

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

А. Н. ГОЦ

НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебник



Владимир 2022

УДК 629.3:621.43
ББК 39.35
Г74

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
профессор кафедры энергоустановок для транспорта и малой энергетики
Московского политехнического института
В. М. Фомин

Доктор технических наук, профессор
профессор кафедры автомобильного транспорта
Южно-Уральского государственного университета (НИУ)
К. В. Гаврилов

Доктор технических наук
специалист по сертификации
АО «Камешковский механический завод»
А. Р. Кульчицкий

Гоц, А. Н.

Г74 Надежность автомобильных и тракторных двигателей :
учебник / А. Н. Гоц ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столето-
вых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2022. – 383 с.
ISBN 978-5-9984-1350-6

Рассмотрены общие положения теории надежности и методы расчета количественных характеристик надежности деталей и систем автомобильных и тракторных двигателей: безотказности, долговечности, ремонтпригодности, сохраняемости, комплексные показатели надежности. Даны рекомендации по прогнозированию технического состояния агрегатов и систем автомобильных и тракторных двигателей.

Предназначено для студентов дневной форм обучения направления 13.04.03 – Энергетическое машиностроение. Соответствует требованиям ФГОС 3++.

Табл. 20. Ил. 89. Библиогр.: 60 назв.

УДК 629.3:621.43
ББК 39.35

ISBN 978-5-9984-1350-6

© ВлГУ, 2022
© Гоц А. Н., 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
ГЛАВА 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН...	11
1.1. Общие понятия.....	11
1.2. Состояния и события, изучаемые в теории надежности.....	24
Вопросы для самопроверки.....	28
ГЛАВА 2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕОРЕМЫ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ.....	30
2.1. Случайные события и случайные величины.....	30
2.2. Теорема сложения вероятностей.....	34
2.3. Теорема умножения вероятностей.....	38
2.4. Характеристики случайных величин.....	44
2.4.1. Закон распределения вероятностей случайной величины.....	44
2.4.2. Функция распределения вероятностей.....	46
2.4.3. Плотность распределения вероятностей.....	48
2.5. Генеральные числовые характеристики или параметры законов распределения.....	51
2.5.1. Основные понятия.....	51
2.5.2. Математическое ожидание.....	52
2.5.3. Дисперсия, мода и медиана случайной величины.....	55
2.5.4. Моменты случайной величины.....	58
Вопросы для самопроверки.....	59
ГЛАВА 3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ.....	60
3.1. Общие сведения о критериях надежности.....	60
3.2. Количественные показатели безотказности.....	64
3.2.1. Общие понятия.....	64
3.2.2. Вероятность безотказной работы и отказа неремонтируемого объекта.....	71

3.2.3. Вероятность безотказной работы и отказа сложного объекта.....	74
3.2.4. Плотность распределения отказов объекта. Интенсивность отказов неремонтируемого объекта.....	76
3.2.5. Средняя наработка до отказа. Параметр потока отказов.....	82
3.3. Показатели долговечности.....	88
3.4. Показатели ремонтпригодности.....	94
3.5. Показатели сохраняемости.....	96
3.6. Комплексные показатели надежности.....	98
Вопросы для самопроверки.....	103
Задачи.....	104
ГЛАВА 4. ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ВЕЛИЧИН.....	106
4.1. Общие сведения о законах распределения.....	106
4.2. Нормальное распределение.....	107
4.3. Экспоненциальное распределение.....	112
4.4. Распределение Вейбулла.....	118
4.5. Гамма-распределение.....	123
4.6. Логарифмически нормальное распределение.....	127
4.7. Биномиальное распределение.....	131
4.8. Распределение Пуассона.....	134
4.9. Определение по опытным данным закона распределения случайной величины.....	138
Вопросы для самопроверки.....	141
Задачи.....	142
ГЛАВА 5. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	148
5.1. Основные понятия.....	148
5.2. Конструктивные методы обеспечения надежности.....	149
5.3. Методы обеспечения надежности двигателей в процессе производства.....	160
5.4. Обеспечения надежности двигателей в эксплуатации.....	170
Вопросы для самопроверки.....	179

ГЛАВА 6. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА НАДЕЖНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	180
6.1. Общие сведения.....	180
6.2. Моделирование эксплуатационных режимов работы тракторных дизелей.....	181
6.3. Влияние на долговечность деталей ДВС неустановившихся режимов работы.....	185
6.4. Обеспечение надежности в эксплуатации деталей поршневых двигателей.....	191
6.4.1. Отказы коленчатых валов.....	191
6.4.2. Обеспечение надежности демпферов крутильных колебаний.....	194
6.4.3. Обеспечение надежности силовых резьбовых соединений.....	202
6.4.4. Эксплуатационная надежность подшипников скольжения.....	206
6.4.5. Причины разрушения головок цилиндров дизелей.....	208
6.4.6. Причины образования трещин в кромке камеры сгорания поршня дизеля	215
6.4.7. Методы повышения термостойкости поршней... ..	222
6.4.8. Методы повышения термостойкости головок цилиндров.....	228
Вопросы для самопроверки.....	233
ГЛАВА 7. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НА НАДЕЖНОСТЬ.....	234
7.1. Роль испытаний в управлении надежностью.....	234
7.2. Цели и виды испытаний.....	240
7.3. Краткий анализ испытаний на надежность. Обоснование числа объектов при испытании.....	247
7.4. Ускоренные испытания.....	254
7.5. Расчет долговечности деталей поршневого двигателя и их ускоренные испытания.....	268
7.5.1. Определение долговечности демпферов крутильных колебаний.....	268
7.5.2. Ускоренный метод оценки долговечности демпферов крутильных колебаний.....	271

7.5.3. Оценка долговечности коленчатых валов на стадии проектирования.....	279
7.5.3.1. Оценка усталостной долговечности на основе модифицированной гипотезы Кортена-Долана.....	279
7.5.3.2. Вероятностный метод расчета долговечности коленчатого вала.....	285
7.5.3.3. Безмоторные стенды для испытаний коленчатых валов на усталостную прочность.....	287
7.5.3.4. Результаты усталостных испытаний коленчатых валов дизеля Д-144 и их анализ.....	291
7.5.4. Ускоренные испытания поршней на термоусталостную прочность.....	294
7.5.4.1. Анализ результатов экспериментальных исследований.....	299
7.5.5. Ускоренные испытания головок цилиндров на термоусталостную прочность.....	301
7.5.5.1. Проведение исследований по термоциклированию головок цилиндров.....	306
Вопросы для самопроверки.....	309
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	310
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	311
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	316

ВВЕДЕНИЕ

Век живи – век учись!
И ты наконец достигнешь того,
что, подобно мудрецу, будешь
иметь право сказать, что ничего
не знаешь.

Козьма Прутков¹

Проблема повышения качества и надежности выпускаемых автомобильных и тракторных двигателей тесно связана с требованиями более полного использования энергетических ресурсов. Повышение надежности автомобильных и тракторных двигателей – один из наиболее экономичных способов повышения энергонасыщенности автомобильного транспорта, а также машинно-тракторного парка и более эффективный по сравнению с простым увеличением числа вновь выпускаемых машин. Поэтому проблема повышения надежности автомобильных и тракторных двигателей в эксплуатации привлекает к себе особое внимание, так как техническое состояние узлов и агрегатов двигателей внутреннего сгорания непосредственно определяет их функциональные показатели, работоспособность и топливную экономичность.

Одной из основных тенденций развития автомобильных и тракторных двигателей является повышение их мощности при улучшении топливной экономичности, экологических и эргономических показателей. Как показывают данные статистического анализа мощность силовых установок возрастает в зависимости от их назначения в среднем на 60...80 % за каждые 10 лет. Все большее внимание уделяется снижению расходов, связанных с эксплуатацией двигателя и определяемых требованиями к экологичности, экономичности, надежности, трудоемкости технического обслуживания и некоторым другим факторам.

¹ Прутков К. Сочинения (стихотворения, афоризмы). М.: Некс-Медиа; М.: ИД Комсомольская правла, 2013 – 222 с.

Для того чтобы двигатель удовлетворял перечисленным требованиям, необходимо при его проектировании использовать новые методы моделирования, а также конструктивные решения. Это не отрицает преимущественности конструкции и возможности применения хорошо зарекомендовавших ранее узлов и деталей.

При форсировании ДВС за счет повышения частоты вращения коленчатого вала оказывает существенное влияние на надежность его агрегатов и систем, поскольку при повышении частоты вращения коленчатого вала уменьшается продолжительность впрыскивания топлива у дизелей, возрастают цикловые подачи топлива и скорости нарастания давлений. Использование для форсирования газотурбинного или механического наддува двигателя приводит к повышению газовой нагрузки. В результате растут нагрузки на детали и возрастают давления на поверхности сопрягаемых деталей, интенсифицируются процессы изнашивания и старения деталей, что ведет в свою очередь к снижению уровня надежности ДВС.

Надежность поршневых двигателей закладывается при проектировании, обеспечивается в процессе изготовления, поддерживается и восстанавливается в ходе эксплуатации [1]. Обеспечить высокий уровень надежности ДВС можно только за счет своевременного проведения мероприятий на различных стадиях их конструирования, производства и эксплуатации. Своевременность проведения работ на каждом этапе приобретает особую актуальность, поскольку растут затраты на исправление ошибок при проектировании и изготовлении, с каждым годом повышаются требования к функциональным показателям ДВС, непрерывно возрастают требования к их надежности.

