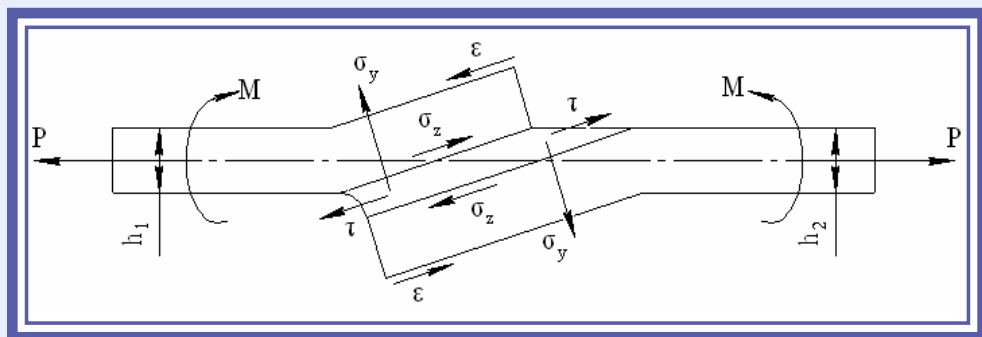


Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт машиностроения
Кафедра «Сварка, обработка материалов давлением
и родственные процессы»

Р.С. Лучкин

ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПАЯНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Электронное учебное пособие



© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2014

УДК 621.791.3(075.8):62-192

ББК 30.61я73:30.14

Рецензенты:

заместитель начальника управления лабораторно-испытательных работ

ОАО «АВТОВАЗ» *А.Н. Чернышев;*

канд. техн. наук, доцент Тольяттинского государственного

университета *А.Ю. Краснопевцев.*

Лучкин, Р.С. Прочность и надежность паяных конструкций : электронное учеб. пособие /

Р.С. Лучкин. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2014. – 1 электрон. опт. диск.

Электронное учебное пособие содержит теоретические материалы, позволяющие студентам закрепить полученные на лекционных занятиях знания по вопросам прочности и надежности паяных соединений.

Описаны закономерности изменения физико-механических свойств материалов паяных соединений в зависимости от условий и режимов нагружения. Показано влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на долговечность и надежность соединений и узлов. Приведены примеры учета влияния на надежность паяных соединений температурных факторов, механических нагрузок и эксплуатационных повреждений. Представлены результаты ряда экспериментальных исследований прочности паяных соединений при различных видах нагружения.

Предназначено для студентов направления 15.04.01 «Машиностроение», магистерская программа «Технология и оборудование для пайки». Может быть полезно студентам и специалистам, изучающим вопросы пайки, прочности и надежности.

Текстовое электронное издание

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер; Windows XP/Vista/7/8; ПIII 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; Adobe Reader.

Номер государственной регистрации электронного издания

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский государственный университет», 2014

Редактор *Г.В. Данилова*
Технический редактор *З.М. Малявина*
Вёрстка: *Л.В. Сызганцева*
Художественное оформление,
компьютерное проектирование: *Г.В. Карасева, И.И. Шишкина*

Дата подписания к использованию 12.05.2014.
Объем издания 27 Мб.
Комплектация издания: CD-диск, первичная упаковка.
Заказ № 1-05-13.

Издательство Тольяттинского государственного университета
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,
тел. 8 (8482) 53 91 47, www.tltsu.ru

ВВЕДЕНИЕ

Расчеты на прочность, устойчивость и выносливость соединений, узлов и конструкций призваны обеспечить рациональный выбор формы и геометрических размеров сечений, гарантировать сопротивление материалов разрушению.

Оценку прочности соединений, в том числе и паяных, осуществляют в основном по допускаемым напряжениям $[\sigma]$:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

где σ_{\max} — наибольшие напряжения в материале соединения, которые задают обычно как часть от допускаемых напряжений $[\sigma]$ в основном материале; особенности работы соединений характеризуют некоторым «коэффициентом ослабления», например для углеродистых сталей этот коэффициент принимают равным 0,9, и допускаемые напряжения на растяжение в соединении задают как

$$[\sigma]_p = 0,9[\sigma]_p,$$

причем $[\sigma]_p = \frac{\sigma_{0,2}}{k_T}$ или $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{k_B}$ ($\sigma_{0,2}$, σ_B — соответственно пределы текучести и прочности основного металла; k_T , k_B — коэффициенты запаса по пределу текучести и пределу прочности для основного металла). Основой для расчетов на статическую и усталостную прочность являются нормированные стандартами или ТУ осредненные величины прочностных свойств материала.

Очевидно, что несущая способность конструкции связана с избыточностью; в связи с этим в инженерных расчетах в различных областях техники широко используют необходимые коэффициенты запаса, расчет на прочность, в сущности, заключается в определении запасов прочности, выносливости, расчетного времени работы, максимальных напряжений:

$$n = \frac{\sigma_{\text{РАЗР}}}{\sigma_{\text{max}}} \geq [n],$$

где $\sigma_{\text{РАЗР}}$ – предел прочности или предел текучести материала.

Коэффициенты запаса прочности еще недавно выбирали применительно к трем типовым случаям нагружения: 1) спокойного, статического; 2) переменного – от нуля до максимального; 3) переменного – от наибольшего положительного до отрицательного определенной величины. Коэффициенты запаса прочности конструктор выбирал, основываясь на собственном опыте или опыте организации, где создавалась конструкция.

В настоящее время стремятся учесть различные факторы – конструктивные, технологические и материаловедческие. Общий коэффициент запаса прочности k выражают как сложное сочетание частных коэффициентов:

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7 \cdot k_8,$$

где k_1 – коэффициент запаса прочности, зависящий от рода нагрузки (статической, динамической, знакопеременной); k_2 – коэффициент запаса прочности, определяемый свойствами материала при различных видах нагрузок, надежности их определения и степени обеспечения этих свойств; k_3 – коэффициент, зависящий от точности конструкторского расчета при реальных видах нагружения изделия; k_4 – коэффициент надежности реального учета действующих на конструкцию сил; k_5 – коэффициент учета свойств материалов, возможных дефектов по металлургическим, технологическим и другим причинам; k_6 – коэффициент запаса прочности в зависимости от наличия концентраторов напряжений; k_7 – коэффициент надежности с учетом температуры и других физических параметров (например, коррозии), при которых будет работать конструкция; k_8 – коэффициент запаса прочности, оценивающий степень применения методов, уменьшающих влияние напряжений.

Из частных коэффициентов запаса прочности конструктивными расчетными являются k_1 , k_2 , k_4 , k_6 , металлургическими k_2 , k_5 , k_6 , эксплуатационными, т. е. зависящими от условий работы, k_4 , k_3 и k_6 , технологическими k_5 , k_6 , k_7 и k_8 .

Начиная с 1970 года выполняют расчеты по предельным состояниям:

$$\sum \sigma_i n_i \leq m \varphi (k_1 R_1, k_2 R_2, \dots),$$

где σ_i – нормативная нагрузка; n_i – коэффициенты перегрузки; m – коэффициент условий работы; R_i – расчетные сопротивления; k_1 – коэффициенты однородности материала.

В ряде отраслей промышленности:

- запас прочности вводится только путем увеличения внешней расчетной нагрузки;
- прочность конструкции гарантируется вплоть до расчетной нагрузки и не зависит от контроля фактического изготовления данной конструкции.

Следует отметить, что ни одно из перечисленных основных положений не может быть безоговорочно принято; существуют конструкции, для которых увеличение внешних усилий (в определенных пределах) упрочняет материал и отдалает ее разрушение, т. е. следует учитывать не возможное увеличение, а возможное уменьшение нагрузки.

Детерминированные методы прочностных расчетов имеют определенные достоинства: простота реализации, возможность расчета уже на начальной стадии проектирования.

Но следует отметить и недостатки этих методов: невозможность количественной оценки надежности конструкции; при сравнении расчетных напряжений с допускаемыми принимают обычно один коэффициент запаса для различных материалов и случаев нагружения; крайне трудно учесть отличие запасов прочности при испытаниях и эксплуатации конструкции; не учитывается ряд эксплуатационных факторов: рассеяние предельных напряжений и механических свойств материала и их изменения при эксплуатации, возможность появления внезапных перегрузок от непредвиденных причин.

Способ проектирования, основанный на применении коэффициентов безопасности или запасов прочности, не позволяет судить о вероятности отказа элемента изделия, так как при одном и том же коэффициенте безопасности вероятность отказа может колебаться

в весьма широких пределах. Поэтому обычный детерминистский подход к проектированию не всегда является удовлетворительным.

При назначении запаса прочности в ряде случаев необходимо учитывать не только расчетную нагрузку, но и другие факторы — температуру, время действия нагрузки, концентрацию агрессивной среды и др.

Ряд известных катастрофических разрушений правильно рассчитанных и качественно изготовленных конструкций, материал которых по характеристикам прочности соответствовал всем исходным данным расчета, был обусловлен недостаточной работоспособностью примененных материалов и неправильным конструктивным оформлением ряда узлов. Ранее более или менее удачное (без грубых ошибок) конструктивное исполнение узла, изготовленного из материала незначительной прочности, заметно не сказывалось на работоспособности этого узла. Сейчас влияние конструктивных факторов очень существенно — их учет позволяет до двух-трех раз изменить статическую прочность и в пять-десять раз усталостную прочность.

Совершенно очевидна теснейшая связь гарантий прочности и запасов прочности с контролем качества изготовления конструкций. Ранее технологический процесс изготовления незначительно нагруженных конструкций не отличался большой сложностью и даже значительные нарушения его не были связаны со снижением прочности. Роль контроля качества была второстепенной, его не учитывали в методиках расчета прочности. Сейчас положение резко изменилось. Известны случаи, когда дефекты технологии в несколько раз снижали расчетную прочность. Особенно это относится к современным высоконапряженным конструкциям из новых материалов. При нормальной технологии фактическая прочность близка к расчетной и даже иногда превосходит ее из-за не учитываемых расчетом положительных факторов — возможный недокат листов, превышение фактическим пределом текучести минимального значения по ТУ и т. п. Однако нормальный технологический процесс требует часто очень высокой культуры производства; даже небольшие отступления от него приводят к опасным дефектам (например, закалка материала отдельных зон паяного соединения, разупрочнение, появление геометрических дефектов и т. п.). Только строгий контроль техноло-

гического процесса и изготовленной конструкции становится обязательным условием гарантий прочности.

Недостатки распространенных методов расчета прочности имеют в основе одну причину — сильно переоценены возможности классической теории механики упругого тела и результатов испытаний стандартных образцов, не отображающих реальную форму узлов конструкции; условия нагружения при испытаниях не соответствуют характеру работы соединений и узлов при эксплуатации.

Схема оценки прочности предельно проста: по известной внешней нагрузке расчетом определяются величины напряжений и деформаций, производится их сравнение с опасными напряжениями и деформациями. Поскольку внешняя нагрузка известна не с абсолютной точностью и формулы всегда дают некоторую погрешность, то вводят дополнительный запас прочности в нагрузку. Учет специфических условий эксплуатации, контроль качества изготовления конструкции, экономические и производственные соображения — все это имеет здесь как бы второстепенное значение.

Той же причиной объясняется еще один, по-видимому, самый важный недостаток общепринятых представлений — явная недооценка почти всех реальных свойств конструкционных материалов и сведение их лишь только к основным параметрам прочности (E , модуль сдвига μ , $\sigma_{0,2}$ или σ_T , σ_B и вид диаграмм растяжения-сжатия). При таких расчетах не учитываются структура и текстура материала и наличие дефектов в нем. Не принимается во внимание также сложная проблема остаточных напряжений. Свойства реальных конструкционных материалов в первую очередь определяются внутренними и поверхностными дефектами структуры металла, эти дефекты, посторонние включения и местные нарушения сплошности оказывают решающее влияние на величину и характер напряженного состояния, что определяет условия возникновения пластических деформаций или разрушения детали.

Наконец, нельзя рассуждать о прочности конструкции вообще — необходимо говорить о прочности в течение заданного срока и в данных, как можно более точно оговоренных условиях.

К числу основных современных проблем относится проблема надежности, решение которой позволяет обеспечить высокую эф-

фективность работы технических систем, гарантированные сроки службы и безопасность. Надежностью занимается широкий круг специалистов: конструкторы, технологи, физики, химики, экономисты, так как повышение надежности конструкции определяется комплексом различных исследований, к числу которых относятся следующие: создание исходных материалов, обладающих необходимыми физико-механическими свойствами при условии их высокой стабильности; совершенствование методов разработки изделий и технологии их изготовления, сборки, проверки и эксплуатации.

Кроме того, проблемой надежности глубоко занимаются математики, так как теория надежности не может существовать в отрыве от теории вероятностей и математической статистики, а также от других разделов математики, которые рассматриваются как самостоятельные ее ветви.

При оценке прочности паяных соединений следует различать собственную прочность припоя и прочность соединения. В то время как нахождение прочности припоя не представляет трудностей, определение прочности соединения зависит от прочности применяемых припоев, правильного выбора их в зависимости от физико-химических свойств основного металла, а также от величины зазора, способа и режимов пайки.

Свойства соединения зависят от состава и строения паяного шва, который отличается от свойств припоя. Это отличие возникает в результате процессов физико-химического взаимодействия между жидким припоем и паяемым материалом.

В соответствии с особенностями образования паяных соединений различают следующие зоны:

- паяный шов – зона, закристаллизовавшаяся при пайке или последующем охлаждении, состоящая из капиллярного и галтельных участков;
- диффузионная зона, примыкающая к шву, с измененным химическим составом металла, возникающая вследствие взаимной диффузии основного металла, компонентов припоя, флюса, газовых сред и др.;
- зона спая (сплавления) – поверхность между паяемым материалом и паяным швом;

– зона термического влияния – зона с измененными под влиянием термического цикла пайки структурой и свойствами основного металла.

Каждый тип паяных соединений (ПС) имеет свои конструктивные и технологические особенности, влияющие на прочность соединений, узлов и конструкций.

Технологические факторы определяются особенностями процесса пайки: технологические (припой) и вспомогательные (флюсы, газовые среды) материалы, способы и режимы пайки.

Под конструктивными понимают факторы, определяющие тип соединения, геометрическую форму, размеры и материалы паяемых деталей, величину зазора, размеры паяных швов, массу изделия.

Конструктивные элементы паяного соединения – его капиллярный и галтельные участки. Капиллярный участок шва характеризуется толщиной, шириной и длиной. Под толщиной шва понимают расстояние между поверхностями соединяемых деталей, обычно это расстояние примерно равно величине паяльного зазора. В общем случае толщина шва зависит от характера и развития при пайке процессов физико-химического взаимодействия паяемого материала и припоя.

Под шириной шва понимают протяженность его капиллярного участка в сечении, характеризующем тип соединения (так называемое характерное сечение). Ширина шва в соединении внахлестку и телескопическом равна величине нахлестки.

Под длиной паяного шва понимают его протяженность вдоль оси, перпендикулярной плоскости характерного сечения.

Галтельный участок шва характеризуется радиусом галтели и ее высотой.

Прочность паяного соединения определяется его типом. Типы соединений, получаемых при капиллярной пайке, различают по расположению и форме соединяемых деталей: продолжающих одна другую, пересекающихся или соприкасающихся. Поверхность спая может быть параллельной, перпендикулярной или наклонной к направлению действия внешних усилий.

В соответствии с этим различают следующие простейшие типы паяных соединений (рис. В1): нахлесточные (*a*), в том числе теле-

скопические; стыковые (б); косостыковые (в); соприкасающиеся (г); тавровые (д) (ГОСТ 19249).

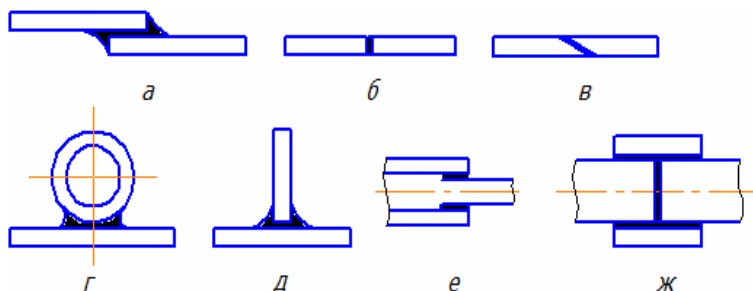


Рис. В1. Основные типы паяных соединений

Наиболее распространены нахлесточные и стыковые соединения, остальные типы являются их комбинациями.

Известно, что стыковые паяные соединения не находят широкого распространения из-за повышенной хрупкости и низкой сопротивляемости изгибным напряжениям. В стыковых соединениях, как правило, невозможно обеспечить условие равнопрочности, их применяют при незначительных статических нагрузках. Сечение соединения, паянного встык, равно площади поперечного сечения основного металла, поэтому прочность зоны соединения (при низкой прочности применяемых припоев) ниже прочности основного металла. Единственным способом повышения прочности (временного сопротивления) паяного соединения служит уменьшение величины зазора, когда повышение прочности обусловлено стесненной деформацией. При больших сечениях соединяемых деталей влияние зазора менее заметно, большую роль играет увеличение площади паяемой поверхности; в этом случае прочность соединения (в зависимости от свойств поверхности) снижается до определенной постоянной величины. При растяжении прочность паяного соединения увеличивается с ростом прочности основного материала при одинаковых припоях и равной ширине зазора.

Косостыковые паяные соединения, представляющие видоизменение соединения встык, менее склонны к концентрации напряжений, обладают высокой прочностью, однако трудоемки

в изготовлении и поэтому применяются редко. Преимущество этих соединений заключается в возможности изменения площади пайки при постоянной площади поперечного сечения основного металла. В косостыковых соединениях растягивающие нагрузки направлены не под прямым углом к поверхности пайки, поэтому по характеру распределения возникающих напряжений эти соединения близки к соединениям внахлестку и в зоне пайки действуют не только растягивающие усилия, но и напряжения среза.

Наиболее прочными, простыми и технологичными являются нахлесточные паяные соединения, для которых условие равнопрочности обеспечивается правильным выбором размера нахлестки.

В соединениях внахлестку в результате увеличения размеров сечения прочность при соответствующей длине нахлестки, даже при использовании припоев с низкой прочностью и при наличии некоторого количества дефектов, может быть выше прочности основного материала; вероятность обеспечения герметичности такого типа соединений высокая. Однако напряженное состояние по длине нахлестки неоднородно, на краях нахлестки возникает концентрация напряжений, тонкие нахлестки склонны к короблению от изгиба в результате внецентренного действия нагрузки.

С увеличением прочности основного материала увеличивается и прочность нахлесточного соединения.

Соприкасающиеся соединения чаще всего работают при небольших нагрузках. Зазор в них изменяется от капиллярного до более широкого, при переходе к более широкому зазору формируется галтель шва.

Тавровые соединения с усиленной галтелью шва часто применяют при использовании пластичных швов и податливых паяемых материалов.

Трубы часто соединяют внахлестку (телескопические паяные соединения) (рис. В1, *е*). Пайка труб встык используется реже и, как правило, с применением дополнительных втулок (рис. В1, *ж*). При необходимости обеспечения постоянства внутреннего или наружного диаметра (рабочего сечения) трубопровода концы труб перед пайкой развальцовывают.

В практике широко применяют механически усиленные паяные соединения. В соединениях пластин используют следующие конструктивные меры повышения прочности: стыковые соединения с накладкой (рис. В2, *а*), ступенчатые соединения (рис. В2, *б*), нахлесточные соединения со шпонкой (рис. В2, *в*), соединение с фальцевым замком (рис. В2, *г*).

Одним из основных способов повышения прочности соединений является выбор оптимального зазора и формы галтели. Поэтому следует отдавать предпочтение конструктивным приемам, способствующим правильному формированию галтелей.

К наиболее важным факторам следует отнести совместимость припоя с основным материалом; совместимость технологии пайки с конструкцией соединяемых деталей; тип паяного соединения и его важнейшие характеристики (например, зазор и форма галтели); конструкционные характеристики прочности; совместное влияние температуры, давления и времени пайки на характеристики прочности соединений, а также стабильность этих характеристик; особенности напряженно-деформированного состояния. Влияние каждого из этих факторов чрезвычайно разнообразно.

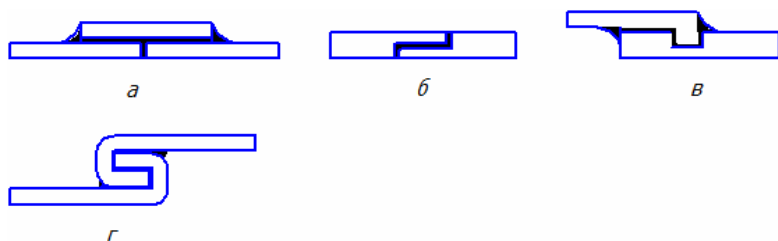


Рис. В2. Усиленные паяные соединения плоских элементов

Различия в составах припоя и основного металла и неравномерность условий кристаллизации металла шва определяют структурную и химическую неоднородность по сечению паяного соединения в процессе его формирования. Неоднородность структуры и свойств существенно влияет на прочность паяных соединений. Совместимость припоя с основным материалом определяется в первую очередь характером их физико-химического взаимодействия,

определяемого диаграммой состояния «конструкционный материал – припой». В первую очередь необходимо применять припой, имеющие ту же основу, что и паяемый материал, или образующие с ним непрерывный ряд твердых растворов. В процессе пайки таких материалов происходит их совместная кристаллизация, обеспечивается наибольшая прочность и пластичность соединений.

Для обеспечения совместимости конструктивных и технологических факторов как необходимого условия создания прочных паяных соединений следует соблюдать специальные правила конструирования [1].

1. Для обеспечения равномерного нагрева и равномерного заполнения зазора припоем следует предусматривать соединение деталей одинаковой толщины (сечения).

2. Паяные швы не должны располагаться в местах повышенной нагрузки, у резких переходов, для снижения нагрузки на шов следует увеличивать податливость отдельных элементов узлов и конструкций (рис. В3).

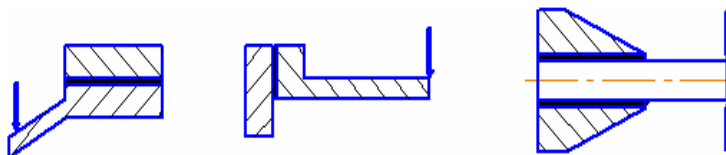


Рис. В3. Конструкции равнопрочных паяных соединений

3. Необходимо выполнять плавные галтели в соединениях, уменьшающих концентрацию напряжений. При низкой пластичности припоя в галтельном участке шва возможно образование трещин, существенно снижающих прочность соединения.

4. При пайке деталей из разнородных материалов необходимо учитывать различие их температурных коэффициентов линейного расширения и механических свойств. Это позволит избежать незаполнения изменяющихся зазоров и уменьшить остаточные напряжения.

5. Шероховатость и состояние поверхности основного материала влияют на выбор величины зазора, процесс кристаллизации припоя и прочность соединений. При отсутствии на поверхности основного материала оксидной пленки наблюдается ориентиро-

ванная кристаллизация припоя, определяемая основным материалом. Величина зазора в паяных соединениях при грубой обработке деталей определяется высотой микронеровностей, при тонкой обработке – величиной неплоскостности соединяемых деталей. Охрупчивание и химическая эрозия при пайке усиливаются, если основной материал после механической обработки имеет поверхностные дефекты.

6. Важным параметром пайки, влияющим на структуру и механические свойства паяных соединений, является зазор между соединяемыми деталями. Капиллярный зазор должен быть равномерным по толщине и не прерываться, обеспечивая условия затекания в него припоя. Величина зазора зависит от физико-химических свойств основного материала, припоя, характера их взаимодействия при пайке. Для большинства материалов наилучшие условия формирования паяного шва достигаются при зазорах 0,05...0,2 мм. Соединения с зазором менее 0,05 мм могут быть получены только бесфлюсовой пайкой.

Причиной снижения прочности и пластичности паяных соединений часто является образование в швах прослойки хрупких химических соединений, располагающихся вдоль границы с основным металлом. Паяный шов может разрушаться по прослойке интерметаллида и при охлаждении после пайки вследствие малой пластичности и слабой связи прослойки с основным металлом и значительной разности их коэффициентов теплового сокращения. При отсутствии в качественных швах протяженных интерметаллидных прослоек на границе шва и основного металла прочность паяных встык соединений не ниже, а, как правило, выше, чем у припоя в литом состоянии в результате растворения основного металла в припое.

Прочность паяных соединений определяется в конечном счете сопротивлением воздействию внешнего силового или температурного поля их «слабого звена», например, таких дефектов как газовые поры, снижающие вибрационную прочность; флюсовые включения, определяющие низкую коррозионную стойкость соединения; кристаллизационные трещины, снижающие прочность, пластичность, герметичность, физические и химические свойства.

Следует также учитывать дефекты, возникающие на границе шва и паяемого материала: непропаи, снижающие механические свойства и коррозионную стойкость паяных соединений; прослойки хрупких химических соединений.

Дефекты, определяющие низкую прочность паяных соединений, по степени влияния можно расположить в следующей последовательности: мелкая пористость – крупные газовые поры – неспаи – непропаи – прослойки химических соединений – трещины.

Основными характеристиками механических свойств паяных соединений являются [1] временное сопротивление разрыву стыковых образцов с паяным швом, расположенным перпендикулярно их продольной оси и действующим усилиям; сопротивление срезу образцов (листовых или телескопических), паянных внахлестку; ударная вязкость материала паяных образцов.

Основные теоретические и экспериментальные данные по оценке прочности получены для нескольких расчетных схем (рис. В4), отражающих наиболее характерные условия их работы.

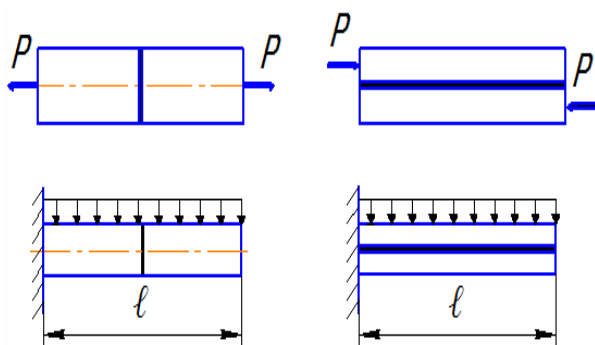


Рис. В4. Расчетные схемы соединений

При оценке прочности паяных соединений, как и вообще конструкций, необходимо сравнение расчетных напряжений с допустимыми, определенными с учетом условий эксплуатации. Специфика оценки прочности паяных соединений состоит в том, что необходимо учитывать ряд особенностей, определяемых процессом пайки (рис. В5).



Рис. В5. Факторы прочности паяных соединений

Контрольные вопросы

1. Основы расчета на статическую и усталостную прочность.
2. Схема определения коэффициентов запаса прочности.
3. Современные представления общего коэффициента запаса прочности.
4. Методика расчета по предельным состояниям.
5. Достоинства и недостатки детерминированных методов оценки прочности.
6. Конструктивные и технологические особенности различных типов паяных соединений.
7. Правила конструирования паяных соединений.
8. Степень влияния дефектов, определяющих прочность паяных соединений.
9. Факторы прочности паяных соединений.

1. ДЕФОРМАЦИИ И НАПРЯЖЕНИЯ В ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ И УЗЛАХ

В зависимости от величины, знака и характера распределения остаточных (внутренних) и приложенных (внешних) напряжений прочность спая может увеличиваться или уменьшаться. Прежде чем рассчитывать прочность конструкции, необходимо правильно определить вид напряженного состояния, в котором она будет находиться в процессе эксплуатации.

Существуют четыре основных источника образования остаточных деформаций и напряжений в паяных соединениях: 1) термические напряжения, возникающие вследствие неравномерного нагрева и охлаждения паяных деталей и конструкций; 2) деформации и напряжения, образующиеся вследствие различия коэффициентов линейного расширения соединяемых материалов; 3) деформации и напряжения, возникающие в результате образования фазовых прослоек с различными удельными объемами и коэффициентами линейного расширения; 4) деформации и напряжения, возникающие в паяных соединениях в результате структурных превращений в паяемом материале и шве.

Следует строго различать поведение конструкции (определяемое ее макроскопическими характеристиками) и поведение граничных (переходных) слоев, отличающихся своими локальными характеристиками. Поскольку в паяных соединениях связаны материалы с различными деформационными характеристиками, в большинстве случаев при внешней механической нагрузке в переходном объеме «основной материал – шов» возникает сложнонапряженное состояние, которое необходимо учитывать при оценке прочности. При действии постоянных нагрузок практически во всех видах соедине-

ний распределение напряжений в шве неодинаково как по толщине, так и по длине.

Прочность соединений определяется прежде всего особенностями напряженного состояния в паяном шве. Анализ напряженного состояния паяного соединения как многоэлементной системы, состоящей из разнородных по деформационным и прочностным свойствам материалов, весьма затруднителен. Если считать, что напряжения в шве не превышают предела упругости припоя, то для паяных соединений можно использовать данные, полученные для клеевых и адгезионных соединений.

Как правило, получить равнопрочные стыковые паяные соединения не удастся. Поэтому для оценки прочности этих соединений важно знать особенности напряженного состояния в шве. Как отмечалось выше, металл различных участков соединений является неоднородным. Механические свойства металла характерных участков соединения оказываются различными вследствие того, что были применены те или иные материалы, различные методы и режимы пайки. В результате даже несложное соединение представляет собой сочетание нескольких зон различных размеров, металл которых отличается по своим механическим свойствам. Кроме того, поведение под нагрузкой металла каждой зоны определяется не только ее свойствами, но и влиянием соседних зон.

Особые трудности для анализа представляет граничный (переходный) слой. В этом слое имеет место взаимодиффузия материалов и ряд других явлений, благодаря которым получается как бы новый материал со свойствами, не аддитивными по отношению к свойствам контактирующих слоев. Границы такого «стыка» геометрически также трудно определимы, как и его свойства. Поэтому приходится при анализе прибегать к некоторым упрощающим допущениям, вплоть до признания границы раздела двух элементов. Однако необходимо отчетливо представлять себе, что таковой границы может и не существовать. В стыковых соединениях между соединяемыми материалами и припоем образуются диффузионные прослойки, что приводит к повышению прочности и снижению пластичности паяного шва. Хотя природа возникновения прослоек может быть различной, механизм их влияния на свойства соедине-

ний определяется усложненным напряженным состоянием, которое возникает при совместной деформации отличных по свойствам материалов. Поэтому количественный анализ влияния механической неоднородности должен выполняться на основе анализа напряженного состояния, и в первую очередь напряженного состояния мягких прослоек, которые являются локализаторами разрушения и часто лимитируют несущую способность всего соединения.

Полагая, что соединение состоит только из двух идеально упругопластических материалов M и T (рис. 1.1) с одинаковыми упругими характеристиками, но значительно отличающимися пределами текучести σ_T ($\sigma_T^T \gg \sigma_T^M$), можно представить следующую схему работы поперечной мягкой прослойки при одноосном растяжении (сжатии).

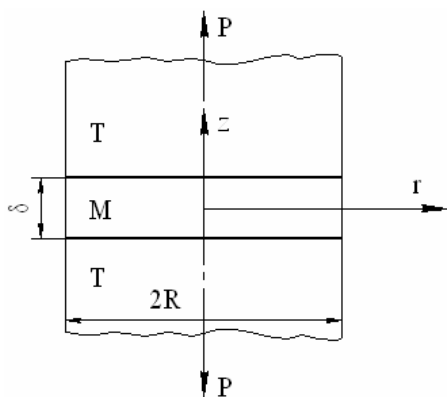


Рис. 1.1. Схема растяжения цилиндрического образца с мягкой прослойкой

В стадии упругой работы прослойка M и более прочные части T находятся в однородном линейном напряженном состоянии. Когда средние напряжения в ходе нагружения достигают величины предела текучести мягкой прослойки σ_T^M , эта прослойка сразу и во всем объеме переходит в пластическое состояние.

Уровень напряжений, необходимый для начальной деформации некапиллярных швов, одинаков для различных способов пайки (газопламенная, индукционная, печная), поскольку он оп-

ределяется соотношением между пределами текучести основного металла и припоя [2].

Развитие пластических деформаций сдерживается прочными частями T , которые продолжают работать упруго. На контактных поверхностях возникают и при дальнейшем нагружении растут касательные напряжения. Прослойка M теперь уже находится в объемном напряженном состоянии, которое с ростом нагрузки все более отдалается от одноосного растяжения. Нагрузка будет расти до тех пор, пока касательные напряжения τ не достигнут по всей площади контактных поверхностей величины τ_T^M — предела текучести материала прослойки при чистом сдвиге.

Считают [2], что в результате однократного нагружения выше $\tau_{0,2}$ некоторое разупрочнение шва связано с освобождением заторможенных на различных дефектах дислокаций и их частичной аннигиляцией, приводящей к уменьшению их средней плотности (для стальных образцов, паянных латунию). При дальнейшем нагружении начинается множественное скольжение, сопровождающееся образованием эффективных барьеров при пересечении подвижных дислокаций (в виде сидячих дислокаций).

При растяжении цилиндрических образцов с мягкой поперечной прослойкой (рис. 1.1) переход прослойки в пластическое состояние сдерживается более твердой основой, в результате чего в центре прослойки получает развитие трехосное растяжение.

Жесткость напряженного состояния в прослойке существенно зависит от ее геометрических размеров. Кроме геометрических параметров прослойки, на напряженное состояние влияет соотношение механических свойств материалов основы образца и прослойки. В стыковых соединениях, выполненных припоями, σ_T которых существенно меньше σ_T соединяемых деталей, возможно возникновение гидростатического напряженного состояния в шве. В этом случае нормальное напряжение при разрушении может в несколько раз превышать σ_T припоя. Поскольку возникает фактическое упрочнение шва, то для стыковых соединений можно рекомендовать использование высокопластичных припоев.

Простейшее статически возможное поле напряжений в мягкой прослойке можно задать следующим образом (рис. 1.1):

$$\sigma_{rz} = \sigma_{zr} |r = R; z = \delta|.$$

При поперечных нагрузках стыковых соединений возможен срез соединения под действием касательных напряжений, значение которых может быть определено по тем же формулам, что и для нахлесточных соединений. В этом случае для анализа напряженно-деформированного состояния рекомендуют использовать аппарат расчета соединений многослойной структуры.

Определение прочности стыковых соединений при продольных нагрузках требует учета ряда особенностей напряженного состояния в шве, связанных с его упругостью, пластичностью и ползучестью.

Даже при небольших упругих деформациях напряженное состояние в стыковых паяных соединениях при продольных нагрузках неоднородно. В соединениях, паянных низкотемпературными припоями, податливость которых существенно выше податливости соединяемых деталей, наблюдается концентрация осевых и касательных напряжений. Однако оценки показывают, что касательные напряжения составляют $(0,15 - 0,20)\sigma_z$, где $\sigma_z = (1,2 - 1,3) \sigma_{\text{ном}}$ – осевые напряжения (рис. 1.1), $\sigma_{\text{ном}} = P/F$ – номинальное напряжение в стыковом соединении, P – осевая нагрузка, F – площадь поперечного сечения соединения. Поэтому при оценке прочности соединений, работающих в пределах упругих деформаций, особенности деформирования шва можно не учитывать, принимая соединение однородным по длине.

При пластических деформациях распределение напряжений в шве отличается от распределения напряжений, имеющих место при упругих деформациях. При пластических деформациях, возникающих в швах соединений, полученных с применением низкотемпературных припоев, происходит перераспределение напряжений. При совпадении или незначительном отличии модулей упругости припоя и основного материала напряжения в шве цилиндрических деталей (рис. 1.1) в окрестности контактной границы определяют по формулам:

$$\sigma_z = \sigma_T \left(1 + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{R-r}{\delta} \right); \quad \sigma_r = \sigma_t = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T (R-r) \delta,$$

где σ_T – предел текучести припоя при одноосном растяжении.

Таким образом, максимальные напряжения возникают по оси ПС ($r = 0$); при уменьшении толщины паяного шва напряжения резко возрастают. Фактически это говорит о том, что при достижении на периферии шва предела текучести σ_T практически весь шов перестает сопротивляться нагрузке. Прочность таких соединений определяется из условия, что номинальные напряжения в шве не превосходят σ_T .

В условиях пластического течения шва несущая способность соединения существенно зависит от относительной толщины шва

$$\eta_{\text{П}} = \frac{\delta}{\delta_{\text{Н}}},$$

где $\delta_{\text{Н}} = \delta + 2\delta^*$ (рис. 1.2).

Несущая способность ПС повышается при уменьшении $\eta_{\text{П}}$.

