблюдений за N объектами получено значение κ меньше заданного, то число N пересчитывают для найденного значения κ по табл. 6.6, 6.7 соответственно и наблюдения продолжают.

Продолжительность наблюдений T вычисляют по формуле

$$T = \kappa t_{\text{ср}} \quad (6.7)$$

Величину κ определяют по табл. 6.6 и 6.7 соответственно для распределения Вейбулла и нормального при следующих исходных данных: относительной ошибке δ , односторонней доверительной вероятности β , предполагаемом коэффициенте вариации V , числе объектов наблюдения N .

План $[N, R, r]$. Число отказов r для оценки средних показателей надежности определяется для простейшего потока отказов из выражения

$$2r/\chi_{1-\beta, 2r}^2 = \delta + 1, \quad (6.8)$$

где $\chi_{1-\beta, 2r}^2$ — квантиль хи-квадрат распределения с $2r$ степенями свободы, соответствующая вероятности $1 - \beta$.

Данное выражение табулировано табл. 6.8.

Исходные данные для расчета: относительная ошибка δ , односторонняя доверительная вероятность β .

Число отказов r для оценки коэффициента готовности k_r определяют по табл. 6.9. Исходные данные для расчета: относительная ошибка δ , односторонняя доверительная вероятность β , предполагаемый коэффициент вариации V распределения наработок между отказами; предполагаемый коэффициент вариации V_n распределения времени восстановления.

Если по результатам наблюдений за объектами получен коэффициент вариации V больше заданного, то число отказов r пересчитывают по табл. 6.9 для найденного коэффициента вариации и наблюдения продолжают.

Табл. 6.9 составлена на основании формулы

$$r = \left(\frac{U_\beta}{\delta}\right)^2 [(\delta + 1)^2 V^2 + V_n^2]. \quad (6.9)$$

План $[N, R, T]$. Продолжительность испытаний T для оценки средних показателей надежности $t_{\text{ср}}$ вычисляют по формуле

$$T = \kappa t_{\text{ср}}/N. \quad (6.10)$$

Величину κ определяют по табл. 6.10 в предположении, что поток отказов простейший.

Таблица 6.6

к	V	N для плана [N, U, T] при распределении Веббулла (экспоненциальном)															
		δ=0,05				δ=0,1				δ=0,15				δ=0,2			
		β=0,90	β=0,95	β=0,99	β=0,99	β=0,90	β=0,95	β=0,99	β=0,99	β=0,90	β=0,95	β=0,99	β=0,99	β=0,90	β=0,95	β=0,99	
0,1	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1,5	500	800	—	—	800	—	—	800	—	—	—	—	800	—	—	
	2	125	150	250	—	250	—	—	400	—	—	—	—	200	—	—	
	3	32	40	65	—	65	—	—	100	—	—	—	—	80	—	—	
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,5	800	—	—	—	650	—	—	650	—	—	—	—	200	—	—		
2	250	400	650	—	400	—	—	200	—	—	—	—	80	—	—		
3	25	32	40	—	13	—	—	65	—	—	—	—	40	—	—		
0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,5	800	—	—	—	650	—	—	650	—	—	—	—	200	—	—		
2	250	400	650	—	400	—	—	200	—	—	—	—	80	—	—		
3	25	32	40	—	13	—	—	65	—	—	—	—	40	—	—		
0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,5	800	—	—	—	650	—	—	650	—	—	—	—	200	—	—		
2	250	400	650	—	400	—	—	200	—	—	—	—	80	—	—		
3	25	32	40	—	13	—	—	65	—	—	—	—	40	—	—		
0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1,5	800	—	—	—	650	—	—	650	—	—	—	—	200	—	—		
2	250	400	650	—	400	—	—	200	—	—	—	—	80	—	—		
3	25	32	40	—	13	—	—	65	—	—	—	—	40	—	—		

Примечание. Проверка означает, что испытанию подвергается вся партия изделий.

Таблица 6.7

300

N для плана [N, U, T] при нормальном распределении

<i>x</i>	<i>V</i>	$\delta = 0,05$						$\delta = 0,1$						$\delta = 0,15$						$\delta = 0,2$					
		$\beta = 0,90$		$\beta = 0,95$		$\beta = 0,99$		$\beta = 0,90$		$\beta = 0,95$		$\beta = 0,99$		$\beta = 0,90$		$\beta = 0,95$		$\beta = 0,99$		$\beta = 0,90$		$\beta = 0,95$		$\beta = 0,99$	
0,6	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	1000	—	—	—	—	315	500	1000	1000	125	250	500	500	80	125	250	500	500	80	125	250	500	500	500
0,8	0,1	—	—	—	—	—	315	500	1000	1000	125	200	400	80	125	200	400	400	80	125	200	400	400	400	250
	0,2	250	400	800	—	—	65	100	200	200	25	40	100	15	25	40	100	15	25	40	100	15	25	50	50
	0,3	250	400	800	—	—	65	100	200	200	32	50	100	15	25	50	100	15	25	50	100	15	25	50	50
0,9	0,1	65	100	200	—	—	15	25	50	50	—	10	20	—	—	10	20	—	—	—	—	—	—	13	13
	0,2	80	125	250	—	—	20	32	65	65	—	15	32	—	—	15	32	—	—	—	—	—	—	20	20
	0,3	150	250	500	—	—	40	65	125	125	15	25	50	15	25	25	50	15	25	—	—	—	13	32	32

Примечание. Прочерк означает, что испытанию подлежат все партии изделий.

Таблица 6.8

δ	Число отказов r для плана $[N, R, r]$ при β , равном			
	0,80	0,90	0,95	0,99
0,05	315	650	1000	2500
0,1	80	200	315	650
0,15	50	100	150	315
0,2	25	50	100	200

Исходные данные для расчета: относительная ошибка δ , односторонняя доверительная вероятность β .

Рассмотрим примеры определения объема наблюдений.

Пример 1. Для плана $[N, U, N]$ определить число объектов наблюдений, чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,90$ относительная ошибка δ в определении среднего ресурса не превышала 0,10. Ресурс распределен нормально с коэффициентом вариации, равным 0,2.

Решение. По табл. 6.2 для $V = 0,20$, $\beta = 0,90$ и $\delta = 0,10$ находим $N = 8$.

По результатам наблюдений за 8-ю объектами получен коэффициент вариации $V = 0,30$.

Так как $0,30 > 0,20$, необходим дополнительный объем испытаний. Для $V = 0,30$, $\beta = 0,90$, $\delta = 0,10$ по табл. 6.2 находим $N = 15$. Следовательно, под наблюдение необходимо дополнительно поставить 7 объектов.

Пример 2. Для плана $[N, U, N]$ определить число объектов наблюдений N , чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,9$ относительная ошибка δ в распределении 80 %-ного ресурса не превышала 0,1. Ресурс имеет распределение Вейбулла с коэффициентом вариации $V = 0,5$.

Решение. Задаемся произвольным вспомогательным значением коэффициента вариации $V' = 0,30$ и числом $N' = 15$; для заданных величин $\gamma/100 = 0,80$, $V' = 30$, $N' = 15$ и $\beta = 0,90$ по табл. 6.4 находим вспомогательное значение $\delta'_V = 0,20$.

Для заданных величин $V' = 0,30$, $N' = 15$, $\delta = 0,90$ по табл. 6.2 находим вспомогательное значение $\delta'_V = 0,10$.

Определяем относительную ошибку $\delta_{\text{ср}}$, соответствующую заданной относительной ошибке $\delta_V = 0,10$:

$$\delta_{\text{ср}} = \delta'_{\text{ср}} = \delta_V / \delta'_V = 0,1 (0,1/0,2) = 0,05.$$

Для найденного значения $\delta_{\text{ср}} = 0,05$ и заданных $\beta = 0,9$ и $V = 0,5$ по табл. 6.1 находим $N = 200$.

Пример 3. Для плана $[N, U, r]$ определить число объектов наблюдений N , чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,80$ определить 90 %-ный ресурс объектов. Установленное число r предельных состояний равно 5.

Решение. По табл. 6.5 для $\gamma/100 = 0,90$, $\beta = 0,80$ и $r = 5$ находим $N = 65$.

Пример 4. Для плана $[N, U, T]$ определить продолжительность наблюдений T за 25 объектами, чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,95$ относительная ошибка δ в определении наработки до отказа не превышала 0,15. Нарботки до отказа распределены нормально с коэффициентом вариации $V = 0,2$; предположительно средняя наработка до отказа $t_{\text{ср}} = 400$ ч.

Таблица 6.9

δ		Число отказов r плана $[N, R, r]$ для оценки коэффициента готовности K_T													
		$V_B=0,3$							$V_B=1,0$						
		$V=0,1$	$V=0,2$	$V=0,3$	$V=0,4$	$V=0,6$	$V=0,8$	$V=1,0$	$V=0,1$	$V=0,2$	$V=0,3$	$V=0,4$	$V=0,6$	$V=0,8$	$V=1,0$
0,05	0,8	25	40	50	80	125	200	315	315	315	315	400	500	650	
	0,9	65	80	125	200	315	500	800	800	650	800	1000	—	—	
	0,95	100	150	200	315	500	800	—	—	—	—	—	—	—	
	0,99	200	315	400	650	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	
0,10	0,8	6	10	15	20	40	65	100	65	65	80	100	125	150	
	0,9	15	25	32	50	80	150	200	150	150	200	250	315	400	
	0,95	25	40	50	80	150	250	400	250	250	315	400	500	650	
	0,99	50	80	100	150	250	400	650	500	500	650	800	1000	—	
0,20	0,8	—	3	4	6	10	20	25	15	20	20	25	32	40	
	0,9	4	6	10	13	25	40	65	40	40	50	65	80	100	
	0,95	6	10	15	20	40	65	100	65	65	80	10	125	150	
	0,99	13	20	32	40	80	125	200	125	150	150	200	250	315	

Таблица 6.10

δ	κ для плана $[N, R, T]$ при β , равном			
	0,80	0,90	0,95	0,99
0,05	331	684	1052	2625
0,10	88	217	346	714
0,15	56	114	170	358
0,20	29	59	116	232

Решение. В соответствии с формулой (6.7) $T = \kappa t_{cp}$. Для заданных $N = 25$, $\beta = 0,95$, $\delta = 0,15$ и $V = 0,2$ по табл. 6.7 находим $\kappa = 0,9$. Тогда $T = 0,9 \cdot 400 = 360$ ч.

Пример 5. Для плана наблюдений $[N, R, r]$ определить число отказов r , чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,9$ относительная ошибка δ в определении наработки до отказа не превышала 0,2.

Решение. По табл. 6.8 для $\beta = 0,9$ и $\delta = 0,20$ находим $r = 50$.

Пример 6. Для плана наблюдений $[N, R, r]$ определить число отказов r , чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,80$ относительная ошибка δ в определении коэффициента готовности не превышала 0,10. Коэффициент вариации распределения наработок между отказами равен 0,4; коэффициент вариации распределения времени восстановления равен 0,6.

Решение. По табл. 6.9 для $\beta = 0,80$, $\delta = 0,10$, $V = 0,4$ и $V_s = 0,6$ находим $r = 40$.