Наиболее эффективный путь создания машин с требуемыми показателями надежности – максимальное использование для этих целей этапа проектирования, когда долговечность отдельных изделий конструкции двигателя определяется по известным программам расчета [1].

Проблема надежности находится в тесной связи с экономическими проблемами производства и эксплуатации машин. В связи с этим часто проблему надежности рассматривают не только как техническую, но и экономическую категорию.

В увеличении надежности машин таятся большие резервы экономии общественного труда, сохранения и поддержания здоровья и хорошего настроения. Это особенно актуально для двигателей самолетов или автомобильного транспорта. В первом случае это приведет к непоправимым последствиям, а во втором случае – к материальным затратам.

В тракторе или автомобиле наиболее сложным и дорогим агрегатом, в значительной степени определяющим надежность и эффективность машины в целом, является двигатель. Реализация показателей надежности, обеспечиваемых в процессе проектирования и производства двигателей, возможна только при их правильной эксплуатации и высоком качестве технического обслуживания и ремонта, использовании эффективных методов и средств управления надежностью.

Для поршневых двигателей основным направлением создания надежных машин являются ускоренные ресурсные испытания. Большинство зарубежных фирм именно этим обеспечивают высокую надежность выпускаемой техники. Однако этот путь может быть реализован только в массовом производстве, поскольку для таких испытаний требуется дорогостоящее испытательное оборудование. Для большинства предприятий с серийным производством это обстоятельство – непреодолимо, что обрекает их на чрезмерно длительные периоды доводки новых изделий после анализа данных об их реальной эксплуатации. В результате объект доводится тогда, когда его уже необходимо снять с производства как устаревшую технику. В связи с этим будущим проектировщикам поршневых двигателей необходимо иметь общие понятия об ускоренных испытаниях. В учебнике этому посвящена специальная глава.

При стендовых испытаниях автомобильных [2] и тракторных двигателей [3] указываются специальные режимы и продолжительность работы на этих режимах для определения безотказности и стабильности показателей.

При написании учебника использовались материалы исследований по разработке методов и средств ускоренных испытаний в основном для тракторных дизелей, выполненных под руководством автора во время его работы в НИКТИДе.

В новых учебных планах для подготовки магистров по направлению 13.04.03 – Энергетическое машиностроение рекомендуется в части дисциплин, формируемых участниками образовательных отношений, преподавание дисциплины «Надежность поршневых двигателей». Цель – изучение и освоение современных методов обеспечения надежности при проектировании поршневых двигателей в соответствии с заданными в техническом задании показателями, проверка их экспериментальным путем.

В работе приведены основные понятия и качественные показатели надежности поршневых двигателей. Надежность их рассматривается как сложное свойство, состоящее из свойств безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. Приводятся аналитические зависимости между показателями надежности. Анализируются законы распределения дискретных величин, наиболее часто применяющихся в теории надежности.

Рассмотрены факторы, влияющие на надежность поршневых двигателей. Проанализировано влияние на надежность объектов конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

Учебник может быть полезен работникам предприятий по техническому обслуживанию и ремонту автомобильных и тракторных двигателей.

Автор благодарен сотрудникам кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ за поддержку при написании учебника, особенно кандидату технических наук, доценту В. Ф. Гуськову за полезную критику при подготовке издания к печати.

ГЛАВА 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Все должно быть изложено так просто, как
только возможно, но не проще.

А. Эйнштейн²

1.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

К основным понятиям и терминам, при расчете и анализе надежности машин относят термины, содержащиеся в ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике. Термины и определение»; ГОСТ 21623-76 «Система технического обслуживания и ремонта техники. Показатели для оценки ремонтпригодности. Термины и определения»; ГОСТ 18322-78 «Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения»; ГОСТ 16504-81 «Система государственных испытаний продукции. Испытание и контроль качества продукции. Основные термины и определения». Стандарты дают однозначные толкования и определения понятиям, относящимся к надежности. Рассмотрим эти понятия с некоторыми нашими комментариями там, где это необходимо.

Технический объект (объект) – предмет, подлежащий расчету, анализу, испытанию и исследованию в процессе его проектирования, изготовления, применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования в целях обеспечения эффективности его функционального назначения.

Объект при таком определении имеет широкий обобщающий смысл. На практике надежность любой машины определяется с помощью соответствующей схемы анализа надежности. Наиболее простой и наиболее часто встречающейся структурой анализа надежности является системный анализ, при этом машина (изделие) в целом рассматривается как система, состоящая из отдельных подсистем и элементов.

Механическая система (система) – сложный объект, представляющий собой совокупность взаимосвязанных функционально и расположенных в определенном порядке объектов.

Механическими системами (МС) могут быть машины, агрегаты, сборочные единицы, которые в зависимости от целей исследования могут входить в более сложную МС в качестве ее подсистемы или в

² Энциклопедия мудрости. М.: Издательство РООСА, 2007, 814 с.

качестве элемента. Таким образом, система включает в себя совокупность действующих совместно технических устройств (элементов), предназначенных для самостоятельного выполнения определенных задач в процессе ее применения по назначению.

Элемент ("механической" системы) – объект, представляющий собой часть МС в конкретном рассматриваемом исследовании.

Степень разделения системы на составляющие ее элементы зависит от вида решаемых задач. Элементами механической системы (ЭМС) могут быть не только детали, но и сборочные единицы, агрегаты и даже машины, если они в данном расчете (исследовании) представлены только своими внешними параметрами (характеристиками, признаками) без раскрытия их внутреннего содержания [1].

Например, бульдозер как землеройная машина может рассматриваться как МС, состоящая из четырех элементов: трактора, отвала, толкающих брусьев (или рамы) и системы управления отвалом. В свою очередь, каждый из перечисленных элементов представляет собой МС, если его рассматривать в отдельности; а трактор является в МС (бульдозере) базовой машиной, состоящей из совокупности объектов, также в отдельности являющихся механическими системами.

Поршневой двигатель, как МС состоит из ряда систем: цилиндропоршневая группа, кривошипно-шатунный механизм, корпусные детали, системы питания, охлаждения и т.д. Кривошипно-шатунный механизм также является частью этой системы и состоит из отдельных элементов.

Таким образом, понятия система и элемент системы должны рассматриваться как целое или как часть, а поэтому эти понятия относительны, т.е. понятия «система» и «элемент» носят условный характер. Что было системой при рассмотрении части, то будет элементом при рассмотрении целого.

Надежность — свойство объекта выполнять и сохранять во времени заданные ему функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Надежность является внутренним свойством объекта. Оно проявляется во взаимодействии этого объекта с другими объектами внутри МС, а также с внешней средой, являющейся объектом, с которым взаимодействует сама МС в соответствии с ее назначением. Это свойство

определяет эффективность функционирования МС во времени через свои показатели. Являясь, комплексным свойством, надежность объекта (в зависимости от его назначения и условий эксплуатации) оценивается через показатели частных свойств: **безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости**. Для различных объектов и условий их эксплуатации относительная значимость этих свойств различна. Для неремонтируемых объектов надежность – это в основном их безотказность, в то время как для ремонтируемых объектов одним из важнейших свойств, составляющих надежность, является ремонтпригодность.

Эти показатели, как будет показано далее, рассматриваются или в отдельности, или в определенном сочетании.

Безотказность – свойство объекта сохранять работоспособность непрерывно в течение некоторого времени или некоторой наработки. Свойство безотказности проявляется в зависимости от назначения объекта как в режиме его работы, так и в режиме ожидания работы.

Наработка – продолжительность или объем работы объекта. Наработка может измеряться в единицах времени, длины, площади, объема, массы и других единицах. Различают: суточную наработку, месячную наработку, годовую наработку, наработку до первого отказа, наработку между отказами, заданную наработку и т.д.

Для автомобильных поршневых двигателей наработку определяют в километрах пробега автомобиля, а для тракторных двигателей – в моточасах. Моточас – это единица измерения длительности работы двигателя, учитывающая количественные характеристики всех факторов. Для двигателя внутреннего сгорания основной измеряемой величиной являются обороты коленчатого вала – их количество или скорость вращения. Моточас либо меньше, либо больше астрономического часа. За 1 моточас принимают 1 час работы машины, развивающей номинальную мощность.

Долговечность – свойство объекта сохранять работоспособность до перехода в предельное состояние с возможными перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

В отличие от свойства безотказности долговечность характеризуется продолжительностью работы объекта по суммарной наработке, прерываемой периодами для восстановления его работоспособности в плановых и неплановых ремонтах и техническом обслуживании.

Ремонтопригодность – свойство объекта, заключающееся в его приспособленности к предупреждению и обнаружению отказов и повреждений, к восстановлению работоспособности и исправности путем проведения технического обслуживания и ремонта.

Свойство ремонтпригодности количественно характеризует компоновочное решение МС (машин; агрегатов, сборочных единиц и деталей), а также их доступность и легкоъемность.

Сохраняемость – свойство объекта непрерывно сохранять исправное и (или) работоспособное состояние в течение и (или) после режима ожидания, хранения и (или) транспортирования

Свойство сохраняемости характеризует способность объекта противостать отрицательному влиянию факторов длительного его хранения или транспортирования и обеспечивать его применение после режима ожидания с заданными показателями функционирования с сохранением показателей безотказности и долговечности как объекта в целом, так и его элементов.

Изделие машиностроения в периоды его применения, хранения, транспортирования, технического обслуживания и ремонта в течение всего срока службы всегда находится в одном из четырех состояний: исправном, неисправном, работоспособном, неработоспособном. Особым видом неработоспособного состояния является предельное состояние. Переход объекта из одного состояния в другое фиксируется событиями – повреждением или отказом.