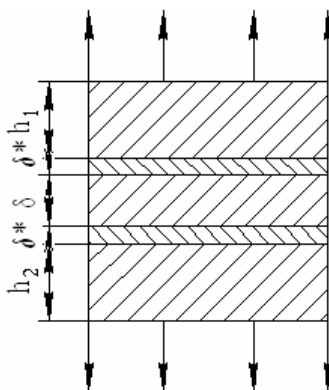


Рис. 1.2. Стыковое соединение призматических деталей:

δ^* – толщина диффузионной зоны; δ – толщина шва

Расчеты показывают, что размеры стыковых соединений существенно влияют на максимальные касательные напряжения τ_{max} . Увеличение толщины деталей h в 2 раза приводит к уменьшению τ_{max} в 1,5 раза; увеличение толщины шва δ в 2 раза вызывает уменьшение τ_{max} в 1,3 раза. Изменение жесткости материала соединяемых деталей также заметно влияет на τ_{max} . Так, в соединениях алюминиевых деталей τ_{max} в 1,4 раза меньше, чем в паяных соединениях медных деталей (припой ПСр 3).

Несущая способность соединения определяется в том числе относительной толщиной твердой прослойки и механической неоднородностью соединения (коэффициентом механической неоднородности) k^T/k^M (k^T , k^M – параметры пластичности, характеризующие стадию пластического течения для прослойки и основного металла соответственно). Использование решения задачи о растяжении пластичной прослойки для расчета несущей способности соединений при пластическом течении шва показало, что несущая способность соединений существенно зависит от зазора, причем она повышается при его уменьшении. Повышение несущей способности стыковых соединений наблюдается и при неоднородном шве, центральная часть в котором более пластична. Сопротивление разрушению стыковых паяных соединений $\sigma_B^{ПС}$, как правило, больше, чем нахлесточных ($\tau_{ср}$). Отношение $\tau_{ср}/\sigma_B^{ПС}$ зависит от формы испытываемых образцов и процессов, протекающих при пайке, свойств паяемого металла и припоя, и не является постоянной величиной.

Высокая концентрация напряжений в зоне спая может приводить к отрыву припоя от основного металла. Поэтому при пайке жестких деталей достаточно податливым припоем особое внимание следует уделять совместимости припоя с основным материалом для создания качественного спая. С этой целью может быть выполнена механическая обработка поверхностей соединяемых деталей.

Вследствие сложности анализа не учитываются дефектность ПС, фактически неоднородное распределение участков контакта и местная концентрация напряжений.

Будем считать, что напряжения в шве нахлесточного соединения не превышают предела упругости припоя. При плоском напряженном состоянии в шве в результате относительного сдвига деталей и искривления соединения от изгибающего момента, возникающего из-за несовпадения линий действия сил P (рис. 1.3), в соединении формируются касательные напряжения τ и нормальные напряжения σ_z и σ_y , неравномерно распределенные как по длине, так и по толщине паяного шва.

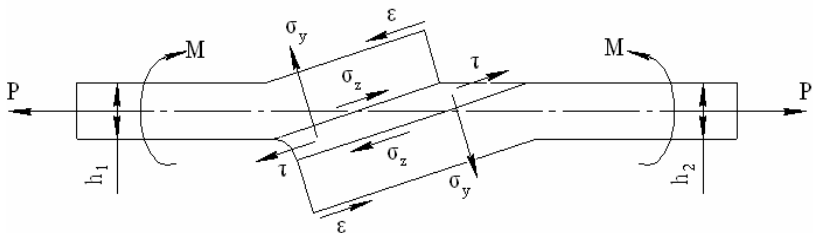


Рис. 1.3. Деформации и напряжения в элементе нахлесточного соединения: σ_z – осевое напряжение; σ_y – отрывное напряжение

В паяном шве в окрестности зоны спая наблюдается концентрация касательных напряжений τ , которая тем выше, чем больше отношение модулей упругости основного материала соединяемых деталей E_1, E_2 к модулю упругости припоя E . В зоне спая припой практически жестко связан с основным материалом, поэтому сдвиговые деформации ϵ в паяном шве вблизи этой зоны наиболее интенсивны и в объем паяного шва передаются через податливые слои припоя, что приводит к снижению напряжений.

Неоднородно напряженное состояние по длине паяного соединения. Нормальные напряжения σ_y от изгибающего момента в основном сосредоточены на краях соединения в области галтели (рис. 1.4). Там же развиваются максимальные сдвиговые деформации паяного шва, возникающие из-за неоднородности растяжения соединяемых деталей, на краях соединения возникает концентрация напряжений и максимальные касательные $\tau_{z=0} = \tau_{z=l}$ превосходят средние напряжения $\tau_{ср}$ (рис. 1.5). Следует отметить, что в средней части нахлесточного соединения напряжения в паяном шве чисто касательные [3]. Напряжения σ_y в объеме галтели растягивающие, а в нахлесточном менее нагруженном участке образца меняют свой знак. Подобное распределение напряжений σ_y подчеркивает особую роль, которую играет галтель в обеспечении прочности паяного нахлесточного соединения [3].

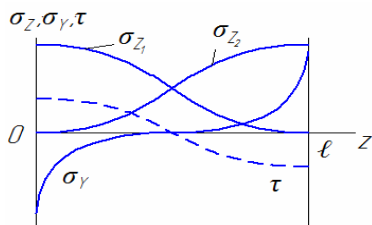


Рис. 1.4. Характер распределения напряжений по длине нахлестки

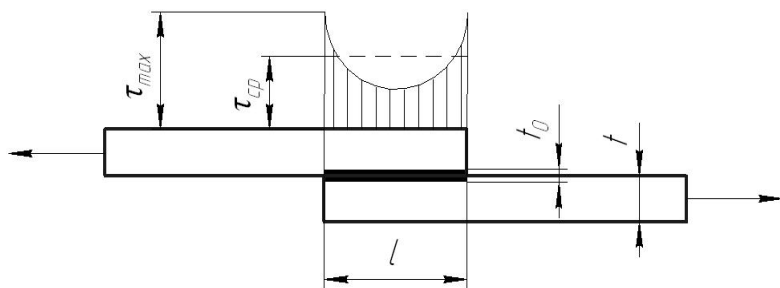


Рис. 1.5. Схема распределения касательных напряжений в нахлесточном соединении

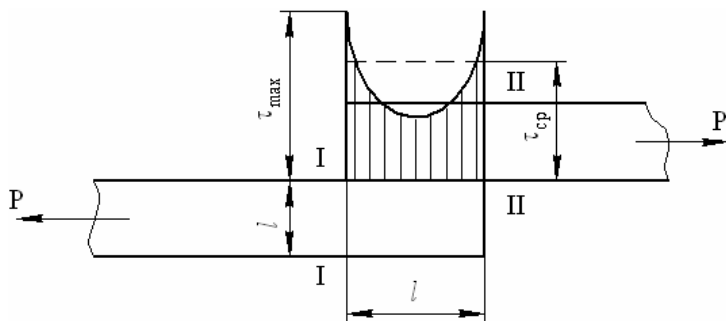


Рис. 1.6. Распределение касательных напряжений по длине шва в упругой области деформирования основного материала образца

В случае соединения элементов с равными площадями поперечных сечений в упругой области деформирования основного материала (в сечениях I–I и II–II) (рис. 1.6) максимальное значение касательного напряжения на единицу длины ПС в концевых точках определяется уравнением

$$\tau_{\max} = \frac{\alpha P}{2} \frac{1 + ch(\alpha \ell)}{sh(\alpha \ell)}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{2G}{EtZ}}, \quad (1.1)$$

где sh , ch – гиперболические функции; α – коэффициент, учитывающий механические свойства, толщину образца и величину зазора; G – модуль упругости материала прослойки при сдвиге; E – модуль нормальной упругости основного материала; t – толщина образца; Z – величина зазора; ℓ – длина нахлестки.

Эпюра сдвигающих напряжений представляет собой гиперболическую синусоиду (рис. 1.7).

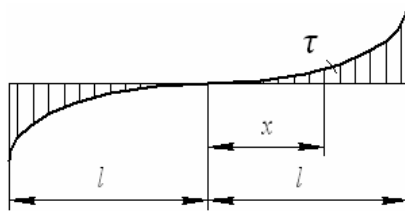


Рис. 1.7. Распределение сдвигающих напряжений по длине шва

Из зависимости (1.1) длина нахлестки при допущении близости средних напряжений среза $\tau_{\text{ср}}$ к максимальным τ_{max} :

$$\ell = \frac{2\beta sh(\alpha \ell)}{\alpha[1 + ch(\alpha \ell)]}. \quad (1.2)$$

Зависимость (1.2) для практических расчетов неудобна, так как ℓ не выражена явно, а находится под знаком гиперболических функций. С целью упрощения разложим функцию, входящую в выражение (1.2), в степенной ряд и решим уравнение относительно первых трех членов.

В результате получим

$$\ell = \sqrt{\frac{6\beta - 6}{3\alpha^2 - 2\beta\alpha^2}}. \quad (1.3)$$

Например,
при $\beta = 1,1$

$$\ell = \sqrt{\frac{3EtZ}{8G}}; \quad (1.4)$$

при $\beta = 1,2$

$$\ell = \sqrt{\frac{EtZ}{G}}.$$

Таким образом, длина нахлестки паяных соединений, определенная из условия равнопрочности припоя и основного материала, должна удовлетворять условиям (1.3) и (1.4).

Коэффициент концентрации напряжений в паяном соединении

$$\beta = \frac{\tau_{\max}}{\tau} = \frac{\alpha P}{2} \left(\frac{1 + ch(\alpha \ell)}{sh(\alpha \ell)} \right) \frac{\ell}{P} = \frac{\alpha \ell}{2} \left(\frac{1 + ch(\alpha \ell)}{sh(\alpha \ell)} \right). \quad (1.5)$$

Из (1.5) следует, что с уменьшением отношения G/E уменьшается коэффициент концентрации напряжений и выравнивается эпюра распределения касательных напряжений τ по длине соединения, что характерно для паяных швов при пластических деформациях.

При пайке низкотемпературными припоями паяный шов более податлив, чем соединяемые детали. Поэтому нормальные напряжения $\sigma_{\text{я}}$ и $\sigma_{\text{Г}}$ заметно ниже τ , и для расчетов на прочность достаточно знать распределение касательных напряжений по длине нахлестки. В соединениях, полученных низкотемпературными пластичными припоями, концентрация напряжений будет уменьшаться по мере увеличения нагрузки за счет пластической деформации шва.

Из условия равнопрочности паяного шва и основного металла при статическом нагружении $\ell = 2t$ (t – толщина основного металла) и $F = \ell d$, тогда

$$\alpha \ell = \sqrt{\frac{2Gd\ell^2}{EF\alpha}} = \sqrt{\frac{4Gs}{E\alpha}}.$$

Образующиеся при испытании листовых нахлесточных образцов напряжения изгиба, а также сопротивление отрыву делают величину $\tau_{\text{ср}}$ весьма неопределенной. Некоторую неопределенность в расчете прочности на срез нахлесточных образцов вносит также непостоянство среднего значения $\tau_{\text{ср}}$ при испытании образцов с разной площадью нахлестки. Поэтому данные о $\tau_{\text{ср}}$ без указания, например, площади нахлестки не сопоставимы.

Для соединения, показанного на рис. 1.8, осуществляется сдвиг под действием усилия F_0 . Вдоль оси z усилие снижается непрерывно от F_0 на плоскости ab до нуля на плоскости cd при $z = 0$. При промежуточных значениях $0 < z < L$ действует усилие $0 < F < F_0$

Изменение усилия $\partial F/\partial z$ происходит за счет сдвига по плоскостям ad и bc :

$$\partial F/\partial z = 2\tau w; \quad F = fw\delta,$$

где τ – сдвиговое напряжение; w , δ – ширина и толщина центральной части, откуда

$$\partial f/\partial z = 2\tau/\delta.$$

Если для характеристики системы справедлив закон Гука, то деформация $\partial(L - z)/\partial z$ связана с усилием f через модуль Юнга E , то есть

$$\frac{\partial(L - z)}{\partial z} = \frac{f}{E} \quad \text{или} \quad \frac{\partial^2(L - z)}{\partial z^2} = \frac{1}{E} \frac{\partial f}{\partial z}.$$

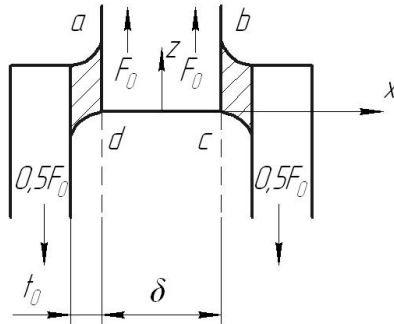


Рис. 1.8. К расчету напряжений в паяном соединении

В шве толщиной h_0 при этом возникает сдвиговое напряжение $\tau = G(L - z)/h_0$ (G – модуль сдвига металла шва). Обозначив $(L - z) = \ell_1$ и сделав соответствующие подстановки, легко найти следующее основное соотношение:

$$\frac{d^2\ell_1}{dz^2} = \frac{2G\ell_1}{E\delta h_0}. \quad (1.6)$$

Для решения (1.6), удовлетворяющего трем граничным условиям (при $z = 0$, $\ell_1 = \tau = f = 0$), не найдено подходящего выражения. Если обозначить $F_0/w\delta = f_0$, то второму и третьему условию удовлетворяет решение, предложенное Бикерманом в виде

$$\ell_1 = \frac{f_0}{E} \left(\frac{Eh_0\delta}{2G} \right)^{0,5} \frac{e^{\lambda z} \pm e^{-\lambda z}}{e^{\lambda L} + e^{-\lambda L}}, \quad (1.7)$$

где $\lambda = \left(\frac{2G}{E\delta h_0} \right)^{0,5}$, или приближенно

$$\ell_1 \cong \frac{f_0}{E} \frac{Eh_0\delta}{2G}, \quad (1.7,a)$$

откуда максимальные τ_{\max} и средние τ_{CP} напряжения сдвига

$$\tau_{\max} = \left(\frac{G\delta}{2Eh_0} \right)^{0,5} f_0; \quad \tau_{\text{CP}} = \frac{F_0}{wL} = \frac{f_0\delta}{L}. \quad (1.8)$$

Наибольшая концентрация напряжений (в точках *a* и *b*) характеризуется отношением

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{CP}}} = \left(\frac{G}{2E\delta h_0} \right)^{0,5} L.$$

На рис. 1.9 показана зависимость (для часто встречающегося случая, когда $\ell = 2t$) коэффициента β от соотношения G/E .

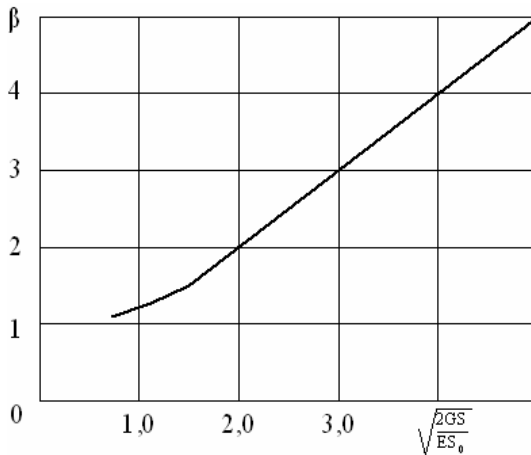


Рис. 1.9. Значение коэффициента β концентрации напряжений в паяном шве

Естественно, при анализе не учитывается дефектность соединения и фактически неоднородное распределение участков контакта и местной концентрации напряжений в нем.

Г.В. Ермолаев и А.В. Лабарткава [4] на основе моделирования полей напряжений методом конечных элементов в паяных соединениях из разнородных материалов пришли к следующим выводам.

1. Продольные напряжения достигают максимальных значений на границе раздела, уровень которых не зависит от размеров и формы соединений и достаточно точно определяется формулами, основанными на гипотезе плоских сечений.

2. Поперечные напряжения сосредоточены на свободной боковой поверхности в непосредственной близости от поверхности соединения. Их максимальное значение с точностью до 10...15 % равно максимальному продольному.

3. Касательные напряжения сосредоточены на границе раздела соединяемых материалов, максимальных значений они достигают в непосредственной близости от свободной (боковой) поверхности и составляют около 0,4...0,5 максимальных поперечных напряжений.

4. Уменьшение модуля упругости хотя бы одного из соединяемых материалов является довольно эффективным способом снижения уровня напряжений во всем узле. Наиболее заметно уменьшаются напряжения в материале с меньшей жесткостью. При этом положение точек максимальных напряжений меняется мало.

5. В упругой стадии работы прослойки варьирование толщины и свойств последней в широком диапазоне позволяет снизить максимальные нормальные напряжения в основном металле не более чем на 30 %. Максимальные касательные напряжения наиболее существенно зависят от толщины промежуточного слоя и могут быть снижены до двух раз, тогда как за счет изменения жесткости прослойки это уменьшение не превышает 35 %.

Для обеспечения прочности соединений в целом необходимо выполнение условий

$$\sigma_{10} \leq [\sigma]_1; \sigma_{20} \leq [\sigma]_2; \tau_{\max} \leq [\tau],$$

где $\sigma_{10} = P/(bh_1)$; $\sigma_{20} = P/(bh_2)$ – средние напряжения в соединяемых деталях; $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$ – допускаемые напряжения в соединяемых

деталей; $\tau_m = P/(b\ell)$ – среднее напряжение в шве; $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза шва.

При определении $[\tau]$ могут быть использованы либо экспериментальные данные для соединений, близких к рассчитываемым, либо конструкционные характеристики припоев. В последнем случае следует использовать понятие эквивалентных напряжений. Согласно гипотезе максимальных касательных напряжений

$$[\tau] = 0,5[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение для припоя; σ_B – временное сопротивление припоя; n – коэффициент запаса прочности ($n = 2 \dots 3$).

В работе [5] выполнен расчет нахлесточных соединений применительно к пластинам из одинакового материала. Кривые изменения компонентов напряжений σ_z , σ_y , τ_{xy} по длине нахлестки строили для среднего сечения паяного шва. Характер распределения напряжений крайне неравномерен (рис. 1.10), максимальных значений напряжения достигают в области галтели и резко снижаются в нахлесточном участке образца.

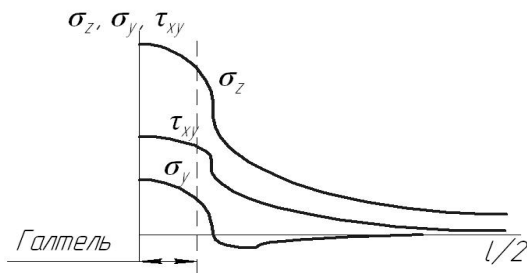


Рис. 1.10. Кривые распределения напряжений в паяном шве

Напряженно-деформированное состояние соединений зависит от соотношения коэффициентов линейного расширения соединяемых материалов наружной и внутренней (по отношению к паяному шву) деталей. Например, если материал наружной детали имеет больший коэффициент линейного расширения, чем материал внутренней детали, то при охлаждении в шве возникают напряжения

сжатия и, наоборот, в шве при охлаждении возникают напряжения растяжения, если коэффициент линейного расширения наружной детали меньше, чем коэффициент линейного расширения внутренней детали. В последнем случае при нагреве зазор, задаваемый при сборке, уменьшается, что может ухудшить его заполнение жидким припоем и при определенных условиях способствовать выжиганию последнего.

Напряжения растяжения в шве, возникающие при охлаждении, могут иногда вызвать даже его разрушение, особенно если стенки шва очень жесткие.

Поскольку связаны материалы с различными деформационными характеристиками, в большинстве случаев в переходном слое возникает сложнапряженное состояние.

Для паяной конструкции, состоящей из тонкостенных колец (рис. 1.11), при $\delta_1/R < 0,1$; $\delta_2/R < 0 < 1$; $b < 5(\delta_1 + \delta_2)$ напряженное состояние в металле создается преимущественно за счет тангенциальных напряжений [6].

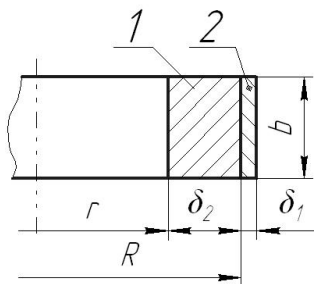


Рис. 1.11. Схема паяемой конструкции:
1 – внутренняя деталь; 2 – наружная деталь

Тогда уравнение равновесия сил

$$\sigma_1 \delta_1 + \sigma_2 \delta_2 = 0 \quad (1.9)$$

и совместности деформаций

$$\varepsilon_{1\Sigma} = \varepsilon_{2\Sigma}, \quad (1.10)$$

где σ_1 и σ_2 – тангенциальное напряжение в деталях 1 и 2; $\varepsilon_{1\Sigma}$ и $\varepsilon_{2\Sigma}$ – полная деформация деталей 1 и 2 соответственно.

Полные деформации представляют собой сумму силовой и температурной составляющих деформаций [6]:

$$\varepsilon_{1\Sigma} = \varepsilon_{1C} + \varepsilon_{1\theta}, \quad \varepsilon_{2\Sigma} = \varepsilon_{2C} + \varepsilon_{2\theta}. \quad (1.11)$$

Температурные составляющие деформации равны

$$\varepsilon_{1\theta} = \alpha_1 \theta; \quad \varepsilon_{2\theta} = \alpha_2 \theta, \quad (1.12)$$

где α_1 и α_2 – коэффициент термического расширения (КТР) металлов деталей 1 и 2; θ – температура пайки.

Решая совместно (1.11) и (1.12), получаем

$$\varepsilon_{1C} + \varepsilon_{1\theta} = \varepsilon_{2C} + \varepsilon_{2\theta}. \quad (1.13)$$

В области упругих деформаций

$$\varepsilon_1 = \frac{[\sigma_1]}{E_1}, \quad (1.14)$$

где E_1 – модуль упругости материала детали 1; $[\sigma_1]$ – допустимое напряжение для детали 1.

Напряжение

$$[\sigma_1] = \frac{\sigma_{1дл} K}{n}, \quad (1.15)$$

где $\sigma_{1дл}$ – предел длительной прочности материала детали 1; K – коэффициент, характеризующий изменение σ_1 в зависимости от площади поперечного сечения образца; n – коэффициент запаса прочности.

Так как $\varepsilon_{2C} < 0$, а $\varepsilon_{2C} > \varepsilon_{T(2)}$, то металл детали 2 работает в области пластических деформаций, поэтому напряжение в детали 2 будет

$$\sigma_2 \cong -\sigma_{T(2)}, \quad (1.16)$$

где $\sigma_{T(2)}$ – предел текучести металла детали 2; $\varepsilon_{T(2)}$ – предельная упругая деформация металла детали 2.

Следовательно, уравнение (1.9) запишется в виде [6]

$$\sigma_1 \delta_1 - \sigma_{T(2)} \delta_2 = 0. \quad (1.17)$$

Термические напряжения увеличиваются, как известно, при увеличении перепада температур (ΔT), коэффициентов линейного расширения (α), модуля упругости (E), коэффициентов Пуассона и обратного значения коэффициента теплопроводности (λ) соединяемых материалов. Остаточные напряжения, образующиеся при этом, можно представить в виде [1]

$$\sigma = k \frac{E \alpha \Delta T}{\lambda (1 - \mu)},$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Эти напряжения увеличиваются в материале с малой теплопроводностью. Необратимое формоизменение паяного изделия может быть создано также при неоднородном его нагреве и охлаждении в материалах с выраженной анизотропией коэффициентов линейного расширения.

Для паяных соединений характерно фронтальное слоистое соединение различных материалов. Относительную деформацию и напряжения первого рода по площади соединения слоев можно записать в виде

$$(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \text{ и } \sigma = \frac{E(\alpha_1 - \alpha_2)}{1 - \mu} \Delta T,$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения соединяемых материалов.

Учитывая, что E имеет порядок величины $A \cdot 10^4$ кг/мм², а $\alpha = B \cdot 10^{-6}$ и то, что в процессе пайки изменение температуры может быть порядка нескольких сот градусов ($\Delta T = C \cdot 10^2$), получим приближенно [1]

$$\sigma \approx ABC \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)}{\alpha_1 + \alpha_2} 2.$$

В зависимости от деформационной способности материала соединяемых деталей и характера напряженного состояния в конструкции трещины могут возникать по границе паяемых материалов или поперек детали, изготовленной из наименее пластичного материала. Подобным образом разрушаются, например, паяные соединения из стали с графитом или керамикой. При температурах пайки серебряными припоями 750–850 °С коэффициенты линейного расширения этих материалов отличаются в 3–3,5 раза [1].

Распределение остаточных напряжений в паяных соединениях с незамкнутым швом отличается от распределения их в соединениях с замкнутым швом (телескопических и др.). В плоских паяных соединениях по стыку шва и основного материала с меньшим коэффициентом линейного расширения, чем в шве, должны возникать

напряжения сжатия; в соединениях, в которых паяемый материал имеет более высокий коэффициент линейного расширения, чем шов, возникают главным образом напряжения растяжения. Шов, как менее жесткая прослойка, должен оказывать релаксирующее действие на напряжения. Естественно ожидать, что с увеличением толщины паяного шва в нем должны уменьшаться остаточные напряжения. Это было обнаружено в соединениях из пластинок стали и твердого сплава ВК15, паянных латунию Л62.

Сочетание в паяном шве разнородных материалов с различными свойствами, в частности с различной пластичностью и коэффициентами теплового расширения, особенно в условиях быстрого и неоднородного нагрева, неизбежно приводит к образованию в них остаточных напряжений и деформаций, которые влияют на характеристики прочности и пластичности и другие свойства, а в некоторых случаях могут привести к местному или общему разрушению. При пайке деталей из материалов, существенно отличающихся по коэффициентам термического расширения, имеют место случаи хрупкого разрушения одной из деталей, вызванного одновременным влиянием растягивающих напряжений и расплава припоя.

При пайке телескопических соединений во избежание растрескивания менее пластичного из соединяемых материалов необходимо, чтобы при охлаждении деталь из него подвергалась сжатию, а не растяжению. Так, при пайке графитовых или керамических труб со стальными необходимо трубки из менее пластичного материала (графита, керамики, имеющих меньший коэффициент линейного расширения, чем сталь) располагать внутри стальной трубки. Другими эффективными путями являются применение припоев в виде слоистой фольги (например, мягкого железа, плакированного с двух сторон медью), прокладок материала с малым модулем упругости между припоем и малопластичным паяемым материалом; такие прокладки изготавливают иногда в виде тонкой сетки или перфорированных листов, компенсационных прокладок с коэффициентом линейного расширения, средним между паяемыми материалами. При пайке твердосплавного составного инструмента из стали и твердых сплавов наиболее подходящим материалом для таких прокладок являются сплавы железа с никелем [1].

Контрольные вопросы

1. Основные источники образования остаточных деформаций и напряжений в паяных соединениях.
2. Причины механической неоднородности паяных соединений.
3. Схема работы паяного шва стыкового соединения при одноосном растяжении (сжатии).
4. Оценка напряжений в стыковом шве.
5. Схема формирования напряжений в нахлесточном соединении.
6. Концентрация напряжений в нахлесточном соединении.
7. Условия обеспечения прочности нахлесточного соединения.
8. Термические напряжения в паяных соединениях.

2. ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЕ РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

2.1. Квазистатическое нагружение

Из условия равнопрочности нахлесточного соединения

$$\sigma_B F = \tau_{CP} F_{\Pi},$$

(σ_B – временное сопротивление основного металла; F – площадь поперечного сечения образца; τ_{CP} – предел прочности соединения на срез; F_{Π} – площадь спая) длину нахлестки выбирают равной 2...5 толщинам наиболее тонкой из соединяемых деталей.

Исходя из условия, что максимальные напряжения, возникающие в любом сечении образца, меньше предела текучести основного материала, В.И. Черных и Ю.А. Лебедев предложили зависимости для определения площади паяных соединений:

$$F_{\Pi} \leq \frac{F}{4m}; \quad m = \frac{\tau_{CP}}{\sigma_{0,2}}; \quad \tau_{CP} = \frac{P}{F_{\Pi}}, \quad (2.1)$$

где F_{Π} – площадь спая; F – площадь поперечного сечения образца; m – коэффициент, учитывающий свойства применяемых материалов; τ_{CP} – ожидаемое сопротивление срезу паяного соединения или в первом приближении сопротивление срезу литого припоя; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести основного материала; P – нагрузка.

В приведенной зависимости (2.1) не учитывается, что напряжения среза распределяются по длине шва неравномерно (рис. 1.6). Большая величина нахлестки нецелесообразна, поскольку нагрузка будет восприниматься в основном периферийными участками, а средняя часть нахлестки окажется малонагруженной. С увеличением длины нахлестки величина напряжений разрушения существ-

венно отличается от средних напряжений, подсчитанных по зависимости (2.1).

Например, при пайке сталей низкотемпературными припоями (коэффициент $m = 0,1 \dots 0,5$) расчетная длина нахлестки l меньше или равна $0,5 \dots 2,5$ толщины образца t . При $m \geq 1$ длина нахлестки уменьшается до $0,25 t$. При максимальных значениях длины нахлестки не выполняется условие близости максимальных и средних напряжений среза вдоль шва, а малые длины нахлестки практически трудно реализовать. Следовательно, необходимы дополнительные условия, при которых величина средних напряжений среза по длине шва была бы близкой к величине максимальных напряжений.

Сопротивление срезу τ_{CP} зависит от величины нахлестки (рис. 2.1)

$$\tau_{\text{CP}} = aF_{\text{II}}^b,$$

где F_{II} – площадь нахлестки; a и b – константы.

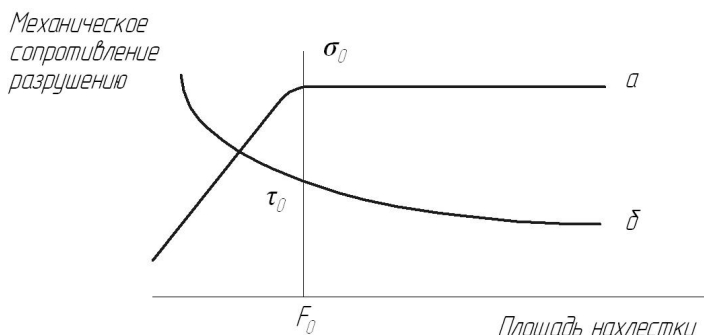


Рис. 2.1. Максимальные напряжения $\sigma_{\text{II}} = P/S$ и τ_{CP} паяного нахлесточного соединения, отнесенные соответственно к минимальному поперечному сечению основного металла (a) и к площади нахлестки (b) (при прочности припоя, меньшей прочности основного материала); при площади нахлестки более F_0 разрушение происходит по основному металлу

Прочность ПС лишь в известной степени можно регулировать величиной площади спаев.

Длину нахлестки в соединениях предлагают определять как

$$l = \frac{n\sigma_{\text{В}}t}{\tau_{\text{CP}}},$$

где ℓ – длина нахлестки; t – толщина листа; σ_B – временное сопротивление основного металла; τ_{CP} – прочность на срез припоя; n – коэффициент запаса.

$$\ell = \frac{\sigma_B^{Me}}{\sigma_B^{припой}} tN,$$

где N – число соединяемых деталей.

Более корректно [7]

$$\ell \tau_{CP}^{T_4} = t \left(\sigma_B^{T_4} \right)_p, \quad (2.2)$$

где ℓ – длина нахлестки, м; t – толщина конструкционного материала, м; $\tau_{CP}^{T_4}$ – прочность соединения (припоя) на срез при температуре T_4 , МПа; $\left(\sigma_B^{T_4} \right)_p$ – предел прочности конструкционного материала при той же температуре с учетом разупрочнения в результате пайки, МПа.

Показатели прочности, входящие в (2.2), обычно получают экспериментальным путем. При сравнительной оценке [7]

$$\tau_{CP}^{T_4} = 0,386 \varphi A_0 T_3 \exp(-4,866 K_2), \text{ МПа}, \quad (2.3)$$

где $\varphi = 0,6 \dots 0,7$; A_0 – коэффициент; T_3 – температура начала плавления припоя (материала паяного шва), К, и

$$\left(\sigma_B^{T_4} \right)_p = 0,386 A_1 T_1 \exp(-4,866 K_4), \quad (2.4)$$

где T_1 – температура начала плавления конструкционного материала, К; A_1 – коэффициент, определяемый по аналогии с A_0 ; $K_4 = T_4/T_1$; T_4 – расчетная температура.

После подстановки (2.3) и (2.4) в (2.2) и преобразований с учетом равенства $K_4 = K_2 K_3$, где $K_3 = T_3/T_1$, относительная нахлестка

$$\bar{\ell} = \frac{\ell}{t} = \frac{A_1 K_2}{\varphi A_0 K_4} \exp[4,866(K_2 - K_4)]. \quad (2.5)$$

Условие равнопрочности нахлесточного соединения выполняется, если

$$2 \leq \bar{\ell} \leq 10,$$

что хорошо согласуется с технологическими особенностями выполнения соединений внахлестку (на практике принимают отношение нахлестки к толщине металла в пределах 3...5).

Для паяных соединений сплава ВТ23 (пайка по никелевому покрытию) характер изменения относительной величины нахлест-

тки $\bar{\ell}$ при различных эксплуатационных температурах, рассчитанной по методике В.П. Фролова, представлен на рис. 2.2.

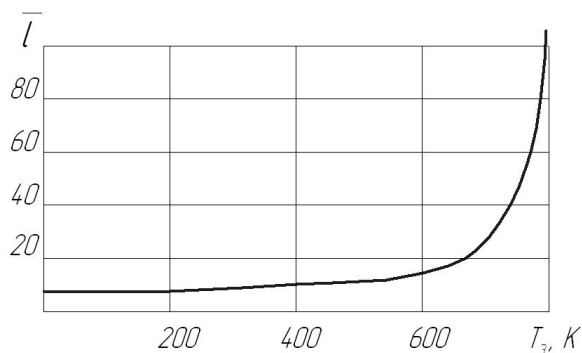


Рис. 2.2. Зависимость величины относительной нахлестки соединений сплава ВТ23 от температуры эксплуатации

Прочность паяного соединения на срез при растяжении увеличивается с объемом припоя в галтели (рис. 2.2); хотя это увеличение незначительно, оно должно быть учтено в расчетах.

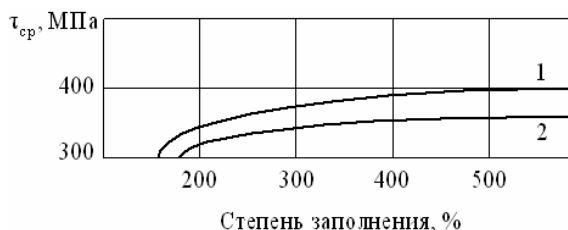


Рис. 2.3. Прочность на срез при растяжении соединений, паянных внахлестку из стали 42 с LAg 44, в зависимости от степени заполнения и ширины зазора: 1 – ширина зазора 0,5 мм; 2 – ширина зазора 0,2 мм

С увеличением длины нахлестки разрушающая нагрузка увеличивается и при определенной величине нахлестки разрушение происходит по основному металлу (рис. 2.3, 2.4) (паяное соединение из нержавеющей стали 304). Если длина нахлестки будет больше толщины паемого плоского образца, то при статических нагрузках обеспечивается достаточная надежность соединения; однако обыч-

но необходимо учитывать такие факторы, как дефекты, знакопеременную нагрузку, вызывающую усталостные разрушения.

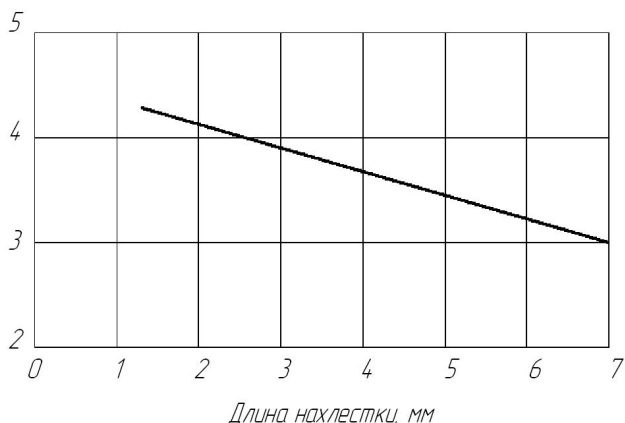


Рис. 2.4. Влияние длины нахлестки на напряжение разрыва: температура пайки 280 °С; припой 60 % Sn + 40 % Pb

Критериями галтели являются ее высота и радиус мениска, образованного между двумя паяемыми поверхностями. Концентрация напряжений уменьшается, если галтель выполнена в виде вогнутого мениска.

Начало локальной пластической деформации отмечают в галтельных участках; деформация в этих объемах достигает величины 3...4 % при средней деформации соединения 1,4...2 %. В дальнейшем в этих объемах зарождаются и растут трещины, приводящие к разрушению шва [1]. Согласно [26], разрушение паяных соединений жаропрочных сплавов при статическом нагружении в интервале температур 20...900 °С начинается с формирования на поверхности и в объеме галтели рыхлот и трещин между зернами припоя. Деформация паяемого материала вблизи галтели не превышает при этом 7 %. В соединениях с большими галтелями первоначальные трещины возникают в основании галтели и распространяются к паяемому металлу, в образцах с малой галтелью трещины образуются в средней части галтели и с ростом нагрузки распространяются в капиллярную часть паяного шва. Дальнейшее развитие разрушения зависит от температуры испытания и величины нахлестки.