Пример 7. Для плана $[N, R, T]$ определить продолжительность наблюдений за 10 объектами, чтобы с односторонней доверительной вероятностью $\beta = 0,9$ относительная ошибка в определении средней наработки до отказа не превышала 0,15. Поток отказов предполагается простейшим, предполагаемая средняя наработка до отказа $t_{cp} = 100$ ч.

Решение. В соответствии с формулой (6.9) $T = \kappa t_{cp}/N$.

Для заданных $\beta = 0,90$ и $\delta = 0,15$ по табл. 6.10 находим $\kappa = 114$. Тогда $T = (114 \cdot 100)/10 = 1140$ ч.

2. КОНТРОЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Методы и планы контроля показателей надежности регламентированы ГОСТ 27.410—83. План контрольных испытаний задан, если установлены количество испытываемых образцов, стратегии проведения испытаний (с восстановлением и (или) заменой отказавших изделий), без восстановления и (или) замены отказавших изделий), правила прекращения испытаний, количество независимых наблюдений и отрицательных исходов этих наблюдений, позволяющих принять решение о соответствии или несоответствии изделий заданным требованиям к уровню надежности, а также правила принятия решения.

При испытаниях на надежность наблюдением может быть время безотказной работы изделия, продолжительность восстановления его и т. п., отрицательным исходом наблюдения — наступление отказа (предельного состояния), невозможность восстановления в течение заданного времени и т. п.

При контроле надежности невосстанавливаемых изделий объем выборки (количество испытываемых изделий) равен необходимому количеству объектов наблюдений. Для восстанавливаемых изделий объем выборки может быть уменьшен (вплоть до одного образца), если независимость наблюдений обеспечена к началу очередного наблюдения. Для контрольных испытаний на надежность обычно используют одноступенчатый или последовательный методы контроля.

При одноступенчатом методе контроля решение о соответствии уровня надежности партии изделий принимается по результатам испытаний заранее определенного (заданного) числа изделий (или заданной наработки). При последовательном испытании число испытываемых изделий является случайной величиной. Одноступенчатый метод целесообразно пользоваться при жестком ограничении времени, отводимого на испытания, последовательным методом — при ограничении количества объектов испытаний. Последний метод наиболее эффективен при испытании восстанавливаемых объектов.

Планы контроля строятся в зависимости от вида показателя надежности. Их принято разделять на два типа: P — вероятность (безотказной работы, безотказного хранения, восстановления в заданное время и т. п.) и T — наработка (ресурс, срок службы, срок сохраняемости, срок хранения, время восстановления и т. п.). При контроле показателей типа P знание закона распределения наработки не обязательно. При контроле показателей типа T знание закона (включая параметры) распределения наработки обязательно.

Рассматривать будем случаи, когда распределение наработки подчинено экспоненциальному закону, распределению Вейбулла, нормальному и логарифмически нормальному.

Исходными данными для выбора плана контроля являются: риск поставщика α , риск потребителя β , приемочное значение контролируемого показателя $P_\alpha(t)$ или T_α и браковочное значение контролируемого показателя $P_\beta(t)$ или T_β . При этом вероятность приемки изделий с приемочным уровнем надежности $P_\alpha(t)$ или T_α равна $1 - \alpha$, а вероятность приемки изделия с браковочным уровнем надежности $P_\beta(t)$ или T_β равна β .

Интервалы $[P_\beta(t), P_\alpha(t)]$ или $[T_\beta, T_\alpha]$ должны выбираться так, чтобы значение $P_\beta(t)$ или T_β соответствовало значению показателя, заданному в стандартах и технических условиях на изделие. В этом случае величины P_α , T_α и α устанавливаются в одностороннем порядке разработчиком и изготовителем без согласования их с заказчиком.

Допускается в экономически обоснованных случаях размещать интервалы $[P_\beta(t), P_\alpha(t)]$ или $[T_\beta, T_\alpha]$ относительно P и T , заданных в технических условиях на изделие, так, чтобы обеспечить равенство ущербов потребителя от приемки ненадежных изделий и поставщика — от браковки надежных.

Планы контроля типа P . Для построения планов при *одноступенчатом методе контроля* необходимо определить количество независимых наблюдений n , приемочное число отрицательных исходов c_α .

Значения n и c_α , приведенные в табл. 6.11, определены путем решения системы из двух уравнений:

$$\sum_{i=0}^{c_\alpha} \binom{n}{i} P_\alpha^{n-i} (1 - P_\alpha)^i = 1 - \alpha; \quad (6.11)$$

$$\sum_{i=0}^{c_\alpha} \binom{n}{i} P_\beta^{n-i} (1 - P_\beta)^i = \beta, \quad (6.12)$$

причем определение n осуществлено таким образом, что обеспечиваются истинные риски α' и β' . Здесь и далее в пояснениях для упрощения записей переменная t при P опущена, т. е. $P = P(t)$.

Контроль осуществляется следующим образом. Организуется n независимых наблюдений, продолжительность которых равна наработке, для которой задана вероятность, и в каждом наблюдении фиксируется результат: отрицательный или положительный исход.

После n -го наблюдения результаты испытаний положительны, если суммарное число отрицательных исходов не больше приемочного числа c_α , и отрицательны — в противном случае.

Испытания могут быть прекращены (с отрицательным результатом) после того, как число отрицательных исходов превысит c_α . Нижняя доверительная граница для показателя типа P у изделий, испытания которых в соответствии с планом, выбранным по табл. 6.11, закончились отрицательным исходом с доверительной вероятностью $1 - \alpha$, не меньше приемочного значения $P_\alpha(t)$. Верхняя доверительная граница для показателя типа P у изделий, испытания которых в соответствии с указанным планом закончились положительным результатом с доверительной вероятностью $1 - \beta$, не больше браковочного значения.

Пример. Для контроля надежности гальванических элементов заданы два уровня вероятности безотказной работы $P(t)$, $t = 20$ ч, $P_\alpha = 0,98$ и $P_\beta = 0,96$, а также риски $\alpha = \beta = 0,05$. Определить план контроля по одноступенчатому методу.

Решение. По табл. 6.11 для заданных P_α , P_β , α и β находим $n = 783$, $c_\alpha = 22$. Это означает, что для контроля необходимо организовать 783 цикла работы изделия длительностью 20 ч каждый. Испытания прекращаются либо при возникновении 23-го отказа с отрицательным результатом, либо по окончании 783-го цикла с положительным результатом, если к этому моменту число зафиксированных отказов было меньше 23.

При *последовательном* методе контроль производится в следующем порядке. Из партии изделий извлекается выборка объемом $n_{ус}$ и ставится на испытания последовательно изделие за изделием или группами. Испытания прекращаются в момент пе-

Таблица 6.11

$P_{\alpha}(t)$	$P_{\beta}(t)$	c_{α}	n	$P_{\alpha}(t)$	$P_{\beta}(t)$	c_{α}	n	
0,998	0,996	22	7843	0,980	0,800	1	22	
	0,995	12	3886			0,750	1	17
	0,994	8	2402	0,950	0,910	31	463	
	0,993	6	1688			0,900	22	312
	0,992	5	1312			0,890	17	230
	0,991	4	1015			0,880	14	180
	0,990	4	913			0,870	11	138
	0,980	2	313			0,860	10	120
	0,970	1	157			0,850	8	93
	0,960	1	117			0,800	5	50
0,995	0,990	22	3135			0,750	4	35
	0,980	5	523			0,650	6	31
	0,970	3	256		0,600	5	24	
	0,960	2	156		0,550	4	18	
	0,950	2	124		0,500	3	13	
	0,940	1	78		0,400	2	8	
	0,930	1	666		0,300	1	5	
0,990	0,980	22	1566	0,880	0,800	38	245	
	0,970	8	480			0,750	20	114
	0,960	5	261			0,700	11	57
	0,950	4	182			0,650	8	38
	0,940	3	128			0,600	6	27
	0,930	2	88			0,550	5	200
	0,920	2	77			0,500	4	15
	0,910	2	69			0,400	4	16
	0,900	2	61			0,300	2	6
	0,890	1	42		0,850	0,750	40	203
	0,880	1	38				0,700	21
0,980	0,960	22	783		0,650	13	55	
	0,950	12	386		0,600	9	36	
	0,940	8	238		0,550	7	26	
	0,930	6	167		0,500	6	21	
	0,920	5	129		0,400	4	13	
	0,910	4	100		0,300	3	9	
	0,900	4	89	0,800	0,650	32	118	
	0,890	3	69			0,600	20	68
	0,880	3	63			0,550	14	45
	0,870	3	58			0,500	10	30
	0,860	2	43			0,400	6	17
	0,850	2	40			0,300	4	10

Примечание. Значения c_{α} и n приведены для случая, когда $\alpha = \beta = 0,05$

ресекающая ступенчатой линией одной из линий соответствия или несоответствия (рис. 6.2, а). Результаты испытания отрицательны, если ступенчатая линия пересекает одну из линий несоответствия, и положительны, если ступенчатая линия пересекает одну из линий соответствия.

По мере окончания наблюдений за отдельными объектами подсчитывается число законченных наблюдений n и число отрицательных исходов r , а на график последовательных испытаний (см. рис. 6.2, а) наносят точки с координатами n, r , по которым строят ступенчатую линию.

Уравнения наклонных линий следующие:
несоответствия

$$r = an + r_0; \quad (6.13)$$

соответствия

$$r = a(n - n_0). \quad (6.14)$$

Параметры планов контроля подсчитываются по формулам

$$a = \left[\ln \left(\frac{P_\alpha}{P_\beta} \right) \right] / \left(\ln \frac{1 - P_\beta}{1 - P_\alpha} + \ln \frac{P_\alpha}{P_\beta} \right); \quad (6.15)$$

$$r_0 = \frac{\ln \frac{1 - \beta}{\alpha}}{\ln \frac{1 - P_\beta}{1 - P_\alpha} + \ln \frac{P_\alpha}{P_\beta}}; \quad n_0 = \frac{\ln \frac{1 - \alpha}{\beta}}{\ln \frac{P_\alpha}{P_\beta}}. \quad (6.16)$$

Ожидаемое число наблюдений до принятия решения при $P = P_\alpha$ определяется по формуле

$$n' = \frac{(1 - \alpha) \ln \frac{1 - \alpha}{\beta} - \alpha \ln \frac{1 - \beta}{\alpha}}{P_\alpha \ln \frac{P_\alpha}{P_\beta} - (1 - P_\alpha) \ln \frac{1 - P_\beta}{1 - P_\alpha}}. \quad (6.17)$$

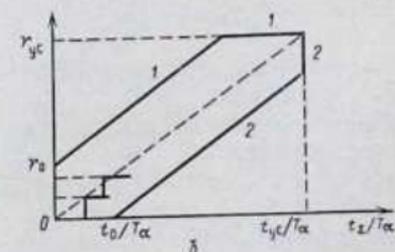
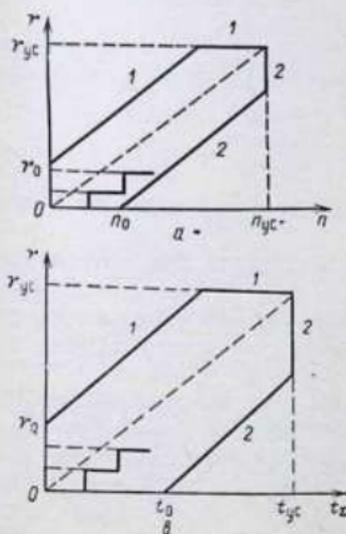


Рис. 6.2. Графики последовательных испытаний при планах типа P (а), типа T (б) и при нормальном распределении наработок (а):
1 — линия несоответствия; 2 — линия соответствия

Для сокращения объема испытаний обычно используется усеченный последовательный контроль. Усечение испытаний по числу отрицательных исходов следует производить при r_{yc} , по числу наблюдений — при $n_{yc} = r_{yc}/a$. Планы контроля для $\alpha = \beta = 0,05$ приведены в табл. 6.12.