Исправное состояние (исправность) – состояние объекта, при котором он удовлетворяет всем требованиям нормативно-технической документации.

Неисправное состояние {неисправность} – состояние объекта, при котором он не удовлетворяет хотя бы одному из требований нормативно-технической документации.

Работоспособное состояние (работоспособность) – состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих его способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической документации.

Неработоспособное состояние (неработоспособность) – состояние объекта, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего его способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям нормативно-технической документации.

Предельное состояние – состояние объекта, при достижении которого его дальнейшее применение по назначению недопустимо или невозможно.

Повреждение – событие, заключающееся в нарушении исправности объекта при сохранении его работоспособности.

Отказ – событие, заключающееся в нарушении работоспособности объекта.

Все виды состояний и событий согласно ГОСТ 27.003-2016 определяются критериями, установленными в соответствующей нормативно-технической документации. Все виды событий обнаруживаются через признаки, также оговоренные в нормативно-технической документации на изделие.

При анализе надежности изделия отказы классифицируют по ряду признаков. По характеру изменения параметров во времени до момента возникновения отказы условно делят на: внезапные и постепенные; совместные и несовместные; зависимые и независимые.

Внезапные отказы характеризуются неожиданным резким изменением одного или не скольких рабочих показателей при работе изделия. Причинами их возникновения являются чаще всего скрытые дефекты производства, воздействия неблагоприятных условий эксплуатации, вызывающие нарушения рабочих режимов аппаратуры, скрытые изменение материалов, накапливающиеся под действием различных дестабилизирующих факторов (вибраций, температуры, влажности и т. д.). Примерами внезапных отказов могут быть поломки пружин механизма газораспределения, зубьев шестерен привода, трещины топливопроводов, разрушение резьбовых соединений, разрыв штор фильтрующих элементов.

Внезапные отказы характеризуются тем, что являются случайными и, как правило, полными. Случайность этих отказов понимается в том смысле, что их нельзя достоверно предсказать и на этом основании – минимизировать вероятность их появления. Полными они являются в том смысле, что вызывают полную утрату работоспособности изделия.

Постепенный отказ характеризуется закономерным изменением параметра за время, предшествующее отказу; внезапному отказу такое изменение параметра практически не предшествует. Постепенные отказы являются следствием сравнительно медленного изменения

показателей в результате процессов естественного старения и изнашивания деталей. Снижение давления начала открытия иглы форсунки, изменение цикловой подачи топлива насосом высокого давления, увеличение гидравлического сопротивления элементов фильтра тонкой очистки топлива во времени под влиянием внешних факторов происходит относительно плавно, постепенно. Отказ изделия возникает в момент выхода рабочих показателей за его допустимые пределы. Изучение закономерностей возникновения постепенных отказов позволяет прогнозировать время их появления и на этом основании разрабатывать комплекс мероприятий по управлению надежностью изделий в процессе эксплуатации.

Совместными называются отказы (не менее двух) отдельных элементов или узлов изделия, которые могут одновременно появиться в процессе работы изделия.

Независимым отказом называется такой, возникновение которого не зависит от того, имелись или нет отказы других элементов данной системы.

Зависимый отказ возникает в результате отказа других взаимосвязанных элементов системы. Другими словами, вероятность появления одного отказа связана с вероятностью появления другого. Например, в топливных насосах распределительного типа при заедании плунжера во втулке из-за чрезмерно возрастающих нагрузок происходят поломки ряда деталей в цепи привода плунжера. Зависимый отказ иногда также называют групповым. Например, обрыв шатунного болта приведет к разрушению кривошипной головки шатуна и задиру шатунной шейки.

Необходимо отметить, что принципиальных различий между внезапными и постепенными отказами не существует. Подобие деление носит условный характер и отражает лишь достигнутый уровень знаний о физической сущности протекающих процессов. Внезапные отказы по своей природе в большинстве своем также являются результатом скрытых от наблюдений постепенных изменений параметров узлов и деталей (увеличение зазоров в сопряжениях, деформация элемента МС под действием нагрузки и т.д.) Так, например, факт поломки пружины механизма газораспределения, воспринимаемый как внезапный отказ, в конечном итоге является следствием скрытого постепенного процесса развития микротрещин в сечении витка пружины под действием переменных и температурных напряжений.

Совершенствование методов и средств контроля изделий, более глубокое изучение технического состояния комплектующих узлов и деталей, разработка и внедрение средств технической диагностики открывают широкие перспективы предотвращения в эксплуатации значительного количества той части отказов, которые в настоящее время относятся к категории внезапных и появление которых заранее не может быть своевременно предупреждено.

В зависимости от объема восстановительных работ все отказы агрегатов и систем **тракторных дизелей** классифицируют **по трем группам сложности** [4] (в автомобилестроении такая классификация не проводится).

К первой группе сложности относят отказы, устраняемые ремонтом или заменой деталей, расположенных снаружи узлов и агрегатов, без разборки этих узлов и агрегатов, а также отказы, устранение которых требует внеочередного проведения операций, предусмотренных ежедневным техническим обслуживанием и периодическими техническими обслуживаниями (ТО-1 или ТО-2). В соответствии с ГОСТ 20793-2009 [5] периодичность ТО-1 тракторов должна составлять 125 моточасов наработки, ТО-2 – 500 моточасов наработки, ТО-3 – 1000 моточасов наработки, периодичность ТО-1 комбайнов и других сложных самоходных машин должна составлять 60 моточасов наработки, ТО-2 – 240 моточасов наработки. Для автомобильных двигателей техническое обслуживание производится в зависимости от количества километров пробега в соответствии с сервисными книжками на обслуживание автомобилей.

Примерами таких отказов могут служить излом, трещины топливопроводов высокого или низкого давления системы питания дизеля. Эти отказы как раз и могут быть определены при проведении технического обслуживания

Ко второй группе сложности относят отказы, устраняемые ремонтом или заменой легкодоступных узлов и агрегатов или их деталей; отказы, устранение которых требует раскрытия внутренних полостей основных агрегатов без их разборки; отказы, устранение которых требует внеочередного проведения операций, предусмотренных периодическим техническим обслуживанием ТО-3. Примерами таких отказов являются нарушение регулировок параметров топливных насосов, износ сопряжений или поломки деталей топливного насоса дизеля, стук клапанов и т.д..

К третьей группе сложности относят отказы, для устранения которых необходимы разборка или расчленение основных агрегатов двигателя, такие, как разрыв шатунного болта; износ гильзы цилиндров; износ, поломка, закоксовывание поршневых колец, задир подшипников скольжения, поломка пружины механизма газораспределения и т. д.

При анализе надежности авиационных двигателей и силовых установок отказы различаются следующим образом [6]:

- по проявлению (или выявлению) – на земле; в полете;
- по последствиям – без последствия; приводят к невыполнению полетного задания; приводит к летному происшествию;
- по причинам – конструктивно-производственные ошибки; ошибки наземного технического состава; ошибки летного состава; внешние или случайные причины;
- по способу устранения – восстановление работоспособности непосредственно на месте эксплуатации; частичный ремонт в ремонтных органах; капитальный ремонт изделия; изделие списывается.

По признакам проявления различают **явные** и **неявные отказы**. Явные отказы обнаруживаются при работе изделия или при его внешнем осмотре, для обнаружений неявных отказов необходимо применение инструментальных средств контроля технического состояния объекта.

По причинам возникновения отказы делят на конструкционные, производственные и эксплуатационные.

Конструкционные отказы обусловлены ошибками, возникающими при конструировании изделия, неправильным выбором покупных изделий и т.д. При необходимости конструкционные отказы делят на отказы, возникшие из-за нарушения правил и (или) норм конструирования: объекта; покупных элементов (деталей).

Производственные отказы отражают уровень качества выпускаемых изделий, соблюдение требований документации, обеспечение необходимой стабильности технологических процессов изготовления изделий и также могут быть разделены на отказы, возникшие вследствие нарушения процесса изготовления объекта; отказы, возникшие вследствие нарушения процесса изготовления покупных элементов (деталей).

Эксплуатационные отказы являются следствием нарушений условий эксплуатации изделия, внешних воздействий, а также совокупности мероприятий по техническому обслуживанию изделия в эксплуатации.

Разделение отказов на конструкционные, производственные и эксплуатационные осуществляется, как правило, с целью определения стадии производства изделия, на которой необходимо проведение соответствующих мероприятий по устранению причин отказов.

В зависимости от степени потери работоспособности системы в результате возникновения отказа различают отказы полные и частичные. **Полный отказ** приводит к полному нарушению работоспособности системы. **Частичный отказ** – отказ, после возникновения которого изделие может быть использовано по назначению, но с меньшей эффективностью. Так, некоторое снижение мощности двигателя из-за уменьшения подачи топлива насосом не исключает возможности эксплуатации трактора с определенным ухудшением его основных технико-экономических показателей.

При анализе отказов следует различать отказ элемента объекта и отказ объекта в целом. При этом возможны такие случаи: отказ элемента одновременно означает и отказ объекта в целом; отказ элемента не означает отказа объекта.

Соединения элементов в системе с точки зрения теории надежности различают трех видов: последовательное, параллельное, смешанное.

Последовательным называется такое соединение, при котором отказ любого из элементов приводит к отказу системы. При **параллельном соединении элементов** отказ системы наступает только при отказе всех элементов. Так, отказ в работе двухступенчатой системы очистки топлива наступает только в случае одновременного выхода из строя первой и второй ступени. **Смешанное соединение элементов** представляет собой сочетание первых двух.