При действии больших, особенно переменных нагрузок наличие галтели еще не гарантирует достаточную прочность соединения. Увеличение высоты галтели шва приводит к незначительному повышению прочности соединения, хотя вследствие явно выраженного образования галтели вся поверхность, передающая напряжения, увеличивается. Очевидно, большая часть механических нагрузок воспринимается металлом шва.

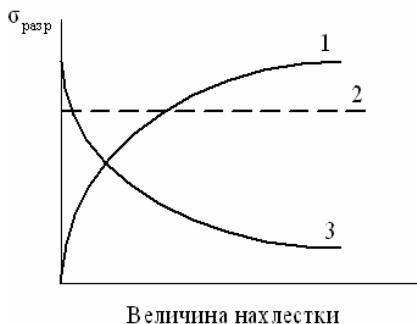


Рис. 2.5. Типичная зависимость среднего удельного напряжения среза (кривая 3) и среднего удельного напряжения растяжения (кривая 1) от величины нахлестки: $\sigma_{\text{разр}}$ — среднее напряжение разрушения; 2 — предел текучести основного материала

Для тавровых соединений условие равнопрочности обеспечивается, если [7]

$$R = t \left[\frac{(\sigma_B^{T_4})_p}{\sigma_B^{T_4}} - 1 \right], \quad (2.6)$$

где R — радиус кривизны галтели припоя; t — толщина конструкционного материала, м; $\sigma_B^{T_4}$ — предел прочности паяного шва (припоя) при температуре T_4 , МПа; $(\sigma_B^{T_4})_p$ — предел прочности конструкционного материала при температуре T_4 с учетом разупрочнения в результате пайки, МПа.

Экспериментально установлено, что относительный радиус $\bar{R} = R/t$ галтели соединения необходимо выбирать для широкого диапазона изменения эксплуатационных температур в пределах [7]

$$0,3 \leq \bar{R} \leq 5,5.$$

Толщина припоя является фактором, оказывающим наибольшее влияние на прочность соединения. Ряд исследователей [1; 3] приводят экспериментальные данные о заметном упрочнении металла шва стыковых соединений с уменьшением толщины спая.

Авторы [3] повышение прочности соединений с уменьшением толщины шва объясняют формированием жесткого объемного напряженного состояния, возникающего в шве как мягкой прослойки.

Повышение прочности с уменьшением толщины припоя (рис. 2.6, 2.7, 2.8, 2.9) объясняется жесткостью основного металла. Когда напряжения, действующие в металле шва, превышают предел текучести припоя, начинается деформация припоя, однако вследствие большой жесткости основного металла продольная усадка затруднена и деформация приостанавливается, обеспечивая более высокую по сравнению с припоем прочность паяного соединения.

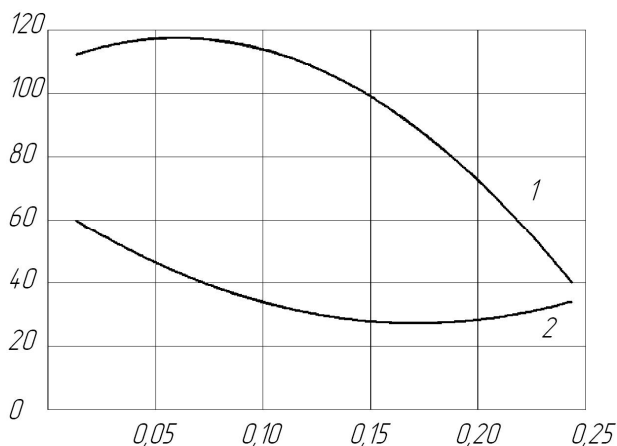


Рис. 2.6. Взаимосвязь между толщиной припоя и временным сопротивлением: 1 – пайка припоем BNiCr, нагрев в течение 20 мин при температуре 1150 °С; 2 – пайка припоем BAgMn, нагрев в течение 20 мин при температуре 1100 °С; основной металл – сталь AIS 403; пайка в атмосфере водорода

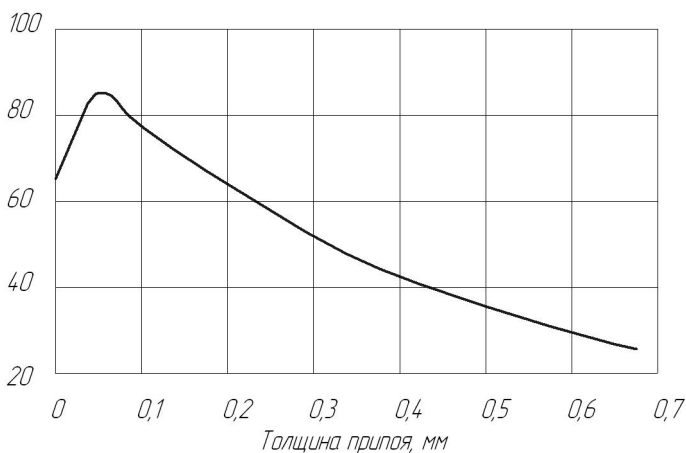


Рис. 2.7. Взаимосвязь между толщиной припоя и временным сопротивлением: основной металл – нержавеющая сталь, припой – 50 % Ag + 18 % Cd + 16,5b Zn

Для стыковых соединений характерно возникновение гидростатического напряженного состояния, приводящего к упрочнению. Например, в тонких швах двухфазная структура (сталь – припой Л63) усиливает эффект контактного упрочнения, тогда как структура некапиллярных швов мало влияет на сопротивление пластической деформации, которое определяется главным образом свойствами пластичной α -фазы, почти одинаковыми во всех случаях. Исключения составляют швы, выполненные с применением припоя ЛО60-1, большее сопротивление деформации этих швов, возможно, связано с дисперсно-распределенной в α -растворе γ -фазой [2].

По данным В.Н. Радзиевского, С.Н. Лоцманова и других исследователей, увеличение зазора (в пределах 0,07...0,4 мм) приводит к незначительному снижению σ_B , ударная вязкость с ростом ширины шва увеличивается; сопротивление паяного шва усталости с увеличением ширины зазора уменьшается.

Взаимосвязь между толщиной шва и прочностью проявляется заметно в стыковых паяных соединениях, однако она прослеживается также и в соединениях внахлестку. Для нахлесточных ПС, выполненных пластичными припоями ($\sigma_B^{\text{припой}} \approx \sigma_B^{\text{Mc}}$), упрочнение металла шва не отмечено.

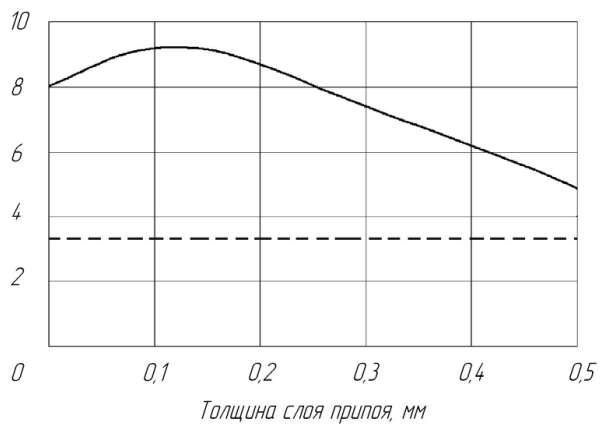


Рис. 2.8. Зависимость прочности от толщины слоя припоя (Thwaites C.):
 1 – соединение встык, припой 60 % Sn + 40 % Pb, температура пайки 230 °С; 2 – литой припой

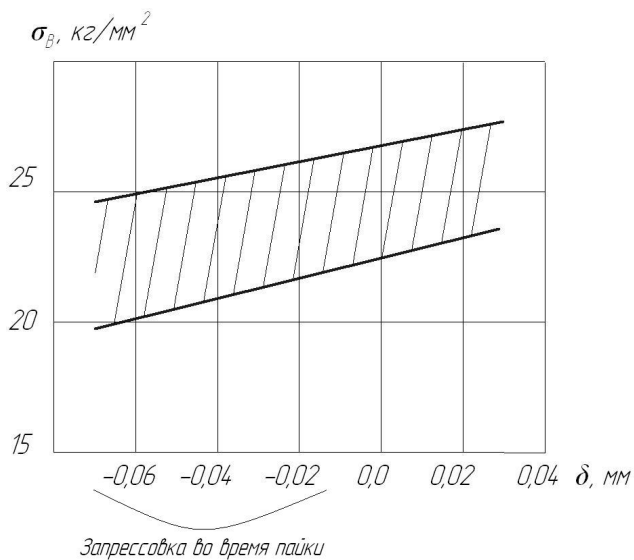


Рис. 2.9. Отношение между величиной зазора δ и прочностью на растяжение σ_B соединений, паяемых медью (по Лаутнеру)

Результаты работ [5] свидетельствуют о том, что прочность на разрыв соединений, полученных при пайке низкоуглеродистой стали медно-цинково-кадмиево-никелевыми припоями, почти не зависит от толщины слоя. Однако для соединений из нержавеющей стали, паянных встык никелевым и серебряно-марганцевым припоями в атмосфере водорода, когда прочность основного металла выше прочности припоя, влияние толщины шва значительно (рис. 2.6).

Прочность нахлесточных соединений из низкоуглеродистой стали (40 %-ный серебряный припой) растет с увеличением зазора до 0,1...0,2 мм вследствие лучшего затекания припоя в паяльный зазор, однако при зазорах меньше 0,1 мм и более 0,2 мм наблюдают уменьшение прочности из-за недостаточно эффективного капиллярного действия и, как следствие, появления дефектов в шве; прочность соединения будет лимитироваться прочностью литого припоя [5; 6].

Зависимость прочности от величины зазора имеет вид характерной для паяных соединений кривой с максимумом в области зазоров 0,1...0,25 мм (рис. 2.10). Снижение $\tau_{ср}$ при больших некапиллярных зазорах свыше 0,3 мм объясняют уменьшением влияния основного металла, прочность соединения определяется прочностью припоя [1].

В телескопических соединениях возможно дополнительное увеличение прочности за счет остаточных температурных радиальных сжимающих напряжений (рис. 2.11).

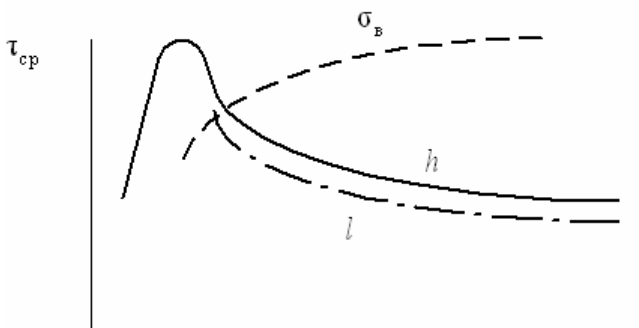


Рис. 2.10. Зависимость сопротивления срезу $\tau_{ср}$ ПС от величины зазора h , нахлестки l и прочности $\sigma_{в}$ основного металла

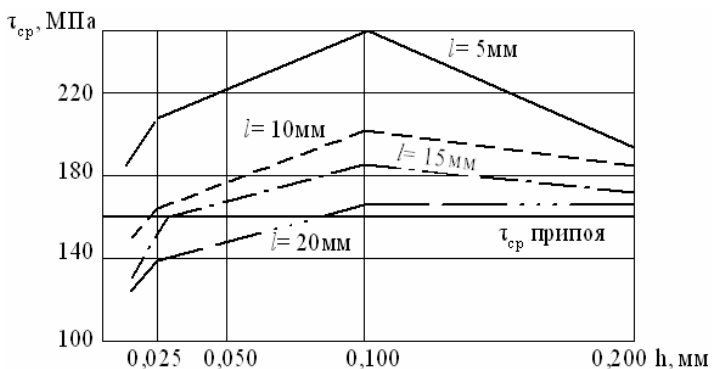


Рис. 2.11. Влияние величины зазора h и нахлестки ℓ на сопротивление срезу телескопических паяных соединений. Основной материал – низкоуглеродистая сталь, припой типа ПСр 40

Сопротивление ПС усталостному разрушению с увеличением ширины зазора уменьшается вследствие роста величины зерна в шве и особенностей структуры металла шва. С повышением амплитуды напряжений предел усталости, естественно, уменьшается, однако при одинаковых амплитудных значениях напряжений с уменьшением толщины шва выносливость соединения увеличивается, проявляется та же тенденция, что и при статических растягивающих нагрузках.

Для всех типов соединений, для различных композиций «основной металл – припой», технологии, способа пайки существуют оптимальные значения зазоров, при которых прочность паяного соединения максимальна. Для большинства соединений интервал оптимальных зазоров составляет 50...400 мкм (ГОСТ 19249).

Имеющиеся решения для нахождения необходимой толщины зазора (шва) являются чисто эмпирическими, получены без учета всех особенностей взаимодействия основного металла и припоя, либо содержат ряд неизвестных заранее параметров.

При малых толщинах жидкой фазы между соединяемыми элементами, когда близко расположены две межфазные границы, развитие массопереноса ограничено в силу специфических условий при пайке.

С увеличением ширины зазора должен иметь место более интенсивный массообмен и, как следствие, уменьшение значения

свободной межфазной энергии во времени, возрастание адгезии и прочности паяного соединения. Начиная с некоторого значения величины зазора δ_0 , изменение межфазной энергии ограничивается диффузионным отводом частиц основного металла в жидкий припой и зависимость прочности соединения Π от величины зазора δ описывается спадающей кривой (рис. 2.12).

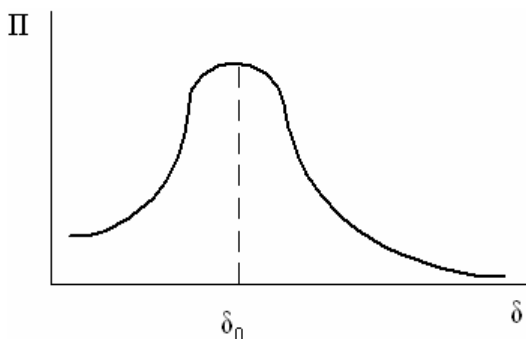


Рис. 2.12. Зависимость прочности паяного соединения от величины паяльного зазора

С учетом этих представлений С.Н. Задумкин и другие специалисты предложили выражение для нахождения оптимальной толщины зазора:

$$\delta_0 = 12D \left(\frac{m}{kT} \right)^{1/2} \exp \left(\frac{L/6 - Q_{\text{пл}} - N_0 V x^2}{RT} \right),$$

где D – коэффициент диффузии; m – масса атома основного вещества; k – постоянная Больцмана; T – температура пайки; L – теплота сублимации основного металла; $Q_{\text{пл}}$ – теплота плавления основного металла; N_0 – число Авогадро; V – энергия смешения; x – концентрация припоя на межфазной границе; R – универсальная газовая постоянная.

Увеличение шероховатости поверхности соединяемых деталей способствует повышению прочности паяных соединений.

Высокую прочность соединений, полученных индукционной пайкой как припоем ЛБ3, так и ЛО60-1, можно объяснить наличием структуры, сочетающей пластическую α - и хрупкую β -фазы.

Второй основной причиной высокой прочности этих соединений следует считать повышенное по сравнению с другими способами пайки количество цинка в паяных швах [2]. Увеличение зазора при печной пайке сталей латунными припоями при нагружении выше $\tau_{0,2}$ приводит к дроблению субзерен и образованию микротрещин между ними [2].

Влияние структуры швов на прочность соединений, выполненных припоями ЛК62-05 и ЛО60-1, незначительно по сравнению с влиянием хрупких интерметаллидных прослоек на поверхности основного металла. Отрицательное воздействие этих прослоек на прочность подтверждается характером разрушения соединений, которое происходит непосредственно по границе шва со сталью. Наличие хрупких прослоек подавляет даже влияние величины зазора и определяет низкую пластичность этих швов. Неизменность работы деформации швов с припоями ЛК62-05 и ЛО60-1 при изменении зазора указывает на то, что механическая энергия расходуется лишь на разрушение интерметаллидных прослоек, прочность которых определяет свойства соединений [2].

На прочность паяных соединений оказывает влияние большое количество факторов, поэтому трудно однозначно определить влияние температурно-временного цикла пайки. Так, в работе [27] отмечается: «Повышение температуры пайки улучшает условия растекания припоя по паяемой поверхности и ускоряет процесс диффузионного взаимодействия между припоем и основным металлом. Однако это, в свою очередь, может привести к структурным изменениям в основном металле за счет выделения эвтектических, карбидных и других составляющих и, следовательно, к снижению механических и коррозионных свойств соединения. Изменения эти особенно заметны при пайке закаленных сталей, нагрев которых выше температуры высокого отпуска резко снижает прочность. Высокотемпературный нагрев усиливает также процесс растворения паяемого металла в расплавленном припое, что может вызвать образование в шве хрупких структур и ослабить связь в основном металле по границам зерен. Кроме того, при высоких температурах может происходить выгорание легирующих компонентов и изменение состава основного металла и припоя».

Поэтому увеличение времени выдержки и температуры при пайке может приводить к снижению показателей прочности соединений (рис. 2.13).



Рис. 2.13. Возможный характер зависимости прочности ПС от температуры пайки: σ_B — прочность на растяжение

Для соединений стали Х15Н9Ю (припой ПЖК 1000) обнаружена избыточная фаза, появляющаяся в результате взаимодействия расплавленного припоя с основным металлом. Эта фаза располагается в основном в шве на границе зерен. Существенных изменений микротвердости при этом не наблюдали (рис. 2.14). Разрушение происходит только по середине шва. Это позволяет предполагать, что основной причиной хрупкого разрушения соединений, выполненных при больших выдержках в расплавленном припое, является возникновение избыточной фазы и ее локальное расположение в центре шва.

При низких температурах за короткое время припой не растекается в зазоре, площадь спая оказывается незначительной и прочность соединения снижается. При повышении температуры затекание припоя более интенсивно и за короткий промежуток времени припой заполняет весь зазор.

С ростом продолжительности нагрева прочность снижается, что можно объяснить, очевидно, влиянием такого фактора, как изменение структуры паяемого материала или диффузией на границе «припой — основной металл».

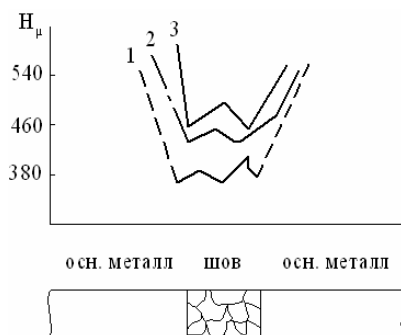


Рис. 2.14. Изменение микротвердости паяного соединения, полученного при температуре пайки [8]: 1 – 1250 °С, 3 мин; 2 – 1250 °С, 20 мин; 3 – 1290 °С, 3 мин

Установлено [9], что замедленное охлаждение соединений из стали Х16Н6 (высокотемпературная вакуумная пайка) в интервале температур 1000...700 °С приводит к снижению ударной вязкости вследствие обеднения твердого раствора углеродом и хромом в пограничных областях и образования карбидов $Cr_{23}C_6$ по границам зерен аустенита.

При пайке сталей латунными припоями с большой скоростью охлаждения (газопламенная и индукционная) в результате объемной кристаллизации формируется мелкая структура, вызывающая повышение пластичности в области больших зазоров. Однако при газопламенной пайке после разрушения соединения наблюдается значительная рассеянная пористость и флюсовые включения до 5 %, что снижает уровень $\tau_{ср}$ соединений [2].

При совпадении направлений действующего усилия в наиболее слабом месте стыкового соединения и напряжения $\sigma_B^{пс}$ в паяном шве условие равнопрочности приблизительно определяется как

$$\sigma S = \sigma_B^{пс} S^{пс},$$

где $S^{пс}$ – средняя площадь сечения стыкового соединения; S – площадь сечения основного материала в наиболее слабом месте.

Так как паяное соединение состоит из разных по составу и свойствам материалов, то понятие предела прочности соединения $\sigma_B^{пс}$, паяного встык, лишено прямого смысла и является в действительности условным сопротивлением разрыву стыкового паяно-

го соединения. По [1], сопротивление разрыву образцов, паянных встык, следует оценивать двумя коэффициентами прочности

$$K_1 = \frac{\sigma_B^{PC}}{\sigma_{Me}^B} \text{ и } K_2 = \frac{\sigma_B^{PC}}{\sigma_B^{ПРИП}},$$

причем практически всегда $\sigma_B^{ПРИП} < \sigma_B^{Me}$.

По В.П. Фролову [7], для соединений встык условие прочности

$$\sigma_{ДОП}^{T_4} F_0 = P_{\mathcal{E}}^{T_4}, \quad (2.7)$$

где $\sigma_{ДОП}^{T_4}$ – допустимое напряжение паяного шва (припоя) при расчетной температуре T_4 , МПа; F_0 – площадь паяного соединения, м²; $P_{\mathcal{E}}^{T_4}$ – эксплуатационная нагрузка при расчетной температуре, Н.

С учетом коэффициента безопасности

$$f_0 = \sigma_B^{T_4} / \sigma_{ДОП}^{T_4}, \quad (2.8)$$

численные значения которого обычно выбирают в пределах $1,25 \leq f_0 \leq 1,35$, выражение (2.7) можно представить в более удобном для расчетов виде:

$$\sigma_B^{T_4} = f_0 \frac{P_{\mathcal{E}}^{T_4}}{F_0}, \quad (2.9)$$

где $\sigma_B^{T_4}$ – предел прочности паяного шва (припоя) при температуре T_4 , МПа.

Экспериментально определено, что

$$\sigma_B^{T_4} = 0,386 A_0 T_3 \exp\left(-4,866 \frac{T_4}{T_3}\right), \text{ МПа}, \quad (2.10)$$

где A_0 – коэффициент.

При условии совпадения плоскости приложения усилий в нахлесточном соединении сопротивление срезу (τ_{CP}) определяют как

$$\sigma S = \tau_{CP} S_H,$$

где S_H – площадь нахлестки.

Условие равнопрочности нахлесточного соединения записывается в виде:

– для плоского паяного соединения

$$\sigma_B t = \tau_{CP} a,$$

здесь t – толщина основного материала; a – ширина нахлестки;

τ_{CP} – сопротивление срезу соединения;

– для телескопического соединения

$$a = (\sigma_B / \tau_{CP})(1 - \delta_1 / d_1) \delta_1,$$

здесь δ_1 – толщина стенки внутренней трубы, мм; d_1 – внешний диаметр внутренней трубы, м;

– для телескопических соединений, когда толщина стенки внешней трубы меньше, чем внутренней,

$$a = (\sigma_B / \tau_{CP}) [1 - \delta_2 / (d_2 - 2 \delta_2)] \delta_2,$$

здесь δ_2 – толщина внешней трубы, мм; d_2 – внешний диаметр трубы.

Для нахлесточных соединений, когда поверхность одной из соединяемых деталей существенно меньше поверхности другой детали, наиболее опасны продольные нагрузки; для нахлесточных соединений деталей, имеющих равную по величине поверхность соединения, опасны поперечные нагрузки.

Контрольные вопросы

1. Зависимость сопротивления срезу соединения от величины нахлестки.
2. Сопротивление срезу нахлесточного соединения по В.П. Фролову.
3. Влияние галтели на прочность нахлесточного и таврового паяного соединения.
4. Влияние толщины шва (ширины зазора) на прочность соединения.
5. Влияние температуры и продолжительности нагрева на прочность паяных соединений.

2.2. Прочность соединений при нестационарных нагрузениях

Литые припои на основе свинца и олова при комнатной или повышенной температурах, близких к температурам их солидусов, чувствительны к скорости деформации (рис. 2.15, 2.16).

Поведение паяных соединений при динамических нагрузках, прежде всего при вибрациях и ударах, существенно отличается от их поведения при статических нагрузках. Это связано с тем, что при переменных нагрузках наблюдаются усталостные явления как в соединяемых деталях, так и в шве, а при ударных нагрузках, в отличие от статических, происходит не только перераспределение нагрузки между элементами соединения, но и изменение свойств материалов.

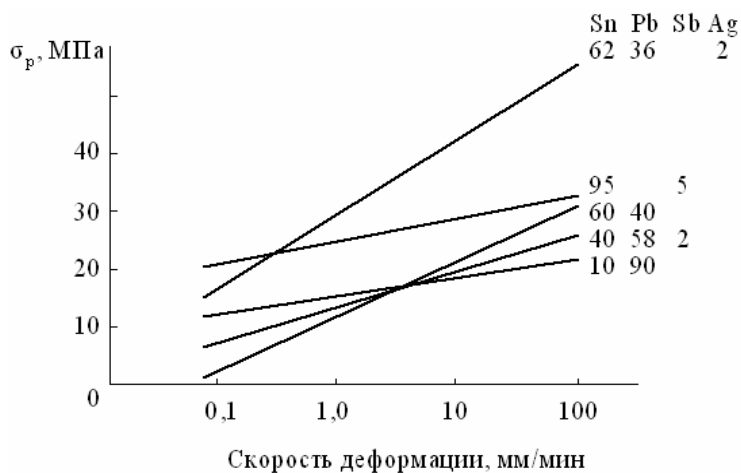


Рис. 2.15. Зависимость прочности литых припоев от скорости деформации при 100 °С: σ_p – прочность при растяжении, МН/мм²

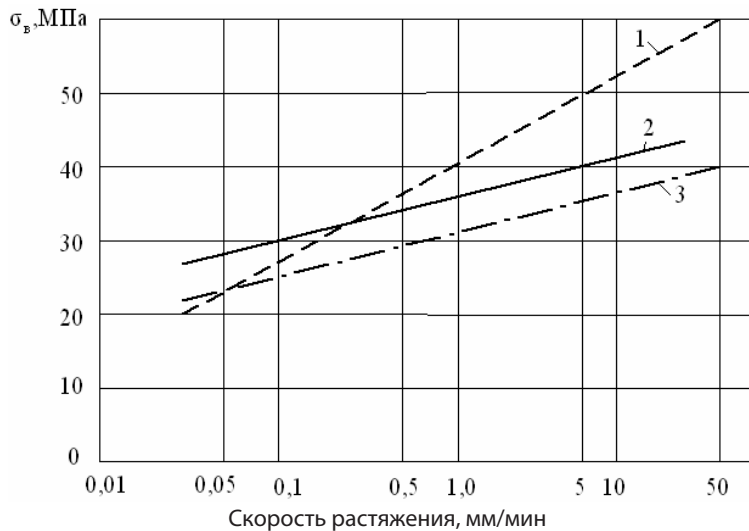


Рис. 2.16. Зависимость прочности паяных соединений и припоев в слитках от скорости растяжения: зазор между соединяемыми частями 0,13 мм; 1 – припой в слитке; 2 – соединение внахлестку (240 °С); 3 – соединение «кольцо – стержень»

Расчет напряжений в паяных соединениях при динамических нагрузках проводят, как правило, в квазистатическом приближении и, следовательно, все особенности напряженно-деформированного состояния в соединениях, установленные для статических нагрузок, характерны и для динамических нагрузок.

Режим работы конструкции в условиях вибрации обычно кратковременный, но во многих случаях достаточный для того, чтобы привести к существенному накоплению повреждений в материале конструкции или ее разрушению. Как правило, в конструкциях имеются слабые узлы, наиболее склонные к разрушению в резонансном режиме работы. Таковыми для паяных соединений являются прослойки и граничные области, которые можно считать концентраторами деформаций. При длительных вибрациях разрушение ПС носит усталостный характер. Поскольку наиболее интенсивно усталостные явления развиваются при резонансных колебаниях, то особый интерес представляют результаты исследований влияния резонансных колебаний на прочность паяных соединений.

В некоторых работах при исследовании вибропрочности (способности соединений сопротивляться действию резонансных колебаний) нахлесточных и стыковых соединений образцы прямоугольного или круглого сечения закрепляли консольно (рис. 2.17) таким образом, что максимальный изгибающий момент возникал в шве. По результатам испытаний определяли кривые усталости. Критерием начала разрушения считали снижение собственной частоты колебаний образца на 3 %.

Результаты испытаний на вибропрочность (рис. 2.18) свидетельствуют о том, что значения предела выносливости ПС ($\sigma_{-1} = 83$ МПа) находятся в интервале, ограниченном пределами выносливости основного материала – меди ($\sigma_{-1} = 50$ МПа) и припоя ПСр 72 ($\sigma_{-1} = 100$ МПа).

Известно, что концентрация напряжений возрастает при увеличении толщины паяемых деталей и уменьшении длины нахлестки, зависит от дефектов шва (в частности, непропаев). Обнаружено, что вибропрочность стыковых паяных соединений в значительной мере зависит от качества шва; дефекты шва, и прежде всего газовые раковины, расположены в зоне непосредственной концентрации

напряжений (на краю соединения), вследствие этого результаты испытаний таких соединений имеют большой разброс.

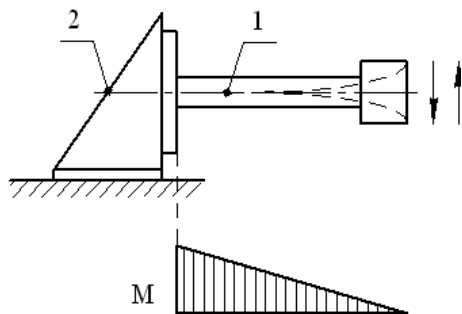


Рис. 2.17. Схема испытаний образцов на вибропрочность:
1 – образец; 2 – вибратор

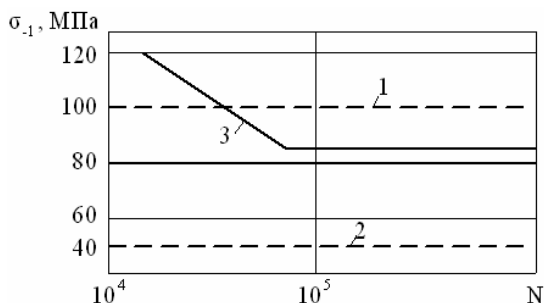


Рис. 2.18. Кривые усталости при вибрациях: 1 – припой ПСр 72;
2 – медь; 3 – соединение стыковое с диаметром рабочей части 20 мм
(медь, паянная припоем ПСр 72)

Непропаи более 40 % приводят к заметному ослаблению шва, и разрушение при этом происходит по шву, а σ_{-1} и срок службы паяного соединения существенно уменьшаются.

Усталостные трещины зарождаются в малопрочных прослойках, содержащих микродефекты и неоднородности. Далее процесс идет с нарастающей скоростью, а разрушение образцов сопровождается одновременной потерей вакуумной плотности. Усталостная трещина при разрушении медных стыковых образцов, паянных припоем ПСр 72, в основном развивается по диффузионной зоне основного

материала, а частично – по диффузионной зоне шва. Паяные нахлесточные соединения разрушаются преимущественно по основному материалу, в шве возникают заметные пластические деформации, приводящие к его упрочнению; интенсивное упрочнение происходит вблизи заделки образца и около границ с основным материалом.

Диффузия припоев в основной металл ослабляет границы зерен, делает паяемый металл чувствительным к растягивающим напряжениям при циклических знакопеременных, а также ударных нагрузках. Границы зерен основного металла, изменяющиеся вследствие воздействия жидкого припоя, можно рассматривать как своеобразные концентраторы напряжений на поверхности основного металла.

Вибропрочность ПС возрастает по мере увеличения однородности структуры шва и при использовании основных материалов с высокой демпфирующей способностью. Наиболее низкими демпфирующими свойствами обладают титановые сплавы независимо от режима термической и механической обработки.

При многоцикловом нагружении (напряжения в шве невелики) микротрещины образуются вначале по межзеренным прослойкам и выходят на поверхность галтели, которая покрывается сеткой микротрещин, микротрещины сливаются в магистральную макротрещину, что приводит к последующему быстрому разрушению соединения. Таким образом, для повышения сопротивления усталости паяных соединений необходимо уделять особое внимание правильному формированию галтелей.

В изделиях, паяные швы которых подвергаются вибрационным нагрузкам, существенную роль играют радиус и высота галтели. Галтель снижает концентрацию напряжений и способствует существенному повышению вибрационной прочности соединений. Радиус галтели и ее высота зависят от объема припоя по отношению к объему капиллярного зазора. С увеличением объема припоя растут радиус и высота галтели. В изделиях, не подвергаемых вибрационным нагрузкам, влияние галтели на статическую прочность соединения незначительно. Положительное влияние плавных галтелей на вибрационную прочность паяных изделий может быть реализовано только при достаточной пластичности металла в них. Если

в галтельном участке шва металл хрупкий или в нем развита усадочная пористость (рыхлость), то галтель может способствовать появлению трещин – очагов разрушения.

При малых радиусах галтелей (до 0,5 мм) предел усталости низок из-за концентрации напряжений в зоне шва. При радиусе галтели 1,5...2,5 мм предел усталости увеличивается и соединение разрушается по основному металлу.

Образование трещин связано не только с концентраторами напряжений, но и с особенностями структуры шва. Металлографические исследования показали, что материал в галтелях имеет ярко выраженную литую структуру со значительной дендритной ликвацией. Наряду с зернами твердого раствора, расположенными нормально к поверхности основного металла, в галтелях наблюдаются межкристаллитные прослойки, обогащенные ликвирующими примесями.

Прочность при переменных нагрузках определяется пределом выносливости σ_{-1} (изгиб или кручение, растяжение и др.). Предел выносливости паяных соединений зависит практически от тех же параметров, что и вибропрочность.

Сопrotивление усталости определяется типом соединения, характером действующих нагрузок, материалом соединяемых деталей, составом припоя, величиной зазора и нахлестки.

Стыковые соединения разрушаются чаще по шву, с уменьшением зазора $\sigma_{-1}^{ПС} / \sigma_{-1}^{осн.Ме}$ увеличивается ($\approx 0,85...0,90$). Нахлесточные соединения разрушаются по основному металлу, σ_{-1} определяется изменением свойств металла; для нахлесточных соединений пайку необходимо проводить так, чтобы прочность основного материала не уменьшалась, а концентрация напряжений в этих соединениях сглаживалась.

Зависимости между длиной нахлестки и пределом выносливости не обнаружено, лишь при нахлестке длиной $\ell < 1,5 t$ (минимальная толщина паяемого материала) разрушение происходит по шву и σ_{-1} снижается. Однако такие нахлестки практически не применяют, поэтому детальных исследований не проводили.

Значительное влияние на σ_{-1} оказывают припой, имеющие различные температуры плавления, увеличение температуры пайки приводит к уменьшению предела выносливости σ_{-1} .

Чувствительность к трещинообразованию при переменных нагрузках опасна для паяных соединений жаропрочных сталей. Возникновение трещин и их развитие может привести к внезапному разрушению образца или детали.

Кривые усталостной прочности специальных паяных образцов (рис. 2.19) из стали ЖС6К определяли на вибростендах на частотах собственных колебаний до появления трещины на образце. База испытаний – 10^7 циклов.

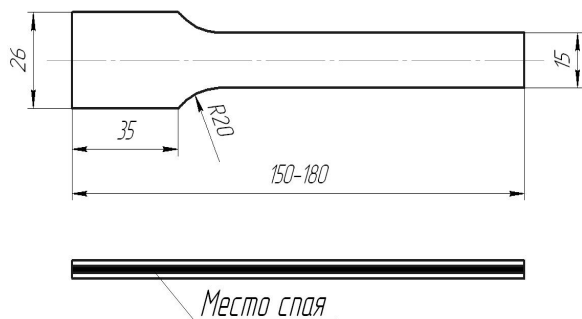


Рис. 2.19. Двойной паяный образец для определения усталостной прочности

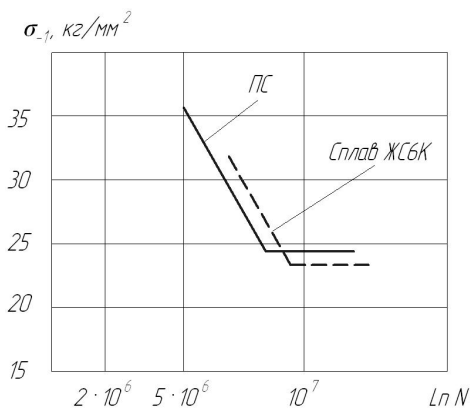


Рис. 2.20. Изменение усталостной прочности сплава ЖС6К (припой ВПр8)

Предел усталости паяных образцов несколько выше предела усталости основного металла (рис. 2.20), что, по-видимому, объясняется наличием мягкой прослойки припоя в двойном образце.

Изменение температур эксплуатации приводит часто к катастрофическим последствиям, так как является фактором, в значительной степени изменяющим свойства материалов. Это касается как стандартных механических характеристик (σ_B , $\sigma_{0,2}$, ψ , KCV и др.), так и способности материала сопротивляться действию длительных статических, повторно-статических и вибрационных нагрузок. Сопутствующее эксплуатации действие температуры может вызвать неблагоприятные аномальные ухудшения свойств металла вследствие протекания таких процессов, как деформационное старение, тепловое охрупчивание, отпускная хрупкость, замедленное разрушение и др. В результате возникают отказы при функционировании изделия.