В процессе контроля фиксируется суммарное количество испытанных образцов к моменту обнаружения очередного отрицательного исхода. Решение по результатам контроля выносится после сопоставления суммарного числа проверенных образцов с нормативами, указанными в планах контроля для соответствующего числа отрицательных исходов. Испытания признаются положительными, если суммарное число проверенных образцов окажется не меньше нормативных значений, указанных в таблице плана для соответствующего числа отрицательных исходов. Испытания признаются отрицательными, если суммарное число проверенных образцов не больше нормативных значений, указанных в таблице плана контроля для соответствующего числа отрицательных исходов.

Планы контроля типа T. Планы контроля случайных величин типа T строятся в зависимости от вида функции распределения соответствующих величин.

При экспоненциальном распределении для построения планов одноступенчатого контроля необходимо задать: r_{np} — предельное число отрицательных исходов при t_{max}/T_α — предельную суммарную относительную наработку, где t_{max} — предельная суммарная наработка:

$$T_\alpha/T_\beta = \frac{\chi_{\beta}^2(2r_{np})}{\chi_{1-\alpha}^2(2r_{np})}, \quad (6.18)$$

где $\chi_{\beta}^2(2r_{np})$ и $\chi_{1-\alpha}^2(2r_{np})$ — квантили уровней β и $1-\alpha$ распределения хи-квадрат с $2r_{np}$ степенями свободы; r_{np} — предельное число отрицательных исходов.

$$t_{max}/T_\alpha = \left(\frac{1}{2}\right) \chi_{1-\alpha}^2(2r_{np}). \quad (6.19)$$

Рассчитанные по этим выражениям планы контроля приведены в табл. 6.13.

Испытания прекращаются, как только будет достигнута одна из этих величин.

При испытаниях без восстановления или без замены изделий новыми объем выборки должен быть не меньше предельного числа отрицательных исходов.

При испытаниях с восстановлением или заменой объем выборки может быть любым. Допускается уменьшение (увеличение) продолжительности испытаний при пропорциональном увеличении (уменьшении) количества испытываемых образцов с единственным условием: обеспечить требуемую суммарную наработку t_{max} .

Таблица 6.12

$P_{\alpha}(t)$	$P_{\beta}(t)$	a	r_0	r_{yc}	n_0	n'
0,999	0,998	0,00144	4,24	23	2940	8620
	0,997	0,00182	2,68	10	1470	2930
	0,996	0,00216	2,12	6	980	1640
	0,995	0,00249	1,82	5	730	1110
0,995	0,990	0,00722	4,22	23	584	1710
	0,985	0,00906	2,66	9	290	581
	0,980	0,01080	2,10	6	190	324
	0,975	0,01244	1,81	5	150	218
0,990	0,980	0,0144	4,19	23	260	850
	0,970	0,0182	2,63	9	140	287
	0,960	0,0217	2,08	6	100	160
	0,950	0,0250	1,78	5	71	107
0,980	0,960	0,0289	4,12	23	143	418
	0,940	0,0365	2,58	9	707	140
	0,920	0,0436	2,03	6	46,6	78
	0,900	0,0502	1,74	5	34,6	52
0,950	0,900	0,0723	3,94	23	54,5	159
	0,850	0,0919	2,43	9	20,4	52,2
	0,800	0,110	1,89	6	17,1	28,2
	0,750	0,128	1,60	5	12,5	18,4
0,900	0,800	0,145	3,63	23	25,0	72
	0,700	0,186	2,18	9	11,7	23
	0,600	0,226	1,64	6	7,26	11,7
	0,500	0,268	1,34	4	5,01	7,20
0,890	0,780	0,160	3,57	23	222,3	64,4
	0,670	0,205	2,13	9	10,4	20,0
	0,560	0,250	1,59	3	6,36	10,2
	0,450	0,298	1,28	2	4,32	6,16
0,880	0,760	0,175	3,51	21	20,1	57,8
	0,640	0,225	2,08	9	9,25	17,9
	0,520	0,275	1,54	6	5,60	8,93
	0,400	0,329	1,30	5	3,73	5,20
0,860	0,720	0,204	3,40	20	16,6	47,5
	0,580	0,264	1,97	9	7,48	14,3
	0,440	0,326	1,43	5	4,39	6,93
	0,400	0,396	1,13	4	2,80	3,89
0,850	0,700	0,219	3,23	22	15,2	43,4
	0,550	0,284	1,92	8	6,76	12,9
	0,400	0,352	1,38	5	3,91	6,12
	0,250	0,432	1,04	4	2,41	3,32

Таблица 6.13

α	T_a/T_β при β			$r_{пр}$	t_{max}/T_a	
	0,05	0,10	0,20			
0,05	58,820	45,450	31,250	1	0,052	
	13,330	10,990	8,403	2	0,356	
	7,692	6,493	5,235	3	0,817	
	5,682	4,878	4,032	4	1,366	
	4,651	4,065	3,413	5	1,970	
	3,350	2,958	2,570	8	3,981	
	2,898	2,618	2,309	10	5,425	
	2,631	2,396	2,137	12	6,944	
	2,445	2,242	2,012	14	8,464	
	2,369	2,178	1,961	15	9,246	
	2,096	1,961	1,779	20	13,200	
	1,942	1,815	1,669	25	17,300	
	1,835	1,721	1,597	30	21,500	
	0,10	28,570	21,740	15,380	1	0,105
		8,928	7,299	5,650	2	0,532
5,714		4,831	3,891	3	1,102	
4,444		3,831	3,164	4	1,745	
3,769		3,289	2,762	5	2,432	
2,525		2,283	2,012	10	6,221	
2,127		1,953	1,760	15	10,300	
1,915		1,792	1,626	20	14,520	
1,792		1,672	1,538	25	18,840	
1,706		1,602	1,486	30	23,230	
0,20	13,510	10,310	7,246	1	0,223	
	5,747	4,717	3,636	2	0,824	
	4,098	3,472	2,785	3	1,535	
	3,378	2,907	2,404	4	2,297	
	2,967	2,590	2,174	5	3,089	
	2,155	1,949	1,718	10	7,289	
	1,872	1,724	1,553	15	11,680	
	1,780	1,608	1,460	20	16,170	
	1,628	1,520	1,398	25	20,720	
	1,565	1,468	1,362	30	25,320	

Если продолжительность испытаний t_n задана, все образцы работают одновременно, а отказавшие заменяются (или полностью восстанавливаются), то необходимое количество образцов можно определить по формуле

$$N = t_{max}/t_n. \quad (6.20)$$

Если отказавшие изделия не заменяются и не восстанавливаются, количество образцов для достижения той же суммарной наработки при той же общей продолжительности испытаний следует увеличить до

$$N \approx t_{max}/t_n + t_{max}/T_a \approx (t_{max}/T_a)(T_a/T_n + 1). \quad (6.21)$$

В ходе испытаний определяется суммарная наработка t_Σ .

При испытаниях без восстановления или без замены

$$t_{\Sigma} = (N - r)t + \sum_{j=1}^r t_j, \quad (6.22)$$

где t_j — наработка j -го из r отказавших изделий, отсчитанная от начала испытаний.

При испытаниях с восстановлением или заменой

$$t_{\Sigma} = \sum_{i=1}^N t_i,$$

где t_i — суммарная наработка i -го изделия за время испытаний.

Если первым достигается предельное число отрицательных исходов $r_{\text{пр}}$ (суммарная наработка $t_{\Sigma} < t_{\text{max}}$), то результаты испытаний отрицательны, если $t_{\Sigma} = t_{\text{max}}$ (количество отрицательных исходов меньше $r_{\text{пр}}$), то результаты испытаний положительны.

Верхняя доверительная граница для показателя типа T (наработка) у изделий, признанных в соответствии с результатами контроля по плану, выбранному по табл. 6.13, несоответствующими заданным требованиям, с доверительной вероятностью $1 - \alpha$ не больше приемочного значения T_{α} . Нижняя доверительная граница для показателя типа T (наработка) у изделий, признанных по результатам контроля с помощью тех же планов соответствующими заданным требованиям, с доверительной вероятностью $1 - \alpha$ не меньше браковочного значения T_{α} .

При последовательном контроле по параметрам плана в прямоугольной системе координат (рис. 6.2, б) строятся наклонные линии:

несоответствия $r = at_{\Sigma}' / (T_{\alpha} + r_0)$

и соответствия $r = a(t_{\Sigma} / T_{\alpha} - t_0 / T_{\alpha})$.

Значения параметров плана подсчитаны по формулам

$$\alpha = \frac{\frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}} - 1}{\ln \frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}}}; \quad r_0 = \frac{\ln \frac{1 - \beta}{\alpha}}{\ln \frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}}}; \quad \frac{t_0}{T_{\alpha}} = -\frac{\ln \frac{\beta}{1 - \alpha}}{\frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}} - 1}; \quad (6.23)$$

$$\frac{t'_{\Sigma}}{T_{\alpha}} = \frac{(1 - \alpha) \ln \frac{1 - \alpha}{\beta} - \alpha \ln \frac{1 - \beta}{\alpha}}{\frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}} - 1 - \ln \frac{T_{\alpha}}{T_{\beta}}}. \quad (6.24)$$

Усечение плана осуществляется по одноступенчатому методу. Усечение испытаний по числу отрицательных исходов следует производить при $r_{\text{ус}}$, по числу наблюдений — при $n_{\text{ус}} = r_{\text{ус}}/a$.

При испытаниях без восстановления или без замены минимальный объем выборки $N_{\text{min}} = r_{\text{ус}}$. При испытаниях с восстановлением или заменой объем выборки может быть любым.

При наличии отрицательных исходов графиком последовательных испытаний является ступенчатая линия, сумма отрезков которой, параллельных оси t_{Σ}/T_{α} , равна отношению суммарной наработки образцов изделия в момент времени t испытаний к значению T_{α} , а сумма отрезков, параллельных оси r , равна числу отрицательных исходов к моменту t .

При отсутствии отрицательных исходов графиком последовательных испытаний является прямая линия с началом в точке 0, совпадающая с осью t_{Σ}/T_{α} . При этом суммарная наработка образцов изделия t_{Σ} в процессе испытаний определяется по формуле $t_{\Sigma} = Nt$.