Причиной нарушения работоспособности изделия может явиться также **повреждение**, под которым понимается событие, заключающееся в нарушении исправного состояния объекта при сохранении работоспособного состояния.

Более общим понятием, чем отказ, является понятие **неисправность** или такое состояние объекта, при котором он не соответствует

хотя бы одному из требований нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Критериями исправного состояния являются установленные в нормативно-технической документации параметры и показатели технической характеристики изделия, а также параметры (показатели) внешнего вида, комфортности, обзорности, удобства управления и другие, определяющие качество объекта. Эти требования относятся как к основным, так и ко второстепенным функциям и параметрам. Ко второстепенным можно отнести функции и параметры, характеризующие удобство эксплуатации, внешний вид, комплектность изделия. Так, нарушение защитных покрытий, пломбировки, коррозия наружных поверхностей не приводят к ухудшению основных показателей и не препятствуют дальнейшей эксплуатации изделия. Однако длительное использование изделий при наличии второстепенных неисправностей вызывает значительные неудобства в эксплуатации, увеличивает трудозатраты на техническое обслуживание и в конечном итоге может привести к нарушению их работоспособности.

Критериями работоспособного состояния являются параметры технической характеристики объекта, установленные нормативно-технической документацией для заданных условий и режимов применения.

Критерием неисправного состояния является выход за установленные пределы хотя бы одного параметра, но при этом работоспособность объекта сохраняется полностью (или частично) в заданных (или в щадящих) условиях и режимах применения, допускаемых для объекта и оговоренных в нормативно-технической документации. Переход объекта в неисправное состояние фиксирует факт повреждения. К щадящим условиям и режимам применения объекта могут быть отнесены, например, работы, при выполнении которых не используется номинальная мощность силовой установки или любой другой параметр технической характеристики при его максимальном значении, или применение объекта только в светлое время суток (если, например, не работают или повреждены осветительные устройства, необходимые для применения объекта в темное время суток).

Критерием неработоспособного состояния объекта является выход за пределы установленного в нормативно-технической документации значения хотя бы одного из параметров технической характеристики или появление таких значений деформаций, усталостной

трещины, износа какого-либо из основных элементов объекта, которые по установленным в нормативно-технической документации признакам отказа фиксируют факт недопустимости или невозможности дальнейшего применения объекта без устранения причин отказа и восстановления его работоспособности путем проведения ремонта.

Критерием предельного состояния объекта является такое его неработоспособное состояние, при котором по установленным в нормативно-технической документации признакам фиксируется факт недопустимости или невозможности дальнейшего его применения по назначению и необходимости его замены, списания или (если это экономически целесообразно) проведения капитального ремонта.

Последствием предельного состояния деталей является их замена, а последствием предельного состояния машины или ее сборочных единиц – списание (снятие с учета) или капитальный ремонт.

Системы и элементы могут быть **восстанавливаемыми и невосстанавливаемыми, ремонтируемыми и неремонтируемыми.**

Под **восстанавливаемым** понимается объект, для которого в рассматриваемой ситуации проведение восстановления работоспособного состояния предусмотрено в нормативно-технической или конструкторской документации. **Невосстанавливаемый** – объект, для которого в рассматриваемой ситуации проведение восстановления работоспособности его не предусмотрено в нормативно-технической или конструкторской документации.

Ремонтируемый объект – объект, для которого возможность проведения ремонтов и технического обслуживания предусмотрена в нормативно-технической документации.

Ремонтируемый объект достигает предельного состояния в момент, когда дальнейшая эксплуатация невозможна или нецелесообразна по следующим причинам: становится невозможным поддержание безотказности, безопасности или эффективности эксплуатации объекта на допустимом уровне; в результате изнашивания и (или) старения объект пришел в такое состояние, при котором ремонт требует недопустимо больших затрат или не обеспечивает необходимой степени восстановления работоспособности и исправности.

Неремонтируемый объект – объект, для которого возможность проведения ремонтов и технического обслуживания не предусмотрена в нормативно-технической документации.

Неремонтируемый объект достигает предельного состояния при возникновении отказа или при достижении заранее установленного предельно допустимого значения срока службы или суммарной наработки. Предельно допустимое значение срока службы и наработки устанавливается на основании следующих условий: из соображений безопасности эксплуатации; в связи с необратимым уходом основных параметров за установленный допуск; в связи с необратимым снижением эффективности эксплуатации объекта ниже допустимой; в связи с увеличением интенсивности отказов, закономерным для объектов данного типа после установленного периода эксплуатации

Абсолютное большинство машин и их сборочных единиц (СЕ) относят к классу ремонтируемых объектов. К неремонтируемым объектам могут быть отнесены подшипники качения, шпонки, зубчатые колеса, клиновые ремни, рукава высокого давления, манжеты, уплотнения и другие изделия машиностроения, нарушение работоспособности которых по критерию прочности или предельного износа соответствует их переходу в предельное состояние с последующей сдачей в утиль.

Показатель надежности – величина, характеризующая одно из свойств (единичный показатель) или несколько свойств надежности (комплексный показатель).

Ресурс – наработка объекта от начала его применения до наступления предельного состояния.

Срок службы – календарная продолжительность эксплуатации объекта от начала его применения до наступления предельного состояния.

Срок сохраняемости – календарная продолжительность хранения и (или) транспортирования объекта в заданных условиях; в течение и после которых сохраняются исправность, а также значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в пределах, установленных НТД на данный объект.

Срок сохраняемости определяет календарную продолжительность хранения и транспортирования объекта в заданных условиях с учетом проведения необходимого технического обслуживания, предусмотренного нормативно-технической документацией на изделие. Различают сохраняемость объекта до ввода в эксплуатацию и в период его

эксплуатации (при перерывах в работе), в последнем случае срок сохраняемости входит составной частью в срок службы. Срок сохраняемости объекта до ввода в эксплуатацию может включать в себя срок сохраняемости в упаковке и (или) консервации, выполненных поставщиком, срок монтажа и срок хранения на другом упакованном и (или) законсервированном более сложном объекте.

Начало эксплуатации устанавливается в нормативно-технической документации на объект и может исчисляться с момента отгрузки объекта изготовителем, с момента получения объекта потребителем, с момента установки объекта у потребителя, с момента окончания монтажа и наладки объекта после его установки у потребителя.

Оперативное время восстановления – затраты времени каждого исполнителя на выполнение операций по восстановлению работоспособности объекта, определяемые его конструкцией и техническим состоянием.

Оперативная продолжительность восстановления – время проведения операций по восстановлению работоспособности объекта, определяемое его конструкцией, техническим состоянием и приспособленностью к одновременному выполнению работ несколькими исполнителями.

Оперативным временем измеряются трудовые затраты исполнителей ремонтных работ, а **оперативной продолжительностью** – период нахождения объекта в процессе восстановительных операций.

Оперативная трудоемкость восстановления – сумма затрат времени всех участвующих в восстановлении работоспособности объекта исполнителей при выполнении ими операций, обусловленных конструкцией данного объекта и его техническим состоянием.

Оперативная стоимость восстановления – стоимость выполнения операций восстановления работоспособности объекта, определяемая его конструкцией и техническим состоянием, а, так же, квалификацией всех участвующих исполнителей.

Таким образом, мы рассмотрели терминологию и классификацию объектов, которые используются в теории надежности. Проанализируем эти понятия для анализа состояния объекта.

1.2. СОСТОЯНИЯ И СОБЫТИЯ, ИЗУЧАЕМЫЕ В ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ

Свойство изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех показателей и параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции, зависит от его технического состояния, которое определяется как совокупность подверженных изменению в процессе производства или эксплуатации свойств объекта (изделия), характеризуемых в определенный момент времени признаками, установленными в нормативно-технической документации. Действительно при испытании тракторных и комбайновых двигателей необходимо измерить свыше 57 параметров с определенным пределом основной абсолютной погрешности средств измерений [3] и эти параметры могут изменяться только в определенных пределах. Другими словами, признаками технического состояния изделия (в нашем случае поршневого двигателя) могут быть некоторые качественные и (или) количественные характеристики его свойств, фактические значения которых определяют техническое состояние объекта.

Для поршневого двигателя неприменим метод схемной надежности, так как изделие представляется в виде единой цепи с последовательно соединенными звеньями или частями. При отказе одного любого звена этой цепи полностью нарушается работоспособность изделия в целом, а вероятность его безотказной работы определяется как произведение вероятностей безотказной работы всех входящих в состав элементов, а поэтому уровень надежности изделия в целом всегда ниже уровня надежности наименее надежного его элемента.

Действительно это можно проанализировать на примере обеспечения надежности дизеля с газотурбинным наддувом, в котором все основные его части – турбокомпрессор, цилиндропоршневая группа, кривошипно-шатунный механизм и т.д. представляют единую цепь с последовательно соединенными звеньями. Поэтому при создании высоконадежного двигателя необходимо принимать меры по отработке его элементов – узлов и отдельных деталей. Необходимый уровень безотказности обеспечивается на основе применения высокопрочных материалов, сохраняющих свои свойства при работе двигателя и внешних воздействиях, выбора необходимых запасов прочности для отдельных деталей, применения эффективных систем охлаждения, виброзащиты, уравнивания и др.

В связи с этим, мы можем определить пять основных видов технического состояния любых объектов: **исправное; работоспособное; неисправное; неработоспособное; предельное** (состояние меняется от вышестоящего – исправное до нижестоящего – предельное). В теории надежности используются методы теории вероятностей, поэтому переход изделия из одного вышестоящего технического состояния в нижестоящее происходит вследствие событий:

повреждения или отказов. Схема основных состояний объектов (в нашем случае, поршневого двигателя) и событий, а также возможность перехода объектов из одного состояния в другой представлено на рис.1.