Многие металлические материалы чувствительны к увеличению скорости приложения нагрузок в области умеренно низких и даже положительных температур, в особенности при наличии концентраторов напряжений. Это предопределяет необходимость выбора металла с учетом термического воздействия до и после пайки, достаточно плавных форм соединений, повышенных норм контроля узлов.

Исследования вибропрочности паяных соединений при повышенных температурах, оценка влияния ползучести на вибропрочность, определение условий равнопрочности ПС и основного материала показали, что качественный шов не должен быть причиной разрушения соединения при предельных нагрузках. Разрушение соединений при напряжениях ниже предельного начинается на микродефектах и носит хрупкий характер. Приближенную оценку сопротивляемости паяных соединений хрупкому разрушению можно вести по качественному показателю – ударной вязкости.

Перегрев паяного шва выше расчетной температуры T_p в пределах $0,5T_{пл} \leq T_p \leq T_{пл}$ ($T_{пл}$ – температура солидуса материала паяного шва) особенно резко снижает предел прочности шва σ_B , предел выносливости σ_{-1} ; несколько менее ярко выражено снижение величины модуля упругости первого рода E , модуля упругости второго рода G , пластичности шва; коэффициент Пуассона, связывающий E и G ,

при перегреве материала обычно возрастает [25]. Для большинства машиностроительных материалов с повышением температуры предел текучести, предел прочности и модуль упругости уменьшаются, а относительное удлинение и коэффициент поперечной деформации увеличиваются. Изменения состояния и свойств металлов при высоких температурах в основном зависят от уровня температуры и времени протекания процесса. В условиях высоких температур прочность конструкционных материалов уменьшается с течением времени эксплуатации изделия даже при нагрузках, намного меньших предела прочности или пластичности. Если при нормальной температуре зависимость прочности от времени незначительна, то при повышении температуры эта зависимость становится существенным фактором. Описанный процесс относится к явлениям длительной прочности.

Изменение механических характеристик материалов при изменении температуры обычно связывают с изменением сил взаимодействия между атомами или с изменением дислокационной модели деформирования и разрушения. Уменьшение, например, предела текучести можно объяснить с позиций теории дислокаций. Повышение температуры способствует возникновению энергетических флуктуаций, достаточных для преодоления дислокациями статических препятствий, имеющихся в материале. Механизм торможения дислокаций в значительной степени зависит от структуры, характер изменения которой, в свою очередь, определяется температурно-временными условиями.

Тепловые воздействия вызывают ряд эффектов, которые необходимо учитывать при оценке прочности паяных соединений. В результате длительного высокотемпературного воздействия при эксплуатации соединений происходит изменение их структуры и свойств, связанное с протеканием диффузионных процессов. Прочность при тепловых воздействиях определяет физическая и химическая стабильность соединения. Выявлены снижение неоднородности свойств паяного шва и повышение микротвердости диффузионных зон соединений жаропрочных сплавов.

Наибольшую опасность представляют теплосмены, когда в соединениях деталей из разнородных материалов возникают пе-

ременные, циклически изменяющиеся во времени температурные напряжения. Поскольку в большинстве случаев паяные соединения разрушаются при теплосменах в течение $10^3 \dots 10^4$ термоциклов, то наибольший интерес представляют критерии малоциклового выносливости, которая характеризуется чередованием процессов холодного наклепа и высокотемпературного отжига, сопровождающегося релаксацией напряжений. На первых этапах работы паяных соединений при циклических теплосменах преобладают процессы разупрочнения, а на последующих – диффузионного упрочнения [10]. Циклические нагревы приводят к изменению структуры соединений.

В процессе эксплуатации многократные нагревы узлов вызывают протекание в паяных соединениях сложных взаимосвязанных процессов, которые формально можно свести к двум: накоплению повреждений в результате пластических деформаций и упрочнению узлов в результате уменьшения химической и структурной неоднородности вследствие развития диффузионных процессов.

Характерной особенностью работы соединений из разнородных материалов в условиях циклически изменяющейся температуры является наличие поля собственных напряжений, которое возникает из-за различия теплофизических и механических свойств материалов. На характере напряженного состояния весьма существенно сказываются также химическая неоднородность паяного соединения и зависимость механических свойств шва от температуры.

Изменение собственных напряжений в паяном шве при повторных нагревах от температуры T_0 до T_M связано с возникновением временных термических напряжений из-за различия коэффициентов линейного расширения (КЛР) соединяемых сплавов и перераспределением упругой и пластической деформации.

Полную деформацию шва в любой момент времени можно записать как $\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_t + \varepsilon_{\text{п}}$, где ε_0 – упругая остаточная деформация шва при T_0 ; ε_t , $\varepsilon_{\text{п}}$ – соответственно температурная и пластическая составляющие деформации.

Если $\varepsilon_0 + \varepsilon_t \leq (2 \cdot 10^{-3})$ или

$$(\alpha_1 - \alpha_2) \leq \frac{2 \cdot 10^{-3} - \varepsilon_0}{T_M - T_0},$$

где α_1 и α_2 – КЛР соединяемых сплавов, пластическая деформация в паяном шве будет определяться процессом ползучести [10].

Механические свойства припоев и паяных соединений при пониженных, особенно при криогенных (ниже 120 К), температурах изучены недостаточно.

Контрольные вопросы

1. Особенности разрушения паяных соединений при вибрационных нагрузках.
2. Влияние галтелей на вибрационную прочность паяных соединений.
3. Механизм трещинообразования в паяных соединениях при переменных нагрузках.
4. Термическая усталость материала паяных соединений.

2.3. Длительная прочность паяных соединений

При длительном действии нагрузки оценивают либо длительную прочность паяного соединения, либо его долговечность, используя соответствующие экспериментальные данные о свойствах припоев и паяных соединений. Наиболее достоверные данные о свойствах самих соединений получены в условиях одноосного растяжения.

Критерии оценки длительной прочности паяных соединений назначают в зависимости от типа соединения и соединяемых материалов: для стыковых соединений в основном оценивают предел длительной прочности (напряжение, приводящее металл при данной температуре через определенный промежуток времени к разрушению) литого металла шва, а для нахлесточных соединений определяют предел длительной прочности основного материала.

Длительная прочность соединений существенно зависит от толщины шва и марки припоя [3] и линейно уменьшается при увеличении времени выдержки и температуры испытаний (рис. 2.21).

В паяных соединениях при высоких уровнях нагрузки деформация не успевает накапливаться, а при уменьшении нагрузки и увеличении времени до разрушения образцов деформация увели-

чивается. При испытании основного металла, как известно, наблюдается обратная картина: при увеличении нагрузки накапливаемая перед разрушением деформация больше, чем при малых напряжениях. Причиной такого эффекта, возможно, является концентрация напряжений, имеющая место в паяных соединениях. Как показывает опыт эксплуатации нахлесточных паяных соединений при длительных нагрузках, разрушение их начинается с периферии характерного сечения, там, где касательные напряжения имеют максимальное значение.

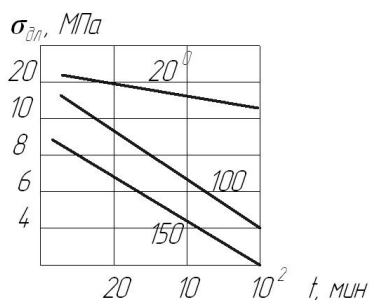


Рис. 2.21. Соединение, паянное припоем ПСр 2,5

При длительном действии статических нагрузок необходимо учитывать явление ползучести, приводящее к существенному изменению не только величины напряжений, но и характера неоднородного распределения нормальных напряжений по толщине шва и касательных напряжений в плоскости стыка в пластичных швах.

Поскольку паяные соединения имеют неоднородную структуру, то при длительном действии нагрузки напряженное состояние может определяться скоростью ползучести отдельных объемов, различающихся деформативностью. Установлено, что наиболее неблагоприятно такое сочетание, при котором один из объемов материала в процессе ползучести не деформируется (твердая прослойка).

Для степенного закона ползучести, характерного для большинства припоев [11],

$$\bar{U}_{\text{П}} = B \cdot \sigma^m,$$

где $\bar{U} = d\varepsilon/dt$ — скорость ползучести; σ — напряжение; B, m — экспериментальные константы.

По мере увеличения скорости ползучести поведение прослойки приближается к поведению идеально пластичного материала [11].

В стыковых соединениях эффекты пластичности и ползучести приводят к существенному перераспределению напряжений в шве. При пластическом течении шва возможны эффекты упрочнения (повышения сопротивляемости металла разрушению или остаточным деформациям). Поэтому оценка прочности стыкового соединения по пределу текучести $\sigma_{0,2}$ припой повышает запас прочности в 2...3 раза и в качестве допускаемых могут быть использованы предельные напряжения, характеризующие прочностные свойства припоя в шве [11].

Измерения относительной скорости ползучести при постоянных касательных напряжениях ($\tau = \text{const}$) в нахлесточном соединении показали, что по мере увеличения относительной скорости ползучести долговечность уменьшается по гиперболическому закону. При любой программе изменения температуры, постоянном интервале температур и уровне касательных напряжений всегда выполняется равенство [11]

$$\psi_T \cdot \varphi_T = 1 \quad (\text{при } \Delta T = \text{const}, \tau = \text{const}, T \rightarrow \text{var}),$$

где ψ_T — относительная долговечность; φ_T — относительная скорость ползучести.

Контрольные вопросы

1. Критерии оценки длительной прочности соединений.
2. Явление ползучести материала паяных соединений.
3. Влияние ползучести на напряженно-деформированное состояние в паяном шве.

2.4. Особенности коррозии паяных соединений

Для большинства металлов ионное состояние (руды металлов в форме оксидов, сульфидов, карбонатов, силикатов и других соединений) характеризуется меньшей внутренней энергией, является более устойчивым и энергетически более выгодным (рис. 2.22), чем состояние элементарного металла.

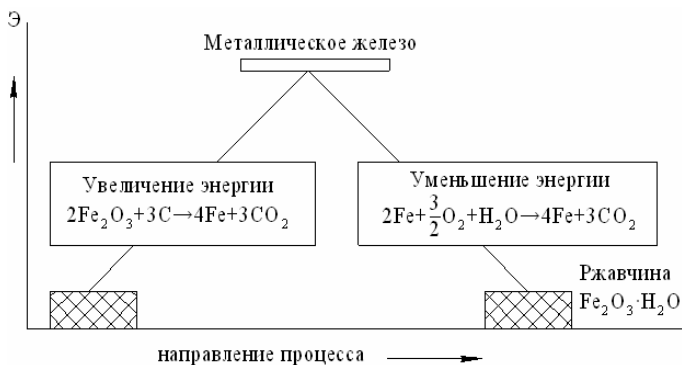


Рис. 2.22. Схема восстановления металла из руд и последующего окисления (коррозии): Э — условный уровень энергии

Свободный металл в агрессивной среде также стремится перейти в энергетически более выгодное состояние с меньшим запасом энергии, т. е. образовывать соединения, в которых металл находится в ионном состоянии (оксид, соль и т. д.). Например, железо при контакте с водой, содержащей газообразный кислород, превращается в оксид типа $\text{Fe}_2\text{O}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$, называемый ржавчиной.

Под влиянием химического, биохимического или электрохимического воздействия внешней среды наблюдается разрушение металлической конструкции вследствие коррозии. Коррозионный процесс заключается в переходе атомов из кристаллической решетки в ионное состояние, в результате происходит постепенная, а иногда и достаточно резкая потеря основных функций конструкции.

Электрохимический процесс состоит из следующих элементарных реакций:

- 1) анодное растворение металлов, например, $\text{Me} \rightarrow \text{Me}^2 + 2e$ (окисление);
- 2) катодное восстановление растворенных окислителей (кислородная коррозия) $\text{O}_2 + 4e + 2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 4\text{OH}^-$;
- 3) выделение водорода (кислотная коррозия): $2\text{H}^+ + 2e \rightarrow \text{H}_2$.

Окисление металла представляет собой реакцию, сопряженную с восстановлением окислителя или нескольких окислителей. Без этого невозможно самопроизвольное окисление металлов, т. е. коррозия.

Анодный процесс заключается в непосредственном переходе атома металла в раствор в виде гидратированных ионов либо через предварительное образование поверхностных промежуточных неустойчивых комплексных соединений или более стабильных соединений (типа оксидов или гидроксидов).

Основными катодными реакциями при коррозии металлов являются выделение водорода и восстановление растворенного кислорода. Коррозия с выделением водорода наблюдается только для металлов с довольно отрицательным равновесным потенциалом – *Zn, Fe* и др. При контакте с воздухом имеет место кислородная коррозия, наблюдаемая чаще всего в нейтральных растворах (атмосферная коррозия).

Практически все промышленные металлические сплавы разрушаются в агрессивных средах, поэтому ставить задачу создания абсолютно стойкой против коррозии конструкции неправомерно. Речь должна идти о путях и мерах существенного уменьшения коррозионного износа.

Металл является термодинамически нестабильной формой в обычных условиях и тенденция его к изменению химических форм (в среде электролита это электрохимическая коррозия) характеризуется изменением изобарно-изотермического потенциала G_T ; его можно представить в виде следующего выражения:

$$\Delta G_T = -nE_T F < 0,$$

где n – число z -эквивалентов металла *Me*; $E = (\varphi_k)_{\text{обр}} - (\varphi_a)_{\text{обр}}$ – электродвижущая сила гальванического элемента, в котором обратимо осуществляется данный процесс; $(\varphi_a)_{\text{обр}} = (\varphi_{\text{Me}})_{\text{обр}}$ – обратимый потенциал металла в данных условиях; F – число Фарадея.

Условия самопроизвольного протекания коррозионного процесса определяются как

$$\Delta G_T < 0, \quad G_T \rightarrow \min,$$

где ΔG_T – уменьшение свободной энергии (изобарно-изотермического потенциала Гиббса) в данном коррозионном процессе:

$$\Delta G_T = -n_e F \varphi,$$

n_e – число электронов, принимающих участие в реакции.

Изменение электрохимического потенциала (в данном случае электродного потенциала) $\Delta\phi$ связано с потенциалом Гиббса зависимостью

$$\Delta\phi = -\frac{\Delta G_T}{nF},$$

где n – количество грамм-эквивалента вещества.

Известно, что при погружении металла в электролит возникает разность потенциалов между ним и электролитом, называемая потенциалом металла. При электрохимической коррозии величина электродного потенциала металла оказывает определяющее влияние. Разность потенциалов, обуславливающая ток в коррозионном элементе, связана не только с различием металлов, образующих этот элемент. Она зависит от различия физико-химического состояния электродов, погруженных в электролит, т. е. коррозионный элемент может быть образован электродами из одного и того же металла при условии, что физико-химические условия их взаимодействия с электролитом будут разными. Это различие может быть связано с состоянием металла (например, различные обработки поверхности, микроструктура, степень наклепа и др.) и с составом электролита (разные концентрации солей, концентрация кислорода, скорость движения и др.). Значение и знак потенциала определяются самим металлом (химический состав, структура, состояние поверхности и др.), химическим составом электролита и условиями его взаимодействия на металл (температура, перемешивание). Установившееся значение потенциала называется стационарным потенциалом металла в данном электролите. Разрушение металла проявляется на более активных анодных участках, имеющих низкий по отношению к другому участку электрохимический потенциал; на катодных участках существенных потерь металла (так называемого материального эффекта коррозии) не будет (рис. 2.23).

Внутренние и внешние факторы находятся в неразрывной связи и совместно определяют показатель интенсивности процесса – электродный потенциал, который для любого изолированного i -го участка поверхности может быть представлен в виде функционала

$$\phi_i = F [f_1(\Phi_{\text{ВНЕШН}}); f(\Phi_{\text{ВНУТР}})],$$

где $\Phi_{\text{внешн}} = \sum_{i=1}^n k_i \Phi_i$; $\Phi_{\text{внутр}} = \sum_{j=1}^n k_j \Phi_j$ – функциональные зависимости, характеризующие суммарное влияние на электродный потенциал соответственно внешних и внутренних факторов.

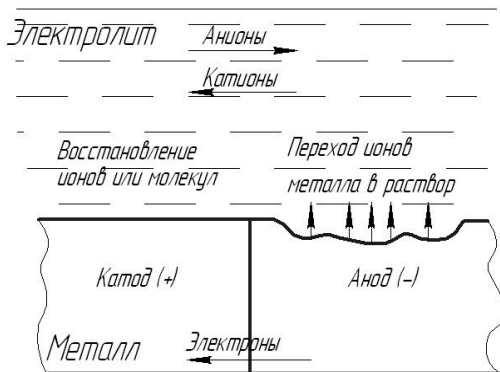


Рис. 2.23. Схема работы коррозионного элемента

В основе электрохимической теории коррозии лежит тесная связь между химическими и электрическими явлениями. Коррозия металлов во влажной атмосфере и водных средах протекает по электрохимическому механизму, когда на поверхности металла идет реакция, аналогичная реакции в гальваническом элементе. При этом образуются коррозионные пары, на поверхности корродирующего металла формируются анодные и катодные участки. Разделение металла на анодные и катодные участки обусловлено электрохимической неоднородностью поверхности, связанной с различием физического состояния и структуры поверхности. Причинами этого могут быть структурная неоднородность металла (зерно и граница зерна, макро- и микровключения), различная деформация, загрязнение поверхности, несплошность и неоднородность защитных пленок, наличие оксидных пленок. Анодными становятся более деформированные, напряженные или нагретые участки.

Анодная и катодная реакции протекают на поверхности одновременно и могут быть частично или полностью разделены в пространстве (рис. 2.24). Возникшая по тем или иным причинам электрохимическая неоднородность приводит к разделению повер-

хности на катодные и анодные участки. Наряду с такими факторами, как структурная и химическая неоднородность, к этому может приводить и напряженное состояние, которое облегчает выход на поверхность металла дислокаций, разрушающих оксидные пленки, увеличивает степень электрохимической гетерогенности, интенсифицирует анодные процессы и ускоряет разрушение соединения.

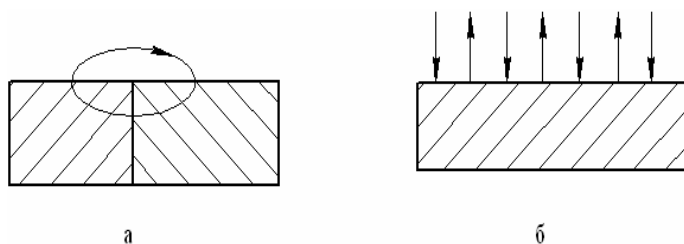


Рис. 2.24. Коррозионный элемент: *a* – анодная и катодная поверхности различимы; *б* – анодная и катодная поверхности неразличимы

Короткозамкнутый элемент, схематически представленный на рис. 2.25, называется в дальнейшем коррозионным элементом.

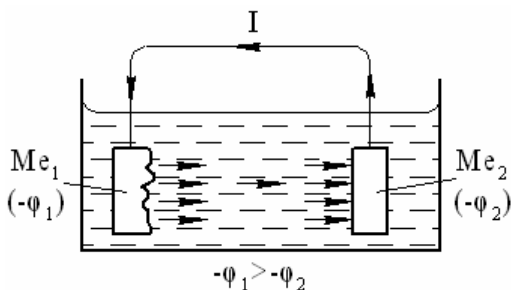


Рис. 2.25. Схема короткозамкнутого коррозионного элемента: Me_1 – анод; Me_2 – катод; I – ток, определяющий коррозию анода

Существуют два основных типа коррозионных элементов (рис. 2.24):

- 1) коррозионные элементы с разделенными анодными и катодными поверхностями, например, пара «алюминиевый сплав – медный сплав», где алюминий является анодом, а медь – катодом;

2) коррозионные элементы с неразделенными анодными и катодными поверхностями; вся поверхность металла является и анодом, и катодом; в этом случае поверхности анодов и катодов можно представить небольшими и многочисленными и, кроме того, способными меняться местами в короткие интервалы времени.

Процессы окисления и восстановления происходят зачастую в одном и том же месте поверхности, чередуясь во времени. Внешней цепью в таких системах служит сам металл. Точки, где реализуются элементарные акты окисления (ионизация металла) и восстановления (ассимиляция электронов деполяризатором – растворенным в электролите кислородом или ионом водорода), мигрируют по поверхности, меняясь местами случайным образом. Под влиянием различных причин они могут быть фиксированы на поверхности, вызывая местную коррозию. Это особенно свойственно поликристаллическим металлическим материалам.

Электрохимическая коррозия металлов в настоящее время уже не рассматривается как результат работы гальванического элемента, поскольку при коррозии чистых металлов и технических сплавов пространственного разделения электродов в большинстве случаев не существует. Однако пространственное разделение анодной и катодной реакции оказывается энергетически более выгодным, так как эти реакции могут локализоваться на тех участках, где их протекание более облегчено.

Размер и расположение катодных и анодных участков зависят от многих факторов (неоднородности металла, аэрации, концентрации ионов и солей). Особенно опасно возникновение небольших анодных участков на поверхности (в результате различия в свойствах металла и границ зерен, других фаз, напряжений в металле и т. д.). В ходе коррозии химический состав раствора вблизи металлической поверхности подвергается непрерывным изменениям, возникают вторичные реакции; вблизи участков поверхности, где преобладают анодные процессы, электролит подкисляется, вблизи катодных участков – подщелачивается.

Если соединить проводником металлы, погруженные в раствор и имеющие разные потенциалы по отношению к электролиту (рис. 2.25), то в результате появления электродвижущей силы в об-

разующемся элементе по проводнику потечет электрический ток. В электролите ток будет направлен от металла, имеющего более отрицательный потенциал ($-\varphi_1$), к металлу, имеющему более положительный потенциал ($-\varphi_2$), т. е. в этой цепи металл, имеющий более отрицательный потенциал, является анодом, а сопряженный с ним металл — катодом. Наблюдаемая скорость анодного растворения металла представляет собой разность скоростей анодного и катодного процессов. Последним в данном случае является восстановление (обратное осаждение) ионов металла, перешедших в раствор.

Скорость протекания коррозионного процесса I определяется как

$$I = \frac{k\Delta G}{R},$$

где R — кинетическое торможение (сопротивление) протеканию коррозионного процесса; k — коэффициент.

Химическое состояние систем (поверхность металла — водная среда) характеризуется термодинамическими параметрами состояния, которые дают наиболее общую характеристику системы. Однако только термодинамические факторы не определяют однозначно скорость реального коррозионного процесса I_i , которая зависит от кинетических и структурных факторов:

$$I_i = \sum \alpha_{ik} X_k,$$

где величина α_{ik} имеет обобщенный смысл и отражает, в частности, роль диффузионной и химической кинетики, а величина X_k характеризует термодинамический стимул процесса разрушения. Механизм коррозии определяется термодинамическими и кинетическими факторами. Термодинамические факторы определяют склонность металла к коррозии, а кинетические — скорость ее протекания. Первопричиной коррозии металлов является термодинамическая неустойчивость металла в данной среде.

Кинетические закономерности электрохимических процессов, в сущности, сводятся к функциональному уравнению вида

$$f(\eta, i) = 0,$$

посредством которого две переменные величины — скорость процесса, мерой которой является плотность тока i , и отклонение фак-

тического электродного потенциала от стационарного (поляризация) связываются между собой.

Для осуществления анодного и катодного процессов необходима затрата энергии. В короткозамкнутом коррозионном элементе эта энергия доставляется электродвижущей силой, которая расходуется при прохождении тока на преодоление омического сопротивления электролита и на осуществление процессов на аноде и катоде, т. е. прохождение тока с анода в электролит и из электролита на катод связано с преодолением некоторых сопротивлений, обусловленных процессами на обоих электродах. Равновесие на границе раздела проводящих фаз является динамическим: ежесекундно определенное количество зарядов переходит границу в одну сторону и такое же количество — в другую. Таким образом, хотя общий ток равен нулю, через границу постоянно проходят парциальные токи в обоих направлениях и наблюдается постоянный обмен заряженными частицами между обеими фазами.

Возникновение и развитие коррозионного разрушения $K(x, y, z, t)$ определяется соотношением энергетического фактора $\mathcal{E}(x, y, z, t)$ (воздействия) и физико-химических факторов, характеризующих сопротивляемость (реакцию) металла $R(x, y, z, t)$, то есть способность противостоять коррозионным и силовым нагрузкам. Условие разрушения в общем виде

$$K(x, y, z, t) = \frac{\mathcal{E}(x, y, z, t)}{R(x, y, z, t)} \rightarrow \max ,$$

здесь x, y, z — координаты относительно центра шва; t — время.

Значительная часть паяных соединений и узлов подвержена воздействию агрессивных сред как при эксплуатации, так и в процессе химико-технологической обработки. Однако сопротивляемость соединений коррозионному разрушению, особенно в условиях напряженного состояния, изучена мало.

ПС обладают высокой структурно-химической макро- и микронеоднородностью металла, обусловленной разными свойствами припоя и паяемого металла, и поэтому являются системами с повышенной термодинамической неустойчивостью. Это проявляется в характере распределения микротвердости и электродного потенциала.

Геометрическая неоднородность, возникающая в ПС, связана с наличием как внешних (непропай, неспай), так и внутренних дефектов (поры, флюсовые включения и др.), а также конструктивных концентраторов напряжений, зависящих от типа соединения – встык, внахлестку и др.

Эти основные виды неоднородности определяют механическую, физическую и электрохимическую неоднородности, которые являются интегральными характеристиками свойств соединения и влияют на показатели коррозионной и коррозионно-механической стойкости (долговечность, «пороговые напряжения», скорость коррозии и др.).

В условиях напряженного состояния разрушению могут подвергаться не только анодные, но и катодные участки соединения, которыми обычно являются паяные швы. Это связано с тем, что в условиях напряженного состояния в катодном паяном шве могут развиваться собственные анодные участки, появление которых может быть обусловлено порами, непропаями, чисто механическими повреждениями в виде рисок или химической гетерогенностью паяного шва.

Согласно концептуальной модели О.И. Стеклова [12], сопротивление $R(x, y, z, t)$ металлических конструкций разрушению и обратная величина (склонность к разрушению) определяются тремя основными условиями: свойствами материала M ; напряженно-деформированным состоянием H и воздействием среды C , т. е.

$$R(x, y, z, t) \in M(x, y, z, t) + H(x, y, z, t) + C(x, y, z, t),$$

которые в течение «жизненного цикла» конструкции изменяются во времени t .

Свойства металла определяются его исходными параметрами $M_{и}$, их изменениями под влиянием технологической обработки $\Delta M_{Т}$ в процессе изготовления конструкции и при эксплуатации $\Delta M_{э}$. Таким образом,

$$M(t) \in M_{и} \pm \Delta M_{Т} \pm \Delta M_{э}.$$

Исходные свойства материала $M_{и}$ зависят от химического состава материала, его структурного и фазового состава, содержания и распределения примесей, а также от технологической наследственности. Фактор $M_{и}$ определяет исходную сопротивляемость материала воздействию среды и нагрузки в данных условиях.

Второй и третий факторы определяются степенью изменения сопротивляемости $R(x, y, z, t)$.

Технологические операции, используемые в процессе изготовления конструкции (например, пайка), снижают исходные свойства металла в связи с появлением дополнительной гетерогенности системы «металл – среда», обусловленной возникновением различного вида неоднородностей (макро- и микрохимической, структурной, упругопластического состояния, геометрической, физической, электрохимической и др.).

Значительное изменение свойств материала $\Delta M_{\text{э}}$ происходит под действием эксплуатационной среды.

Напряженно-деформированное состояние конструкции определяется расчетными нагрузками H_p , технологическими напряжениями ΔH_T (сборочно-монтажными, деформационными, паяльными и др.), их отклонениями при эксплуатации $\Delta H_{\text{э}}$:

$$H(t) \in H_p \pm \Delta H_T \pm \Delta H_{\text{э}}.$$

Напряженное состояние характеризуется значением, знаком, жесткостью схемы, концентрацией, градиентом, цикличностью упругих и пластических деформаций и напряжений первого и второго рода (σ_I, σ_{II}), запасом и концентрацией потенциальной энергии (W_I, W_{II}) элементов конструкции и всей конструкции в целом.

Влияние эксплуатационной среды $C(x, y, z, t)$ определяется ее исходными свойствами $C_{\text{и}}$ (химическим составом, концентрацией активных ионов, pH, наличием примесей), характеризующими технологические среды и транспортируемые продукты, воздействием внешних факторов (условиями контактирования среды с материалом, температурой, давлением, скоростью движения среды, наличием твердых частиц и т. д.), качеством защиты, характером эксплуатационных изменений ($C_{\text{э}}$), степенью нарушений проектных заданий, технологическими факторами C_T , т. е.

$$C(t) \in C_{\text{и}} \pm \Delta C_T \pm \Delta C_{\text{э}}.$$

В соответствии с предлагаемым О.И. Стекловым подходом к рассмотрению явлений коррозионного разрушения материалов следует оценивать поведение паяных узлов в агрессивных средах.

Особенности коррозионного процесса паяных соединений определяются условиями их получения. В отличие от сварки плавлением пайку осуществляют в области температур ниже температуры плавления основного металла. Металл паяного шва по своим физико-химическим свойствам резко отличается от паяемого металла. В связи с этим возникает ряд специфических коррозионных процессов, присущих этому виду соединения.

К паяным соединениям полностью применима информация, которая получена при изучении коррозионных процессов в системах из разнородных материалов, находящихся в контакте. В коррозионных средах с низкой электропроводностью паяные соединения являются не полностью заполяризованными системами. Например, в 0,005 Н растворе NaCl в соединении латуни с алюминиевым сплавом АМц, паянном через медный подслои оловянно-свинцовым припоем, регистрируется четкое распределение потенциалов между элементами [13]. Из сравнения значений стационарных потенциалов элементов паяного соединения (табл. 1) следует, что сплав АМц в данном случае является анодом. Медь, припой и латунь — катоды. На границе контакта с медью потенциал сплава АМц имеет значение более положительное, чем потенциал нарушения пассивного состояния сплава. В данном соединении разрушению подвергается граница этого контакта.

Таблица 1

Значения стационарных потенциалов элементов паяных соединений

Элемент паяного соединения	Потенциал, мВ	Элемент паяного соединения	Потенциал, мВ
АМц	-310	ПОС 40	-165
Сu	+270	Л 62	+65

В реальных условиях коррозии паяные соединения представляют собой короткозамкнутые пары, являются сложной многоэлектродной гетерогенной электрохимической системой, электродами которой являются основной металл, паяный шов, переходные зоны (диффузионная зона, зона термического влияния). В зависимости от соединяемых материалов (однородные, разнородные), припо-

ев, технологии пайки возникают разные электрохимические системы: бинарные (шов – основной металл); трехэлектродные (шов – переходная зона – основной металл); пятиэлектродные (основной металл одного структурного класса – переходная зона – шов – переходная зона – основной металл другого класса). В высокоэлектропроводных средах паяные соединения следует рассматривать как полностью заполяризованную многоэлектродную систему, электрохимическая гетерогенность которой проявляется в различной плотности анодного тока на элементах паяного соединения, что определяется величиной его стационарного потенциала при коррозии. В этом случае поверхность паяного соединения следует характеризовать семейством анодных поляризационных кривых, сдвинутых одна относительно другой (рис. 2.26) [13].

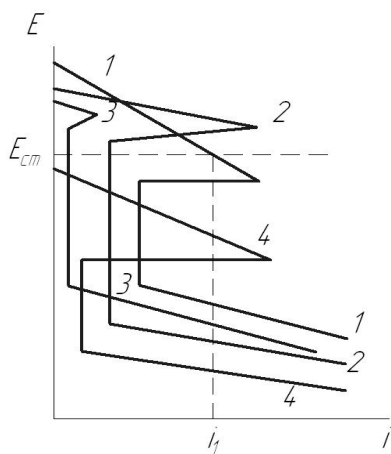


Рис. 2.26. Дифференциальные анодные поляризационные кривые элементов паяного соединения: 1 – диффузионная зона; 2 – ЗТВ; 3 – основной металл; 4 – паяный шов ($E_{ст}$ – стационарный потенциал паяного соединения, i – скорость коррозии)

Результаты исследований (рис. 2.27) показывают, что при приближении к границе «основной металл – шов» скорость коррозии возрастает и достигает максимального значения в зоне термического влияния [14].

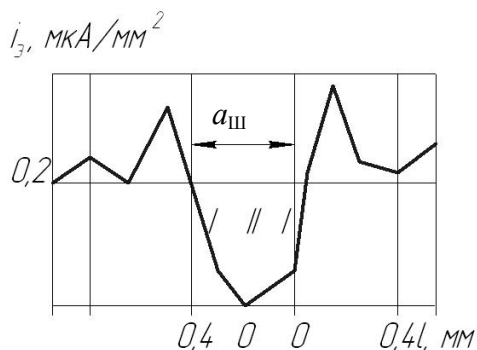


Рис. 2.27. График распределения плотности тока коррозионного процесса по сечению паяного соединения сталь Ст3 – Л63 в 3 %-ном растворе NaCl (I – основной металл, II – паяный шов; a_{III} – толщина шва)

С увеличением площади катода (толщина паяного шва a_{III}) пропорционально увеличивается площадь анода (основного металла), на котором ускоряются коррозионные процессы.

Коррозионную стойкость такой системы трудно предсказать, так как полярность электродов и скорость их коррозии определяются многими факторами.

Наличие макроэлектрохимической гетерогенности (паяный шов – основной металл) приводит к образованию стабильных во времени коррозионных пар и протеканию ярко выраженной местной или контактной коррозии.

Возможны различные соотношения между электродными потенциалами характерных зон ПС (шов, диффузионная зона и основной металл) и, следовательно, неодинаковая стойкость к коррозионному разрушению.

В процессе коррозии паяного соединения значение его стационарного потенциала устанавливается в результате самополяризации элементов соединения, его величина будет зависеть от окислительно-восстановительного потенциала раствора, перенапряжения катодного процесса и площади электродов паяного соединения (рис. 2.28) [13].

При воздействии среды на такое разнородное соединение скорость коррозионного процесса значительно изменяется. У металла с более отрицательным электродным потенциалом (анод) она увели-

чивается, а у металла с более положительным потенциалом (катод) уменьшается по сравнению со скоростью коррозии их в отсутствии контакта. Паяный шов, как правило, отличается от паяемого металла по величине электродного потенциала. Опасно, когда анодом является паяный шов или диффузионная зона. Вследствие их малой площади по сравнению с основным металлом повышенная плотность коррозионного тока приводит к большой скорости растворения.

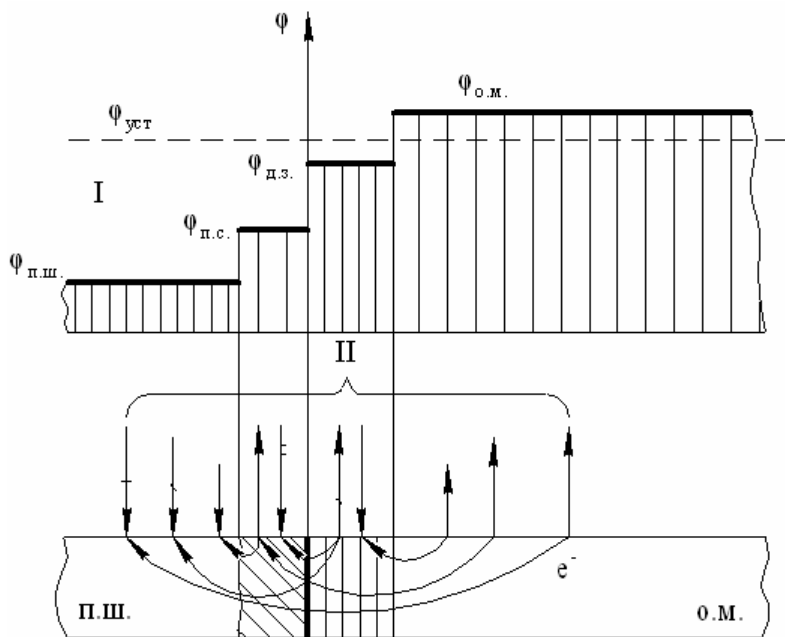


Рис. 2.28. Характерные схемы распределения электродных потенциалов и коррозии паяного соединения: I — схема распределения начальных макропотенциалов в паяном соединении; $\Phi_{п.ш.}$, $\Phi_{п.с.}$, $\Phi_{д.з.}$, $\Phi_{о.м.}$ — электродный потенциал соответственно паяного шва, прикристаллизованного слоя, диффузионной зоны, основного металла; $\Phi_{уст}$ — стационарный потенциал заполяризовавшей системы «паяный шов — основной металл»; II — принципиальная схема макроэлектрохимической коррозии (макропары: зона сплавления — прикристаллизованный слой — диффузионная зона — основной металл); п.ш. — паяный шов; о.м. — основной металл

Микроэлектрохимическая гетерогенность (неоднородность структуры) приводит к возникновению межкристаллитной, структурно-избирательной или ножевой коррозии в основном металле, паяном шве или на границе металл – паяный шов.