При испытаниях с восстановлением или заменой суммарная наработка образцов изделия t_{Σ} в момент времени t испытаний определяется по формуле

$$t_{\Sigma} = Nt - \sum_{j=1}^r \tau_j,$$

где τ_j — длительность восстановления работоспособности j -го из r отказавших образцов изделия или длительность замены j -го из отказавших образцов изделия новым.

При испытаниях без восстановления или без замены суммарная наработка образцов изделия в момент времени t испытаний определяется по формуле

$$t_{\Sigma} = (N - r)t + \sum_{j=1}^r t_j,$$

где t_j — наработка до отказа j -го из r отказавших образцов изделия, отсчитываемая с момента начала испытаний.

Результаты испытаний положительны, если график последовательных испытаний достигает линии соответствия, и отрицательны, если график последовательных испытаний достигает линии несоответствия. В процессе контроля определяется суммарная наработка к моменту очередного отрицательного исхода, которая затем сопоставляется с нормативами, приведенными в плане контроля. Испытания признаются положительными, если суммарная наработка окажется не меньше нормативов, указанных в плане контроля. Результаты испытаний признаются отрицательными, как только суммарная наработка к моменту очередного отрицательного исхода окажется не больше нормативов, указанных в плане контроля.

При распределении Вейбулла (испытания без восстановления) функция распределения наработок до отрицательного исхода

$$F(t, \theta, b) = 1 - \exp[-(t/\theta)^b],$$

$$t \geq 0; \theta > 0; b > 0.$$

Параметр b считается известным. Планирование одноступенчатого контроля осуществляется так же, как при планах типа P ,

и для случая экспоненциального закона. В первом случае наработку следует пересчитать на вероятность:

$$P_{\alpha}(t_n) = \exp \left\{ - \left[(t_n/T_{\alpha}) \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right) \right]^b \right\}; \quad (6.25)$$

$$P_{\beta}(t_n) = \exp \left\{ - \left[(t_n/T_{\beta}) \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right) \right]^b \right\}. \quad (6.26)$$

Во втором случае вместо T_{α}/T_{β} следует использовать $(T_{\alpha}/T_{\beta})^b$, а вместо относительной суммарной наработки фиксировать сумму:

$$(T_{\Sigma}/T_{\alpha})^b = (N - r) (t/T_{\alpha})^b + \sum_{i=1}^r (t_i/T_{\alpha})^b.$$

Планы одноступенчатого контроля в зависимости от объема партии, приемочного уровня вероятности и параметра формы при $\alpha = 0,05$ и $\beta = 0,1$ даны в ГОСТ 27.411—81. Планы последовательного контроля для распределения Вейбулла строятся так же, как и для экспоненциального. При этом вместо относительной суммарной наработки фиксируется сумма отношений $(t_i/T_{\alpha})^b$.

Уравнения наклонных прямых имеют вид:

линия несоответствия

$$r = a (t_{\Sigma}/T_{\alpha})^b + r_0; \quad (6.27)$$

линия соответствия

$$r = a [(t_{\Sigma}/T_{\alpha})^b - (t_0/T_{\alpha})^b]. \quad (6.28)$$

Значения a , r_0 , r_{yc} , t_0/T_{α} определяют по (6.18), используя вместо T_{α}/T_{β} величину $(T_{\alpha}/T_{\beta})^b$.

При нормальном распределении (усеченном слева) функция наработки до отрицательного исхода

$$F(t, T_0, \sigma) = 1 - F_0[(T_0 - t)/\sigma]/F_0(T_0/\sigma), \quad t \geq 0; \quad T_0 > 0; \quad \sigma > 0.$$

План одноступенчатого контроля строится так же, как в случае плана типа P после пересчета наработки на вероятность из соотношений:

$$P(t_n) = F_0[(T_0 - t_n)/\sigma]/F_0(T_0/\sigma),$$

если нормируют T_0 , а продолжительность испытаний t_n ;

$$P(t_n) = P(t_{\gamma}) = F_0[(T_0 - T_{\gamma})/\sigma]/F_0(T_0/\sigma) = \gamma/100,$$

если нормируют T_{γ} , а $t_n = t_{\gamma}$;

$$P(t_n) = F_0[U_{\gamma} + (T_{\gamma} - t_n)/\sigma]/F_0(T_0/\sigma),$$

если нормируют T_{γ} , а $t_n \neq T_{\gamma}$. Здесь $F_0(U_{\gamma}) = \gamma/100$.

График испытаний имеет вид, показанный на рис. 6.2, в.

Уравнение наклонной линии несоответствия

$$r = at_{\Sigma} + r_0.$$

Уравнение наклонной линии соответствия

$$r = at_{\Sigma} - r'_0,$$

$$\text{где } a = \left[\frac{N(T_{\alpha} + T_{\beta})}{2} - \frac{\sigma^2}{T_{\alpha} - T_{\beta}} \ln \frac{F_0\left(\frac{T_{\beta}\sqrt{N}}{\sigma}\right)}{F_0\left(\frac{T_{\alpha}\sqrt{N}}{\sigma}\right)} \right]^{-1};$$

$$r_0 = a \frac{\sigma^2}{T_{\alpha} - T_{\beta}} \ln \frac{1 - \beta}{\alpha};$$

$$r'_0 = a \frac{\sigma^2}{T_{\alpha} - T_{\beta}} \ln \frac{1 - \alpha}{\beta};$$

$$t_0 = \frac{\sigma^2}{T_{\beta} - T_{\alpha}} \ln \frac{\beta}{1 - \alpha}.$$

Усечение испытаний по числу отрицательных исходов следует производить по методу одноступенчатого контроля по суммарной наработке при $t_{yc} = r_{yc}/a$.

Ожидаемую суммарную наработку до принятия решения при $T_0 = T_{\alpha}$ подсчитывают по формуле

$$t'_{\Sigma} = r' \left[\frac{N(T_{\alpha} + T_{\beta})}{2} + \frac{\sigma^2}{T_{\alpha} - T_{\beta}} \ln \frac{F_0\left(\frac{T_{\alpha}\sqrt{N}}{\sigma}\right)}{F_0\left(\frac{T_{\beta}\sqrt{N}}{\sigma}\right)} \right] +$$

$$+ \frac{\sigma^2}{T_{\alpha} - T_{\beta}} \ln \frac{\alpha}{1 - \beta},$$

$$\text{где } r' = \frac{(1 - \alpha) \left(\ln \frac{1 - \alpha}{\beta} - \ln \frac{\alpha}{1 - \beta} \right) + \ln \frac{\alpha}{1 - \beta}}{\frac{N(T_{\alpha} - T_{\beta})^2}{2\sigma^2} - \ln \frac{F_0\left(\frac{T_{\beta}\sqrt{N}}{\sigma}\right)}{F_0\left(\frac{T_{\alpha}\sqrt{N}}{\sigma}\right)}}; r' - \text{ожидаемое число}$$

отрицательных исходов; N — количество изделий.

Задаваясь продолжительностью испытаний $T_{\alpha} < t_{н} \leq t'_{\Sigma}$ и полагая, что все образцы работают одновременно, а отказавшие заменяются (или полностью восстанавливаются), необходимое количество образцов можно определить по формуле

$$N = t'_{\Sigma}/t_{н}.$$

Если отказавшие изделия не заменяются и не восстанавливаются, количество образцов для достижения той же суммарной

наработки при той же продолжительности испытаний следует увеличить до

$$N = t'_{\Sigma} (1/t_n + 1/T_a).$$

Испытания ведутся до пересечения одной из линий несоответствия или соответствия, причем возможна постановка на испытания дополнительных образцов для достижения суммарной наработки.

Для логарифмически нормального распределения планы контроля определяются так же, как для нормального закона, с заменой наработки на логарифм наработки. Методы и планы контроля, изложенные ранее, применяют для испытаний на долговечность, если под отрицательным исходом наблюдения понимать наступление предельного состояния, под T — средний или γ -процентный ресурс (срок службы), $P = \gamma/100$. Для контроля показателей долговечности могут использоваться статистические данные результатов эксплуатации.

Испытания на долговечность могут совмещаться с испытаниями на безотказность. При испытаниях на долговечность проводят плановые технические обслуживания и ремонты, предусмотренные нормативно-техническими и (или) конструкторскими документами.

Испытания на долговечность изделий, работающих в процессе эксплуатации периодически, проводят циклами. Количество циклов и их длительность определяются стратегией эксплуатации (видами и периодичностью контроля и т. п.).

Испытания на долговечность восстанавливаемых в условиях эксплуатации изделий проводят до наступления первого отказа или существенного повреждения, последствия которого приводят к необходимости прекращения эксплуатации и передачи изделия в ремонт.

В процессе испытаний периодически проводятся проверки работоспособности изделий. В случае обнаружения отказа изделие восстанавливают. Результаты проверок работоспособности изделий анализируют, чтобы выявить наступление предельного состояния. Изделия, достигшие предельного состояния, снимают с испытаний.

Методы и планы контроля, изложенные ранее, применимы также для испытаний на ремонтпригодность, если под отрицательным исходом наблюдений понимать события, когда продолжительность восстановления превышает заданную, под P — вероятность восстановления за заданное время, под T — среднее время восстановления.

Испытания на ремонтпригодность допускается совмещать с испытаниями на безотказность, сохраняемость и долговечность. Если полученные числа отказов недостаточны, допускается искусственное введение (моделирование) отказов.

При моделировании общее число отказов должно распределяться между группами элементов изделия в соответствии с процентом отказов изделий за счет элементов этих групп. Процент отказов различных групп элементов определяют по данным эксплуатации или предшествующих испытаний. Выбор видов отказов необходимо производить исходя из наиболее характерных отказов, аналогов и результатов предшествующих испытаний.

При проведении испытаний на ремонтпригодность должны быть соблюдены следующие условия:

отыскание и устранение возникших и введенных отказов должны производиться силами штатного обслуживающего персонала;

для восстановления работоспособности должны использоваться оборудование и оснастка, предусмотренные инструкцией по эксплуатации. До начала восстановления сведения о месте и виде отказа не должны доводиться до персонала;

поиск причины отказа, восстановление и проверка работоспособности изделия после восстановления должны производиться по методике, предусмотренной конструкторской документацией и с применением штатного комплекта запасных инструментов и приборов.

Испытания на ремонтпригодность следует проводить по одноступенчатому методу. При выборе плана испытаний для контроля среднего времени восстановления обозначение T_{α}/T_{β} заменяют на T_{β}/T_{α} , где T_{α} — время восстановления.

Методы и планы контроля, изложенные ранее, применимы для испытаний на сохраняемость, если под отрицательным исходом понимать несоответствия заданным требованиям, возникшие в процессе хранения и после него при контроле показателей долговечности и безотказности, под T — срок сохраняемости, $P = \gamma/100$.

Изделия испытывают на сохраняемость в том виде, в котором они хранятся или транспортируются в процессе эксплуатации. Объем и периодичность контроля параметров изделия при испытании должны быть достаточными для получения информации с целью оценки количественных показателей сохраняемости.