Из рис.1 следует, что изделие (объект) переходит из одного состояния в другое, причем появление нового состояния есть результат действия определенного события.

Совокупность всех состояний изделия и возникающих событий, способствующих переходу в новое состояние, составляет **жизненный цикл изделия**, протекающий во времени по вполне определенным закономерностям, которые и изучаются в теории надежности.

Появление и характер развития каждого события является случайным и обусловлены внутренними процессами, протекающими в элементах и деталях поршневого двигателя, характером нагрузений и режимами работы в эксплуатации. Задача теории и практики теории надежности – раскрытие физических причин и прогнозирование закономерностей развития событий при работе двигателя в эксплуатации.

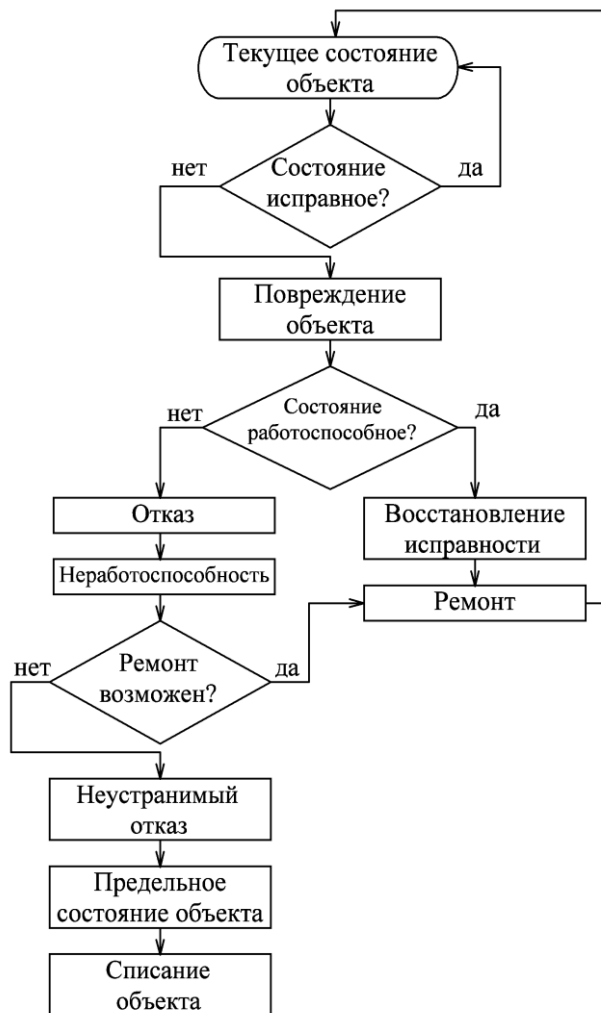


Рис. 1. Функциональная схема состояний и событий

Нормальным и естественным состоянием объекта или изделия следует считать **исправное** состояние, при котором объект соответствует всем требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации. В этом случае объект полностью выполняет заданные функции и удовлетворяет всем требованиям заказчика. Исправное состояние является наиболее продолжительным в жизненном цикле объекта и нормальным с позиции эксплуатации. Поддержание исправного состояния безусловно требует определенных эксплуатационных затрат на выполнение предусмотренных работ по профилактике и техническому обслуживанию, включая контроль и диагностику, которая проводится при техническом обслуживании после определенного срока наработки.

Из принятых нами выше определений состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической и (или) конструкторской документации, называется **неисправным состоянием или неисправностью**.

Как следует из рис. 1 переход объекта из исправного состояния в неисправное происходит вследствие повреждения, которое называется событием и заключается в нарушении исправного состояния ~при сохранении работоспособности.

Работоспособный объект в отличие от исправного должен удовлетворять лишь тем требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации, выполнение которых обеспечивает нормальное применение объекта по назначению.

Понятие «исправность» шире, чем понятие «работоспособность». Исправный объект, как правило, работоспособен. Работоспособный объект может быть неисправным, однако при этом возможные повреждения не влияют на его работу, например, царапины на корпусе двигателя, повреждения элементов вспомогательных устройств, повышенные зазоры и люфты вращающихся пар и т. п.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта, называется отказом.

Дефектом в соответствии с ГОСТ 15467-79 называется каждое отдельное несоответствие продукции установленным требованиям. Это понятие чаще всего применяется при анализе и разборке поврежденных изделий в ремонтных цехах.

В соответствии с установленным определением понятие «дефект» может применяться для характеристики события при переходе объекта из исправного состояния в неисправное, а если при этом сохраняется работоспособное состояние, то событие характеризуется как повреждение.

Термин **дефект** применяется также при контроле качества продукции на стадии ее изготовления, а также при ремонте или после проведения испытаний на надежность, когда для определения объема выполнения работ составляется дефектная ведомость.

Термин **повреждение** объектов применяется при их использовании, хранении и транспортировании, если они находились до появления повреждений (дефектов) в исправном состоянии.

Термин **дефект** отличается от термина **отказ**. По определению – отказ представляет собой событие, заключающегося в нарушении работоспособности, при этом предполагается, что до появления отказа объект был работоспособен. Отказ может быть следствием развития неустраняемых повреждений или наличия дефектов. Например, развитие таких повреждений, как царапины и мелкие трещинки поверхностей днища головки цилиндров, потертости изоляции на проводах электропитания, погнутости и небольшие деформации в случаях их длительного неустранения, приводят к нарушениям функционирования, поломкам и замыканиям, то есть к отказу – нарушению работоспособности.

При разработке методов обеспечения надежности используют статистические данные по интенсивности отказов отдельных элементов изделий, выявляемых в эксплуатации. При расчетах на стадии проектирования оценивается вероятность появления неисправного состояния изделия или отказа отдельного его элемента и одновременно разрабатываются необходимые мероприятия, исключающие или снижающие влияние возможного повреждения отдельных элементов на функционирование изделия. В авиационной технике, например, применяется метод резервирования – применения дополнительных средств и (или) возможностей с целью сохранения работоспособного состояния объекта при отказе одного или нескольких его элементов.

Основная цель резервирования – обеспечить работоспособность объекта в целом, когда возник отказ одного или нескольких его агрегатов или элементов.

В автомобильных и тракторных двигателях метод резервирования не используется.

После стендовых или эксплуатационных испытаний все возникшие и выявленные повреждения и отказы должны быть полностью устранены, так как даже небольшие повреждения при последующей эксплуатации могут привести к отказам изделия в целом. Например, незначительное уменьшение давления масла или повышение температуры может привести к заклиниванию подшипников скольжения. Для своевременного выявления повреждений и отказов важнейших агрегатов и узлов необходимо устанавливать специальные сигнализаторы неисправностей.

Полный учет всех повреждений и отказов требуется для определения общего объема трудозатрат, а также количества запасных частей, необходимых для восстановления исправного состояния двигателя в условиях эксплуатации. Суммарное количество повреждений, выявляемых в течение испытания, позволяет оценить эффективность методов профилактики, контроля и диагностики при техническом обслуживании, а также необходимое время для восстановления готовности двигателя к работе.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение термину «надежность».
2. Через какие показатели частных свойств оценивается надежность?
3. Дайте определение термину «безотказность».
4. Дайте определение термину «долговечность».
5. Дайте определение термину «ремонтпригодность».
6. Дайте определение термину «сохраняемость».
7. Когда состояние технического объекта считается работоспособным?
8. Что такое предельное состояние технического объекта?
9. Что такое критерии исправного состояния?
10. Дайте определение понятию «отказ».
11. Дайте определение понятию «ресурс».
12. Как определяется срок службы технического объекта?
13. Как определяется срок сохраняемости технического объекта?

14. Что означает понятие «оперативное время восстановления технического объекта»?

15. По каким признакам классифицируются отказы объектов?

16. Чем отличается друг от друга внезапный и постепенный отказ?

17. Как вы понимаете смысл понятий «неисправность» и «работоспособность»?

18. Какие закономерности изучает теория надежности?

19. Дайте определение понятию «срок службы».

20. Что такое «ресурс» и «срок службы»?

21. Чем характеризуется предельное состояние объекта?

22. Дайте определение вероятности безотказной работы.

23. Дайте определение вероятности отказа объекта.

24. Чем отличаются термины «дефект» и «отказ»?

25. Дайте определение понятию «оперативное время восстановления».

26. Что означает понятие «оперативная продолжительность восстановления»?

ГЛАВА 2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕОРЕМЫ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ

С тех пор, как за теорию относительности принялись математики, я ее уже сам больше не понимаю

А. Эйнштейн³

2.1. СЛУЧАЙНЫЕ СОБЫТИЯ И СЛУЧАЙНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Надежность различных агрегатов и систем поршневых двигателей зависит от большого числа факторов, определяемых как внутренними свойствами изделий, так и воздействием внешних условий в эксплуатации. Действительно тракторные дизели, установленные на пропашные трактора, работают на режимах близких к режиму номинальной мощности в условиях большой запыленности, что существенно влияет на надежность его деталей и систем. Автомобильные двигатели работают совсем на других режимах – частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется: от частоты на режиме максимального крутящего момента до номинальной мощности. Многообразие воздействующих факторов придает случайный характер процессам накопления неисправностей и возникновения отказов (см рис. 1). Таким образом, как следует из определения основных понятий теории надежности они носят вероятностный характер. Для качественной оценки показателей и параметров надежности на практике, как будет показано в последующих главах, широкое применение находит математический аппарат теории вероятностей и теории случайных процессов. В связи с этим, не претендуя на полноту изложения, считаем необходимым привести некоторые сведения из теории вероятностей, знание которых необходимо для понимания и усвоения материала следующих разделов, связанного с грамотным описанием и расчётом вероятностных моделей, а также осмысленным анализом полученных при экспериментах результатов. На основе их базируются также методы расчета и анализа надежности изделий по данным экспериментальных исследований (на основании проведенных опытов).