В паяной конструкции нельзя полностью избавиться от эффектов, связанных с контактной коррозией, если даже конструкция изготовлена из однородных материалов.

В результате протекания ряда явлений (растворение жидким припоем паяемого металла, обеднение припоя компонентами, переходящими в твердый раствор или образующими интерметаллические соединения с основным металлом, испарение летучих компонентов и др.) химический состав кристаллизационных зон не совпадает с составом исходного припоя, поэтому нельзя руководствоваться только исходными свойствами припоя при их выборе, без изучения коррозионных характеристик полученного соединения.

Фактором, который может играть важную роль, является величина остаточных напряжений по границе спая. Это, без сомнения, увеличивает скорость коррозии, но не может быть единственной причиной разрушения. Однако поведение ПС при воздействии агрессивных сред в условиях напряженного состояния недостаточно изучено, недостаточно известны причины повышенной чувствительности границы сплавления к воздействию среды, неясен механизм проникновения среды к границе раздела в соединении.

В результате локальной пластической деформации, приводящей к разрушению защитных пленок, может образовываться чистая (ювенильная) поверхность, на которой при реакции с окружающей средой происходят локальное анодное растворение, нередко с образованием хрупкой фазы (например, оксида), а также поверхностная адсорбция.

Внутренние трещины, которые под влиянием водорода (при воздействии H_2S и кислых сред) растут до критических размеров, могут распространяться дальше под действием внешних напряжений.

В зависимости от величины стационарного потенциала элементы паяного соединения могут находиться в различном состоянии. Например, при потенциале $E_{ст}$ (рис. 2.26) происходит активное растворение диффузионной зоны паяного соединения, паяный

шов выполняет функции катода; остальные элементы соединения находятся в пассивном состоянии.

Это позволяет определить скорость коррозии каждого элемента паяного соединения как абсциссу точек пересечения прямой, соответствующей значению стационарного потенциала соединения в данной среде с парциальными анодными поляризационными кривыми, полученными в этих условиях.

Исходя из общих представлений о бинарных системах, сформулированы [14] общие требования, которые необходимо выполнять для уменьшения скорости коррозии ПС при воздействии агрессивных сред:

- припой должен быть катодом по отношению к соединяемой детали;
- в случаях когда требуется применение припоя, анодного по отношению к соединяемой детали, необходимо, чтобы его поверхность не была слишком мала;
- необходимо применять флюс, не вызывающий коррозию.

Контрольные вопросы

1. Особенности коррозионных процессов металлических материалов.
2. Основные реакции процесса электрохимической коррозии.
3. Условия самопроизвольного протекания коррозионного процесса.
4. Схема работы коррозионного элемента.
5. Причины образования анодных и катодных участков поверхности.
6. Условия коррозионного разрушения паяных соединений.
7. Характерные схемы коррозии паяных соединений.
8. Общие требования, позволяющие уменьшить скорость коррозии паяного соединения.

3. ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И УЗЛОВ

В действующих нормах оценки прочности конструкций остается неразрешенным противоречие между детерминизмом расчетного аппарата и статистическо-вероятностной природой расчетных параметров.

Способы расчета и проектирования, основанные на применении коэффициентов безопасности или запаса прочности, не позволяют судить о вероятности отказа элемента, так как при одном и том же коэффициенте безопасности вероятность отказа может изменяться в весьма широких пределах. Поэтому обычный детерминистский подход к проектированию не всегда является удовлетворительным с точки зрения анализа надежности конструкции.

Расчет надежности является логическим развитием метода расчета по предельным состояниям и обеспечивает лучшее приближение статистических расчетов к действительным условиям работы конструкций (рис. 3.1).

Получить достоверные результаты при выполнении детерминированных расчетов практически невозможно, так как нагрузка, прочность и другие расчетные параметры конструкций, в том числе и паяных, являются случайными параметрами, находящимися под воздействием различных случайных изменчивых величин. Существующие в действующих нормах и правилах решения используют аппарат случайных процессов в весьма ограниченных пределах, практически только в тех случаях, когда статистически-вероятностные решения оказываются единственно возможными.

Создание конструкций ответственного назначения требует более полного объема информации об условиях напряженности и

прочности деталей, что, по мнению А.И. Биргера [15], предопределяет необходимость применения статистических методов оценки прочности и долговечности конструкций.

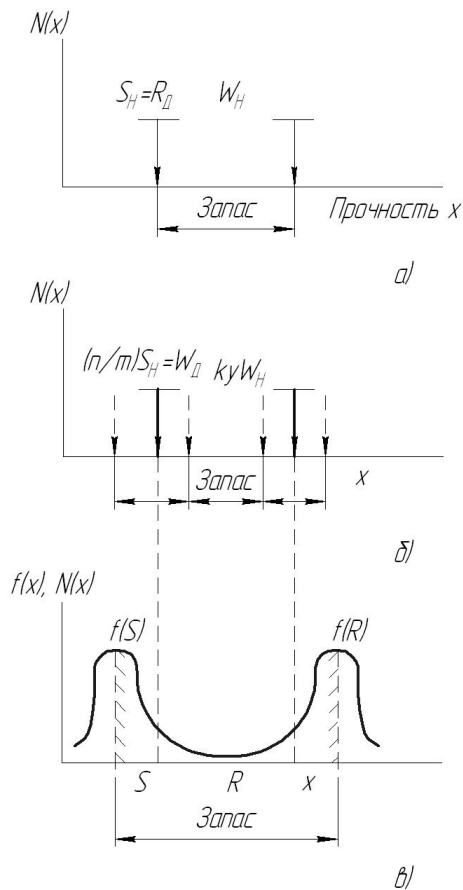


Рис. 3.1. Схема оценки запаса прочности и несущей способности (прочности) W сварных соединений: *a* – детерминистическая – по допускаемым напряжениям W_D ; *б* – полувероятностная – по предельным состояниям; *в* – вероятностная – по вероятности разрушения; W_H и S_H – нормативные значения прочности и нагрузки; W_D – допускаемые значения; $N(x)$ или $f(x)$ – относительные частоты появления или плотность вероятности

Как подчеркивал С.В. Серенсен, статистические методы углубляют и делают более объективными инженерные расчеты на усталость, позволяя в дальнейшем перейти к расчетам по критериям эксплуатационной надежности с учетом как технических, так и экономических факторов. Оценивая общие перспективы будущего развития методов расчета деталей машин, Д.Н. Решетов прогнозирует, что расчетные характеристики будут задаваться не пределами, а средней величиной и дисперсией или законом распределения. Статистические теории являются практически единственной основой для расчетного определения предельного состояния реальных деталей и элементов конструкций.

Запас прочности определяется следующими случайными событиями.

1. Недостаточное соответствие расчетной схемы фактическому состоянию нагружения конструкции, реальная конструкция в процессе расчета заменяется расчетной схемой. Например, корпус сосуда можно представить как балку (контур поперечного сечения не деформируется) или как оболочку (контур поперечного сечения деформируется); оболочку можно представить гладкой или каркасированной и т. д.

2. Каждое предприятие, производящее листовую материал или другие полуфабрикаты, выпускает их с определенными допусками на размеры, причем стандарт допускает отклонения толщины лишь в меньшую сторону. В расчетах при этом учитывают либо номинальное, либо гарантированное минимальное значение, реальная же конструкция изготавливается из полуфабрикатов, у которых геометрические размеры имеют случайный разброс; учесть это несоответствие сложно.

3. Ограничение номенклатуры поставляемого на завод-изготовитель сортамента (полуфабрикатов). Обычно завод-изготовитель требуемые профили переменного сечения изготавливает самостоятельно из полуфабрикатов. При этом площади поперечных сечений полученных узлов, их моменты инерции оказываются отличными от расчетных, т. е. выполнить конструкцию равнопрочной по всем сечениям и узлам очень трудно.

4. Невозможность при экспериментальной проверке прочности конструкции полностью воспроизвести характер нагружения элементов, а также условия работы всей конструкции.

5. Другие обстоятельства технологического, конструкторского, расчетного порядков, не позволяющие получить точное соответствие между проектной и реальной конструкцией.

Пусть два однотипных элемента, прочность которых характеризуется линиями 1 и 2 (рис. 3.2), подвергаются действию случайной нагрузки 3. До тех пор, пока прочностные характеристики элемента 1 стабильны и различные повреждающие факторы (температура, коррозия и т. п.) еще не привели к их снижению (горизонтальный участок линии 1), разрушений не происходит.

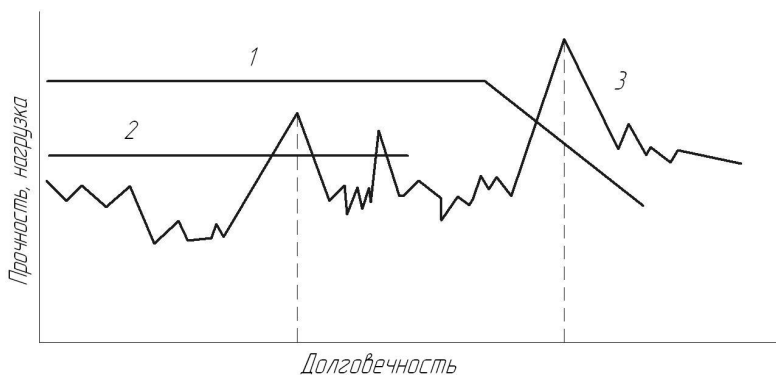


Рис. 3.2. Долговечность элементов при разном уровне прочности

Под действием упомянутых факторов прочность элемента с течением времени снижается (наклонный участок линии 1) и в момент времени τ_1 происходит повреждение или разрушение элемента. Для элемента 2, обладающего более низкой прочностью, разрушение может произойти в момент τ_2 , то есть еще на горизонтальном участке линии 2. Таким образом, фактическая долговечность двух однотипных деталей оказалась различной, что указывает на ее случайный характер. Это обуславливает необходимость, наряду с оценкой долговечности в детерминированной постановке, дополнять ее использованием вероятностных характеристик, которые

более достоверно отображают фактическую природу прочности и долговечности конструкций. На ранних стадиях проектирования, когда отсутствуют характеристики распределения геометрических и механических параметров элементов конструкции, можно применить приближенный метод расчета по допускам на величины.

Проблема оценки и контроля надежности паяных конструкций и узлов обусловлена главным образом следующими причинами:

- 1) ростом сложности современных паяных конструкций, включающих большое число отдельных соединений и узлов;
- 2) интенсивностью режимов эксплуатации конструкций и отдельных узлов при высоких температурах, давлениях, скоростях, агрессивных средах и др.;
- 3) сложностью условий, в которых эксплуатируется паяная конструкция;
- 4) возросшими требованиями к качеству работы конструкций: высокие точность, эффективность и т. п.;
- 5) повышением ответственности функций, выполняемых конструкцией, высокой технической и экономической ценой разрушения.

Общая теория надежности позволяет:

- определить общие подходы и принципы оценки надежности узлов и конструкций вместо частных, иногда далеко не полных и кустарных подходов, которые развивались изолированно в различных отраслях промышленности;
- выявить общие закономерности, определяющие надежность любых конструкций;
- создать общие методы исследования и повышения надежности конкретных технических объектов (например, разработать эффективные планы экспериментальных исследований, требующие минимальных затрат времени и средств);
- показать и рассмотреть связь вопросов надежности с вопросами экономики;
- выработать общие организационные мероприятия для изучения и повышения надежности выпускаемой продукции.

Повышение напряженности конструкций и стремление снизить их массу обуславливают необходимость широкого внедрения новых материалов с высокой удельной прочностью. Однако такие матери-

алы в подавляющем большинстве недостаточно пластичны, очень чувствительны к нарушениям технологических процессов их обработки. Применявшиеся ранее материалы обладали высокой пластичностью и потому, как правило, были заведомо работоспособны. Повышение прочностных свойств новых материалов связано обычно с понижением пластичности, то есть с уменьшением их работоспособности, однако увеличение характеристик прочности за счет снижения работоспособности в ряде случаев вполне оправданно.

Многие современные интенсифицированные технологические процессы очень «капризны». Например, существенно снизить прочность клепаного соединения можно, только грубо нарушив соответствующую технологию. А «испортить» паяное соединение некоторых современных конструкционных сплавов можно при очень незначительных нарушениях технологии, иногда даже не заметив этого. Влияние технологии изготовления на процесс потери работоспособности конструкций показано на рис. 3.3.

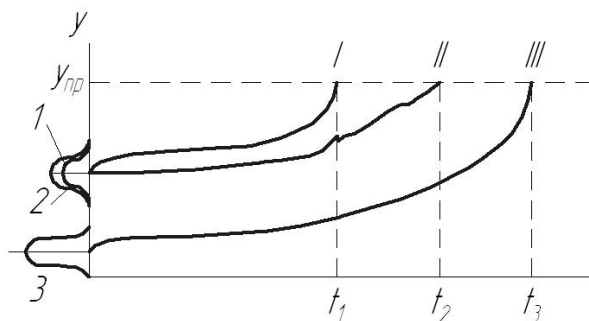


Рис. 3.3. Влияние технологии изготовления на процесс утраты работоспособности конструкций: 1, 2, 3 — графики плотности распределения начальных значений определяющего параметра у конструкции соответственно для технологических процессов I, II, III; t_1, t_2, t_3 — средние сроки службы конструкций; $y_{пр}$ — предельное значение определяющего параметра

Технологический процесс I при определенных условиях эксплуатации обеспечивает срок службы t_1 . Путем совершенствования технологии изготовления можно уменьшить неоднородность

свойств конструкции, исключить или снизить погрешности обработки и сборки, а в результате даже при том же среднем начальном значении параметра «у» увеличить срок службы конструкции до t_2 (технологический процесс II). Дальнейшее повышение надежности может быть достигнуто при разработке принципиально нового технологического процесса III.

Значительна связь проблемы надежности с экономикой. Надежность конструкции обеспечивается не только удачным конструированием, но и правильным выбором материала; при этом главное, чтобы изготовление детали из этого материала и ее эксплуатация требовали бы минимальных затрат.

Наука о надежности изучает изменение показателей работоспособности, т. е. нечувствительности материала изделия к различным эффектам, например, напряженного и деформированного состояния, которое формируется после воздействия на материал технологических операций (гибка, правка, сварка, пайка и др.) и при эксплуатационных нагрузках с течением времени, что позволяет разрабатывать методы, обеспечивающие с наименьшей затратой времени и средств необходимую продолжительность и безотказность работы конструкций.

При оценке надежности специфическими особенностями являются фактор времени, в течение которого в процессе эксплуатации изделия изменяются начальные параметры, прогнозирование состояния и поведения объекта с учетом сохранения его выходных параметров.

Все известные концепции надежности в конечном итоге исходят из взаимосвязи важнейших параметров безопасности:

- состояние материала (выраженное в терминах прочности и в первую очередь вязкости);
- напряженное состояние (выраженное в терминах напряжений или деформаций);
- состояние дефектов (выраженное размерами, геометрией и расположением дефектов).

Существуют два вида методов расчета надежности, учитывающих физические причины разрушений: один из них рассматривает надежность как вероятностную прочность, оперируя случайными

величинами, другой – как вероятность невыброса случайного процесса за заданный уровень [16].

Метод расчета надежности как вероятностной прочности конструкции был разработан в 1926–1929 гг. Н.Ф. Хоциаловым и М. Майером, но развивался слабо. Лишь последующие работы Н.С. Стрелецкого, А.Р. Ржаницина, Я.Б. Шора и других ученых стали постепенно прокладывать этому направлению путь в практику. Показателем надежности в этом методе расчета является вероятность превышения несущей способности конструкции над действующими нагрузками. И несущая способность конструкции, и действующие нагрузки рассматриваются как случайные величины.

Исходными для расчета в данном случае являются статистические данные, но не самих характеристик надежности, а прочностных характеристик конструкционного материала (σ_B , $\sigma_{0,2}$, $\sigma_{пл}$, E), геометрических параметров сортамента (δ , S), внешних нагрузок, действующих на конструкцию (растягивающие силы, перерезывающие силы, $M_{изг}$, $M_{кр}$). Для оценки надежности схема расчета, не учитывающая случайные отклонения параметров и условий, практически непригодна.

Обычный способ проектирования, основанный на применении коэффициентов безопасности или запаса прочности, не позволяет судить о вероятности отказа элемента, так как при одном и том же коэффициенте безопасности вероятность отказа может колебаться в весьма широких пределах. Поэтому обычный детерминистский подход к проектированию не всегда является удовлетворительным. Необходим подход, который учитывал бы все неточности конструктивных параметров и вероятностный характер их изменения, чтобы можно было оценить надежность на этапе проектирования. Расчет надежности конструкции немислим без учета случайных отклонений большинства рабочих параметров от номинальных значений, характер этих отклонений не может быть точно определен и предсказан. Поэтому оценка этих отклонений производится только с некоторой конечной вероятностью.

Рассеивание случайной величины около ее математического ожидания оценивается с помощью дисперсии, среднего квадратического отклонения и коэффициента вариации (отношение среднего квадратического отклонения к математическому ожиданию).

При расчете на прочность элементов конструкций необходимо знать численные значения трех групп данных: нагрузки, действующую на элемент конструкции; геометрические размеры опасного сечения элемента и механические характеристики материала, из которого он изготовлен. Даже для однотипных конструкций численные значения этих параметров имеют расхождения, которые в технических задачах оговариваются соответствующими допусками на номинальный размер.

В связи с этим результат расчета на прочность по наименьшим значениям указанных параметров не может быть перенесен на всю партию элементов с достаточной достоверностью без использования характеристик рассеивания численных значений параметров конструкции. Вероятность неразрушаемости существенно зависит от разброса, то есть дисперсии свойств материала и нагрузки (рис. 3.4).

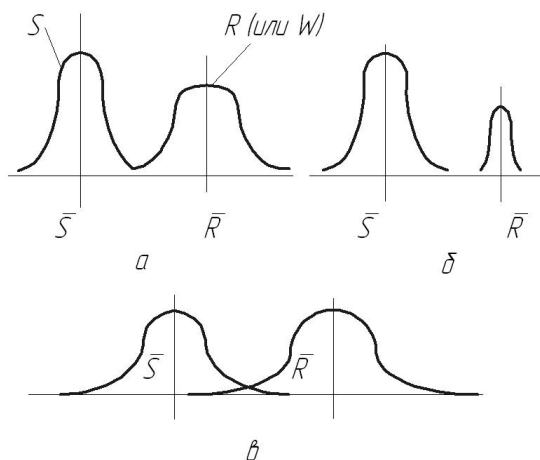


Рис. 3.4. Схема связи коэффициента запаса с разбросом значений нагрузки S и несущей способности R (или W):
 a – оптимальный запас; $б$ – запас велик; $в$ – запас мал

Причинами разброса параметров являются различные флуктуации технологического процесса, неоднородность применяемых материалов, различие в контроле за операциями (погрешности измерительных приборов, разные способности операторов) и т. п.

На ранних стадиях проектирования, когда еще нет характеристик распределения геометрических и механических параметров элементов конструкции, можно применить приближенный метод расчета по допускам на величины. Геометрические размеры, механические характеристики и некоторые другие параметры обычно задаются как номинальное значение плюс-минус некоторый допуск. Этот размер является случайным с некоторым распределением, т. е. размер только некоторой доли элементов выйдет за нижний или верхний установленный предел. Этот выход характеризует процент возможного брака.

При хорошем качестве производства и стабильной технологии принимают допуск $\Delta = 3S_x$, т. е. три среднеквадратичных отклонения размера X , а номинальное значение близко к математическому ожиданию $X_{\text{НОМ}} \approx X$.

Конструктивные особенности паяных соединений, различного рода неоднородности и другие факторы приводят к большому разбросу экспериментальных данных при определении различных механических характеристик, особенно пределов прочности на растяжение, сжатие и сдвиг. Рассеяние предела прочности является свойством паяных соединений, представляющих собой системы из неравнопрочных и неравнонагруженных объемов (зон).

Особенностью эксплуатации изделий является значительное рассеивание времени их работы до первого повреждения или между последующими повреждениями. Совершенно одинаковые по конструкции и условиям эксплуатации изделия имеют различное время работы до отказа. Причина такого рассеивания заключается в неоднородности прочностных свойств материала деталей, а также в переменном во времени процессе нагружения в период их эксплуатации.

В различные промежутки времени (при различном числе циклов, либо различных значениях другого показателя) система может иметь различную вероятность успешного выполнения требуемой функции при заданных условиях.

Даже для однотипных конструкций численные значения этих параметров имеют расхождения, которые в технических задачах оговариваются соответствующими допусками на номинальный размер.

В связи с этим результат расчета на прочность по наименьшим значениям указанных параметров не может быть перенесен на всю партию элементов с достаточной достоверностью без использования характеристик рассеяния численных значений параметров конструкции.

Рассеяние значений параметров конструкций обусловлено:

1) процессами проектирования и производства. Ни один элемент конструкции невозможно изготовить с абсолютно точными геометрическими размерами. В связи с этим уже при проектировании элементов конструкции даются соответствующие допуски на их номинальные размеры; анализ результатов статистических исследований показывает, что эти параметры значительно отклоняются от номинальных размеров. Например, фактические значения толщины листа из сплава Д16 колеблются в пределах 0,84...1,06 мм, листа из стали 30ХГСА – в пределах 0,89...1,17 мм. Физико-механические свойства материалов также изменяются в широких пределах от 15 до 20 % [17];

2) технологией производства материалов. Отклонения физико-механических свойств материалов в процессе производства вызываются термической и другими видами обработки материалов. Эти отклонения приводят к изменениям характеристик прочности материалов. Поэтому при проектировании элементов конструкции на их прочностные характеристики также даются соответствующие допуски;

3) условиями эксплуатации. На элементы конструкции действуют постоянные и переменные нагрузки различного характера. В зависимости от условий эксплуатации они также имеют некоторые расхождения;

4) изменчивостью условий внешней среды. Однотипные конструкции могут эксплуатироваться в различных условиях внешней среды, т. е. при сильно отличающихся нагрузках. Кроме того, внешние факторы могут оказывать влияние на изменение механических характеристик материалов.

Внешние нагрузки – случайные динамические процессы, которые, как правило, нестационарны. Кроме того, статистические характеристики процессов нагружения имеют большой разброс значений и в этом случае следует учитывать многомерные вектор-

ные случайные процессы для каждого вида нагрузки (вибрация, температура и т. д.):

$$A_n(t) = |a_i(t)|, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.1)$$

где $a_i(t)$ – компоненты вектора (совокупность статистических характеристик нагрузки данного вида).

Комплексные нагрузки могут быть представлены в обобщенной форме также в виде многомерного случайного вектора:

$$B(t) = |A_i(t)|, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.2)$$

где $A_i(t)$ – компоненты вектора (совокупность векторов нагрузки каждого вида, определяемых выражением (3.1)).

Нагрузки и воздействия на механические системы в настоящее время описываются моделями в виде: 1) случайных величин; 2) неслучайных функций случайных аргументов; 3) дифференцируемых случайных процессов; 4) марковских процессов с непрерывным временем и дискретными состояниями; 5) полумарковских процессов; 6) диффузионных марковских процессов; 7) дифференцируемых случайных полей; 8) полей марковского типа и др.

Нагрузки и воздействия в виде случайных величин встречаются достаточно редко и могут рассматриваться как некоторая идеализация реальных нагрузок. Многие изнашивающие воздействия (трение, эрозия, кавитация, коррозия и т. д.), ударные нагрузки адекватно описываются моделями второй группы. Технологические нагрузки отличаются большим разнообразием, поэтому они описываются практически всеми группами моделей.

Случайные отклонения параметров разделяют на две группы.

1. Технологические отклонения – наследуются на этапе создания конструкции до начала эксплуатации. Величины этих отклонений не изменяются в течение всей эксплуатации конструкции и являются случайными величинами. Эти отклонения вызваны:

- неточностями в технологическом процессе сборки, пайки и монтажа конструкции;
- неточностями в расчетах;
- погрешностью технологического оборудования (разладка, износ, недостаточная точность);
- нестабильностью режимов работы оборудования;

- погрешностью измерительных устройств;
- неоднородностью свойств исходных материалов (колебания химического состава, механических свойств, внутренние напряжения, дефекты);
- квалификацией и индивидуальными качествами рабочего;
- состоянием рабочих мест.

2. Эксплуатационные отклонения – возникают только в процессе эксплуатации и существенно зависят от времени; эти отклонения являются случайными функциями и вызваны:

- случайными колебаниями режимов эксплуатации;
- отклонениями размеров и форм конструкции, деформацией узлов, изменением свойств вследствие износа, коррозии и других факторов.

Например, многочисленные исследования циклической прочности образцов и деталей машин свидетельствуют о значительном разбросе результатов испытаний как по долговечности, так и по величине пределов выносливости. На рис. 3.5 приведена кривая усталости $\sigma^m N = \text{const}$, иллюстрирующая связь между средними и наиболее вероятными значениями максимальных напряжений циклов σ и числами циклов нагружения до разрушения N .

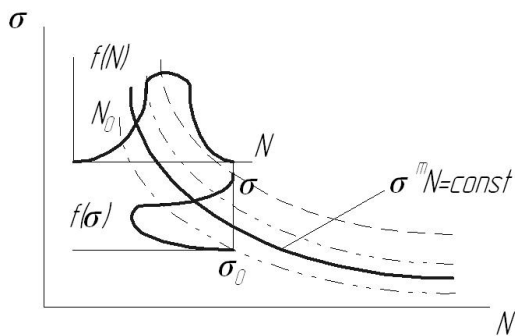


Рис. 3.5. Кривые усталости, соответствующие различным вероятностям разрушения

Каждому уровню напряжений, даже при самом тщательном отборе образцов, соответствует определенный разброс числа циклов

нагружений образцов до разрушения. Таким образом, долговечность образца или детали может рассматриваться как некая случайная величина, характеризуемая дифференциальной функцией распределения $f(N)$. То же самое можно сказать относительно разрушающих напряжений. Разрушение образцов может происходить через N циклов при различных случайных напряжениях. Распределение этих напряжений может быть охарактеризовано дифференциальной функцией $f(\sigma)$.

Этот разброс объясняется некоторым различием в качестве металла, режимах механической и термической обработок, неизбежной разницей в размерах и геометрической форме образцов, структурной неоднородности металла.

Универсальной вероятностной характеристикой случайной величины является закон ее распределения. Для расчета вероятности пребывания случайного процесса в заданной области необходимо знать функцию распределения ординаты процесса. Важное значение имеет обоснование теоретических законов распределения исходя из сущности исследуемых явлений и процессов. Без привлечения физической картины последних не может быть выяснена природа вышеуказанных законов.

Существующие методы подбора законов распределения с помощью критериев согласия являются формальными и не могут с достаточной точностью описать сложный процесс возникновения отказов. Эти методы при определении параметрической надежности не признаны оптимальными, так как не отражают физическую сущность закона распределения. Метод «подбора» зачастую приводит к невоспроизводимости результатов. Обоснованный выбор может быть сделан лишь на базе сочетания анализа физических процессов отказов и статистических методов.

Законом распределения вероятностей случайной величины называется всякое соотношение, устанавливающее связь между возможными значениями случайной величины и соответствующими им вероятностями.

Случайные события будут полностью описаны с вероятностной точки зрения, если задать распределение вероятностей соответствующих им случайных величин. Для расчетной оценки надежности

изделий используют различные законы распределения вероятности (безотказной работы), исходя из физики отказов.

На изменение вида закона распределения параметров изделия в процессе производства и эксплуатации наиболее сильно влияют следующие факторы: отбраковка; воздействие обслуживающего персонала; профилактические и ремонтные работы; изменение конструкции отдельных элементов в процессе эксплуатации [18].

При оценке прочности материалов и нагрузки нормальный закон распределения до сих пор остается наиболее популярным. При рациональном технологическом процессе производства наиболее часто наблюдается нормальное распределение параметров изделий.

Установлено, что показатели качества металла из-за его неоднородности являются случайными величинами, распределенными обычно по закону, близкому к нормальному.

По данным В.Н. Волченко, качество соединения приблизительно может быть принято как нормально распределенная величина.

На параметры изделия влияет большое количество факторов (механические воздействия, температура, коррозия, старение материалов, неточности изготовления, сборки, монтажа и др.). Вклады каждого из этих факторов в отклонения основных режимных параметров изделия незначительны и в среднем равноценны, из них трудно выделить доминирующие факторы. Поэтому вполне естественным является предположение о нормальном законе распределения параметров.

Большинство специалистов в области надежности технических систем считают, что характеристики несущей способности элементов подчиняются нормальному закону распределения, плотность которого

$$f(t_0) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(t_0 - T_p)^2 / 2\sigma^2},$$

где t_0 – общее время эксплуатации («возраст») элемента; σ – среднеквадратичное отклонение от среднего значения ресурса T_p .

Однако нормальный закон распределения может характеризовать лишь приблизительно несущую способность и нагрузку хотя бы потому, что последние могут принимать только положительные значения, а нормальный закон характеризует случайную величину,

принимающую все значения от $-\infty$ до $+\infty$. Поскольку возможные значения наработки соединения на отказ могут быть только положительными, то распределение t может быть в большинстве случаев лишь усеченным нормальным.

Вместе с тем опыт машиностроения, самолето- и ракетостроения, энергетики и автоматики показывает, что существуют параметры объектов, которые в производственных условиях имеют распределения, близкие к нормальным, но в условиях эксплуатации существенно отличаются от них, причем имеют место изменения законов распределения параметров объектов от одного предельного случая нормального распределения в производственных условиях, затем усеченное асимметричное распределение, а через некоторое время эксплуатации – распределение, близкое к другому предельному случаю – равномерному (равновероятному) закону.

Имеются работы, где статистические данные аппроксимируются асимметричными законами распределения. Это может произойти при наличии среди источников погрешности параметров элементов доминирующего фактора. Если действие этого фактора имеет сложный характер, соответственно, усложняется и вид распределения.

На практике в широком временном диапазоне (периоды приработки, нормальной эксплуатации и старения) отказы подчиняются более сложным законам, из которых широкое применение для характеристик надежности конструкций находят логарифмически-нормальное и вейбулловское распределения. Формирование этих законов происходит под действием как случайных отказов, так и детерминированных процессов деградации.

При отсутствии значительного износа или усталости, когда интенсивность отказов постоянна во времени, справедлив очень популярный экспоненциальный закон распределения времени t до отказа:

$$P(t) = e^{-\lambda t} = \exp(-\lambda t),$$

где $P(t)$ – вероятность безотказной работы за время t (функция надежности); λ – интенсивность отказов.

Это объясняется тем, что он имеет физически естественное толкование, прост и удобен для математических расчетов. Экспоненциальное (показательное) распределение определяется одним

параметром λ . Эта особенность экспоненциального распределения является его достоинством по сравнению с распределениями, зависящими от большого числа параметров.

В отличие от нормального экспоненциальное распределение не зависит от «возраста».

Перенос экспоненциального закона в область машиностроения привел к широкому диапазону мнений о возможностях его применения. В литературе можно встретить утверждения и о его универсальности, и о его практической неприменимости для машиностроения. Можно показать, что область применения экспоненциального закона достаточно широка при должном анализе его возможностей и полученных результатов.

При высоких требованиях к безотказности изделия период его непрерывной эксплуатации, т. е. его ресурс R , ограничивается некоторым значением допустимой вероятности безотказной работы $P(t)$.

Для высоконадежных систем это значение порядка $P(t) = 0,9999$ и выше. Поэтому вероятность отказа $Q(t) = 1 - P(t)$, которая характеризуется площадью $Q = \int_0^R f(t)dt$, очень мала, и в случае применения нормального закона используется лишь тот участок кривой $f_H(t)$, который соответствует зоне редких событий, удаленной от центра группирования.

В этой области законы распределения теряют свою индивидуальность и приобретают общие черты, характерные для редких событий. Так, в данной области интенсивность отказов $\lambda(t)$ любого закона распределения и плотность его распределения $f(t)$ практически не отличаются друг от друга.

Поэтому для $0 < t \leq R$ можно с одинаковым правом говорить и об экспоненциальном законе, и о законе равной вероятности.

Если проанализировать поведение «хвостов» различных законов плотностей вероятностей $f(t)$ в области малых значений $F(t)$ (порядка 0,001 и ниже), то можно показать, что все они дают одинаковый результат с достаточной для практики точностью.

Поэтому можно считать допустимым и оправданным применение экспоненциального закона для расчета надежности систем

с высокими требованиями безотказности для любой схемы отказов (для внезапных и постепенных отказов).

Применение экспоненциального закона, как известно, резко упрощает все расчеты, особенно при анализе надежности сложных систем.

Однако следует всегда иметь в виду, что распространение этого правила на области с большими значениями $t \gg R$ может привести к грубым ошибкам и неправильным выводам. Экспоненциальный закон хорошо описывает для любой схемы отказов лишь область высокой безотказности, но он лишает возможности правильно прогнозировать поведение изделия при повышении его ресурса, делать правильные выводы о мероприятиях по повышению надежности системы.

Такую ошибку нередко допускают при определении математического ожидания (среднего срока службы) изделия или времени между двумя отказами.

Вейбулл предположил, что вероятность разрушения в единичном объеме является функцией напряжений

$$F_0(\sigma) = 1 - \exp[-(\sigma/\sigma_0)^m],$$

где m – параметр, определяемый по результатам испытаний материала.

Объяснение природы прочности и пластичности конструкционных сталей с позиций теории дислокаций, описание прочности композитов приводит к представлению о распределении их механических свойств, аналогичном распределению по закону Вейбулла

$$P(t) = \exp(-\lambda t^k), \quad t \geq 0, \lambda > 0, k > 0,$$

где λ – интенсивность отказов. При $k < 1$ (период приработки изделия) изменение интенсивности отказов с увеличением времени работы убывает; при $k > 1$ интенсивность отказов с увеличением наработки возрастает, это имеет место в период интенсивного старения (износа). Значение $k = 1$ соответствует периоду нормального функционирования изделия, когда $\lambda = \text{const}$.

По закону Вейбулла распределены пределы прочности и текучести, а также механические свойства материала, характеризующие пластичность (относительное удлинение и сужение, ударная вязкость).

Часто распределение Вейбулла критикуют за то, что оно не имеет физического смысла, в то время как нормальное считается присущим самой природе. Имеющихся в данный момент знаний недостаточно для утверждения, что в качестве априорного распределение Вейбулла менее пригодно, чем чисто нормальное. Оба включают два неизвестных параметра. Распределение Вейбулла не-явно использует гипотезу о том, что прочность определяется слабейшим звеном.

Для простоты на практике чаще применяется закон Рэля как частный случай закона Вейбулла. Возможны и сочетания законов, например, двух экспоненциальных, Вейбулла и показательного, Вейбулла и усеченного нормального.

Рассмотрим временные интервалы, внутри которых функция $x(t)$ остается монотонной.

В случае монотонности функции $x(t)$ совокупность элементов, характеризуемых параметрами $x_i(t)$, в первом приближении сохраняет тип начального распределения в любом временном сечении. Учитывая низкую скорость деградиационных процессов в паяных соединениях при нормальных эксплуатационных условиях, полагаем, что функции, характеризующие совокупность элементов, имеют асимптотический характер, $dx_i/dt \rightarrow 0$ и эффект «переплетания» (перетасовка) с течением времени этих функций мало заметен. Можно говорить о сохранении в течение длительного времени не только типа распределения, но и хорошей корреляции распределений $F(x, t)$, $f(x, t)$ различных временных сечений. Тогда приближенные аналитические выражения интегрального и дифференциального законов $F(x, t)$ и $f(x, t)$ для любого фиксированного момента времени могут быть получены путем математических преобразований начальных распределений $F_0(x_0, t_0)$ и $f_0(x_0, t_0)$:

$$F(x, t) = F_0 [\psi(x, t, t_0)];$$

$$f(x, t) = f_0 [\psi(x, t, t_0)] \partial \psi / \partial x,$$

где $\psi(x, t, t_0) = x_0$ — однозначная функция, а физико-химические параметры, входящие в функцию $\psi(x, t, t_0)$, получены усреднением по исследуемой совокупности изделий. Точный тип законов $F(x, t)$ и $f(x, t)$ будет зависеть не только от вида функций $\psi(x_0, t)$ отно-

сительно аргумента x_0 , являющегося источником начального статистического распределения, но и от параметров самой функции $\varphi(x_0, t)$, которые становятся причинами дополнительных разбросов, со временем накладывающих отпечаток на окончательный вид распределений (x, t) и $f(x, t)$. Нахождение точных аналитических выражений для последних часто бывает сопряжено со значительными математическими трудностями. Поэтому идеализация процесса $x(t)$ и упрощения, допущенные при определении $F(x, t)$ и $f(x, t)$, оправдывают себя, поскольку дают возможность приближенно вычислять функцию параметрической надежности $F_{\Pi}(t)$ по обычным в теории вероятностей правилам нахождения интегральных законов распределения случайных величин [19]:

$$F_{\Pi}(t) = \int_{\alpha}^{\beta} f(x, t) dx = F(x, t) \Big|_{\alpha}^{\beta}.$$

Дифференциальная функция параметрической надежности

$$f_{\Pi}(t) = -dF_{\Pi}(t)/dt.$$

Согласно предложенной выше схеме определение начального распределения случайных величин параметра $x(t_0) = x_0$ является первым этапом построения модели параметрической надежности изделия.