Испытания на сохраняемость проводят по одноступенчатому или последовательному методу. Испытания на сохраняемость проводят в два этапа. На 1-м этапе воспроизводят нагрузки, соответствующие заданным условиям хранения и (или) транспортирования. Количество годовых циклов должно быть равно заданному числу лет хранения, а длительность механических воздействий — полной дальности транспортирования. На 2-м этапе изделие подвергают испытаниям на безотказность, долговечность и ремонтпригодность.

Если в НТД на изделие предусмотрены периодические проверки, переконсервация и т. п., то на 1-м этапе испытаний эти работы по техническому обслуживанию проводят после вос-

произведения воздействий, характерных для условий хранения и транспортирования.

Во время испытаний по 1-му этапу и в конце этого этапа проводят внешние осмотры, контроль параметров и техническое обслуживание, предусмотренные нормативно-техническими и конструкторскими документами. По окончании 1-го этапа изделия испытывают по программе 2-го этапа.

Изделия отвечают требованиям к сохраняемости, если в течение и по окончании испытаний по 1-му этапу внешний вид изделий (состояние металлических поверхностей, лакокрасочных покрытий, резинотехнических изделий и т. п.) соответствует заданным требованиям, отказы и повреждения, выявленные в течение и в конце испытаний по 1-му этапу устранены, а по результатам испытаний 2-го этапа изделие соответствует требованиям безотказности, долговечности и ремонтпригодности.

Рассмотренные методы и планы контроля применимы для контроля комплексных показателей вероятностного типа (коэффициента готовности, оперативной готовности, технического использования, сохранения эффективности и т. п.), когда они могут быть представлены в виде частности некоторого события (исправности в тот или иной момент времени, несрыва выполнения задания из-за отказов и др.). В процессе испытаний фиксируется число опытов, в которых это событие могло осуществиться (n), и число опытов, в которых оно фактически имело место ($n - r$). Таким образом, контролю подвергается показатель вида $P = (n - r) / n$.

Планы контроля коэффициента готовности по одноступенчатому методу, когда наработки между отказами и время восстановления распределены экспоненциально, определяют по табл. 6.14.

Таблица 6.14

$K_{га}$	Число отказов e_a и оценочный норматив $K_{г.с}$ при $1 - K_{гб} / 1 - K_{га}$ равном									
	2		2,5		3		4		5	
	e_a	$K_{г.с}$	e_a	$K_{г.с}$	e_a	$K_{г.с}$	e_a	$K_{г.с}$	e_a	$K_{г.с}$
0,9	33	0,857	18	0,839	12	0,822	—	—	—	—
0,95	39	0,929	22	0,920	14	0,914	9	0,898	7	0,882
0,96	40	0,943	23	0,936	16	0,930	9	0,920	7	0,906
0,97	41	0,958	24	0,952	16	0,948	10	0,940	8	0,930
0,98	42	0,972	25	0,968	17	0,965	11	0,959	8	0,955
0,99	44	0,968	25	0,984	18	0,982	11	0,980	8	0,978
0,995	44	0,993	26	0,9921	18	0,9913	11	0,9901	9	0,9885
0,998	45	0,9972	26	0,9968	18	0,9965	12	0,9959	9	0,9954
0,999	45	0,9986	26	0,9984	18	0,9983	12	0,9980	9	0,9977
0,9995	45	0,99929	26	0,99921	18	0,99914	12	0,99900	9	0,99890
0,9999	45	0,99986	26	0,99984	18	0,99983	12	0,99980	9	0,99977

Необходимые оценки определяют по формулам

$$K_r = \hat{T}/(\hat{T} + \hat{T}_a); \quad \hat{T} = (1/r) \sum_{j=1}^r t_j; \quad \hat{T}_a = (1/r) \sum_{j=1}^r \tau_j.$$

Необходимое количество отказов r определяют решением уравнения

$$[f_{1-\alpha}(2r, 2r)]/[f_{\beta}(2r, 2r)] = [K_{r\alpha}(1 - K_{r\beta})]/[K_{r\beta}(1 - K_{r\alpha})],$$

где $f_{1-\alpha}(2r, 2r)$, $f_{\beta}(2r, 2r)$ — квантили F распределения с числом степеней свободы $(2r, 2r)$ и уровнями $1 - \alpha$ и β соответственно.

Оценочный норматив $K_{r.c}$ определяют по одной из формул

$$K_{r.c} = 1 / \left[1 + f_{1-\alpha}(2r, 2r) \frac{1 - K_{r\alpha}}{K_{r\beta}} \right];$$

$$K_{r.c} = 1 / \left[1 + f_{\beta}(2r, 2r) \frac{1 - K_{r\beta}}{K_{r\alpha}} \right].$$

3. ИСПЫТАНИЯ НА ВОЗДЕЙСТВИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Испытания на воздействие климатических факторов (климатические испытания) проводят для определения работоспособности изделий в условиях действия климатических факторов, оценки их влияния на показатели надежности, установления оптимальных режимов и условий использования техники. Испытания проводят, как правило, в искусственно создаваемых климатических условиях (в лабораториях), а при невозможности их создания — в реальных условиях эксплуатации (на полигонах, климатических станциях). В реальных условиях должны проводиться испытания изделий, масса и (или) габариты которых не позволяют использовать лабораторные установки и которые не могут быть разделены на составные части.

Виды климатических воздействий и основные требования к методам испытаний установлены ГОСТ 24813—81. Стандартом предусмотрены следующие воздействия:

1) воздействие атмосферного давления. Испытания проводят в баро- и термокамерах. При испытаниях на воздействие быстрого изменения давления используют емкости с низким и высоким давлением;

2) воздействие температуры. Испытания проводят в термокамерах, камерах тепла (холода), камерах термоциклирования, в ванной с горячей (холодной) водой или другой жидкостью и т. п. Значения повышенной и пониженной температуры, скорость повышения и снижения температуры, количество циклов при испытаниях на воздействие изменения температуры, время выдержки в определенных условиях внешней среды устанавливается в НТД на методы испытания конкретного вида изделия;

3) воздействие влажности воздуха или других газов. Испытания проводят в камерах влажности, термо- или барокамерах.

На воздействие повышенной влажности в режиме конденсации влаги и без конденсации влаги изделия испытывают, как правило, в выключенном состоянии и включают только на время измерений. Испытания проводят в постоянном или циклическом режиме. При испытании не допускается попадание на изделие капель воды с поверхности камеры. Испытания на воздействие пониженной влажности проводят в термо- или барокамерах, в которых осушают воздух до требуемой относительной влажности; допускается проводить испытания в осушенном инертном газе. Режимы испытаний конкретных изделий (значение относительной влажности и температуры в камерах, время выдержки изделия в требуемых условиях среды, предельное время измерения параметров, количество циклов) устанавливаются в НТД на изделия;

4) воздействие атмосферных осадков. Испытания проводят в камерах дождя, камерах соляного тумана, в камерах холода, влажности, термо- и барокамерах. При испытании изделия подвергают равномерному воздействию дождя сверху и со всех боковых сторон за счет поворота испытываемого изделия или за счет изменения действия дождя. Температура воды в начале испытаний не должна быть выше температуры изделия. Интенсивность дождя измеряют в зоне расположения изделия не менее 30 с цилиндрическим сборником диаметром 0,1—0,2 м и глубиной не менее половины диаметра.

При испытании на воздействие соляного (морского) тумана используют соляные растворы, приготовленные из хлористого натрия и дистиллированной воды. Раствор в камере соляного тумана с испытываемым изделием может распыляться любым способом, обеспечивающим требуемую дисперсность и водность. Время выдержки, температура и влажность при выдержке, количество хлористого натрия на 1 дм³ дистиллированной воды, дисперсность (размер капель) и водность тумана, продолжительность и количество циклов устанавливаются для каждого изделия в зависимости от его особенностей и целевого назначения.

Испытания на воздействие атмосферных конденсированных осадков (росы, иней, обледенения) проводят в камерах холода, влажности или барокамерах, циклически изменяя температуру, влажность воздуха и давление (для изделий, эксплуатирующихся в условиях пониженного давления). Значения положительной и отрицательной температуры, относительной влажности, пониженного давления, время выдержки измерений, количество циклов устанавливаются для каждого изделия дифференцированно;

5) воздействие солнечного излучения. Испытания проводят в камерах солнечной радиации, оснащенных источниками инфракрасного и ультрафиолетового излучения. Изделия располагают в камерах так, чтобы уязвимые части находились под воздей-

ствием источника облучения и не было взаимной экранизации. Расстояние от изделия до стен камеры, значения положительной температуры и пониженного давления в камере (для изделий, эксплуатирующихся при пониженных давлениях), интегральная плотность теплового потока, включая излучение, отраженное от стен камеры, спектр ультрафиолетового излучения, время выдержки в условиях облучения, количество циклов устанавливаются дифференцированно для каждого изделия;

6) воздействие ветра. Испытания проводят в специальных камерах или в аэродинамических трубах. Скорость потока воздуха (газа), время выдержки устанавливаются в методах испытания на конкретный вид изделия;

7) воздействие песка и пыли. Испытания проводят в камере со специальными устройствами для обдувания изделия песком (пылью). При испытаниях на статическое воздействие пыли рекомендуется использовать просушенную пылевую смесь (60 % кварцевого песка, 20 % мела, 20 % каолина). Концентрация пыли в воздухе должна быть не менее $2 \pm 1 \text{ г/м}^3$, скорость циркуляции воздуха до начала оседания пыли 0,5—1 м/с, размер частиц пылевой смеси не более $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ (остаток частиц, не просеиваемых через сито с сеткой № 005 по ГОСТ 6613—73, не должен превышать 3 %).

При испытаниях на динамическое воздействие пыли рекомендуется использовать просушенную пылевую смесь (70 % кварцевого песка или маршалита, 15 % мела, 15 % каолина) в количестве не менее 3 г/м^3 . Скорость потока пылевой смеси должна быть не менее 10 м/с, размер частиц пылевой смеси — не более $2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ (остаток частиц, не просеиваемых через сито с сеткой № 02 по ГОСТ 6613—73, не должен превышать 3 %).

Для определения пыленепроницаемости изделий к составу пылевой смеси допускается добавлять флюоресцирующий порошок (люминофор, ФКП-03 и др.) в количестве 10 % общей концентрации смеси. Размер частиц порошка должен быть таким, чтобы порошок проходил через сито с сеткой № 005 по ГОСТ 6613—73, если иное не указано в НТД на изделие. Время воздействия пылевой смеси на изделие, скорость циркуляции воздуха и температура в камере при испытании должны соответствовать требованиям НТД на изделие;

8) воздействие среды с коррозионно-активными агентами. Испытания проводят в специальных камерах.