³ Энциклопедия мудрости. М.: Издательство РООСА, 2007, 814 с.

Опытом называется осуществление определенных условий и действий с исследуемым объектом или системой их, при которых наблюдается случайное явление. Исходом любого опыта (испытания), осуществляемого при вполне определенных условиях, является **событие**. Событие может иметь качественную или количественную характеристику. Так, при испытаниях на надежность факт появления отказа или его отсутствие за время испытаний является *качественной* характеристикой события. Долговечность же разрушившихся деталей является *количественной* характеристикой надежности.

Событие, которое в результате данного опыта должно непременно произойти, называют **достоверным**. Примером достоверного события является извлечение черного шара из ящика, в котором лежат только черные шары. Событие называется **невозможным**, если оно не может произойти в данном опыте.

Достоверному событию противоположно **невозможное** событие, т. е. такое событие, которое в данных условиях опыта не может произойти, например, извлечение белого шара из ящика с черными шарами. Точно также факт безотказной работы изделия в течение бесконечно долгого времени является **невозможным** событием, рано или поздно изделие откажет.

Событие, которое в результате данного опыта может произойти, а может и не произойти, называют **случайным**. Примером случайного события является извлечение белого шара из ящика, в котором лежат белые и черные шары. Точно также при однотипных испытаниях двигателя в одних и тех же условиях, а также в течение определенного периода времени отказ возможен, но, однако, он может возникнуть, а может и не возникнуть.

Случайной величиной в теории вероятностей принято называть любую (не обязательно численную) величину X , которая примет какое-то одно из возможных значений, т.е. произойдет какое-то одно из исследуемых событий:

$$X=x_1, X=x_2, \dots, X=x_n.$$

Все эти события называют **несовместимыми**, так как случайная величина может принять в результате испытания только одно значение, т.е. появление одного из них исключает появление другого. Рассматриваемые события случайны, поскольку нельзя указать, какое значение примет случайная величина X , и, наконец, эти события образуют

полную группу событий. Одновременное появление этих двух событий исключается.

В тех случаях, когда появление одного события не исключает возможности появления другого, случайные события называют **совместимыми**, а если два из них не могут появиться вместе – **несовместимыми**.

Если в результате данного опыта обязательно произойдет одно из нескольких событий, то такие случайные события называют **единственно возможными**. Так, два события – разрушение или не разрушение коленчатого вала при длительных испытаниях, являются единственно возможными случайными событиями.

Исходом ряда опытов могут быть такие события, каждое из которых не является объективно более возможным, чем другое. Эти события называют **равновозможными** случайными событиями. Например, выпадение герба и цифры при бросании монеты.

Случайные события могут быть зависимыми и независимыми. Два события называют **независимыми**, если возможность реализации любого из этих событий не зависит от наступления или не наступления другого события. Два события называют **зависимыми**, если возможность реализации одного из них зависит от наступления или не наступления другого. Примером таких событий может явиться отказ масляного насоса двигателя, что вызывает задир вкладышей подшипников скольжения КШМ.

Все случайные величины делят на две группы: непрерывные случайные величины; дискретные случайные величины. Примерами непрерывных случайных величин являются: время безотказной работы изделия; срок службы; срок сохраняемости; погрешности измерения постоянной величины. Дискретными случайными величинами являются: число отказов в течение заданного промежутка времени; число дефектных изделий в некоторой партии продукции.

С каждой случайной величиной можно связать определенное событие, например, что данная случайная величина примет значение меньше некоторого заданного уровня. Наоборот, с каждым событием можно связать случайную величину, а именно: число появлений данного события.

Из-за невозможности заранее указать, какое конкретное значение примет случайная величина при данных испытаниях введено понятие вероятности.

Вероятность – численная мера объективно существующей возможности появления (или не появления) изучаемого события A и обозначается через $P(A)$.

Если опыт сводится к схеме случаев, то под вероятностью события A понимают отношение числа **случаев**, благоприятных данному событию, к общему числу всех несовместимых единственно возможных и равновозможных случаев:

$$P(A) = m/n, \quad (2.1)$$

где $P(A) = \text{Вер}(A)$ — вероятность события A ; m — число случаев, благоприятных событию A ; n — общее число производимых опытов.

Из определения вероятности вытекают следующие свойства:

- вероятность достоверного события равна единице, каждый возможный случай является благоприятным ($m = n, P(A) = 1$);
- вероятность невозможного события равна нулю, т. е. нет ни одного случая, благоприятного событию ($m = 0; P(A) = 0$);
- вероятность случайного события есть положительное число, заключенное между нулем и единицей ($0 < m < n; 0 \leq P(A) \leq 1$).

В большинстве случаев вероятность события не может быть найдена аналитическим путем и оценивается на основании результатов опыта по **накопленной частоте** случайного события, являющейся статистическим аналогом вероятности.

Пусть производится n опытов, в каждом из которых может появиться или не появиться событие A . В результате указанных опытов событие A появилось i раз (число наблюдений), тогда накопленная **частота** события A определится отношением

$$W(A) = i/n, \quad (2.2)$$

или $\hat{P}(A) = i/n$.

Повторяя серию из n опытов многократно, будем получать для накопленной **частоты** случайного события A различные значения. Однако они будут колебаться около одного и того же числа, являющегося вероятностью события, причем так, что значительные отклонения от этого числа будут редкими. При возрастании числа опытов в соответствии с законом больших чисел указанные отклонения будут встречаться все более и более редко.

Таким образом, можно считать, что при большом объеме испытаний в большинстве случаев накопленная **частота и вероятность** случайного события приблизительно равны между собой:

$$\begin{aligned} W(A) &\rightarrow P(A) \\ n &\rightarrow \infty \end{aligned} \quad (2.3)$$

Это соотношение следует трактовать не как стремление к пределу, а как сходимость по вероятности левой части к правой при $n \rightarrow \infty$, т.е. с вероятностью, близкой к единице можно утверждать, что число i появления события W будет очень близко к своему наивероятнейшему значению.

Полной группой называется несколько таких событий, когда в результате опыта обязательно должно произойти хотя бы одно из них. Если несколько событий образуют полную группу, являются несовместными или равновозможными, то они называются **случаями**. Когда результаты эксперимента сводятся к схеме случаев, то вероятность события A вычисляется по формуле (2.1).

Вычисление вероятностей сложных событий при решении многих задач надежности основывается на косвенных методах с использованием основных теорем теории вероятностей: теоремы сложения вероятностей, теоремы умножения вероятностей, теоремы полной вероятности и теоремы гипотез (формулы Бейеса) [2].

2.2. ТЕОРЕМА СЛОЖЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ

В таких сложных изделиях, какими являются автомобильные и тракторные двигатели, возможны самые разнообразные виды отказов, и поэтому отказ двигателя должен рассматриваться как сложное событие, определяющееся совокупностью появления возможных отказов его отдельных агрегатов, узлов или систем. Причем отказы этих составных частей двигателя могут быть несовместными и независимыми. При рассмотрении даже такого простого агрегата двигателя, как топливный фильтр, можно предположить появление следующих несовместных событий: нормальная работа, засорение фильтрующей сетки, разрыв фильтрующей сетки. Поэтому вероятность безотказной работы фильтра должна рассматриваться как вероятность появления сложного события.

Суммой нескольких событий называется сложное событие A , состоящее в появлении хотя бы одного из этих событий (или A_1 или A_2 ,

или A_1 и A_2 вместе). В частном случае, если события являются несовместными, то их суммой является событие, состоящее в появлении только одного из них (или A_1 или A_2).

В курсе теории вероятностей доказывается теорема: вероятность появления одного из двух несовместных событий, неважно какого, равна сумме вероятности этих событий, т.е.

$$P(A_1 + A_2) = P(A_1) + P(A_2). \quad (2.4)$$

Теорема сложения вероятностей в этом случае позволяет определить вероятность появления сложного события и формулируется так.

Вероятность суммы нескольких несовместных событий равна сумме вероятностей этих событий:

$$P(A_1 + A_2 + \dots + A_n) = P(A_1) + P(A_2) + \dots + P(A_n) = \sum_{i=1}^n P(A_i). \quad (2.5)$$

Итак, вероятность суммы n несовместных событий равна сумме вероятностей этих событий.

Если события $A_1 + A_2 + \dots + A_n$ образуют полную группу несовместных событий, т.е. появление хотя бы одного из них является достоверным событием, то сумма их вероятностей равна единице

$$P(A_1) + P(A_2) + \dots + P(A_n) = \sum_{i=1}^n P(A_i) = 1. \quad (2.6)$$

Пример 1. В ящике 12 белых, 7 черных и 11 синих одинаковых на ощупь шаров. Наудачу вынимается один шар. Какова вероятность того, что вынутый шар не белый?