Контрольные вопросы

1. Необходимость применения статистических методов оценки прочности.
2. Случайные события, определяющие запас прочности.
3. Необходимость оценки надежности паяных узлов.
4. Влияние технологических процессов на надежность паяных соединений.
5. Виды методов расчета надежности.
6. Характеристики рассеивания параметров конструкции.
7. Причины разброса параметров конструкции.
8. Технологические и эксплуатационные случайные отклонения параметров.
9. Законы распределения параметров.

3.1. Количественные показатели общей надежности

Надежность — это внутреннее свойство изделия (его элемента) непрерывно выполнять заданные функции в установленных пределах и в течение определенного промежутка времени.

А.И. Клемин [20] подчеркивает следующие особенности определения «надежность».

Во-первых, говоря о непрерывности выполнения изделием заданных функций, некорректно оценивать надежность, например, во время проведения планово-предупредительных работ, ремонтов, освидетельствований и т. п. мероприятий, связанных с прекращением работы изделия, так как в это время изделие не выполняет свои функции.

Во-вторых, в определение надежности включено понятие «установленные пределы».

В-третьих, надежность изделия целесообразно оценивать за определенные промежутки времени.

Соответствующие стандарты не разделяют понятий надежности простых и сложных систем, в них говорится о надежности объектов вообще.

В расчетах на прочность параметрами состояния изделия являются напряжения σ_{ij} , а границами интервала допускаемых значений параметров — предельные напряжения, соответствующие $\sigma_{0,2}$ (если пластические деформации недопустимы) или σ_B . Вероятностная прочность более адекватно отражает реальные явления, чем детерминированная прочность, и расчеты надежности конструкции способствуют выполнению более полных и точных расчетов на прочность, чем расчеты, выполненные по детерминированным величинам. По существу, вероятностную прочность следует рассматривать как надежность конструкции и расчет связывать с установлением нормы вероятности разрушения за заданное время эксплуатации.

С позиций механики твердого тела надежность паяного соединения означает, что в течение всего срока службы возникающие нагрузки K не достигают или не превышают сопротивления материала R (рис. 3.6), то есть $K < R$.

Если это условие нарушается, то паяный узел перестает быть надежным вследствие:

- чрезмерной локальной или общей деформации, включая нестабильность роста трещины;
- зарождения и докритического роста трещины;
- нестабильного роста трещины (вязкое или хрупкое разрушение).

В любом случае разрушение соединений и узлов означает последнюю и опаснейшую форму процесса повреждения, поэтому на первом плане изучения надежности паяных конструкций стоит надежность от разрушения.

Концепции надежности, переходя от механических представлений о материале к механизму разрушения, образуют необходимый экспериментальный и аналитический инструмент для определения и критического сравнения величин K и R . Таким образом, они являются звеном во всей цепи мероприятий по обеспечению безопасной работы, к которой относятся все конструктивные и технологические мероприятия, включая контроль качества и условий эксплуатации.

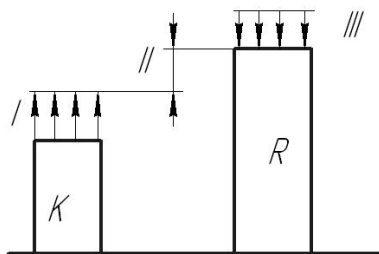


Рис. 3.6. Соотношение нагрузки K и сопротивления материала R для обеспечения надежности

Основной показатель надежности системы (конструкции) может быть определен как вероятность того, что система будет удовлетворительно выполнять требуемые функции при заданных окружающих условиях в течение определенного промежутка времени, числа рабочих циклов и т. д.

Существует определенная взаимосвязь факторов, определяющих показатели надежности и долговечности (рис. 3.7).

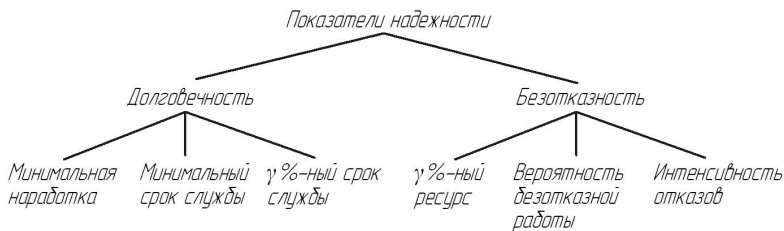


Рис. 3.7. Показатели надежности

Безотказность — свойство конструкции (соединения) сохранять работоспособность в течение некоторого промежутка времени или некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Безотказность конструкций оценивается одними и теми же характеристиками как на этапе проектирования (путем расчета известных количественных характеристик надежности) и изготовления, так и при эксплуатации.

Безотказность характеризуется несколькими количественными показателями: вероятностью безотказной работы (ВБР) за заданное время, наработкой на отказ (для восстанавливаемых изделий), наработкой до отказа (для невосстанавливаемых изделий), интенсивностью отказов, потоком отказов и др.

ВБР можно определить как вероятность того, что на отрезке времени $[0, T]$ выходной параметр изделия $Y(t)$ будет находиться в допустимой области D :

$$P(t) = P\{Y(t) \in D, t \in [0, T]\}.$$

Есть другое определение: ВБР — вероятность того, что параметры, характеризующие работоспособность соединения или узла, будут находиться в пределах, оговоренных ТЗ или расчетом:

$$P(t) = \text{Вер} \left\{ \begin{array}{l} y_{1\max} > y_1 > y_{1\min} \\ y_{2\max} > y_2 > y_{2\min} \\ \dots\dots\dots \\ y_{n\max} > y_n > y_{n\min} \end{array} \right\},$$

где t — рабочий ресурс; $y_{1\max}, \dots, y_{n\max}; y_{1\min}, \dots, y_{n\min}$ — верхние и нижние предельные значения параметров y_1, \dots, y_n .

Графическая иллюстрация ВБР по одному из параметров «у» показана на рис. 3.8, где $f(y)$ – плотность распределения случайных значений «у».

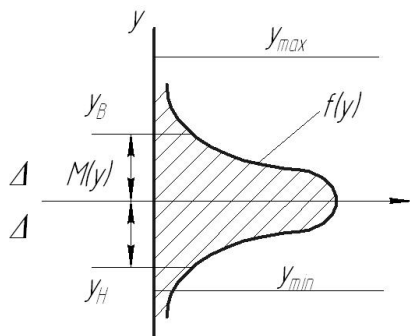


Рис. 3.8. Вероятность безотказной работы по параметру «у»

Вероятность того, что в любом паяном узле параметр «у» не выйдет за пределы, установленные ТЗ,

$$P(y) = \text{Вер}\{y_{\max} > y > y_{\min}\} = \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} f(y) dy = \int_{-\infty}^{y_{\max}} f(y) dy - \int_{-\infty}^{y_{\min}} f(y) dy,$$

то есть ВБР по параметру «у» численно равна площади участка, заштрихованного под кривой $f(y)$ (рис. 3.8).

На практике расчет ВБР носит поверочный характер и в этом случае необходимо найти верхнюю y_B и нижнюю y_H границы распределения: $y_B = M(y) + \Delta$; $y_H = M(y) - \Delta$, между которыми случайные значения выходного параметра «у» совпадают с требуемой $P(y)$.

В общем случае ВБР за время t определяется как

$$P(t) = \frac{N_0 - \sum_{i=1}^t n_i}{N_0} \quad (3.3)$$

(N_0 – число изделий до начала эксплуатации; $\sum n_i$ – число изделий, отказавших за время t) и однозначно связана с интегральной функцией распределения $F(t)$: $P(t) = 1 - F(t)$.

Часто условия отказа или выхода из строя элементов конструкций (условия или функции работоспособности) представляют в виде системы неравенств [21]

$$X_i = R_i - Q_i > 0, \quad i = \bar{1}, \bar{n}, \quad (3.4)$$

где R – обобщенная прочность; Q – обобщенная нагрузка.

Нагрузка и прочность системы являются случайными функциями, поэтому каждое из условий (3.4) системы выполняется с некоторой вероятностью, которую для элементов конструкции иногда называют вероятностью неразрушения по i -му условию. Если невыполнение i -го условия приводит к отказу, то под вероятностью P безотказной работы конструкции понимают вероятность совместного выполнения всей системы неравенств

$$P = \text{Вер}\{X_i = R_i - Q_i > 0\}, \quad i = \bar{1}, \bar{n}. \quad (3.5)$$

Пусть изменение условия работоспособности устройства описывается случайным процессом $X(t)$, и первое превышение процессом уровня a приводит к отказу.

Тогда вероятность безотказной работы элемента $P(t)$ представляет собой вероятность непревышения процессом $X(t)$ уровня a в течение времени t , т. е.

$$P(t) = \text{Pr} [X(s) < a], \quad s \in [0, t]. \quad (3.6)$$

Расчет показателя надежности по формуле (3.6) трудоемок и не всегда оправдан. Во многих задачах достаточно определить менее полную, но наиболее простую характеристику – показатель надежности для частного распределения случайных напряжений.

Пусть $f_{ij}(\sigma_{ij}; R)$ – плотность частного распределения составляющей σ_{ij} тензора случайных напряжений; S_{ij}^1, S_{ij}^{11} – допускаемые напряжения (границы интервала допускаемых напряжений). Искомый показатель надежности [21]

$$P_{ij}(R) = \int_{S_{ij}^1}^{S_{ij}^{11}} f_{ij}(\sigma_{ij}; R) d\sigma_{ij}. \quad (3.7)$$

Исследования показали, что прочность R соединения будет превышать нагрузку S лишь в течение ограниченного срока службы t_1 , так как прочность обычно уменьшается в процессе старения, коррозии и т. п. Поэтому соединение будет работать без отказов только в течение некоторого времени t_1 . За время t_1 $P(t) = 1$, а по истечении t_1 $P(t) = 0$ (рис. 3.9).

Вероятность безотказной работы в течение времени t обладает следующими свойствами:

$$0 \leq P(t) \leq 1; P(0) = 1; P(\infty) = 0.$$

$P(t)$ монотонно убывает с увеличением времени (рис. 3.10).

Функцию ВБР $P(t)$ иногда называют функцией надежности, законом надежности и даже просто надежностью (в узком смысле). Для узлов и деталей, отказ которых влечет за собой аварийные последствия, В.И. Брауде предлагает основное уравнение надежности

$$P(t)_{t=T_p} \geq [P],$$

где T_p – расчетное время работы узла; $[P]$ – нормативное значение ВБР.

$[P]$ задается с учетом возможных последствий отказа узла и на основе опыта эксплуатации. Для ответственных изделий общего назначения обычно $[P] \geq 0,99$, когда отказ конструкции сопряжен с возможными несчастными случаями $[P] \geq 0,9999$.

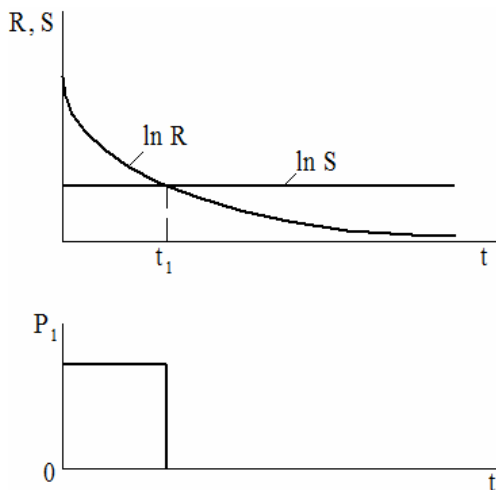


Рис. 3.9. Изменение прочности соединения с течением времени и вероятность безотказной работы

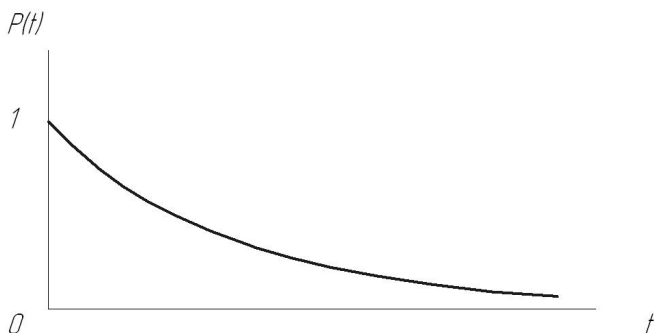


Рис. 3.10. Изменение вероятности безотказной работы с течением времени. $P(t)$ – вероятность отказа

Выражение $P(t)$ является функцией режимов работы изделия (рис. 3.11).

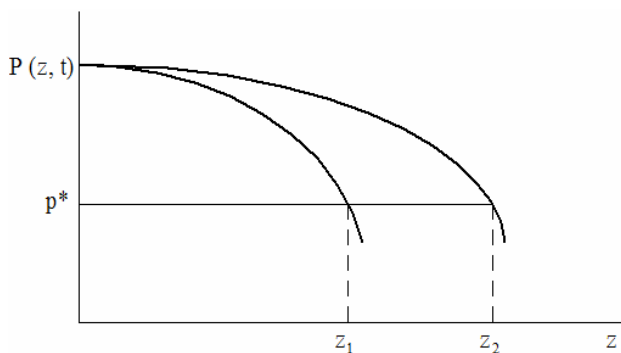


Рис. 3.11. Вероятность безотказной работы от наработки в режимах z_1 и z_2

Отказ и отсутствие отказа изделия (элемента изделия) – случайные несовместные противоположные события, образующие полную группу. Сумма вероятностей событий, образующих полную группу, равна единице, т. е.

$$Q(x) + P(x) = 1.$$

Это уравнение позволяет определить одну из функций по известной другой. Вероятность отказов как событие, противоположное вероятности безотказной работы:

$$Q(t) = \sum_{i=1}^t \frac{n_i}{N_0} = 1 - P(t).$$

Безотказная работа узла является случайным событием A_K . Оно заключается в совместном выполнении ряда других случайных событий, например, безотказной работы по условию циклической прочности A_1 , безотказной работы по условию статической прочности A_2 , безотказной работы по условию коррозии (износа) A_3 .

Таким образом, согласно теории вероятностей, безотказная работа как случайное событие A_K является произведением событий A_1, A_2, A_3 :

$$A_K = A_1, A_2, A_3.$$

Вероятность произведения нескольких независимых случайных событий равна произведению вероятностей этих событий. Тогда

$$P_K(t) = P_1(t)P_2(t)P_3(t),$$

где $P_1(t), P_2(t), P_3(t)$ – вероятности безотказной работы по условиям циклической прочности, статической прочности и коррозии (изнашивания).

Если учитывать вероятностную связь между процессами разрушения при циклическом, статическом нагружении и коррозии (изнашивании), то вместо $P_2(t)$ и $P_3(t)$ необходимо использовать условные вероятности безотказной работы по статической прочности и коррозии (изнашивании). (В теории вероятностей условной вероятностью $P_2(A_2/A_3)$ события A_2 называется вероятность, определяемая при условии, что событие A_3 уже произошло.)

Безотказность объекта при последовательном соединении элементов определяется при условии, что отказ каждого элемента является случайным независимым событием. Отказ любого элемента при последовательном соединении приводит к отказу всей системы. Вероятность $P_C(t)$ безотказной работы системы в течение времени t при последовательном соединении элементов определяется по теореме умножения вероятностей независимых событий как произведение вероятностей безотказной работы ее элементов в течение того же времени:

$$P_C(t) = P_1(t)P_2(t)\dots P_i(t)\dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (3.8)$$

где n – число последовательно соединенных элементов; $P_i(t)$ – вероятность безотказной работы i -го элемента.

Вероятность безотказной работы системы можно выразить через интенсивность отказов ее элементов:

$$P_C(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda_1(t) dt\right] \exp\left[-\int_0^t \lambda_2(t) dt\right] \dots \exp\left[-\int_0^t \lambda_i(t) dt\right] \dots \exp\left[-\int_0^t \lambda_n(t) dt\right]$$

или

$$P_C(t) = \exp\left[-\sum_{i=1}^n \int_0^t \lambda_i(t) dt\right]. \quad (3.9)$$

Формулы (3.8) и (3.9) наиболее общие, они позволяют определить вероятность безотказной работы объекта при любом распределении вероятностей времени безотказной работы элементов системы.

Вероятность безотказной работы системы из равнонадежных элементов при $P_i(t) = P(t)$ и $\lambda_i(t) = \lambda(t)$

$$P_C(t) = P^n(t) = \exp\left[-n \int_0^t \lambda(t) dt\right]. \quad (3.10)$$

Из формул (3.8)–(3.10) можно сделать следующие выводы.

1. Вероятность безотказной работы системы уменьшается с увеличением числа последовательно соединенных элементов. Следовательно, при разработке объекта необходимо стремиться к возможно меньшему числу последовательно соединенных элементов.

2. Вероятность безотказной работы системы всегда меньше вероятности безотказной работы наименее надежного элемента. Следовательно, при разработке объекта необходимо выявлять наименее надежный элемент и повышать вероятность его безотказной работы.

Надежность системы (паяного узла) обусловлена не только ее безотказностью, но и долговечностью – свойством конструкции (соединения) сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов (основное различие между долговечностью и безотказностью состоит в том, что свойство первого – сохранять работоспособность с возможными перерывами на ремонт, а свойство второго – сохранять работоспособность непрерывно).

Характеристиками работоспособности соединения являются срок службы (календарная продолжительность эксплуатации от ее начала до наступления предельного состояния), наработка (продолжительность или объем работы изделия), ресурс (наработка от начала эксплуатации до наступления предельного состояния). Нарботка, ресурс, срок службы – непрерывные случайные величины, возможные значения которых непрерывно заполняют некоторый конечный или бесконечный промежуток.

Практически отсутствуют исследования по вопросам расчета срока службы изделий при одновременном протекании в них нескольких разрушительных процессов.

Время (срок), входящее в определение надежности, не учитывает, как правило, никаких ремонтов – это время (срок) непрерывной безотказной работы в нормальных эксплуатационных условиях.

Количественные показатели долговечности:

– для деталей, отказы которых не имеют аварийных последствий, основной характеристикой надежности является средний технический ресурс T_{CP} между заменами или между ремонтами. При этом уравнение надежности

$$T_{CP} \geq [T_{CP}], \quad (3.11)$$

где $[T_{CP}]$ – нормативный, средний ресурс между заменами или ремонтами; T_{CP} определяется как математическое ожидание времени наступления предельного состояния и появления отказов (рис. 3.12):

$$T_{CP} = \int_0^{\infty} t f(t) dt.$$

Заштрихованный участок от 0 до t_p равен вероятности возникновения отказа за время t_p :

$$q(t_p) = \int_0^{t_p} f(t) dt.$$

T_{CP} характеризует долговечность, а при сравнении с установленной наработкой t_p дает представление о неизрасходованном ресурсе изделия. Действительно, чем больше разность $T_{CP} - t_p$, тем меньше вероятность возникновения отказа;

– гамма-процентный ресурс T_γ – продолжительность или объем работы изделия, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью обеспечения ресурса γ , выраженной в процентах (рис. 3.13):

$$P(T_\gamma) = \int_{T_\gamma}^{\infty} f(T_p) dT_p.$$

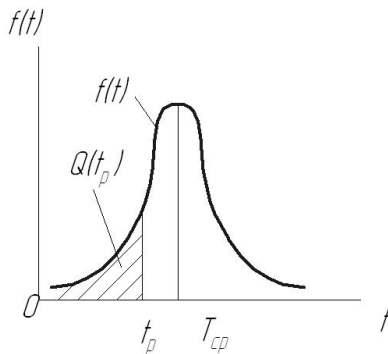


Рис. 3.12. T_{cp} – средняя наработка до отказа; $Q(t_p)$ – вероятность возникновения отказа; t_p – требуемая наработка

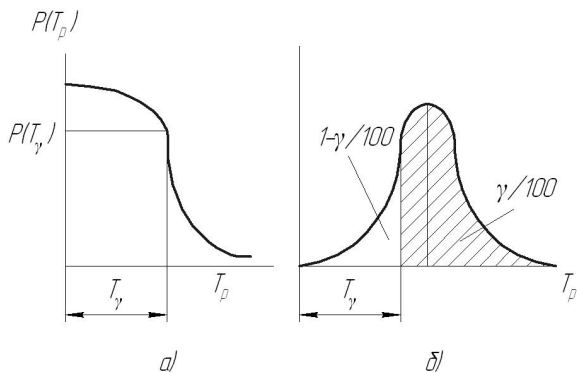


Рис. 3.13. Определение значения T_γ : а – по кривой убыви; б – по кривой распределения ресурсов: T_p – наработка до предельного состояния (ресурс); $P(T_\gamma)$ – вероятность обеспечения ресурса T_γ , соответствующего значению $\gamma/100$

Ресурс T_γ является наиболее полным показателем долговечности. Если задана вероятность, например, $\gamma = 95\%$, то $T_\gamma = 0,95$ определяется из соотношения

$$\gamma = 1 - \int_0^{T_{\gamma=0,95}} f(t) dt = 0,95,$$

где $T_\gamma = 0,95$ – наработка, в течение которой надежность изделия в отношении отказов будет больше, чем 0,95.

Пусть $P(t)$ – вероятность того, что предельное состояние не будет достигнуто на отрезке $[0, t]$. Условие для принятия решения

$$P(T_*) \geq P_*, \quad (3.12)$$

где P_* – предельно допустимое (нормативное) значение вероятности $P(t)$ (рис. 3.14).

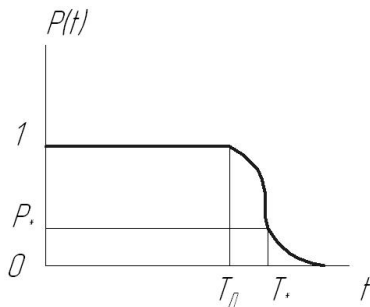


Рис. 3.14. Вероятность безотказной работы

Если необходимо обеспечить гарантированный ресурс

$$T_d \leq T_*,$$

то вместо (3.12) имеем

$$P(T_d) = 1.$$

Величина T_* (при знаке равенства в (3.12)) – назначенный $\gamma\%$ -ный ресурс при $\gamma = P_* \times 100\%$; T_γ – наиболее полный показатель долговечности конструкции.

При оценке долговечности рекомендуют:

$\gamma = 0,95 \dots 0,99$ – для ответственных элементов;

$\gamma = 0,90 \dots 0,95$ – для невосстанавливаемых элементов;

$\gamma = 0,85 \dots 0,90$ – для восстанавливаемых элементов.

Особые требования предъявляются к элементам, работоспособность которых связана с безопасностью людей. В этом случае $\gamma > 0,99$.

Контрольные вопросы

1. Особенности определения «надежность изделия».
2. Взаимосвязь факторов, определяющих показатели надежности.
3. Безотказность конструкции, ее количественные показатели.
4. Вероятность безотказной работы.
5. Вероятность безотказной работы при последовательном соединении элементов изделия.
6. Количественные показатели долговечности.

3.2. Характеристики отказов паяных соединений и узлов

Основным фундаментальным понятием теории надежности является понятие отказа как случайного события, в результате которого изделие перестает (частично или полностью) выполнять заданные функции, не соответствует требованиям норм конструкторской или технической документации.

Понятию отказа в теории надежности соответствует принятое в науке о прочности понятие предельного состояния. Отказы, связанные с предельными состояниями элемента конструкции, лимитируют ресурс объекта в целом.

Примеры отказов – полное разрушение (разделение на части) конструкции; деформация определенной величины, при которой происходит нарушение нормальной эксплуатации; частичное нарушение герметичности (плотности) паяных узлов и т. д.

Статистические закономерности отказов можно рассчитать, рассматривая нагруженность и несущую способность как случайные процессы; нагруженность как случайный процесс, а несущую способность как распределение случайной величины; нагрузки и несущую способность как случайные дискретные величины с их распределениями [22].

Расчеты машин на надежность сложны потому, что в основе инженерной задачи по определению параметров машины с учетом

износа, коррозии, усталости и других показателей лежат сложные физические процессы, приводящие к потере работоспособности машины с течением времени.

Для решения проблем надежности необходимо знать законы появления отказов и основные параметры этих законов. На этапе проектирования конструкций целесообразно классификацию отказов увязать с их физической природой, так как расчетная модель (последовательность расчета, критериальные условия) формируется с учетом конкретного предельного состояния, прочностной характеристики, ответственной за заданный отказ, а также нагрузки, действующей на элемент конструкции.

В эксплуатации всегда действуют все виды энергии, это приводит к изменению параметров узлов и конструкции в целом. Имеются три основных источника воздействий:

- 1) действие энергии окружающей среды;
- 2) внутренние источники энергии;
- 3) потенциальная энергия, накопленная в металле в процессе изготовления конструкции (внутренние напряжения, монтажные и др.).

Энергия, действующая на изделие, стимулирует процессы изменения свойств или состояния материала, что приводит к развитию повреждений в материале изделия, изменениям выходных параметров изделия и возникновению отказа. В отличие от понятия «отказ» понятие «повреждение» означает событие, заключающееся в нарушении исправности конструкции или элемента конструкции.

По виду изменений в материале различают необратимые (например, коррозия) и обратимые (например, упругая деформация) изменения. Отказ может возникнуть в связи с определенными физико-химическими процессами в изделии. В силу непрерывности этих процессов любой отказ наступает в результате накопления необратимых изменений в изделиях, но различная степень проявления этих изменений на внешних характеристиках изделия определяет различие в проявлении отказов для наблюдателя. Поэтому изменение во времени физического состояния, обусловленное необратимыми физико-химическими процессами, является наиболее общей причиной возникновения отказов (рис. 3.15).

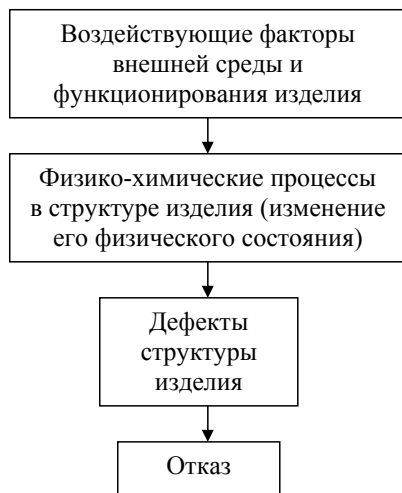


Рис. 3.15. Схема формирования отказа

Знание физики отказов позволяет: 1) сделать правильный выбор материалов и запаса прочности; 2) предусмотреть необходимые конструктивные меры для уменьшения влияния энергетических воздействий; 3) предусмотреть необходимые защитные меры; 4) учесть влияние режимов и условий работы на возникновение внезапных (катастрофических) и постепенных (параметрических) отказов.

Правильный выбор признака (критерия) отказа (рис. 3.16) чрезвычайно важен. При слишком строгом подходе к отказам резко увеличиваются трудности обеспечения заданной надежности изделия. Наоборот, при легкомысленном подходе возможны серьезные аварии.

Важная задача современной теории надежности состоит в оценке вероятности отказа конструкции по вероятностям отказов отдельных ее элементов и узлов. Особенно это необходимо при определении вероятности отказа паяных соединений, работающих в агрессивных средах. В результате воздействия эксплуатационных факторов наступает отказ (часто внезапный) определенной зоны соединения. Применительно к паяной конструкции отказавшее соединение (элемент конструкции) вызывает сложное перераспределение усилий, при этом некоторые элементы переходят на уси-

ленный режим работы (что обычно приводит к преждевременному выходу из строя конструкции).

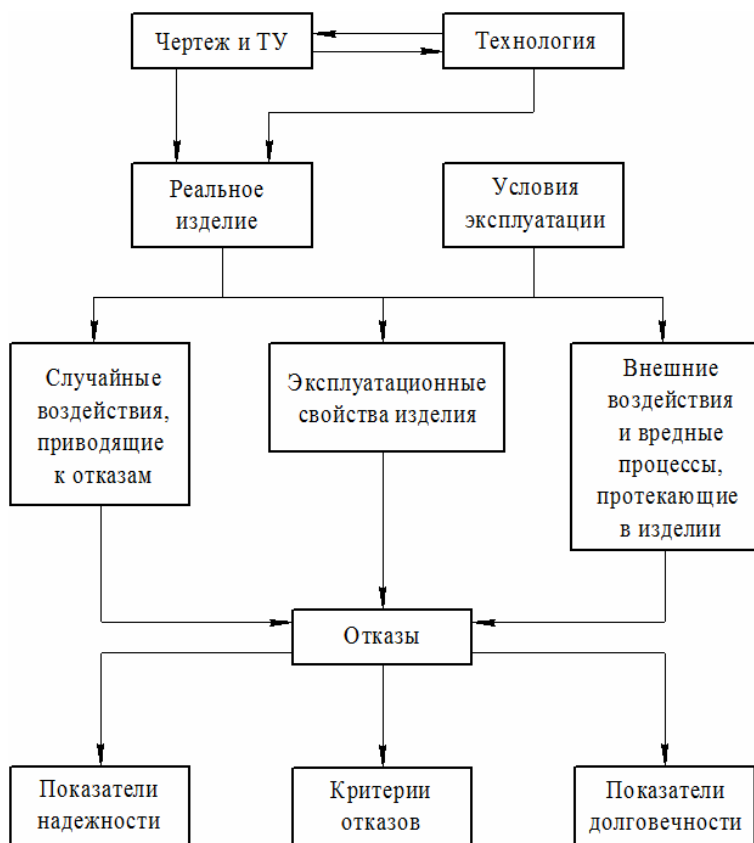


Рис. 3.16. Выбор критерия отказов

При рассмотрении вопросов оценки надежности большое внимание уделяют классификации отказов. Наиболее полная классификация предложена в 1966 году Р.В. Кугелем и Я.Б. Шором, она включает 15 признаков, каждый из которых имеет 2–3 разновидности.

Основной признак различных видов отказов – характер возникновения и протекания процессов, приводящих к отказу (рис. 3.17). Различают виды отказов из-за потери прочности, усталости, устойчивости, хрупкого разрушения.

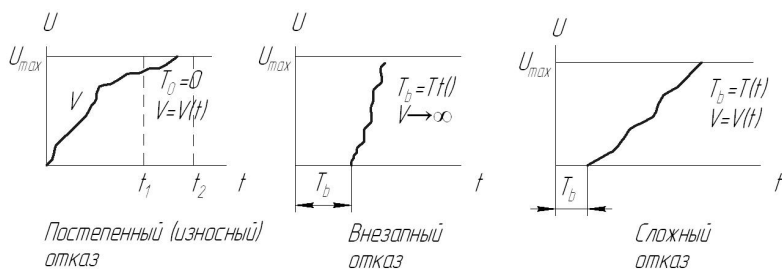


Рис. 3.17. Характер отказов механических систем

Характер отказа имеет решающее значение при выборе метода расчета, способов повышения безотказности, способов диагностики отказа и т. п. На этапе проектирования конструкций целесообразно классификацию отказов увязать с их физической природой. Укрупненно можно выделить два разных по физической природе отказа: внезапный и постепенный.

Внезапный отказ происходит из-за превышения действующей нагрузки несущей способности объекта или в результате ошибок расчета и конструирования, или вследствие наличия скрытых дефектов, или в результате нарушения правил эксплуатации. Внезапный отказ обычно связан с разрушением, появлением остаточных деформаций, потерей устойчивости и др.

Внезапный отказ — это скачкообразный переход из работоспособного состояния в неработоспособное. Условием его возникновения является случайное совпадение значительного усилия и малой прочности одного или нескольких изделий из рассматриваемой совокупности. Внезапный отказ является случайным событием. Установление статистических закономерностей таких событий методами теории вероятностей — одна из основных задач теории надежности.

Для внезапных отказов изделий решение с позиций теории случайных процессов сводится к определению вероятности попадания в некоторую область Ω_0 допустимых состояний [22], если выполняется неравенство, связывающее параметры системы $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ и параметры воздействия $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$:

$$\Psi(\eta, \delta) > 0.$$

Случайные параметры $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ и $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ стохастически зависимы. Если их совместная плотность вероятности $p(\eta, \delta)$, то надежность

$$P = \int \dots \int_{\Omega_0} p(\eta, \delta) d\eta d\delta.$$

При расчете, например, вероятности внезапных отказов деталей, воспринимающих продольные силы, нагрузки характеризуются двумя случайными параметрами (силами N и эксцентриситетами ϵ_y), а свойства системы – параметром прочности R . Поэтому

$$P = \iiint_{\Omega_0} p(R, N, \epsilon_y) dR dN d\epsilon_y.$$

При расчете надежности деталей с трещинами условия нагружения характеризуются двумя параметрами (силами N и эксцентриситетами ϵ_y), а свойства системы – тремя (вязкостью разрушения – коэффициентом интенсивности напряжений, температурой T и сроком службы t_1). Надежность в этом случае зависит от пяти переменных параметров:

$$P = \iiint \dots \int \dots \int_{\Omega_0} p(R, N, \epsilon_y, t_1, T) dR dN d\epsilon_y dt_1 dT.$$

Существуют два вида методов расчета надежности, учитывающих физические причины отказов: один из них рассматривает надежность как вероятностную прочность, оперируя случайными величинами, другой – как вероятность невыброса случайного процесса за заданный уровень [23]. Показателем надежности в последнем случае является вероятность превышения несущей способности конструкции над действующими нагрузками. И несущая способность конструкции, и действующие нагрузки рассматриваются как случайные величины. Внезапные отказы возникают через некоторый промежуток времени T_B , который является случайной величиной (рис. 3.18).

Физика возникновения внезапных отказов носит характер случайных выбросов и не связана с постепенным накоплением повреждений: превышение предела текучести в каком-либо месте конструкции вследствие перегрузки, хрупкое разрушение, проявление технологических дефектов и др. Внезапные отказы проявляются внезапно, без предшествующих признаков разрушения и

не зависят от длительности работы конструкции, их невозможно предсказать.

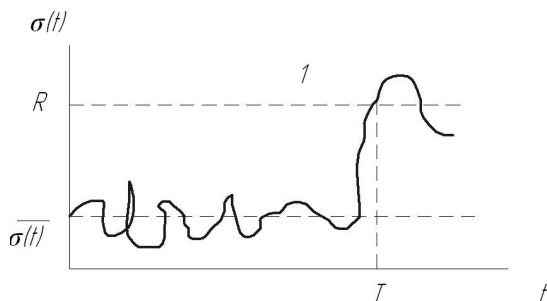


Рис. 3.18. Модель отказа как выброс случайного процесса за предельный уровень: 1 – момент отказа (точка выброса); R – несущая способность

Время появления внезапных отказов имеет экспоненциальное распределение. Постоянная интенсивность внезапных отказов в период нормальной эксплуатации является результатом воздействия многих случайных факторов при неизменных внешних условиях. Наиболее распространенной моделью экспоненциального распределения является модель «случайного выброса» параметра за установленный уровень (рис. 3.19).

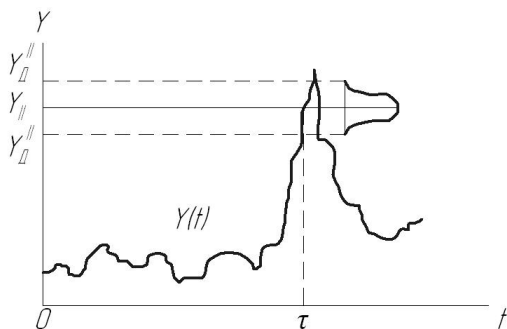


Рис. 3.19. Модель «случайного выброса»

Если принять, что допустимый уровень параметра (Y_D) достаточно высокий и постоянный, а также, что процесс изменения па-

раметра $Y(t)$ стационарный, то время до пересечения установленного уровня (τ) подчиняется экспоненциальному распределению. Такая же модель может быть применена для случая прочностных отказов, обусловленных случайными забросами напряжений (нагрузки) при постоянной статической нагрузке (модель «напряжение – прочность»), когда прочность для различных образцов изделий данного типа распределена по нормальному закону в некотором интервале $Y_D^{\text{II}} - Y_D^{\text{I}}$ (пунктирные линии на рис. 3.19).

Наряду со случайными флуктуациями параметров может иметь место и монотонное необратимое их изменение, связанное с постепенным накоплением повреждений (старением, износом или коррозией). Такие параметрические отказы называют постепенными. Постепенный отказ наступает при полном использовании ресурса объекта вследствие естественного старения или изнашивания материала.

Если известна закономерность процессов накопления повреждений, то можно избежать постепенного отказа изделия. Постепенный отказ не может быть предотвращен обеспечением выполнения правил эксплуатации. Ухудшение или улучшение условий эксплуатации может лишь замедлить или ускорить появление постепенного отказа. Полное исключение постепенных отказов возможно лишь профилактической заменой элементов, близких к предельному состоянию.

Вид распределения постепенных отказов зависит от физики процесса накопления повреждений (например, усталостных). Особое место среди «стареющих» законов распределения имеет нормальный закон.