Коррозионно-активная среда определяется:

при испытаниях в атмосфере — массовой концентрацией хлоридов, сернистого газа, окислов азота, аммиака, приземного азона, массовой скоростью оседания коррозионно-активных агентов и продолжительностью воздействия атмосферы с коррозионно-активными агентами;

при испытании в воде — соленостью морской воды (льда), хлорностью вод, массовой концентрацией хлор-иона, свободной

угольной кислоты, сероводорода, растворенного кислорода, нерастворенных примесей катионов кальция и магния в пресной воде, щелочностью, удельной электрической проводимостью, характером воздействия (капли, брызги, струя, погружение), продолжительностью воздействия;

при испытании в почве — агрегатным составом почвы, соленостью, влажностью, массовой долей хлор-иона, нитрат-иона, сульфат-иона, ионов водорода, карбонатов, гумуса, удельной электрической проводимостью почвы, продолжительностью воздействия почвы с коррозионно-активными агентами.

Подготовка коррозионно-активной среды, номенклатура и количество коррозионно-активных агентов в среде, электрическая проводимость в среде и температура при испытаниях, проведение испытаний должны соответствовать требованиям НТД на изделие; факторы, параметры и методы определения коррозионной агрессивности атмосферы — требованиям ГОСТ 9.039—74;

9) воздействие ледово-снежной и грунтовой среды. Испытания проводят в реальных условиях эксплуатации изделий или на климатических станциях.

§ 3. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Ускоренными называются испытания, методы и условия проведения которых обеспечивают получение необходимого объема информации в более короткий срок, чем в предусмотренных условиях и режимах эксплуатации. Ускоренные испытания разделяются на два вида: сокращенные и форсированные.

Сокращенные испытания — ускоренные испытания без интенсификации процессов, вызывающих отказы или повреждения. В сокращенных испытаниях уменьшение сроков получения показателей надежности достигается за счет прогнозирования поведения объекта испытаний на период, больший, чем продолжительность испытаний.

Форсированные испытания — ускоренные испытания, основанные на интенсификации процессов, вызывающих отказы или повреждения. При форсированных испытаниях проводится преднамеренное увеличение скорости утраты работоспособности изделия.

Ускоренные испытания разрабатываются с целью сокращения сроков проведения испытания по сравнению с нормальными испытаниями, т. е. испытаниями, методы и условия проведения которых обеспечивают получение необходимого объема информации в такой же срок, как и в предусмотренных НТД условиях и режимах эксплуатации для данного изделия (ГОСТ 16504—74).

Основной характеристикой ускоренных испытаний является коэффициент ускорения — число, показывающее во сколько раз продолжительность ускоренных испытаний меньше продолжи-

тельности испытаний, проведенных в предусмотренных условиях и режимах эксплуатации (нормальных испытаний).

Коэффициент ускорения может исчисляться по наработке и по календарному времени. *Коэффициент ускорения по наработке* — отношение наработки изделия в нормальных испытаниях к наработке в ускоренных испытаниях. *Коэффициент ускорения по календарному времени* — отношение календарного времени нормальных испытаний к календарному времени ускоренных испытаний.

При разработке ускоренных испытаний для конкретного вида изделий необходимо в первую очередь установить принцип ускоренных испытаний, затем на основании сформулированного принципа выбрать метод и режим ускоренных испытаний. *Принцип ускоренных испытаний* — совокупность теоретических и экспериментально обоснованных закономерностей или допущений, на использовании которых основано проведение испытаний с сокращением их продолжительности. *Метод ускоренных испытаний* — совокупность правил применения принципов ускоренных испытаний для получения показателей надежности определенных групп или видов изделий. *Режим ускоренных испытаний* — режим, предусмотренный применяемым принципом и методом ускоренных испытаний и обеспечивающий сокращение продолжительности испытаний.

Режим ускоренных испытаний может быть нормальным (для сокращенных испытаний), форсированным (для форсированных испытаний), комбинированным при чередовании нормального и форсированного режимов (при форсированных испытаниях).

Нормальный режим — режим, при котором значения его параметров находятся в пределах, установленных в технической документации для нормальной эксплуатации испытуемого изделия. Частным случаем нормального режима является номинальный режим испытания, соответствующий установленным параметрам внешних воздействий, принимаемых обычно за начало отсчета допустимых отклонений.

Форсированный режим — режим испытаний, обеспечивающий увеличение интенсивности процессов утраты работоспособности по сравнению с нормальным режимом. Форсированный режим может достигаться за счет изменения одного или одновременно нескольких форсирующих факторов.

Форсирующим фактором называется составляющая режима испытаний, изменение параметров которой по сравнению с режимом нормальных испытаний приводит к интенсификации процессов, вызывающих отказ или повреждение. В качестве форсирующего фактора используют усилие (момент), скорость (частоту), температуру, влажность среды, абразивность среды, химическую агрессивность среды и т. д.

Показатели надежности, полученные по результатам ускоренных испытаний, можно пересчитать для нормального режима

при условии, что физические процессы разрушения при форсированных и ускоренных испытаниях одинаковы. Поэтому режимы ускоренных испытаний и форсирующий фактор могут изменяться при ускорении процесса испытаний только до определенного предела, называемого *предельной нагрузкой*. Такой нагрузкой является предельно допустимый уровень форсирующего фактора, обеспечивающий максимально возможную степень форсирования испытаний при сохранении идентичности картины разрушения в условиях ускоренных и нормальных испытаний и выполнении предпосылок, положенных в основу выбранного принципа ускоренных испытаний.

Результаты нормальных и ускоренных испытаний будут сопоставимы, если при соблюдении идентичности природы разрушения получаемые значения показателей надежности будут одинаковы, т. е.

$$R(t_n) = R(t_y), \quad (6.29)$$

где $R(t_n)$, $R(t_y)$ — показатели надежности при нормальном и ускоренном режимах.

При экспоненциальном распределении для вероятности безотказной работы условие (6.29) запишется в виде

$$t^{-\lambda_n t_n} = e^{-\lambda_y t_y}. \quad (6.30)$$

Если $k_y = t_n/t_y$, то из (6.30) получаем, что

$$k_y = \lambda_y/\lambda_n; \quad \lambda_n = \lambda_y/k_y.$$

Для распределения Вейбулла выражение (6.29) принимает вид

$$R(t_n) = e^{-\lambda_n t_n^{b_n}} = e^{-\lambda_y t_y^{b_y}}.$$

Отсюда

$$\lambda_n = \lambda_y t_y^{b_y} / t_n^{b_n} = \lambda_y t_y^{b_y - b_n} / k_y^{b_n};$$

$$k_y = \sqrt[b_n]{\frac{\lambda_y}{\lambda_n} t_y^{b_y - b_n}}. \quad (6.31)$$

Если ускоренные испытания проводятся с целью определения средней наработки, которая для распределения Вейбулла

$$\bar{t} = \Gamma(1 + 1/b) \lambda^{-1/b}, \quad (6.32)$$

то из условия (6.29) должны иметь

$$\Gamma(1/b_y) / \lambda_y^{1/b_y} = \Gamma(1/b_n) / \lambda_n^{1/b_n}.$$

Отсюда

$$\lambda_n = \left[\frac{\Gamma(1/b_n)}{\Gamma(1/b_y)} \right]^{b_n} \lambda_y^{b_n - b_y}. \quad (6.33)$$

К основным принципам ускоренных испытаний относятся:

- уплотнение рабочих циклов;
- экстраполяция по времени;
- усечение спектра нагрузок;
- учащение рабочих циклов;
- принцип сравнения;
- экстраполяция по нагрузке;
- принцип «доламывания»;
- принцип «запросов».

Уплотнение рабочих циклов применяется при испытании изделий, которые в эксплуатации имеют большие перерывы в работе. На сокращении этих перерывов основано ускорение испытаний. Примером использования принципа уплотнения рабочих циклов могут служить испытания машин с сезонной загрузкой. В этом случае, сокращая или совсем ликвидируя известные перерывы в эксплуатации, связанные с ночным временем, нерабочими климатическими периодами, можно добиться значительного коэффициента ускорения по календарному времени.

Экстраполяция по времени основана на гипотезе о возможности достаточно достоверной оценки закономерностей процесса накопления повреждений по начальным этапам процесса. При этом испытания в нормальном режиме проводятся лишь на некотором начальном участке работы изделия, измеряется параметр, определяющий накопленное повреждение, а затем эти результаты экстраполируются до предельного состояния. Экстраполяция проводится графически или аналитически.

Практически при всяком детерминированном изменении накопленного повреждения во времени путем соответствующего преобразования координат можно процесс его накопления отобразить в линеаризованном виде.

Выравнивание методом наименьших квадратов в этом случае сводится к отысканию коэффициентов a и b уравнения

$$\eta = at + b. \quad (6.34)$$

Значение этих коэффициентов определяется на основе результатов испытаний по значениям повреждения η_i , соответствующим определенным моментам времени t_i .

При этом искомые коэффициенты уравнения (6.34) могут быть определены по формулам

$$a = (m \sum t_i \eta_i - \sum t_i \sum \eta_i) / [m \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2];$$

$$b = (\sum \eta_i \sum t_i^2 - \sum t_i \sum t_i \eta_i) / [m \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2],$$

где m — число парных значений t_i и η_i .

Для каждого момента времени t_i вычисляется оценка дисперсии $S_{\eta}^2(t_i)$ по формуле

$$S_{\eta}^2(t_i) = \frac{1}{m_i - 1} \sum_{j=1}^{m_i} [\eta_j(t_i) - \bar{\eta}(t_i)]^2,$$

где m_i — число экспериментальных точек, полученных в момент времени t_i (число реализаций процесса); j — порядковый номер экспериментальных точек, полученных в момент времени t_i ($1 < j \leq m_i$).

Данные по износу, полученные на начальном участке изнашивания, выравниваются методом наименьших квадратов или методом экспоненциального сглаживания. Для стационарного изнашивания результаты испытаний по среднему накопленному износу выравниваются прямой, а по дисперсии — квадратической зависимостью вида

$$S_{\eta}^2(t) = a + a_1 t + a_2 t^2.$$

Если величина $a_2 t^2$ в пределах изучаемого интервала времени оказывается незначительной по сравнению с $a_1 t$, то последним слагаемым можно пренебречь. Если $a_1 t \ll a_2 t^2$, то считают, что процесс характеризуется доминирующим влиянием начального качества образцов. Экстраполяция для такого процесса может быть осуществлена на основе испытаний как минимум нескольких образцов.

Для эргодического процесса оценка ресурса может быть получена испытаниями даже одного образца, но достаточно большой продолжительности.

Практически можно считать, что экстраполяция по времени дает удовлетворительную оценку долговечности при продолжительности испытаний не менее 40–70 % ресурса изделия. Этот принцип может применяться для изделий, процессы истощения ресурса которых достаточно хорошо изучены.

Вообще, проблема экстраполяции по времени требует решения в каждом конкретном случае трех основных задач:

1) выбора уравнения состояния, достаточно надежно описывающего экспериментальные результаты в области изменения параметров испытаний;

2) исследования поведения выбранного уравнения вне области эксперимента, что сводится к определению оценки точности прогнозирования;

3) выбора объема экспериментальных данных, обеспечивающих надежный прогноз на заданный срок службы.