Решение. Пусть появление белого шара – событие A_1 , соответственно, черного и синего шаров – события A_2 и A_3 . Количество всех шаров в ящике равно 30, т.е. число n всех исходов испытания, заключающегося в вынимании одного шара, равно 30. Если вынутый шар не белый, то это означает, что он либо черный, либо синий. Вынуть либо черный, либо синий шар по правилу сложения можно 7+11 способами. Следовательно, число m исходов, благоприятствующих событию $A_2 + A_3$, которое состоит в вынимании не белого шара, равно 18. Тогда

$$P(A_2 + A_3) = m/n = 18/30 = 3/5.$$

Найдем вероятность событий $P(A_1)$ и $P(A_2)$. Имеем $P(A_1) = 7/30$; $P(A_2) = 11/30$. Сложив полученные вероятности, получим

$$P(A_2) + P(A_3) = 7/30 + 11/30 = 18/30 = 3/5 = P(A_2 + A_3).$$

Сумма вероятностей **противоположных** событий также равна единице, если противоположные – два несовместимых события, образующих полную группу. Так, если $P(t)$ – вероятность безотказной работы элемента изделия, а $F(t)$ – вероятность отказа того же элемента изделия за время t , то эти два события образуют полную группу противоположных событий и из (2.4)

$$P(t) + F(t) = 1. \quad (2.7)$$

Таким образом, если при расчетах надежности можно определить вероятность отказа элемента изделия (по результатам экспериментальных исследований) за время t , тогда вероятность безотказной работы можно найти по формуле из (2.7):

$$P(t) = 1 - F(t). \quad (2.8)$$

Пример 2. Среди одинаковых по внешнему виду 11 изделий находятся три бракованных. Найти вероятность появления бракованных и годных изделий.

Решение. Вероятности появления годных и бракованных изделий, соответственно, равны: $P(A_1) = 8/11$ и $P(A_3) = 3/11$. Таким образом

$$P(A_1) + P(A_3) = 1$$

Правило сложения вероятностей усложняются, если рассматриваемые события – совместные, т.е. при проведении опыта они могут появиться вместе.

Для двух совместных событий правило сложения вероятностей основана на следующей теореме, доказываемой в курсах теории вероятностей: **вероятность появления хотя бы одного из двух совместных событий равна сумме вероятностей этих событий без вероятности их совместного наступления**, т.е.

$$P(A_1 + A_2) = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1 A_2), \quad (2.9)$$

где $P(A_1 A_2)$ – вероятность совместного наступления событий.

Действительно, пусть в результате опыта возможны N равновероятных исходов, которые для наглядности изобразим в виде последовательности кружков (рис. 2, а). Пусть далее, событию A_1 благоприятствует m исходов (им соответствуют площадь с горизонтальными линиями), а событию A_2 – K исходов (им соответствуют площадь с вертикальными линиями). События A_1 и A_2 совместны, поэтому часть ука-

занных исходов благоприятствует кружок с горизонтальными и вертикальными линиями. Предположим, что количество таких исходов равно l . Тогда

$$P(A_1) = m/n; P(A_2) = k/n; P(A_1A_2) = l/n. \quad (2.10)$$

Событие A_1+A_2 заключается в наступлении либо события A_1 , либо события A_2 , либо события A_1A_2 . Поэтому ему будут благоприятствовать $M+K-L$ исходов (им соответствует площадь с горизонтальными и вертикальными линиями (см. рис. 2, а)). Следовательно,

$$\begin{aligned} P(A_1 + A_2) &= (m + k - l) / N = m/n + k/n - l/n = \\ &= P(A_1) + P(A_2) - P(A_1A_2). \end{aligned} \quad (2.11)$$

Подставив равенство (2.9) в равенство (2.10), получим равенство (2.11).

Здесь следует помнить, что вероятность события пропорциональна площади фигуры, которая соответствует данному событию. События A_1+A_2 на рис. 2, а соответствует фигура (A_1+A_2) , которая обведена жирной линией. Событию A_1 соответствует фигура A_1 , а событию A_2 – фигура A_2 . Фигура, имеющая двойную штриховку, соответствует событию A_1A_2 . Из рис. 2, а следует, что площади этих фигур связаны соотношением $S_{A_1+A_2} = S_{A_1} + S_{A_2} - S_{A_1A_2}$. Данное соотношение соответствует формуле (2.11).

Рассуждая аналогично и используя рис. 2, б, можно доказать справедливость формулы для трех совместных в совокупности событий:

$$\begin{aligned} P(A_1 + A_2 + A_3) &= P(A_1) + P(A_2) - P(A_1A_2) - P(A_1A_3) - \\ &- P(A_2A_3) + P(A_1A_2A_3). \end{aligned} \quad (2.12)$$

Поскольку при вычислении сложения трех событий приходится учитывать возможные комбинации различных индексов 1, 2, 3 взятых по одному, по два, по три (см. рис. 2, б), то для суммы n совместных независимых событий формула для вычисления сложного события $P(A_1+A_2+\dots+A_n)$ имеет вид

$$\begin{aligned} P(A_1 + A_2 + \dots + A_n) &= \sum_{i=1}^n P(A_i) - \sum P(A_iA_j) + \sum_{i,j,k} P(A_iA_jA_k) + \\ &+ \dots + (-1)^{n-1} P(A_1A_2A_3\dots A_n), \end{aligned}$$

где суммы распространяются на все возможные комбинации различных индексов i, j, k, \dots , взятых по одному, по два, по три и т.д.

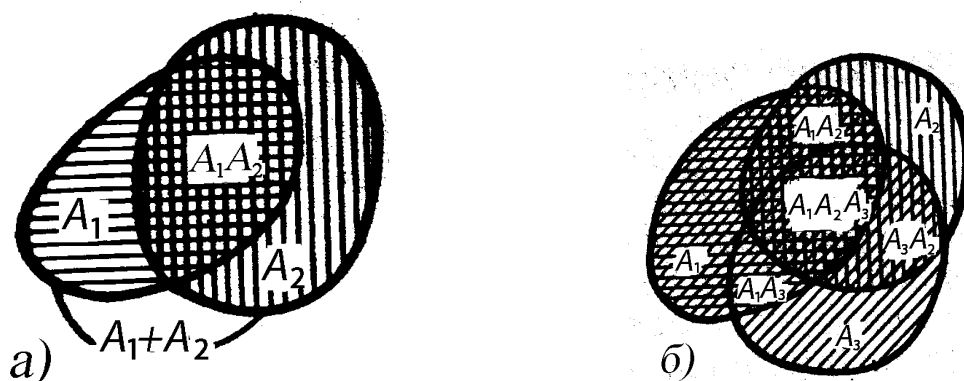


Рис. 2. Графическая интерпретация правил сложения вероятностей

При доказательстве последней теоремы предполагалось совместность событий. Если же события A_1 и A_2 несовместны, то событие A_1A_2 будет невозможным, а значит его вероятность равна нулю. Поэтому формулы (2.4) и (2.9) верны как для совместных, так и для несовместных событий, так как для несовместных событий $P(A_1A_2) = 0$.

2.3. ТЕОРЕМА УМНОЖЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ

Заметим, что по формуле (2.9) определяли вероятность совместного наступления событий A_1 и A_2 . Чтобы вычислить эту вероятность, необходимо ввести понятие условной вероятности. Допустим, в некоторой серии опытов появилось событие A_1 . Если из этого числа опытов выделить те, в результате которых появилось событие A_2 , и определить частоту интересующего нас события A_2 в выделенной части опытов, то такая частота будет называться условной частотой события A_2 относительно A_1 . Таким образом, условной частотой события A_2 относительно A_1 является отношение числа опытов, в результате которых появляются оба события A_1 и A_2 , к числу всех опытов, в результате которых появляется событие A_1 .

Если производится n опытов и при этом событие A_2 появляется m_{A_2} раз, а произведение событий A_1 и A_2 появляется $m_{A_1A_2}$ раз, то условная частота события A_1 относительно A_2 будет равна $m_{A_1A_2} / m_{A_2}$. А так как отношения $m_{A_1A_2} / n$ и m_{A_2} / n представляют собой соответственно частоты событий A_1A_2 и A_2 , то условная частота события A_1 относительно A_2 равна отношению частоты произведения событий A_1A_2 к частоте событий A_2 .

Иными словами, условная частота событий A_1 относительно A_2 равна отношению частоты совместного появления событий A_1 и A_2 к частоте события A_2 .

На основании изложенного *условной вероятностью события A_1 относительно A_2* называется отношение вероятности совместного появления этих событий к вероятности условия. Обозначим условную вероятность события A_1 относительно A_2 символом $P(A_1/A_2)$, тогда формула для вычисления условной вероятности будет иметь вид

$$P(A_1 / A_2) = P(A_1 A_2) / P(A_2). \quad (2.13)$$

Если условная вероятность события A_1 относительно A_2 равна вероятности события A_1 , то событие A_1 называется независимым от A_2 . На основании этого определения условие независимости события A_1 от A_2 запишется в виде

$$P(A_1 / A_2) = P(A_1). \quad (2.14)$$

Если события A_1 и A_2 независимы, то из равенств (2.13) и (2.14) вытекает соотношение

$$P(A_1 A_2) = P(A_1)P(A_2).$$

Пример 3. В коробке девять одинаковых деталей, три из которых были в употреблении. В течение рабочего дня мастеру для ремонта понадобилось взять две детали. Какова вероятность того, что обе взятые детали были в употреблении?

Решение. Вероятность того, что первая взятая деталь была в употреблении (событие A_1), равна $P(A_1) = 3/9$. После того как произошло событие A_1 , в коробке осталось восемь деталей, из которых две были в употреблении. Поэтому для события A_2 , состоящего в появлении второй раз детали, бывшей в употреблении, условная вероятность $P(A_2) = 2/8$. Следовательно, вероятность появления двух таких деталей равна

$$P(A_1 A_2) = P(A_1)P(A_2) = 3/9 \cdot 2/9 = 1/12.$$

Эта формула выражает теорему умножения вероятностей для независимых событий: вероятность совместного появления независимых событий равна произведению вероятностей этих событий.