Модели стареющих распределений часто связывают с процессом постепенного изменения критичного параметра, определяющего надежность изделия. При превышении критичным параметром $Y(t)$ некоторого допустимого уровня Y_D (момент времени τ) считается, что произошел параметрический отказ изделия (рис. 3.20).

Практические наблюдения поведения элементов показывают, что постепенное изменение их параметров вследствие физико-химической деградации имеет случайно-детерминированный характер. Случайная (варьирующая) составляющая обусловлена флук-

туациями температуры, давления, влажности окружающей среды, нагрузки. При нормальной эксплуатации эта составляющая пренебрежимо мала по сравнению с детерминированной, играющей основную роль в постепенном отказе.

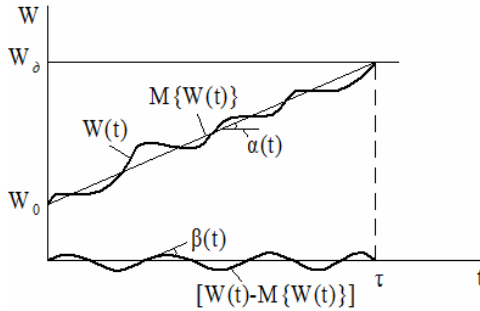


Рис. 3.20. Процесс изменения параметра при накоплении повреждений

При наличии необратимого деградационного процесса изменение параметра сохраняет постоянное направление и может быть представлено монотонной аналитической функцией времени $Y(t)$. Монотонность функции строго сохраняется, если ведущий механизм отказа остается постоянным. Нарушение плавного хода функции, смена направления процесса означает смену причин отказа или значительное накопление изменений, приводящее к качественному скачку в состоянии элемента.

Скорость изменения параметра $Y(t)$ можно представить в виде произведения некоторой детерминированной функции $\alpha(t)$ и случайного стационарного процесса $\beta(t)$. При этом можно считать, что математическое ожидание $M\{\beta(t)\} = 1$, тогда $M\{Y(t)\} = \alpha(t)$. Величина $Y(t) \geq 0$, причем нулевая скорость может иметь место лишь в отдельных точках. Для принятой модели математическое ожидание процесса изменения параметра равно

$$M\{Y(t)\} = \int_0^t \alpha(t) dt.$$

При однородном качестве элементов (т. е. при пренебрежимо малом начальном рассеивании параметра Y_0), постоянной средней скорости накопления повреждений и сильном перемешивании (пе-

реплетении) реализаций процесса накопления повреждений распределение времени до отказа τ является нормальным (рис. 3.21). Этот случай имеет место, когда скорость накопления повреждений определяется в основном существенно переменными внешними условиями, т. е. когда вариации τ обусловлены только случайностью протекания процесса накопления повреждений. Такая модель во многих случаях оказывается приемлемой для высоконадежных изделий с медленным процессом накопления повреждений.

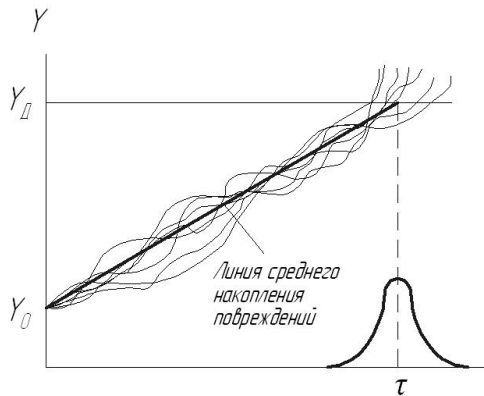


Рис. 3.21. Модель нормального распределения

Одним из возможных вариантов построения количественной модели надежности соединения или узла (элемента) является метод параметрической надежности, который характеризует способность элемента сохранять уровень рабочего параметра $Y(t)$ в поле допуска (α, β) в течение требуемого времени при заданных режимах и условиях работы. Математическим критерием постепенного отказа в данном случае будет нарушение неравенства $\alpha < Y(t) \leq \beta$, а количественной мерой надежности – вероятность выполнения этого условия в течение времени t , т. е.

$$F_{\Pi}(t) = P\{\alpha < Y(\xi) \leq \beta, \xi \leq t\}. \quad (3.13)$$

В определенных условиях характеристики параметрической надежности могут быть получены на основе знания интегральной или дифференциальной функций распределения определяющего

параметра $Y(t)$ в начальный момент времени $F_0(Y_0, t_0)$ или $f_0(Y_0, t_0)$ и функции его изменения во времени $Y(t) = \varphi(Y_0, t)$. Функция надежности $F_{\Pi}(t)$ при постепенных отказах будет результатом временного изменения статистического распределения параметра $Y(t)$.

Строго говоря, постепенный отказ фиксируется только после того, как параметры изделия выйдут за допустимые пределы ($\alpha < y_i < \beta$). Поэтому обычно утверждают, что эти отказы являются следствием механического износа деталей или старения.

Постепенные отказы зависят от физики процессов накопления повреждений и характеризуются процессами постепенного изменения параметра, определяющего надежность конструкции. Эти отказы возникают также вследствие длительных постепенных изменений основных характеристик соединений из-за старения, ухудшающего начальные параметры конструкции (износ, коррозия, усталость, ползучесть).

Необходимо подчеркнуть, что на практике в некоторых случаях очень трудно определить границу между внезапными и постепенными отказами. Иногда одни и те же виды отказов могут быть как внезапными, так и постепенными, в зависимости от физического механизма возникновения отказа данного вида. Для всех конструкций существует опасность выхода из строя из-за внезапных отказов и, кроме того, для ряда конструкций – из-за проявления постепенных отказов. В большинстве случаев внезапные и постепенные отказы полагают событиями независимыми, и количественные показатели безотказности при наличии тех или иных отказов рассматривают раздельно. Безотказность конструкции за время t заключается в выполнении двух условий: безотказности от внезапных повреждений $P_B(t)$ и безотказности от постепенных повреждений $P_{\Pi}(t)$ (рис. 3.22):

$$P(t) = P_B(t)P_{\Pi}(t).$$

На рис. 3.23 представлены кривые вероятности безотказной работы как при независимом, так и при совместном действии отказов.

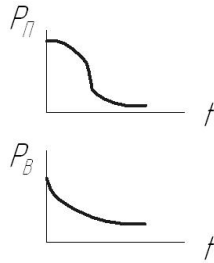


Рис. 3.22. Модель оценки надежности отдельного элемента механической системы

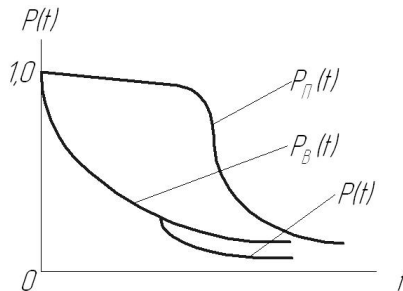


Рис. 3.23. Совместное влияние на надежность двух типов отказов

Переменяющийся отказ, или сбой, вызывается временно действующими причинами, вследствие чего в течение времени Δt_i в изделии возникают обратимые случайные изменения параметров изделий (флуктуации), вызванные их нагревом, механическими нагрузками и другими воздействиями.

Промежуточные отказы вызваны главным образом ошибками проектирования, плохой технологией изготовления, недостаточным контролем качества материалов и технологии.

Широко используют на практике вероятностные модели отказов элементов типа «параметр – граница работоспособности». В этих моделях отказом считается событие пересечения постепенно изменяющимся определяющим параметром элемента некоторой заданной границы работоспособности. В работах по надежности изделий существует несколько разновидностей наименований

модели отказов «параметр – граница работоспособности», например, модели «параметр – поле допуска», «нагрузка – прочность», «нагрузка – несущая способность» и т. п., сущность которых одна – выход определяющего параметра за некоторую границу, а различие чисто внешнее.

Математически задача оценки надежности элемента рассматривается как задача определения вероятностных характеристик момента первого пересечения случайным процессом $Y(t)$ границы работоспособности « a ».

Поясним это на простом примере. Пусть a – постоянная детерминированная величина, а случайный процесс изменения определяющего параметра Y представляет собой линейную функцию времени t (рис. 3.24) с одним случайным коэффициентом:

$$Y = Y_0 + \alpha t, \quad (3.14)$$

где α – скорость изменения параметра Y – постоянная величина; Y_0 – начальное (в момент $t = 0$) значение параметра Y – случайная величина, распределенная по известному закону распределения $\varphi(Y_0)$.

Очевидно, что случайный момент t пересечения процессом $Y(t)$ границы легко определяется из уравнения

$$a = Y_0 + \alpha t,$$

откуда

$$t = \frac{a - Y_0}{\alpha}.$$

Модели отказов типа «параметр – граница работоспособности» просты и наглядны. Однако их практическое использование для оценки надежности элемента существенно осложняется тем, что, во-первых, граница « a » может быть не только фиксированной детерминированной величиной, но и случайной величиной, а часто случайной функцией времени – случайным процессом $a(t)$, в общем случае нестационарным, зависящим от $Y(t)$; во-вторых, и это создает особую сложность, случайный процесс $Y(t)$ (в общем случае тоже нестационарный) и процесс $a(t)$ обычно точно не известны на этапе проектирования элемента. Поэтому приходится строить дополнительные гипотезы по более или менее адекватному математическому описанию процессов $Y(t)$ и $a(t)$. Это требует знания большого количества достаточно продолжительных реализаций

процессов $Y(t)$ или $a(t)$ и их специальной статистической обработки, что возможно только на этапе испытаний и хотя бы непродолжительной эксплуатации элемента.

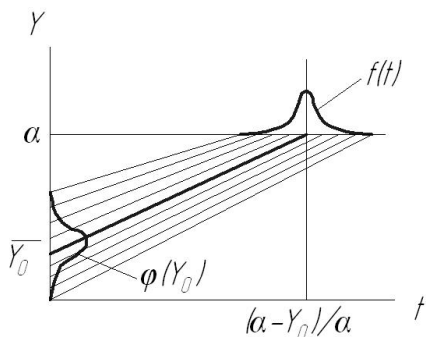


Рис. 3.24. Реализации случайного процесса $Y(t) = Y_0 + \alpha t$ при $\alpha = \text{const}$ и нормальной плотности $\varphi(Y_0)$ распределения начального значения Y_0

В силу отмеченных обстоятельств на этапе проектирования элемента для оценки его надежности идут на максимально возможное упрощение модели отказов путем приближенного описания процесса $Y(t)$ и границы $a(t)$.

Развитие технологии изготовления конструкций вызывает неизбежную эволюцию методов изучения их надежности: от статистических методов — к физическим, от исследования интенсивности отказов — к классификации отказов по видам и от нее — к созданию моделей механизмов отказов. Поскольку установить истинную зависимость определяющего параметра от времени не просто, зачастую прибегают к созданию приближенных моделей механизмов отказов.

В этом случае определяющий параметр изделия $Y(t)$ представляют в общем виде как функцию физико-химических параметров p_j , определяемых в зависимости от цели и условий исследования:

$$Y(t) = f(p_1, p_2, \dots, p_l), \quad (3.15)$$

причем каждый из p_j , в свою очередь, является функцией времени, температуры и целого ряда качественных характеристик J_i изделий

$$p_j = f_j(t, T, J_1, J_2, \dots, J_m). \quad (3.16)$$

Величины J_i связывают макроскопические изменения параметра $Y(t)$ с явлениями, происходящими на молекулярном, атомном или электронном уровнях. Предположим, что переменные t и T в (3.16) разделяются, т. е.

$$p_j = s_j(t, J_1, \dots, J_k) r_j(T, J_{k+1}, \dots, J_m). \quad (3.17)$$

Задачей создания модели отказа является аппроксимация каждой составляющей в (3.17) простыми аналитическими функциями. Составляющая $s_j(t)$ характеризует кинетику деградационного процесса, протекающего в соединении при постоянной температуре.

Общая скорость деградации, включающей несколько последовательных стадий, лимитируется наиболее медленной стадией. Например, кинетика окисления состоит из трех этапов: адсорбции ионов кислорода, диффузии их и непосредственно химической реакции окисления. Самая медленная стадия — диффузия в объеме — определяет скорость процесса в целом. Таким образом, доминирующим будет диффузионный механизм отказа. Знание основного механизма отказа дает возможность предсказывать вид временной зависимости параметра $Y(t)$, т. е. функции $s_j(t)$.

Изучение температурной составляющей $r_j(t)$ деградационного процесса обычно ведется с помощью так называемого «активационного комплекса», впервые введенного С.А. Аррениусом. При моделировании деградационных процессов постепенных отказов основные положения теории скоростей химических реакций часто используют при изучении процессов в твердом теле. Аналогия деградационных процессов химическим реакциям подсказывает простой способ моделирования температурной зависимости $r_j(T)$ в виде экспоненциальной функции

$$r_j(T) = A_j \exp(-Ea_j/kT). \quad (3.18)$$

Эта аналогия не формальна и находит практическое подтверждение в реальных процессах.

Статистическая теория скоростей пригодна для анализа простых процессов и реакций. Часто наблюдаемая энергия активации, определяемая по наклону линии Аррениуса, является сложной функцией энергий активации элементарных процессов, составляющих реальный сложный механизм отказа. В этом случае при-

менение модели Аррениуса имеет ограниченный смысл. Тот факт, что скорость процессов, характеризуемых низким уровнем энергии активации, слабо зависит от температуры, также ограничивает применение уравнения Аррениуса.

Интенсивность отказов (событий) $\lambda(t)$, т. е. частота появления отказов в некотором промежутке времени $[t, t + \Delta t]$ – функция, определяющая вероятность появления события в единицу времени в момент t при условии, что событие не появилось до момента t , с которого начинается этот интервал.

Для неремонтируемых изделий

$$\lambda(t) = n(t) / N(t) \Delta t,$$

где $n(t)$ – число изделий, отказавших за интервал времени Δt ; $N(t)$ – среднее число изделий, безотказно работающих в интервале времени Δt . Вместо времени можно использовать километры, число оборотов и др.

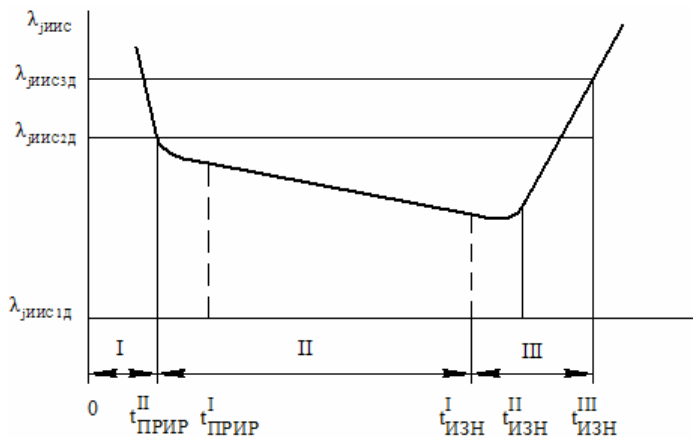


Рис. 3.25. Типичная л-характеристика

Для большинства технических изделий зависимость интенсивности отказов от времени имеет немонотонный характер и состоит из трех последовательных участков (рис. 3.25): I – приработочный участок с монотонно уменьшающейся интенсивностью отказов, обусловленный отказами элементов со скрытыми дефектами, не

выявляемыми контролем; II — относительно длительный участок «нормальной работы», на котором интенсивность отказов $\lambda \approx \text{const}$; III — участок износных отказов, на котором сказываются явления старения, накопления повреждений и др., и интенсивность отказов возрастает. Когда λ достигает некоторого уровня, дальнейшая эксплуатация нецелесообразна.

На отрезке $t_{\text{ПР}}^{\text{II}} - t_{\text{ИЗН}}^{\text{I}}$ (обычно это участок эксплуатации) $\lambda \approx \text{const}$ и вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp(-\lambda t).$$

Как известно, $\lambda \approx \text{const}$ соответствует случаю, когда время предшествующей работы изделия не влияет на вероятность его отказа в данный промежуток времени, т. е. для схемы только внезапных отказов. Такое положение кажется неоправданно идеализированным, особенно в области машиностроения, так как все изделия изнашиваются, стареют и вероятность их безотказной работы с течением времени падает. В период износа распределение времени безотказной работы подчиняется нормальному закону Гаусса или закону Вейбулла. Постепенные отказы имеют неравномерную интенсивность λ и начинают проявляться примерно в середине периода нормальной эксплуатации, затем их интенсивность возрастает и образуется поток отказов с параметром $\lambda_{\text{П}}(t) = \text{const}$

Первый участок обычно можно исключить путем введения тщательного контроля и приработки, а третий участок во многих случаях наступает через период времени, превышающий установленную длительность работы изделия.

Важность мгновенного значения интенсивности отказов состоит в том, что оно показывает изменение интенсивности отказов на протяжении срока службы некоторой совокупности конструкций. Например, два варианта конструкции могут иметь одинаковую вероятность безотказной работы в определенный момент времени, однако до этого момента их интенсивности отказов могут быть различными.

Интенсивность отказов можно определить как

$$\lambda = \frac{dq}{dt} \frac{1}{p} = \frac{dq}{dt} \frac{1}{(1-q)},$$

где p — вероятность отсутствия отказов; q — вероятность отказов.

При $q \rightarrow 0$:

$$\lambda \cong \frac{dq}{dt} = \frac{dq}{d(\Delta x)} \frac{d(\Delta x)}{dt},$$

где Δx – избыточность:

$$\Delta x = (\bar{x}_{\text{кр}0} - \Delta x_{\text{кр}}) - (x_{\text{p}0} + \Delta x_{\text{p}}),$$

следовательно,

$$d(\Delta x) = -d(\Delta \bar{x}_{\text{кр}}) - d(\Delta x_{\text{p}})$$

Изменение $\Delta \bar{x}_{\text{кр}}$ может происходить только вследствие внутренних изменений в материале: изменения состава из-за диффузии отдельных составляющих или испарения отдельных компонентов; изменения структуры при действии радиоактивных излучений и т. д.

Изменение Δx_{p} происходит вследствие физико-химических процессов (коррозии и т. п.), вызывающих уменьшение рабочего сечения или рабочей толщины материала, появления дополнительных напряжений при действии температуры, ускорений и других факторов. Так, в случае, когда на изменение механической прочности основное влияние оказывает, например, коррозия,

$$\Delta \bar{x}_{\text{кр}} \approx 0;$$

$$\Delta x_{\text{p}} = \Delta p = p_{\text{p}0} \Delta S / S_0.$$

Тогда

$$x_{\text{p}} = \frac{P}{S_0 - \Delta S} \approx \frac{P}{S_0} \left(1 + \frac{\Delta S}{S_0} \right) = p_{\text{p}0} + \Delta p,$$

где P – приложенное усилие; S_0 – начальная площадь сечения рассматриваемой части элемента; ΔS – изменение сечения.

Если имеется k физико-химических процессов, вызывающих отказы, то вероятность отказов имеет вид: $q_{\Sigma} = q_1 + q_2 + \dots + q_k$. Часто q_j для многих физико-химических процессов, протекающих в изделии при заданных условиях, настолько мало, что ими можно пренебречь (т. е. $q_{d+1} = \dots = q_k \approx 0$), и, следовательно, можно считать, что вместо

$$\frac{dq_{\Sigma}}{dt} = \frac{dq_1}{dt} + \frac{dq_2}{dt} + \dots + \frac{dq_k}{dt} \cong \lambda_{\Sigma} = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_k$$

справедливо

$$\lambda_{\Sigma} \cong \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_d.$$

Рассматривая основные физико-химические процессы, вызывающие отказы, можно найти для них зависимости типа

$$\lambda_{\Sigma}/\lambda_0 = f(\theta, P, \dots, z, \dots),$$

где θ – температура.

В случаях когда определяющую роль в накоплении повреждений играют термofлуктуационные процессы, можно принять, что [19]

$$\lambda = \left\{ \tau \exp \left[\frac{U}{RT} \left(1 - \frac{q}{q_*} \right) \right] \right\}^{-1}, \quad (3.19)$$

где τ – временная константа; U – энергия активации разрушения; R – универсальная постоянная; T – абсолютная температура; q – нагрузка; q_* – критическое значение нагрузки, при котором происходит мгновенное разрушение.

Доказано, что для однократного нагружения интенсивность отказов равна вероятности разрушения $\nu(1)$.

Действительно [22],

$$\lambda(t) = \frac{n(t)}{N(t)\Delta t};$$

$$\nu(1) = \sum_{\Delta t}^t \frac{n_i}{N_0},$$

где Δt – интервал времени (одно нагружение); $\nu(1)$ – вероятность отказа за одно нагружение.

Если N_{i-1} – число исправно работающих изделий в начале интервала времени Δt , N_i – число исправно работающих изделий в конце интервала времени Δt , то

$$N_{i-1} = N_i = N_0 = N(t).$$

Для однократного нагружения [22]

$$\sum_{\Delta t} n_i = n(t); \Delta t = 1.$$

После преобразований получаем, что интенсивность отказов λ равна вероятности отказов при однократном нагружении, т. е.

$$\lambda = \frac{n(t)}{N(t)\Delta t} = \sum_{\Delta t} \frac{n_i}{N_0} = \nu(1).$$

Тогда [22]

$$P(t) = e^{-\nu L_i} = \exp(-\nu L_i),$$

где L_i – число нагружений за время t_i .

Условия работы паяных соединений весьма разнообразны, и равнопрочность определяет не только собственно прочность, но и другие показатели, например коррозионную стойкость, вакуумную плотность и т. д. Зная условия эксплуатации соединения, можно выбрать наиболее вероятное сочетание возможных отказов или один преобладающий отказ. По В.Н. Волченко, работоспособность соединения по сравнению с основным материалом для условий преобладающего отказа следует определять по относительным коэффициентам качества K . Например, при вероятности отказа вследствие нарушения статической или вибрационной прочности, коррозионной стойкости коэффициент качества K получим по формулам

$$K_{\text{СТАТ}} = \sigma^1/\sigma; \quad K_{\text{ВИБР}} = \sigma_r^1/\sigma_r; \quad K_{\text{КОРР}} = V_K/V_K^1,$$

где σ, σ_r – прочность основного материала (статическая и вибрационная); σ^1, σ_r^1 – прочность соединения, выполненного заданным методом пайки; V_K, V_K^1 – скорость коррозии основного материала и паяного соединения.

Контрольные вопросы

1. Понятия «отказ» и «повреждение».
2. Схема формирования отказа.
3. Признаки (критерии) отказа.
4. Характеристики внезапного отказа.
5. Модель «случайного выброса».
6. Характеристики постепенного отказа.
7. Схема создания моделей механизмов отказов.
8. Интенсивность отказов.

3.3. Предельные состояния паяных соединений и узлов

Изучение процессов, которые приводят к изменению показателей качества изделий и их элементов, наиболее полно можно провести лишь в рамках системного подхода при анализе системы «изделие – среда».

Необходимость системного подхода при изучении сложных систем вытекает из рассмотрения принципов, к которым относятся

целостность, структурность, взаимозависимость системы и среды, иерархичность, множественность описания каждой системы и др.

Целостность – принципиальная несводимость свойств системы к сумме свойств составляющих ее элементов и невыводимость свойств системы из свойств составляющих ее элементов, так как свойства объекта как целостной системы определяются не столько суммированием свойств его отдельных элементов, сколько свойствами его структуры.

Взаимозависимость системы и среды состоит в том, что система формирует и проявляет свои свойства в процессе взаимодействия со средой, являясь при этом ведущим компонентом взаимодействия.

Множественность описания каждой системы состоит в том, что вследствие сложности системы ее адекватное познание требует построения множества различных моделей, каждая из которых описывает лишь определенный аспект системы. Например, при изучении надежности рассматривается модель эксплуатации невозстанавливаемых изделий для определения вероятностных характеристик ресурса и срока службы изделий, а также наработки до первого отказа.

При исследовании надежности принято изучаемые объекты или изделия разделять на системы и их элементы.

Система (физическая система) – множество элементов, находящихся в отношениях и связях между собой, которое образует определенную целостность, единство. Применительно к техническим объектам система – устройство, имеющее самостоятельное конструктивное и эксплуатационное назначение и состоящее из соединенных между собой деталей и узлов (элементов).

Элементом конструкции является наименьшая самостоятельная конструктивная единица, для которой применимы расчетные схемы механики твердого тела и разрушение которой означает отказ конструкции в целом. Деление конструкции на элементы осуществляется в соответствии с расчетными схемами строительной механики, то есть выделяются такие части конструкции, которые представляют собой балку, пластину, оболочку и т. п.

Отдельно рассматриваются различного рода соединения: сварные или паяные, болтовые, клеевые и т. д. В свою очередь, каждый

элемент может быть также расчленен на составные части с особыми свойствами (например, основной металл, галтель, зона отжига, спай и т. д.). Таким образом, деление конструкции на элементы имеет условный характер.

В качестве элемента можно рассматривать также каждое сечение паяного соединения. Необходимо учитывать зависимость между сечениями по несущей способности, так как все сечения зависимы между собой. Статистических данных для определения зависимости между сечениями нет. Допущение, что зависимость между сечениями полная, приводит к необходимости рассматривать лишь одно сечение, наиболее слабое во всей конструкции. Единственная возможность – отнести, например, ко всему изделию сведения о вероятностной прочности, полученные по разрушающим испытаниям образцов, вырезаемых из изделия, а сечения, где действуют наибольшие внешние нагрузки, определять путем детерминированных расчетов на прочность [18].

Совершенно ясно, что такие соединения должны проектироваться и изготавливаться по принципу полной гарантии надежности. Надежность каждого элемента также должна гарантироваться полностью.

Иногда применяется термин «узел», то есть соединение нескольких элементов, сопрягающихся между собой и имеющих несколько сопряженных поверхностей.

Необходимо помнить, что конструкции состоят из множества однотипных элементов: листов, балок, ребер, швов и т. д. Следовательно, должны быть единые зависимости, связывающие надежность элемента и системы элементов, единые подходы к изучению сложной конструкции.

Важная задача современной теории надежности состоит в оценке вероятности отказа конструкции по вероятностям отказов отдельных ее элементов и узлов. Особенно это необходимо при определении вероятности отказа соединений, работающих в агрессивных средах (рис. 3.26). В результате воздействия эксплуатационных факторов наступает отказ (часто внезапный) определенной зоны соединения. Отказавшее соединение (элемент конструкции) вызывает сложное перераспределение усилий, при этом некоторые

элементы переходят на усиленный режим работы, что обычно приводит к преждевременному выходу из строя конструкции. Поэтому взаимодействие элементов в отношении надежности следует рассматривать с помощью структурной схемы.

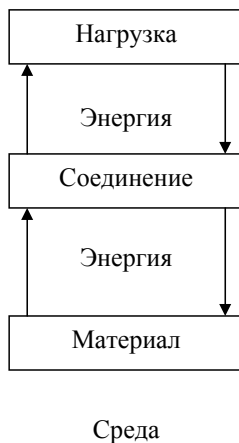


Рис. 3.26. Схема связи между соединением, нагрузкой и средой

Большинство соединений входит в том или ином виде в состав конструкции, машины или другого изделия.

Если бы прочность всех элементов соединения могла быть рассчитана и обеспечена с одинаковой степенью точности, то проектирование целесообразно было бы вести по условию равной прочности. Но практически это неосуществимо.

С учетом физического процесса разрушения паяное соединение можно представить как статистический ансамбль большого числа первичных элементов, каждый из которых в той или иной мере является ответственным за прочность соединения в целом. Под действием механических напряжений и других факторов происходит постепенное разрушение этих элементов. Если для паяного соединения элементами являются отдельные сечения, то отказ (разрушение) любого из них приводит к отказу системы (соединения).

Такое соединение элементов называется последовательным (рис. 3.27).

Очевидно, вопросы надежности паяных соединений необходимо рассматривать с учетом концепции «слабого звена», наименее стойкого к воздействиям различных факторов. Тогда функциональная связь между уровнем надежности соединения H и уровнем надежности его элементов будет математически выражаться следующим образом:

$$H = \Phi[F(r_i, \tau_i, N), U(r_i, \tau_i, N)],$$

где $F(r_i, \tau_i, N)$ – функциональное представление структуры соединения и взаимосвязи элементов в течение некоторого отрезка времени τ_i ; r_i – показатель надежности i -го элемента; N – число элементов (особых зон) в соединении; U – оператор, учитывающий степень влияния управляемых факторов на уровень надежности соединения.

$$[P_1(t)] \rightarrow [P_2(t)] \rightarrow [P_3(t)] \rightarrow [P_4(t)]$$

Рис. 3.27. Изменение состояния системы при последовательном соединении элементов

Многообразие процессов приближения состояния конструкции к предельному состоянию можно свести к двум схемам: мгновенному разрушению и накоплению повреждений. Задача расчета надежности элементов паяной конструкции в случае одного возможного предельного состояния упрощается, если пренебречь различием напряженно-деформированного состояния в разных объемах (сечениях) конструкции. Но в этом случае рассчитывать надежность следует применительно к «слабой» зоне, в которой состояние конструкции наиболее близко к предельному. Поскольку в остальных зонах соединения вероятность разрушения меньше, чем в «слабой», т. е. в них имеется некоторый «запас по надежности», конструкция излишне утяжеляется. Кроме того, расчет надежности в общей пространственно-временной постановке – чрезвычайно трудоемкая задача.

Поэтому для практики рекомендуют обеспечивать равнонадежность конструкции методом последовательных приближений: определять вероятность неразрушения не только в «слабой», но и в других характерных зонах конструкции, уравнивать запас по надежности в них изменением геометрических параметров конс-

трукции, например толщины стенки, и повторять затем расчет вероятности неразрушения. «Слабую» зону можно выявить детерминированным прочностным расчетом.

При оценке условий перехода материала из одного состояния в другое необходимо четко разграничить возникновение пластических деформаций и начало разрушения. Иногда начало образования пластической деформации используется в качестве критерия прочности, а прочность – в качестве критерия образования пластической деформации. Например, теория максимальных касательных напряжений (третья теория предельных состояний) или теория энергии формоизменения (четвертая теория) для пластичных материалов определяют только условия перехода из упругого состояния в пластическое (условия разрушения оценить нельзя). От появления первых пластических деформаций до момента полного разрушения повреждение представляет собой случайный процесс. Число и свойства единичных элементов, из которых состоит паяное соединение, в общей совокупности можно охарактеризовать лишь при помощи некоторого распределения вероятностей. Тогда вероятность безотказной работы паяного соединения в пределах заданной наработки определится как

$$P(t) = P_1(t)P_2(t), \dots, P_n(t), \quad (3.20)$$

где $P_i(t)$ – вероятность безотказной работы i -го элемента.

Если наблюдается экспоненциальное распределение отказов элементов, то закон распределения отказов паяного соединения как системы также подчиняется экспоненциальному закону с параметрами

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n. \quad (3.21)$$

Если обозначить через T_{1c} среднюю наработку до отказа системы, а через T_{1k} – среднюю наработку до отказа k -го элемента, то

$$T_{1c} = \left(\frac{1}{T_{11}} + \dots + \frac{1}{T_{1n}} \right)^{-1}. \quad (3.22)$$

Вероятность отказа для рассматриваемой системы за период наработки t приближенно определится как

$$Q(t) \approx Q_1(t) + Q_2(t) + \dots + Q_n(t). \quad (3.23)$$

Если выход из строя (отказ) одного элемента влечет за собой отказ всей конструкции в целом, то, очевидно, возможность безотказной эксплуатации будет резко уменьшаться с усложнением конструкции.

Под состоянием элемента понимают совокупность его внутренних свойств, определяемых взаимосвязью процессов, происходящих в нем в некоторый момент времени. Состояние объекта в условиях его функционирования с окружающей средой в каждый момент времени можно определить с помощью вектора \bar{c} – элемента пространства состояний S . Каждой реализации процесса $\bar{c}(t)$ соответствует некоторая траектория в пространстве состояний S , так называемое S -фазовое пространство. Здесь t не только физическое время, но и любой монотонно возрастающий параметр, который является независимой переменной при описании функционирования объекта.

Внешние воздействия на объект характеризуем векторным процессом $\bar{q}(t)$, где \bar{q} – вектор воздействий из соответствующего пространства воздействий Q . Уравнение состояния объекта запишем в общем виде [19]:

$$\bar{c}(t) = H[\bar{q}(t)],$$

где H – некоторый оператор, реализующий выбранную расчетную схему и метод расчета.

Технические условия эксплуатации, требования эффективности, экономичности и безопасности накладывают ограничения как на параметры состояния объекта, так и на некоторые другие параметры. Совокупность этих параметров образует вектор качества \bar{v} в пространстве качества V . Каждой траектории $\bar{c}(t)$ в пространстве S соответствует траектория $\bar{v}(t)$ в пространстве V . В общем случае связь между вектором состояний и вектором качества имеет вид

$$\bar{v} = E[\bar{c}],$$

где E – оператор.

Паяная конструкция как динамическая система изменяет свое состояние во времени и в разное время может находиться в различных состояниях. Переходы конструкции из одного состояния в другое с течением времени вызываются различными случайными факторами (управляемыми, частично управляемыми, неуправляе-

мыми, даже неизвестными) и предполагаются возможными только из предыдущего состояния в последующее, то есть по схеме $C_0 \rightarrow C_1 \rightarrow \dots \rightarrow C_k \rightarrow C_n$. Переход в предельное состояние происходит в случайные моменты времени, а ресурс, соответственно, является случайной величиной, принимающей для узлов одного типа заранее неизвестные значения.

Модель функционирования как зависимость параметров состояния C_v от возмущений X_i представляет собой систему s обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка и $(n - s)$ алгебраических уравнений связи [24]

$$\left. \begin{aligned} dC_v / dt = F_\ell(C_v, X_i, t); \\ \varphi_r(C_v, X_i, t) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

где $i = 1, 2, \dots, k$; $v = 1, 2, \dots, n$; $\ell = 1, 2, \dots, s$; $r = s + 1, \dots, n$.

Символы F_ℓ и φ_r – известные функциональные зависимости. Возмущающие параметры X_i – случайные величины, в общем случае коррелированные.

Возможность состояния системы и направления возможных переходов системы из одного состояния в другое показывает граф состояний. На рис. 3.28 показан ориентированный граф состояний системы, имеющей четыре возможных состояния C_1, C_2, C_3, C_4 .

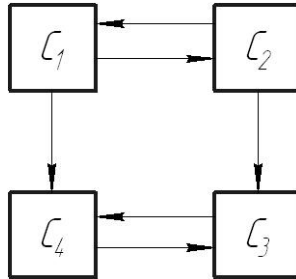


Рис. 3.28. Ориентированный граф состояний системы

Наибольший интерес с точки зрения теории надежности представляет переход изделия из работоспособного состояния в неработоспособное и наоборот (рис. 3.29).

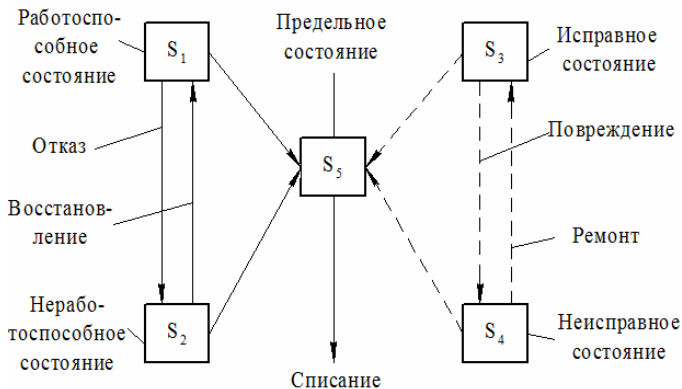


Рис. 3.29. Упрощенный граф состояний изделия в системе эксплуатации

От схемы мгновенного разрушения принципиально отличается схема накопления повреждений, характеризуемая монотонным необратимым характером приближения элемента к предельному состоянию. В качестве параметра состояния принимают суммарное относительное повреждение [7]

$$D = \sum_i (\theta_i / \theta_{i\text{пп}}), \quad (3.25)$$

где θ_i — мера повреждений, накопленных конструкцией на i -м этапе эксплуатации; $\theta_{i\text{пп}}$ — предельная мера повреждения в условиях i -го этапа.

За меру повреждения θ_i можно принимать деформацию, полученную на i -м этапе, число циклов нагружения, если возможно усталостное разрушение, либо время действия нагрузки i -го типа. Предельным значением $\theta_{i\text{пп}}$ является соответственно допустимая деформация, число циклов i -го типа (с i -й амплитудой и частотой), доводящее конструкцию до разрушения, либо время, необходимое для разрушения конструкции под действием нагрузки i -го типа.

Если напряженно-деформированное состояние во всех точках конструкции считать одинаковым, то координаты исключаются из рассмотрения и случайные функции вырождаются в случайные процессы.

Типичный пример накопления повреждений — усталость конструкции при нагружении циклическими нагрузками.