Так, в результате многочисленных исследований, проведенных в СССР и за рубежом, для прогнозирования длительной прочности конструкционного металла на сроки службы более 100 тыс. ч рекомендована температурно-временная зависимость типа

$$T_n = a(T)^2 \sigma^{-n} \exp(b - c\sigma),$$

где a, n, b, c — параметры-константы, отражающие индивидуальные особенности материала; T — абсолютная температура; σ — напряжение.

Усечение спектра нагрузок заключается в отбрасывании определенной части нагрузок, не оказывающих заметного повре-

ждающего воздействия на объект испытаний. Большинство реальных машин и их элементов подвержены в условиях эксплуатации воздействию определенного спектра случайных или периодически повторяющихся нагрузок. Точное воспроизведение этого спектра нагрузок представляет значительные технические трудности, поэтому в большинстве случаев проводят статистический анализ повторяемости нагрузок различных уровней в эксплуатационном спектре нагружения объекта и составляют программный блок нагрузок, имитирующий с той же степенью приближения спектр эксплуатационных нагрузок.

При испытаниях изделия многократно воспроизводят программный блок нагрузок, а ресурс, полученный в результате программных испытаний, считают оценкой ресурса изделия в эксплуатационных условиях. Недостаток такого подхода — большая длительность испытаний для изделий высокой надежности. С целью сокращения длительности программных испытаний в определенных случаях может быть использован принцип усечения спектра нагрузок.

Частным случаем усечения спектра нагрузок является использование из всего рабочего цикла, состоящего из пуска, установившегося движения и останова, только двух элементов — пуска и останова. Целесообразность применения этого принципа основана на свойствах некоторых механизмов сохранять высокую износостойкость при установившемся движении, которое характеризуется гидродинамическим трением. Во время пуска или останова наблюдается полусухое или даже сухое трение, приводящее к значительному износу рабочих поверхностей.

Исходя из предположения, что установившееся движение не приводит к существенному износу, в испытаниях воспроизводят режим пусков и остановов. Ресурс при этом пересчитывают по следующей формуле, пренебрегая временем пусков и остановов:

$$T_n = N \bar{T}_z,$$

где N — число пусков-остановов; \bar{T}_z — средняя продолжительность интервала между пусками, определяемая по данным эксплуатации или расчетным методом с учетом функционального назначения механизма.

Испытания по этому принципу дают несколько завышенную оценку ресурса, но в большинстве случаев вполне приемлемую для практического использования.

Форсирование пусками-остановами применяется при ускоренных испытаниях коробок передач, муфт сцепления, электродвигателей и других механизмов и агрегатов, работающих в циклических режимах эксплуатации.

Принцип учащения рабочих циклов основан на увеличении частоты циклического нагружения или скорости движения под нагрузкой испытуемого элемента изделия. Предполагается, что долговечность изделия, выраженная в количестве циклов до пре-

дельного состояния, не зависит от частоты приложения нагрузки. При этом коэффициент ускорения определяется заранее из выражения

$$k_y = f_y/f_n,$$

где f_y, f_n — частота приложения нагрузки соответственно при ускоренных и нормальных испытаниях.

Принцип учащения рабочих циклов используется при стендовых испытаниях конструкций и их элементов. Коэффициент ускорения ограничивается скоростными возможностями испытательного оборудования, а иногда и возникновением сопутствующих процессов (например, повышением температуры), искажающих прямой переход к нормальным условиям по частотам.

Модификацией принципа учащения рабочих циклов является проведение испытаний на изнашивание при повышенных скоростях скольжения v .

Выражая ресурс по износу в виде накопленного пути трения и справедливо считая, что $L_y = L_n$, можно определить коэффициент ускорения: $k_y = v_y/v_n$.

Для практической реализации этого принципа необходимо сохранение параметров, определяющих физические условия трения, в тех же пределах, что и при нормальных испытаниях. Так, для поддержания заданного температурного режима необходимо в ускоренных испытаниях использовать охлаждение поверхностей трения. Кроме того, увеличение частоты вращения, например, для подшипников скольжения может замедлить процесс изнашивания благодаря переходу от граничного к гидродинамическому трению.

Вообще, применение принципа учащения рабочих циклов требует экспериментального обоснования режимов ускоренных испытаний во избежание получения несопоставимых результатов.

Принцип сравнения основан на проведении испытаний изделия в форсированном режиме и пересчете полученных результатов с помощью известных данных по эксплуатации аналогичных изделий.

В зависимости от имеющейся информации оценка надежности изделий производится тремя способами:

- 1) сравнением долговечности двух изделий по результатам только форсированных испытаний;
- 2) сравнением долговечности изделий, испытываемых в форсированном режиме, с результатами испытаний в этом режиме изделия-аналога и данными его эксплуатации;
- 3) пересчетом результатов испытаний изделий в форсированном режиме применительно к нормальному режиму по имеющейся зависимости ресурса от уровня нагрузки.

Первый способ применяется в чисто сравнительных испытаниях двух изделий при выявлении более долговечного из них. При этом считается, что изделие, проработавшее больше в форсированном режиме, имеет больший ресурс и в нормальных условиях. Это правомерно при условии, что зависимости ресурса от уровня форсирующего фактора для сравниваемых изделий не пересекутся в интервале от номинального до форсированного уровней форсирующего фактора.

Второй способ предполагает наличие информации о долговечности изделия-аналога в форсированном и нормальном режимах. Определяемый из этой информации коэффициент ускорения для аналога умножается на значение наработки до предельного состояния, полученной при испытании нового изделия в форсированном режиме. Такая оценка производится в предположении, что физические свойства, определяющие зависимость ресурса от уровня форсирующего фактора, у нового изделия и изделия-аналога близки. Этот способ наиболее приемлем для испытания новых изделий массовой продукции, по которым имеется обширная информация о надежности предыдущих модификаций.

Третий способ основан на пересчете результатов форсированных испытаний посредством имеющейся зависимости ресурса изделия от нагрузки.

Принцип «доламывания» является достаточно универсальным принципом ускорения испытаний, который применяется при ресурсных испытаниях элементов машин и конструкций на усталость, изнашивание и длительную прочность.

Для пояснения этого принципа в применении к задачам ускоренной оценки ресурса изделия при некотором эксплуатационном режиме нагружения представим себе, что мы имеем несколько однотипных изделий с различными наработками при эксплуатационном режиме нагружения. В общем случае эти изделия в результате различной продолжительности эксплуатации получают различную степень повреждения в зависимости от той доли, которую составляет их эксплуатационная наработка за весь ресурс при том же эксплуатационном режиме нагружения. Однако, не зная ресурса изделия при эксплуатационном нагружении, невозможно оценить эту долю в предположении о линейном суммировании повреждений, когда доля вносимого в единицу времени повреждения постоянна и не зависит от начала отсчета по шкале времени.

Принцип «доламывания» предполагает для оценки степени повреждения объекта испытаний за время эксплуатационной наработки подвергнуть объект испытаний воздействию форсированного режима нагружения и на этом режиме довести объект до предельного состояния («доломать» его).

В результате «доламывания» объекта оценивается его остаточный ресурс на форсированном режиме. Путем сравнения по-

лученного остаточного ресурса объекта с полным ресурсом нового (без предварительной эксплуатационной наработки) объекта того же типа на форсированном режиме нагружения оценивается степень повреждения (степень истощения ресурса) объекта за время его эксплуатационной наработки. Если полный ресурс объектов испытаний на форсированном режиме нагружения не известен, необходимо несколько новых объектов из той же партии испытать на этом режиме до предельного состояния и оценить таким образом средний ресурс объектов при форсированной нагрузке, что не займет много времени при правильном выборе коэффициента форсирования нагрузки.

Принцип «запросов» применяется при ускоренных испытаниях изделий машиностроения, отказ которых обуславливается постепенным накоплением износных повреждений, проявляющихся в монотонном изменении уровня контролируемого параметра (износа лимитирующего элемента, производительности, расхода энергии и др.).

Ускоренные ресурсные испытания по принципу запросов предназначены для ориентировочной оценки ресурса испытываемого образца изделия до достижения заданного предельного износа или оценки износа, соответствующего заданной наработке изделия в нормальном режиме. Под износом здесь понимается изменение любого параметра, характеризующего степень постепенной утраты испытываемым изделием ресурса. Износ отсчитывается от начала испытаний.

Принцип «запросов» применим для объектов со стационарным и нестационарным изнашиванием в нормальном режиме. Наиболее эффективно использование данного метода для нестационарного изнашивания. При наличии информации о стационарности изнашивания объекта в эксплуатации целесообразнее использование методов сокращенных испытаний (ускоренных испытаний, не связанных с форсированием режимов).

Испытания по принципу «запросов» проводятся при последовательном ступенчатом чередовании нормального и форсированного режимов в процессе испытаний каждого образца. В процессе испытаний устанавливается зависимость изнашивания в нормальном режиме от уровня накопленного изделием износа при условии, что эта зависимость, полученная по результатам ступенчатых испытаний, справедлива для процесса изнашивания в нормальном режиме в интервале до момента окончания наработки до накопления предельного износа. Ускоренное получение всего необходимого ряда уровней накопленного износа обеспечивается испытаниями на ступенях с форсированным режимом (форсированных ступенях).

Достоверность результатов испытаний кроме прочих факторов (погрешности измерений и т. п.) определяется правильностью выбора вида функции изменения скорости изнашивания от

уровня накопленного изделием износа (или соответствующей функции накопления износа от времени). В процессе обработки результатов испытаний возможна корректировка с целью выбора функции, отличной от предварительно выбранной и приводящей к меньшей по сравнению с ней погрешностью результатов.

При испытаниях по данному методу в качестве нормального режима на соответствующих ступенях применяют любой режим, по отношению к которому оценивается ресурс изделия: постоянный режим, режим с циклическим или стационарным случайным изменением уровня внешних нагрузочных воздействий и др. Параметры нормального режима должны задаваться нормативно-технической документацией, отражающей требования к надежности изделия. При отсутствии таких требований параметры нормального режима назначают в соответствии с требованиями работы изделия в эксплуатации по общим правилам выбора режимов нормальных ресурсных испытаний.

Форсированный режим должен быть выбран таким, чтобы скорость изнашивания на каждой ступени с нормальным режимом (нормальной ступени) при данном значении износа (или в данном диапазоне износа) не зависела от того, при каком режиме был накоплен этот износ — форсированном или нормальном.

К возможным причинам невыполнения этого требования относятся следующие:

а) форсированный режим обладает свойством избирательности по отношению к отдельным элементам изделия, что приводит к изменению относительного распределения износа:

 между отдельными деталями и узлами изделия,
 между поверхностями трения сопряжения,
 по отдельным участкам одной и той же поверхности трения
и т. п.

б) форсированный режим приводит к значительным изменениям физико-химического состояния поверхностей трения по отношению к условиям работы в нормальном режиме или изменениям, совершенно не свойственным таким условиям, например, пластическому деформированию поверхностных слоев, шаржированию абразивных частиц на поверхности трения, образованию дополнительных вторичных структур и др.

Отсутствие последствий режима в отношении скорости изнашивания на последующей нормальной ступени можно подтвердить непосредственно в процессе испытаний нескольких образцов изделия по настоящему методу. С этой целью испытания двух образцов строятся так, что износ, накопленный в одном из образцов в нормальном режиме после первой форсированной ступени, достигается другим образцом путем испытаний только

в нормальном режиме. При этом скорость изнашивания в нормальном режиме после форсированной ступени для одного образца сопоставляется с аналогичной скоростью изнашивания для второго образца.

Испытания каждого испытуемого образца методом запросов начинают с приработочной ступени, проводимой в режиме, установленном для приработки данного изделия. После окончания ступени производят измерение приработочного износа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барзилович Е. Ю., Каштанов В. А. Некоторые математические вопросы теории обслуживания сложных систем. М., 1971.
2. Бердичевский Б. Е. Вопросы обеспечения надежности радиоэлектронной аппаратуры при разработке. М., 1977.
3. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М., 1965.
4. Гольдберг О. Д., Хазановский П. М. Расчет надежности межвитковой изоляции электрических машин с вьюпной обмоткой. — Электротехника, 1967, № 1.
5. Гузенков П. Г. Детали машин. М., 1981. — 351 с.
6. Данилин Н. С. Неразрушающий контроль качества продукции радиоэлектроники. М., 1976.
7. Дедков В. К., Северцев Н. А. Основные вопросы эксплуатации сложных систем. М., 1976.
8. Демкин Н. Б., Нетягов П. Д. Расчет временной зависимости фактической площади касания и перемещений в местах контакта деталей машин. — Вестник машиностроения, 1974, № 1.
9. Дроздов Ю. Н., Туманишвили Г. И. Расчет на заедание по предельной толщине смазочного слоя. — Вестник машиностроения, 1982, № 4.
10. Дружинин Г. В. Надежность систем автоматики. М., 1967.
11. Иванова В. С. Структурно-энергетическая теория усталости металлов. — В сб.: Циклическая прочность металлов. М., 1962.
12. Елизаветин М. А. Повышение надежности машин. М., 1968.
13. Избирательный перенос в узлах трения/Д. Н. Гаркунов, И. В. Крагельский, А. А. Поляков и др. М., 1969.
14. Избирательный перенос при трении/Под ред. Д. Н. Гаркунова. М., 1975.
15. Казанцев Н. А., Ляпенко Ю. Я., Ястребов В. И. Надежность витковой изоляции обмоток коллекторных электродвигателей. — Надежность и контроль качества, 1979, № 1.
16. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ. М., 1980.
17. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., 1977.
18. Козлов Б. А., Ушаков И. А. Справочник по расчету надежности. М., 1975.
19. Комаров А. А. Надежность гидравлических устройств самолетов. М., 1976.
20. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов. М., 1976.
21. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчета на трение и износ. М., 1977.
22. Кубарев А. И. Надежность в машиностроении. М., 1977.
23. Кубарев А. И. Теоретические основы и практические методы оценки надежности технологических систем. М., 1979.
24. Кугель Р. В. Долговечность массовых машин. М., 1981.
25. Меламедов И. М. Физические основы надежности. Л., 1970.
26. Методы расчета надежности деталей и узлов бытовых машин и приборов/Под ред. Е. А. Панфилова, М., 1979.
27. МР 54—82. Надежность в технике. Выбор конструктивного решения с учетом требований надежности. М., 1982.
28. Никулин С. М. Надежность элементов радиоэлектронной аппаратуры. М., 1979.
29. Одинг И. А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М., 1962.
30. Опоры осей и валов машин и приборов/Н. А. Спицын, Е. А. Панфилов, Н. А. Машев и др. Л., 1970.

31. Панфилов Е. А., Блохин Б. И. Исследование работоспособности высокооборотных шарикоподшипников. — Подшипниковая промышленность, 1964, № 2.
32. Петрусевич А. И. Контактная прочность деталей машин. М., 1970.
33. Подшипники качества: Справ. пособ./Под ред. Н. А. Спичина, А. И. Спришевского. М., 1961.
34. Поляков А. А. Избирательный перенос и его модификации. — Надежность и контроль качества, 1979, № 4.
35. Поспелов Г. С., Ириков В. А. Программно-целевое планирование и управление. М., 1976.
36. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения. Минск, 1973.
37. Проников А. С. Надежность машин. М., 1978.
38. РД 50—187—80. Методические указания. Надежность в технике, упрочнение стальных изделий химико-термической обработкой. Диффузионное хромирование. М., 1981.
39. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М., 1974.
40. Саати Т. Элементы теории массового обслуживания и ее приложения: Пер. с англ. М., 1965.
41. Садчиков П. И. Расчет надежности интегральных схем на основе коэффициентных методик и многокомпонентной физико-математической модели. М., 1979.
42. Салиенике Н. К., Баронс П. П. Надежность и качество механических систем. Рига, 1983.
43. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1975.
44. Сотсков Б. С. Основы теории и расчета надежности элементов и устройств автоматики и вычислительной техники. М., 1970.
45. Спришевский А. И. Подшипники качества. М., 1969.
46. Старосельский А. А., Гаркунов Д. Н. Долговечность трущихся деталей машин. М., 1967.
47. Судаков Р. С., Жиров М. В. О построении нижней границы доверительного интервала для вероятности безотказной работы. — Надежность и контроль качества, 1978, № 6.
48. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. М., 1981.
49. Таира С., Отани Р. Использование I -интеграла в случае распространения трещины при высоких температурах. — Теоретические основы инженерных расчетов, 1979, № 2.
50. Трение, изнашивание и смазка: Справ. М., 1979. Кн. 1, 2.
51. Уманский А. С. Физические основы металловедения. М., 1955.
52. Федоров Д. И., Бондарович Б. А. Надежность рабочего оборудования землеройных машин. М., 1981.
53. Флейшман Б. С. Основы систематологии. М., 1982.
54. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. М. Таблицы для анализа и контроля надежности. М., 1968.
55. Юхневич Р., Валашковский Е., Видуховский А. Техника борьбы с коррозией. Л., 1978.
56. Akin L. S. An interdisciplinary lubrication theory for gears (with particular emphasis on the scuffing mode of failure). — Trans. ASME, 1973, v. 95, № 4, p. 1178—1195.
57. Hirano F., Kunosita K. Effect of Molecular Weight Distribution of Mineral Oil on Tribofailure of spur gears. — ASME, Journal of Engineering for Industry, 1981, v. 103, № 1, p. 100—108.
58. Joseph S. Bewertung der Zuverlässigkeit und Leistung von Materialversorgungssystemen. — Fertigungstechnik und Betrieb, 1981, 31, № 8, 483—485, 450.
59. Kenneth D. Why ball bearings fail. — Automation, 1975, 22, № 12, p. 42—45.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1.

НАДЕЖНОСТЬ БЫТОВОЙ ТЕХНИКИ И ЗАДАЧИ УСКОРЕНИЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА 5

- § 1. Требования к надежности машин и приборов 5
 - 1. Проблемы надежности бытовой техники и роль стандартизации 5
 - 2. Основные понятия надежности изделий 9
- § 2. Показатели надежности бытовых машин и технологического оборудования 16
 - 1. Поток отказов и потоки восстановлений 16
 - 2. Номенклатура основных показателей надежности 20

Глава 2.

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗДЕЛИЙ 31

- § 1. Анализ причин разрушений 31
- § 2. Методы расчета и обеспечения износостойкости 34
 - 1. Виды трения и изнашивания 34
 - 2. Характеристика поверхностного слоя 38
 - 3. Физическая природа изнашивания 42
 - 4. Методы расчета износостойкости 58
 - 5. Методы обеспечения надежности изделий по критериям износостойкости 63
- § 3. Методы расчета и обеспечения прочностной надежности изделий 73
 - 1. Виды отказов по критериям прочности 73
 - 2. Методы оценки нагруженности 79
 - 3. Основные понятия и гипотезы усталостных разрушений 93
 - 4. Расчет надежности по параметрам прочности 105
 - 5. Методы обеспечения прочностной надежности 118
- IX* § 4. Коррозионные разрушения и методы повышения коррозионной стойкости 118
 - IX* 1. Виды коррозионных разрушений 118
 - IX* 2. Методы оценки коррозионной стойкости 129
 - IX* 3. Методы обеспечения надежности по критериям коррозионной стойкости 133

Глава 3.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ 135

- § 1. Зубчатые передачи 135
- § 2. Подшипники качения 156
- § 3. Подшипники скольжения 169
- § 4. Крепежные элементы 189
- § 5. Валы и оси 202
- § 6. Трубопроводы и арматура 207

Глава 4.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ РАДИО- ЭЛЕКТРОННЫХ И ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ 223

- § 1. Надежность элементов радиоэлектронных устройств 223
 - 1. Полупроводниковые приборы и интегральные микросхемы 223
 - 2. Резисторы 228

- 3. Конденсаторы 231
- 4. Катушки индуктивности 233
- 5. Электронные лампы 235
- § 2. Надежность элементов электротехнических устройств 238
 - 1. Трансформаторы, дроссели, катушки индуктивности 238
 - 2. Обмотки электрических проводов 239
 - 3. Контакты и реле 242

Глава 5.

**МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ 246**

- § 1. Виды технических и технологических систем 246
- § 2. Расчет технических систем по типовым моделям надежности 249
- § 3. Описание технологических систем моделями теории массового обслуживания 252
- § 4. Обеспечение и восстановление надежности изделий при эксплуатации 267
 - § 5. Оценка надежности систем по результатам испытаний составных частей 278

Глава 6.

**ИСПЫТАНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ МАШИН,
ПРИБОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ 280**

- § 1. Виды испытаний 280
- § 2. Планирование испытаний 289
 - 1. Определительные испытания 292
 - 2. Контрольные испытания 303
 - 3. Испытания на воздействие климатических факторов 318
- § 3. Ускоренные испытания 321
- Список литературы 332

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

**АЛЕКСАНДР ИОСИФОВИЧ КУБАРЕВ
ЕВГЕНИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ ПАНФИЛОВ
БОРИС ИВАНОВИЧ ХОХЛОВ**

**Надежность машин, оборудования
и приборов бытового назначения**

Редактор В. В. Козодаева
Художественный редактор Л. К. Овчинникова
Технические редакторы Н. В. Черенкова,
Т. П. Астахова
Корректоры Т. М. Родичева, Р. А. Взорова
ИБ № 33

Сдано в набор 18.06.86. Подписано в печать 12.01.87.
Т-01416. Формат 60×90/16. Бумага книжно-журнальная.
Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 21,0 п. л.
Усл. п. л. 21,0. Усл. кр.-отт. 21,0. Уч.-изд. л. 25,53. Ти-
раж 4600 экз. Зак. 350. Цена 1 р. 20 к.

Издательство «Легкая промышленность и бытовое об-
служивание» 113184, Москва, М-181, 1-й Кадашев-
ский пер., д. 12

Отпечатано с матриц Ленинградской типографии № 2
головного предприятия ордена Трудового Красного
Знамени Ленинградского объединения «Техническая
книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при
Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли, 198052, г. Ленинград,
Л-52, Намайловский проспект, 29 в Ленинградской ти-
пографии № 4 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга»
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Госу-
дарственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли 191126, г. Ленинград,
Социалистическая ул., 14.