Для оценки повреждаемости конструкции в условиях циклического нагружения в большинстве практических случаев используется линейная теория суммирования повреждений. Хотя предпосылки этой теории строго не выполняются, тем не менее она получила широкое распространение. В теории линейного накопления повреждений считается, что разрушение при циклических нагрузках произойдет, когда сумма относительных повреждений будет равна единице:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = 1,$$

где n_i — число циклов напряжений с амплитудой σ_i ; N_i — разрушающее число циклов напряжений с амплитудой σ_i .

Условие усталостной прочности отдельного элемента имеет форму неравенства $\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \leq 1$, которое определяет область прочности конструкции. Граница области прочности представляет собой некоторую граничную плоскость в ортогональном пространстве, оси которого представляют собой числа циклов напряжений различной амплитуды. В двумерном случае ($k = 2$) граничная плоскость вырождается в прямую.

Пусть для элемента существует некоторый параметр Y , случайно изменяющийся в процессе эксплуатации, величина которого характеризует старение элемента технической системы и определяет его надежность. Назовем этот параметр определяющим. При достижении известного критического значения « a » такого параметра элемент теряет работоспособность — переходит в состояние отказа (или в предельное состояние).

Допустим, исследуется n изделий, которые характеризуются некоторым параметром $Y(\tau)$ и считаются работоспособными при выполнении условия $Y(\tau) \geq Y_{\text{кр}}$ (рис. 3.30).

Для некоторого значения наработки x_1 площадь под кривой (рис. 3.31), лежащая слева от точки x_1 , определяет вероятность $F(X_1)$ появления отказов на интервале $(0; x_1)$, а площадь, лежащая справа от x_1 , — вероятность $P(x_1)$ того, что на том же интервале отказов не будет.

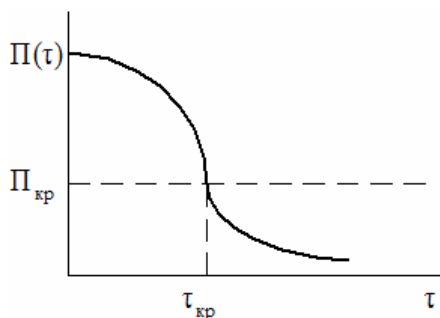


Рис. 3.30. Реализация функции $Y(\tau)$

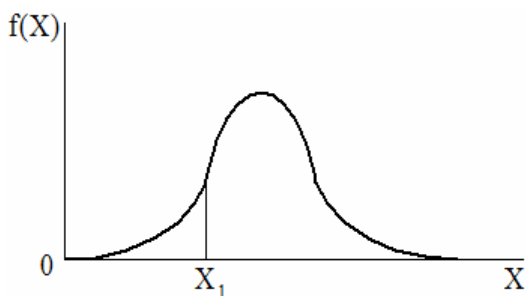


Рис. 3.31. Кривая плотности распределения

В силу различных технологических причин эти изделия в исходном состоянии не будут абсолютно одинаковыми, т. е. каждое i -е изделие будет характеризоваться своим значением $Y_i(\tau)$. Таким образом, уже в исходном состоянии будем иметь некоторое распределение значений параметров Y_0 . Вследствие процессов старения наблюдается изменение (для определенности — уменьшение) искомого параметра. Очевидно, что параметр каждого из изделий будет изменяться совершенно индивидуально в зависимости от $Y(\tau)$, как это показано на рис. 3.32.

Совокупность значений времени, при которых параметр $Y(\tau)$ каждого из изделий достигает критического значения $Y_{кр}$ дает распределение отказов во времени. Практически нагрузка и несущая способность являются случайными величинами, имеющими различные законы распределения, и описываются известными в теории вероятностей и математической статистики кривыми распределения.

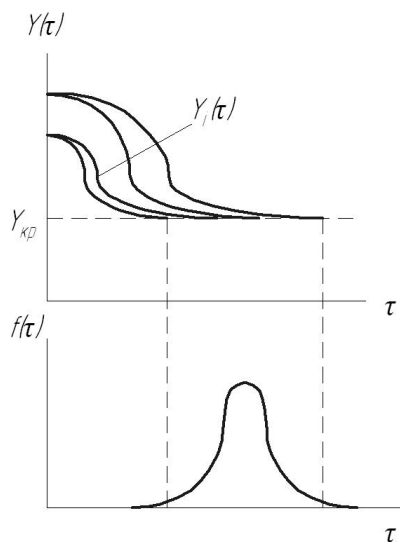


Рис. 3.32. Реализация функций $Y(\tau)$

При расчете прочности паяных соединений и узлов следует учитывать два основных положения.

Во-первых, необходимо определить условия перехода паяного соединения или узла в предельное состояние (разрушение, достижение недопустимых деформаций и др.), располагая достаточно обоснованной теорией прочности.

Во-вторых, необходимо определить вероятность перехода паяного узла в предельное состояние, учитывая статистический характер как механических характеристик материалов, так и характер и изменчивость внешних нагрузок.

Возможны несколько предельных состояний конструкции. На практике достаточно ограничиться рассмотрением двух-трех предельных состояний или только одного. Например, при нагружении сосуда осевой сжимающей силой и изгибающим моментом возможна потеря прочности и устойчивости; для баллонов и трубопроводов, нагруженных внутренним избыточным давлением газа или жидкости, — потеря прочности. При наличии нескольких предельных состояний вероятность их одновременного наступления крайне мала. Возможные предельные состояния зависимы. Неучет корреляционных связей при достаточно высокой надежности конс-

трукции вносит незначительную погрешность, вполне допустимую в расчетах первого приближения.

Под внешней нагрузкой, действующей на элемент конструкции, понимают эксплуатационную нагрузку. При детерминированном расчете на прочность учитывают коэффициенты безопасности, при вероятностной оценке рассматривают вероятностные характеристики, изменяющиеся в широких пределах.

С математической точки зрения внешние нагрузки описываются случайными величинами с заданными законами распределения, случайными процессами, случайными полями или пространственно-временными случайными функциями.

В пределах каждого типа нагрузки могут быть классифицированы по различным признакам. Так, нагрузки, задаваемые в виде случайных процессов, могут быть стационарными или нестационарными, скалярными или векторными, одномерными или многомерными, дискретными или непрерывными, кратковременными или длительными и т. д. [25]. Учитывая случайный характер механических свойств материалов, внешних нагрузок, параметров рабочих сред и прочих факторов, необходимо рассматривать долговечность конструкций как случайную величину.

При расчете надежности элемента конструкции следует знать его несущую способность и действующие на него нагрузки. Под несущей способностью понимают совокупность нагрузок (как внешних, так и внутренних), которая приводит элемент и конструкцию к разрушению. В самом общем случае под несущей способностью элемента конструкции понимается случайный процесс

$$R(t) = \sigma_{\text{доп}}(t)S,$$

где $\sigma_{\text{доп}}(t)$ — допустимые напряжения в конструкции; S — функция геометрических параметров (случайная величина) (площадь рабочего сечения, момент инерции, осевой или полярный момент сопротивления и т. д.).

В зависимости от действующей нагрузки допустимым напряжением может быть предел прочности при растяжении, критическое напряжение при местной или общей устойчивости, предел выносливости, предельные касательные напряжения и т. д. Это в том случае, когда под отказом конструкции понимают физическое

разрушение. Но отказом можно условно считать превышение ранее заданного напряжения, не приводящего к разрушению, например предела пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}(t)$ или условного предела текучести $\sigma_{0,2}(t)$.

Часто несущая способность выражается в виде граничной поверхности (или кривой) в пространстве нагрузок, отделяющей область работоспособных состояний от области отказов. Условием прочности является невыход траектории нагружения за пределы области прочного состояния (рис. 3.33). В случае нагружения элемента одной нагрузкой граничная кривая вырождается в точку.

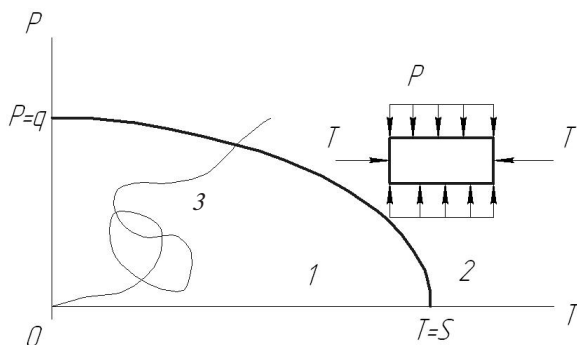


Рис. 3.33. Граничная кривая статической устойчивости цилиндрической оболочки: 1 – область прочного состояния; 2 – область непрочного состояния; 3 – траектория нагружения

В реальных условиях возможны различные варианты соотношений нагрузки и прочности (рис. 3.34).

Интенсивность разрушения узлов и конструкций существенно изменяется даже при небольшом изменении уровня действующих напряжений.

Условие прочности конструкции:

$$R \geq y,$$

где R – характеристика прочности материала ($\sigma_{0,2}$, σ_B); y – напряжения в элементе конструкции.

Вероятностный (статистический) подход к расчетам конструкций базируется на том, что состояние конструкции в условиях эксплуатации может быть охарактеризовано конечным числом случай-

ных независимых параметров x_1, x_2, \dots, x_n . Одни из так называемых определяющих параметров относятся к внешней нагрузке (x_{iS}), другие (x_{iR}) — к несущей способности материала в конструкции, третьи — к условиям расчета, эксплуатации и т. п. Влиянием детерминированных параметров, реализуемых в точном соответствии с расчетом или с малыми допусками, можно пренебречь.

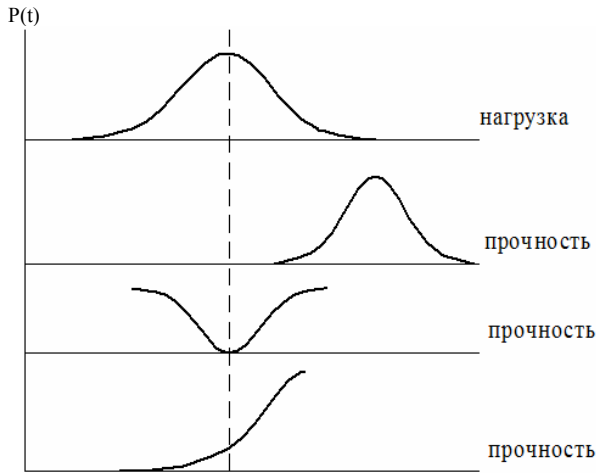


Рис. 3.34. Некоторые варианты соотношений нагрузки и прочности

Условие $S < R$ недопустимости предельного состояния с учетом вероятностного характера величин нагрузок S и сопротивляемости R можно представить в виде

$$u(x_i) = R(x_{iR}) - S(x_{iS}) > 0.$$

Для расчетов надежности следует определить характеристики случайных процессов изменения напряжений σ по известным характеристикам нагрузок. Если узел находится в линейном напряженном состоянии под действием k нагрузок $S_i(t)$, то связь между нагрузками и $\sigma(t)$ определяется зависимостью

$$\sigma(t) = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^k A_i(t) S_i(t),$$

где F — геометрический фактор расчетной площади сечения детали; $A_i(t)$ — так называемая передаточная функция от внешней нагрузки

$S_i(t)$, равная отношению усилия $H_i(t)$, вызываемого в соединении нагрузкой $S_i(t)$, к этой нагрузке, то есть

$$A_i(t) = \frac{H_i(t)}{S_i(t)}.$$

Передаточная функция нагрузки может быть неслучайной (детерминированной) величиной, детерминированной функцией, случайной величиной, случайной функцией.

Каждому сочетанию i факторов соответствует некоторая вероятность появления P_i . Чтобы определить суммарный закон распределения $f(S)$ при всех рассматриваемых сочетаниях факторов, используется теория случайных смесей, согласно которой

$$f(S) = \prod_{i=0}^n P_i f_i(S),$$

где n – количество возможных сочетаний факторов.

Средний уровень нагрузок определяется по зависимости

$$\langle S \rangle = \prod_{i=1}^n P_i \langle S_i \rangle,$$

где $\langle S_i \rangle$ – математическое ожидание при i -м сочетании факторов; P_i – некоторая вероятность появления сочетания i факторов.

Так как несущая способность R и нагрузка S – случайные величины, то условие работоспособности соединения

$$S(t) \leq R(t).$$

В этом смысле случайной величиной является и коэффициент запаса

$$n(t) = \frac{R(t)}{S(t)}.$$

В качестве параметра состояния по схеме мгновенного разрушения можно принять разность несущей способности и нагрузки

$$Z = R - S \tag{3.26}$$

или их отношение (коэффициент запаса)

$$K = R/S. \tag{3.27}$$

Для (3.26) вероятность неразрушения

$$P = \text{вер}\{Z > 0\}. \tag{3.28}$$

Для (3.27)

$$P = \text{вер}\{K > 1\}. \quad (3.29)$$

В качестве нагрузки и несущей способности должны быть приняты одни и те же физические параметры, например, если S – рабочее давление, то R – давление разрушения; если S – сжимающее усилие, то R – критическая сила потери устойчивости и т. п. Выбор той или иной пары параметров в качестве S и R в известной мере произволен. Так, для сферического баллона диаметром D_b и толщиной стенки δ , нагруженного внутренним давлением p , можно считать нагрузкой давление p , напряжение $p \cdot D/(4\delta)$ или усилие $pD^2/4$, представляя несущую способность соответственно как разрушающее давление, предел прочности или разрушающее усилие. Все три варианта правомерны, но в первом из них более четко разделены внешнее воздействие и параметры конструкции.

При расчете надежности конструкций широко применяют как разностный параметр состояния Z , так и коэффициент запаса K . Преимущество коэффициента K состоит в его безразмерности и независимости от конструктивных особенностей, видов нагружения и форм разрушений элемента, что удобно, в частности, для сравнения различных конструктивных решений. С точки зрения простоты расчета предпочтительнее разностный параметр состояния, поскольку закон его распределения находят как композицию законов распределения несущей способности и нагрузки. Применение же коэффициента запаса связано с необходимостью нахождения закона распределения отношения случайных величин или функций, т. е. нелинейным преобразованием распределений.

Наиболее общий метод теории надежности, основанный на теории множеств, создан В.В. Болотиным. Согласно этому методу вводится некоторое пространство качества системы V , область допустимых состояний системы Ω_0 и траектория $v(t)$ изменения качества системы во времени. Выход траектории $v(t)$ из области допустимых состояний трактуется как отказ системы.

Метод, учитывающий нестабильность показателей безотказности, определяет вероятность нахождения выходных характеристик системы в допустимых пределах в течение времени $(0, t)$ и позволяет определить вероятность $P\{t, D\}$ нахождения и среднее время $T_{cp}(D)$

нахождения выходной характеристики Y_i в границах области D при условии, что в момент $t = 0$ она находилась в этой области. Границы области D определяются требованиями, предъявляемыми к выходным характеристикам изделия, и могут быть определены из условий точности, устойчивости или другой характеристики изделия.

Относительное число фазовых точек «облака», расположенных внутри области V^* , представляет вероятность того, что случайное напряжение в точке M^* области фазового пространства напряжений не выходит за предельную поверхность S [16]:

$$P(R) = \int_{V^*} f(X; R) dX,$$

где V^* – область фазового пространства напряжений с границей S , включающая начало отсчета – точку 0; $f(R)$ – плотность «облака» фазовых точек; X – совокупность шести координат фазового пространства напряжений; R – совокупность параметров плотности распределения (моментов различных порядков); dX – элемент шестимерного пространства напряжений. Предельная поверхность S , рассматриваемая как детерминированная, случайна.

Общий вид условия неразрушения

$$U = f(\bar{\sigma}^*, \bar{\varepsilon}^*, \bar{\sigma}_D^*, \bar{\varepsilon}_D^*) > 0,$$

где $\bar{\sigma}^* = f_\sigma(x, y, z, t)$ – поле напряжений; $\bar{\varepsilon}^* = f_\varepsilon(x, y, z, t)$ – поле деформаций; $\bar{\sigma}_D^*$, $\bar{\varepsilon}_D^*$ – поля допустимых значений для напряжений и деформаций; $t \in [t_0, t_p]$ – отрезок времени от начала t_0 функционирования до момента t_p его окончания; x, y, z – координаты точки паяного узла (конструкции).

Девять компонентов напряжений полностью определяют напряженное состояние и образуют тензор напряжений

$$T_\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}.$$

Из закона взаимности (парности) касательных напряжений

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}; \quad \tau_{xz} = \tau_{zx}; \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}.$$

Следовательно, для полного определения напряженного состояния в рассматриваемой точке необходимо знать не девять, а шесть величин:

$$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{zx} = \tau_{xz}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$$

это так называемое шестимерное фазовое пространство напряжений.

Предельное состояние металла в трехмерном фазовом пространстве главных напряжений может быть представлено предельной поверхностью S (рис. 3.35). Например, по первой теории прочности S представляет поверхность хрупкого разрушения. Элементарный расчет на прочность заключается в следующем. Проведем из начала координат 0 через точку M^* полупрямую M_1^* до точки M_1^* на поверхности S . Отношение M_1^*/M^* при простом нагружении тела представляет «запас прочности» (рис. 3.35). Если положение точки M^* определено однозначно (T_σ детерминирован), то для определения этого положения решается классическая (детерминированная) задача.

Если T_σ случайный в окрестности точки M^* , его реализации в фазовом пространстве образуют «облако» фазовых точек, имеющих переменную плотность совместного распределения T_σ .

Для элементов, находящихся в сложном напряженном состоянии, за отказ предлагают принимать вероятность того, что коэффициент безопасности

$$\gamma = 1 - \frac{\text{действующее напряжение}}{\text{допустимое напряжение}}$$

не будет меньше нуля.

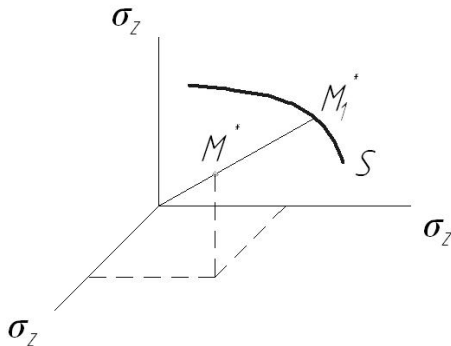


Рис. 3.35. Предельное состояние металла в трехмерном фазовом пространстве главных напряжений

Действующее напряжение рассматривается как случайный вектор напряжений

$$z(t) = \tau(t)i + \sigma(t)j,$$

составляющие которого [$\tau(t)$ – касательные, $\sigma(t)$ – нормальные напряжения] распределены по закону Гаусса; допускаемые напряжения являются функцией величины и направления вектора.

Для плоской задачи теории упругости в качестве элементов пространства естественно выбрать главные напряжения $\sigma_1(t)$ и $\sigma_2(t)$ в некоторой характерной точке. Требование отсутствия пластических деформаций определяет допустимую область в виде, например, шестиугольника Треска – Сен-Венана или эллипса Мизеса (рис. 3.36).

При использовании критерия Мизеса вероятность безотказной работы находится как вероятность невыброса двумерного процесса $v(t) = \{\sigma_1(t), \sigma_2(t)\}$ из эллиптической области:

$$P(t) = P\{\sqrt{\sigma_1^2(t) + \sigma_2^2(t) - \sigma_1(t)\sigma_2(t)} < \sigma_{0,2}; \quad t \in [0, T]\}.$$

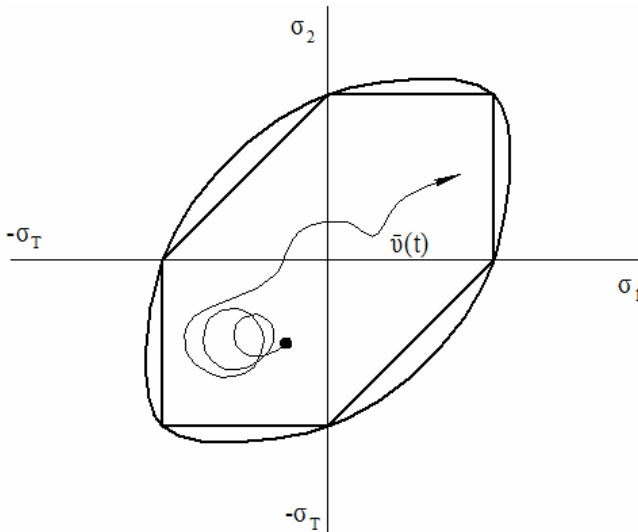


Рис. 3.36. Шестиугольник Треска – Сен-Венана и эллипс Мизеса

Изделие в процессе хранения и эксплуатации может находиться или в работоспособном, или в неработоспособном состоянии; время пребывания изделия в любом из этих состояний является непрерывной случайной величиной.

Под работоспособностью паяных конструкций будем понимать их способность сопротивляться наступлению тех предельных состояний, которые ограничивают их нормальную эксплуатацию. Возможно существование нескольких уровней предельных состояний, каждый из которых характеризуется своей степенью опасности последствий отказа, например, один уровень определяет параметрический отказ, а другой – отказ функционирования.

Это не только предельные состояния, наступление которых связано с действием нагрузок, но также и такие, как коррозионная стойкость, герметичность и др.

При оценке работоспособности паяного изделия необходимо исходить из анализа процесса возникновения и развития разрушения с учетом его специфики в каждом отдельном случае. Сложность такого анализа определяется многообразием сочетания факторов, оказывающих влияние на процесс разрушения.

Надежность изделия определяется соотношением областей работоспособности (областей допустимых значений выходных параметров) и состояния (областей возможных значений параметров). Очевидна необходимость всестороннего исследования работоспособности новых материалов в различных паяных изделиях и узлах при различных условиях нагружения. Особенно важно оценить действительно необходимый уровень работоспособности. При чересчур высоких предъявляемых требованиях можно «запоздать» с созданием нового материала и конструкции. Наоборот, существует опасность при необоснованно низких требованиях резко снизить прочность конструкции, причем (что особенно опасно) это снижение не будет определяться расчетом. Работоспособность не касается требований, не влияющих на эксплуатационные показатели, например, дефекты окраски и т. п.

Контрольные вопросы

1. Необходимость системного подхода при изучении надежности паяных узлов.
2. Понятия «система», «элемент», «узел» технического объекта.
3. Схема связи между соединением, нагрузкой и средой.
4. Концепция «слабого звена» паяного соединения.
5. Понятие «состояние элемента».
6. Общее уравнение состояния объекта.
7. Ориентированный граф состояний системы.
8. Схема перехода изделия из работоспособного состояния в неработоспособное.
9. Схема накопления повреждений.
10. Оценка несущей способности элемента конструкции.
11. Варианты соотношений нагрузки и прочности.
12. Общий вид условия неразрушения.
13. Вероятность безотказной работы при использовании критерия Мизеса.

3.4. Особенности оценки надежности паяных узлов

Надежность не является таким свойством, которое можно придать готовому изделию. Надежность обеспечивается на всех этапах — начиная с создания конструкции и кончая условиями ее эксплуатации (рис. 3.37).

В процессе изготовления соединения и его эксплуатации происходит снижение надежности по отношению к основному металлу, надежность которого принимается за единицу. Существует формула, согласно которой надежность закладывается при проектировании, обеспечивается в процессе производства, достигается при экспериментальной отработке, поддерживается при эксплуатации.

При проектировании конструкции надежность задается в основном величиной расчетного коэффициента безопасности.

В основу расчета надежности на этапе проектирования положены два принципа: структурный (анализ конструкции как сложной системы, характеристики надежности составляющих элементов которой известны) и параметрический (изучение стохастических

процессов функционирования агрегатов и систем в условиях возмущений, анализ физических причин возникновения отказов).

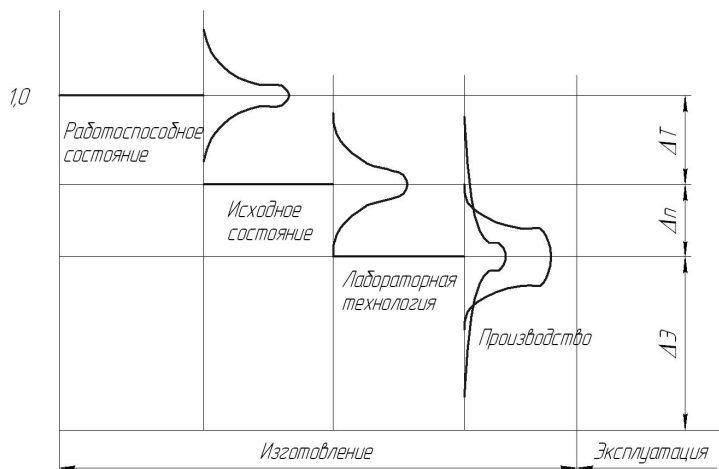


Рис. 3.37. Схема формирования работоспособности (ΔT , $\Delta л$, $\Delta Э$ — снижение свойств, вызванное соответственно низкой технологичностью, случайными дефектами производства и накоплением повреждений в процессе эксплуатации)

При расчете проектировочной надежности конструкции учитывают:

- коэффициент безопасности;
- случайные величины прочности металла, геометрических параметров сортамента и внешней нагрузки;
- наиболее тяжелые случаи нагружения конструкции при эксплуатации;
- физические причины отказов в предельных случаях нагружения;
- количество элементов в конструкции;
- зависимость между элементами конструкции по надежности;
- технологию изготовления конструкции;
- условия эксплуатации конструкции.

Проектировочную надежность экспериментально определить невозможно, так как на этом этапе есть лишь чертежи конструкции. Это чисто расчетная величина и служит для прогнозирования надежности.

Коэффициент безопасности, прочность материалов, геометрические параметры, внешняя нагрузка являются вероятностными категориями и в расчете на прочность принимаются величинами детерминированными.

Проектировочная надежность учитывает и технологию изготовления. Процесс пайки рассматривается как операция, отдельные отрицательные свойства которой могут наследоваться в дальнейшем; паяные швы соединения двух элементов можно рассматривать как отдельный элемент конструкции, имеющий свою несущую способность.

От 15 до 30 % всех отказов связано с технологическими факторами. К ним относятся не только те, которые учтены при расчете проектировочной надежности, но также и те, которые связаны с выполнением реального технологического процесса изготовления. Реальный технологический процесс отличается от той модели технологического процесса, которая принята при проектировании. Например, вместо механизированной пайки применяют в каких-то случаях ручную, вместо сплошного контроля – выборочный и т. д. Это приводит к тому, что некоторые параметры (размеры, условия термообработки, шероховатость поверхности и т. д.) не выполняются так, как указано в чертежах. Другие параметры, влияющие на надежность, вообще не указываются в документации.

Некоторые сложные конструкции имеют примерно $10^3 \dots 10^6$ деталей. Количество отдельных параметров, определяющих деталь и ее положение в изделии (размеры, допуски, характеристики материала, чистота поверхности и т. д.), равно примерно 10^2 . Таким образом, конструкция в целом характеризуется $10^5 \dots 10^8$ параметрами. Невыполнение хотя бы одного из них может привести к отказу.

В процессе эксплуатации все изделия под воздействием различных факторов подвергаются старению, в результате которого постепенно теряют свою работоспособность (рис. 3.38). Хотя эксплуатационная надежность представляет собой надежность конструкции в процессе эксплуатации, ее необходимо уметь рассчитывать еще на этапе проектирования, учитывая возможные изменения надежности теоретически или с помощью статистических коэффициентов, полученных путем обработки данных по предыдущим изделиям.

В том и другом случае нужно знать основные причины, приводящие к изменению надежности на этапе эксплуатации по сравнению с проектировочной надежностью.

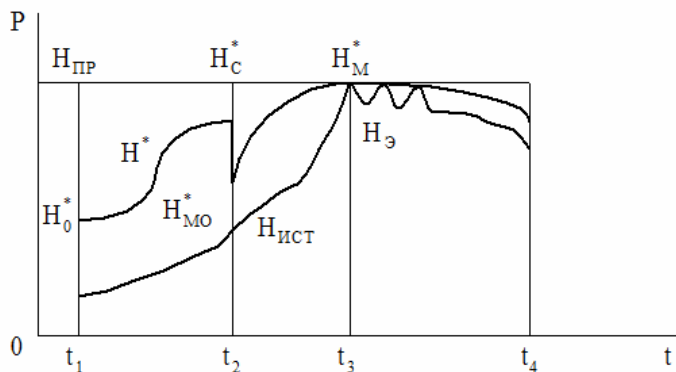


Рис. 3.38. Изменение надежности конструкции в процессе создания и эксплуатации: $H_{\text{пр}}^*$ – проектировочная надежность; H^* – надежность, рассчитанная по данным экспериментов; $0-t_1$ – этап проектирования; t_1-t_2 – этап испытаний; t_2-t_3 – этап серийного производства; t_3-t_4 – этап эксплуатации конструкции

Несмотря на то что в процессе проектирования, как правило, проводится детальный анализ основных режимов работы конструкции и принимаются меры по обеспечению ее прочности во всех рассматриваемых случаях, такой анализ не всегда может быть достаточной гарантией работоспособности конкретных изделий. Причины этого могут быть различны, но в основе всех случаев нарушения работоспособности лежит недостаточность имеющихся представлений о неблагоприятных ситуациях, возможных для рассматриваемого класса конструкций в связи с особенностями их эксплуатации, принятыми конструктивными решениями, используемыми конструкционными материалами и технологией изготовления. Анализ возможных неблагоприятных случаев эксплуатации, основанный на существующих представлениях о механизмах разрушения материалов и данных об условиях эксплуатации конструкции, дает возможность составить более полное представление о факторах, определяющих прочность и долговечность конструкций,

а также позволяет уточнить имеющиеся закономерности процессов разрушения элементов конструкций. Однако часто опыт эксплуатации не является достаточно эффективным средством предотвращения случаев разрушения вследствие необходимости рассмотрения большого числа взаимосвязанных явлений при ограниченном объеме информации.

При оценке надежности следует учитывать, что многочисленные второстепенные случайные факторы могут иметь (наряду с основными) решающее значение, а число их так велико и влияние столь сложно, что применение классических методов решения себя не оправдывает.

Следует также иметь в виду, что при длительной эксплуатации конструкции ее элементы могут изменять геометрические размеры в результате износа или других причин, в материале элементов могут постепенно накапливаться повреждения, снижающие, например, сопротивление усталости конструкции. Могут быть и другие факторы, снижающие несущую способность конструкции.

Это определяет необходимость применения вероятностных методов при выборе коэффициентов безопасности или запасов прочности, а также статистического накопления данных о причинах появления отказа элементов конструкции.

Особенности оценки надежности элемента конструкции [23]

1. Расчет выполняют на стадии проектирования, когда производят все другие проектировочные расчеты.
2. Условия и схемы расчета на прочность соответствуют полученным в теории прочности.
3. Детерминированные величины в расчетах на прочность заменяют или случайными процессами, или случайными величинами.
4. Внешними нагрузками при расчете надежности считают эксплуатационные, без учета коэффициентов безопасности, как это делают при оценке прочности.
5. Как внешние нагрузки, так и несущую способность конструкции считают или случайными процессами, или случайными величинами, изменяющимися от нуля до бесконечности.

Схема оценки надежности паяной конструкции состоит из следующих основных этапов:

- 1) схематизация конструкции (системы), т. е. выбор расчетной схемы реальной системы на основе методов механики сплошной среды, твердого тела и материальных точек;
- 2) построение математической модели системы;
- 3) схематизация внешних воздействий на систему и их вероятностное описание;
- 4) определение поведения системы при случайных воздействиях;
- 5) выбор параметров, характеризующих качество системы, и нахождение допустимой области, в которой параметры качества сохраняются в установленных пределах (выбор области допустимых состояний);
- 6) оценка показателей надежности и долговечности системы.

Контрольные вопросы

1. Схема формирования надежности паяного узла.
2. Проектировочная надежность.
3. Технологическая надежность паяного соединения.
4. Эксплуатационная надежность паяного соединения.
5. Особенности оценки надежности элемента конструкции.
6. Схема оценки надежности паяной конструкции.

Библиографический список

1. Лашко, С.В. Пайка металлов / С.В. Лашко, Н.Ф. Лашко. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1988. — 376 с.
2. Механические свойства некапиллярных соединений стальных трубопроводов, паянных латунными припоями / А.Е. Шапиро [и др.] // Сварочное производство. — 1981. — № 3. — С. 23–25.
3. Николаев, Г.А. Работа мягкой прослойки паяных соединений / Г.А. Николаев, А.И. Киселев // Сварочное производство. — 1969. — № 2. — С. 3–4.
4. Ермолаев, Г.В. Моделирование полей напряжений в паяных соединениях из разнородных материалов / Г.В. Ермолаев, А.В. Лабарткава // Автоматическая сварка. — 1999. — № 11. — С. 17–21.
5. Томилин, О.В. Расчет напряженно-деформированного состояния паяного нахлесточного соединения методом конечных элементов / О.В. Томилин, Ю.А. Журавлев, О.С. Киселев // Автоматическая сварка. — 1987. — № 8. — С. 18–20.
6. Семенов, В.Н. Определение допустимых напряжений в процессе пайки / В.Н. Семенов // Сварочное производство. — 1981. — № 3.
7. Информационная поддержка САПР производства и ремонта летательных аппаратов и двигателей с применением пайки и сварки современных конструкционных сплавов / В.П. Фролов [и др.] — М. : Машиностроение, 1996. — 366 с.
8. Губин, А.И. Пайка нержавеющей сталей и жаропрочных сплавов / А.И. Губин. — М. : Машиностроение, 1964. — 128 с.
9. Радзиевский, В.Н. Автовакуумная пайка с нагнетанием припоя в некапиллярный зазор / В.Н. Радзиевский, В.И. Рымарь // Надежность и качество паяных соединений : тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. — М., 1982. — С. 130–132.
10. Думанский, В.Г. Работоспособность паяных соединений жаропрочных сплавов в условиях циклических нагревов / В.Г. Думанский, Б.Л. Груздев // Автоматическая сварка. — 1987. — № 5. — С. 54–57.
11. Черток, Ф.К. Коррозионный износ и долговечность сварных соединений / Ф.К. Черток. — Л. : Судостроение, 1977. — 144 с.
12. Стеклов, О.И. Прочность сварных конструкций в агрессивных средах / О.И. Стеклов. — М. : Машиностроение, 1976. — 200 с.
13. Сторчай, Е.И. Исследование коррозионной стойкости паяных соединений / Е.И. Сторчай // Сварочное производство. — 1986. — № 7. — С. 23–24.

14. Стеклов, О.И. Коррозионно-механическая стойкость паяных соединений / О.И. Стеклов, Л.Н. Лапшин. – М. : Машиностроение, 1981. – 101 с.
15. Биргер, И.А. Применение теории случайных процессов для описания разрушения. Прочность материалов и конструкций / И.А. Биргер. – Киев : Наукова думка, 1975. – С. 297–314.
16. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
17. Бардин, В.М. Надежность силовых полупроводниковых приборов / В.М. Бардин. – М. : Энергия, 1978. – 96 с.
18. Ржаницын, А.Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность / А.Р. Ржаницын. – М. : Стройиздат, 1978. – 239 с.
19. Болотин, В.В. Статистические методы в строительной механике / В.В. Болотин. – М. : Госстройиздат, 1961. – 199 с.
20. Клемин, А.И. Надежность ядерных энергетических установок: основы расчета / А.И. Клемин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 344 с.
21. Переверзев, Е.С. Случайные процессы в параметрических моделях надежности / Е.С. Переверзев. – Киев : Наукова думка, 1987. – 249 с.
22. Острейковский, В.А. Физико-статистические модели надежности элементов ЯЭУ / В.А. Острейковский. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 200 с.
23. Молдаванов, О.И. Качество сооружения магистральных трубопроводов / О.И. Молдаванов. – М. : Недра, 1979. – 223 с.
24. Волков, А.И. Надежность летательных аппаратов : учеб. пособие для авиац. вузов / А.И. Волков, А.М. Шишкевич. – М.: Высш. шк., 1975. – 296 с.
25. Кузнецов, А.А. Надежность конструкции баллистических ракет : учеб. пособие для вузов / А.А. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1978. – 256 с.
26. Груздев, Б.Л. К вопросу разрушения паяных соединений жаропрочных сплавов при статическом нагружении / Б.Л. Груздев, В.Г. Думанский, О.С. Киселев // Надежность и качество паяных изделий : тез. докл. Всесоюзной научно-техн. конф. – М., 1982. – С. 78–81.
27. Петрунин, И.Е. Пайка металлов / И.Е. Петрунин, С.Н. Лоцманов, Г.А. Николаев. – М. : Metallurgia, 1973. – 280 с.

Содержание

Введение.....	3
1. ДЕФОРМАЦИИ И НАПРЯЖЕНИЯ В ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ И УЗЛАХ.....	18
2. ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЕ РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	38
2.1. Квазистатическое нагружение.....	38
2.2. Прочность соединений при нестационарных нагружениях.....	54
2.3. Длительная прочность паяных соединений.....	64
2.4. Особенности коррозии паяных соединений.....	66
3. ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И УЗЛОВ.....	83
3.1. Количественные показатели общей надежности	103
3.2. Характеристики отказов паяных соединений и узлов	115
3.3. Предельные состояния паяных соединений и узлов	134
3.4. Особенности оценки надежности паяных узлов	155
Библиографический список	161