Формулой (2.13) можно пользоваться для вычисления вероятности совместного появления двух событий A_1 и A_2

$$P(A_1 A_2) = P(A_1)P(A_2 / A_1) = P(A_2)P(A_1 / A_2). \quad (2.15)$$

Данное выражение представляет собой принцип умножения вероятностей событий: вероятность совместного появления двух событий равна произведению вероятности одного из них и условной вероятности другого относительно первого. Применяя последовательно формулу (2.15), получим следующее выражение для вероятности совместного появления n событий A_1, A_2, \dots, A_n :

$$P(A_1 A_2 \dots A_n) = P(A_1)P(A_2 / A_1) \dots P(A_n / A_1 A_2 \dots A_{n-1}). \quad (2.16)$$

Если события A_1, A_2, \dots, A_n независимы, то формула (2.16) принимает вид

$$P(A_1 A_2 \dots A_n) = P(A_1)P(A_2) \dots P(A_n).$$

Таким образом, вероятность появления любого количества независимых событий равна произведению их вероятностей.

Пример 4. Система питания автомобильного бензинового двигателя включает: топливный бак (fuel tank) с вероятностью безотказной работы $P_{ft}(t) = 0,999$, фильтр очистки топлива $P_{ff}(t) = 0,998$, два топливопровода одинаковой надежности $P_{fs}(t) = 0,999$, топливный насос $P_{fp}(t) = 0,991$, топливная рампа $P_{fr}(t) = 0,998$, четыре форсунки $P_{fi}(t) = 0,990$.

Отказ любого из элементов приводит к отказу системы, все отказы считаются независимыми. Определить общую надежность системы.

Решение. Система будет работать надежно, если и топливный бак, и фильтр очистки топлива, и оба топливопровода, и топливный насос, и топливная рампа, и форсунки будут работать безотказно. Следовательно, вероятность безотказной работы системы P_{st} может быть определена на основании теоремы умножения вероятностей независимых событий

$$\begin{aligned} P_{st}(t) &= P_{ft}(t)P_{ff}(t)[P_{fs}(t)]^2 P_{fp}(t)[P_{fr}(t)]^4 = \\ &= 0,999 \cdot 0,998 \cdot 0,999^2 \cdot 0,991 \cdot 0,998 \cdot 0,990^4 = 0,9453. \end{aligned}$$

Теорема полной вероятности. Формула Бейеса. На основании теоремы сложения и теоремы умножения формулируется теорема полной вероятности. Допустим, что некоторое событие A может произойти только тогда, когда вместе с ним осуществится одно из n независимых событий: H_1, H_2, \dots, H_n , образующих полную группу событий. В соответствии с формулой (2.15) имеем

$$P(H) = \sum_{i=1}^n P(H_i) = 1.$$

Событие A может осуществиться, если произойдут события или A и H_1 , т. е. события AH_1 , или AH_2 , и т. д.:

$$A = AH_1 + AH_2 + \dots + AH_n = \sum_{i=1}^n AH_i.$$

На основании теоремы сложения вероятностей несовместных событий имеем

$$P(A) = P\left(\sum_{i=1}^n AH_i\right) = \sum_{i=1}^n P(AH_i);$$

с учетом правила умножения вероятностей

$$P(AH_i) = P(H_i)P(A/H_i),$$

тогда окончательно получим

$$P(A) = \sum_{i=1}^n P(H_i)P(A/H_i).$$

Эта формула называется формулой полной вероятности. События H_1, H_2, \dots, H_n , при которых только и может произойти событие A , обычно называют гипотезами относительно A .

Допустим, что до опыта известны условные вероятности $P(A/H_i)$ сложного события A , которое может появиться только вместе с одной из гипотез H_i , составляющих полную группу несовместных событий. Эти доопытные вероятности называются также априорными вероятностями. Доопытные (априорные) вероятности гипотез H_i также известны. Требуется определить вероятности событий H_1, H_2, \dots, H_n после опыта (апостериорные вероятности), которые представляют собой условные вероятности событий H_1, H_2, \dots, H_n относительно события A . Другими словами, если событие A в опыте наблюдалось, то насколько вероятна та или иная из гипотез, при которой событие A только и могло произойти?

Значение условных после опытных вероятностей гипотез определяется по теореме гипотез (формула Байеса)

$$P(H_i / A) = \frac{P(H_i)P(A/H_i)}{\sum_{i=1}^n P(H_i)P(A/H_i)}, \quad (2.17)$$

которая является следствием теории умножения и формулы полной вероятности.

Формула Байеса имеет следующее применение. Пусть имеется несколько предположений (несовместных гипотез) объяснения некоторого явления. Эти предположения проверяются с помощью опыта. Перед началом опыта (эксперимента) зачастую бывает трудно определить вероятности этих предположений-гипотез, которые обычно называют *доопытными (априорными)* вероятностями. Поэтому этим гипотезам приписывают из интуитивных или каких-либо других соображений определенные вероятности. Затем проводят эксперимент и получают первую информацию, на основании которой выполняют коррекцию доопытных вероятностей.

Таким образом, основываясь на результатах опыта, заменяют доопытные вероятности *послеопытными (апостериорными)* вероятностями. При этом вероятности гипотез после опыта могут измениться. Вероятности некоторых гипотез могут настолько уменьшиться, что в дальнейшем ими вообще можно пренебречь, что, например, имеет место при решении следующей задачи (пример 5). Эксперимент можно продолжать далее (повторить опыт), в результате по мере получения новой информации будет укрепляться предположение о справедливости той или иной гипотезы.

В настоящее время с внедрением совершенной вычислительной техники практически во все сферы деятельности человека формула Байеса находит все более широкое применение при решении проблем управления в экономике и промышленности, связанных с недостаточной информацией. По мере поступления информации и ее накопления проводится корректировка различных решений и планов.

Пример 5. Система управления бензиновым двигателем содержит два блока. Вероятность отказа первого блока в течение определенного (достаточно большого) времени равна $P(A_1) = 0,2$. Пусть вероятность безотказной работы первого блока $P(\bar{A}_1)$ (**противоположное событие**) Тогда вероятность безотказной работы равна (см. зависимость (2.8)) $P(\bar{A}_1) = 1 - P(A_1) = 1 - 0,2 = 0,8$.

Для второго блока вероятность отказа $P(A_2) = 0,1$, соответственно, вероятность безотказной работы $P(\bar{A}_2) = 1 - P(A_2) = 1 - 0,1 = 0,9$. Известно, что произошел отказ одного блока. Какова вероятность того, что это первый блок?

Решение. Пусть событие A состоит в том, что по истечении определенного срока произошел отказ одного блока. Диагностика в течение некоторого срока может закончиться одним из следующих несовместных исходов: H_1 – оба блока выдержали испытание (отказов нет); H_2 – произошел отказ только первого блока (событие A_1); H_3 – произошел отказ только второго блока (событие A_2); H_4 – произошел отказ первого и второго блоков (событие A_1 и A_2). Других исходов, очевидно, быть не может. Следовательно, указанные исходы образуют полную группу событий.

Можно высказать предположение, что проверка и диагностика блоков закончиться одним из этих исходов, поэтому исходы H_1, H_2, H_3, H_4 будем считать гипотезами. Используя теорему умножения вероятностей и понятие противоположных событий, имеем

$$P(H_1) = P(\bar{A}_1)P(\bar{A}_2) = 0,8 \cdot 0,9 = 0,72;$$

$$P(H_2) = P(A_1)P(\bar{A}_2) = 0,2 \cdot 0,9 = 0,18;$$

$$P(H_3) = P(\bar{A}_1)P(A_2) = 0,8 \cdot 0,1 = 0,08;$$

$$P(H_4) = P(A_1)P(A_2) = 0,2 \cdot 0,1 = 0,02.$$

В соответствии с (1.14) условные вероятности события A_1 при этих гипотезах соответственно равны:

$$P(A/H_1) = 0 \text{ (оба блока работают);}$$

$$P(A/H_2) = 1 \text{ (произошел отказ первого блока);}$$

$$P(A/H_3) = 1 \text{ (произошел отказ только второго блока);}$$

$$P(A/H_4) = 0 \text{ (отказы первого и второго блоков).}$$

Применяя теперь формулу Байеса (2.17), получим

$$\begin{aligned} P(H_2/A) &= \\ &= \frac{P(H_2)P(A/H_2)}{P(H_1)P(A/H_1) + P(H_2)P(A/H_2) + P(H_3)P(A/H_3) + P(H_4)P(A/H_4)} = \\ &= \frac{0,18 \cdot 1}{0,72 \cdot 0 + 0,18 \cdot 1 + 0,08 \cdot 1 + 0,02 \cdot 0} = \frac{9}{13}. \end{aligned}$$

Следовательно, вероятность того, что отказал только первый блок равна $9/13$.

Рассуждая аналогично, получим $P(H_1/A) = 0$; $P(H_3/A) = 4/13$; $P(H_4/A) = 0$.

При решении задач следует помнить, что высказанные гипотезы должны образовывать полную группу, а значит сумма их доопытных и после опытных вероятностей должна быть равна единице.

2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛУЧАЙНЫХ ВЕЛИЧИН

2.4.1. ЗАКОН РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Все разнообразие случайных величин имеет одну общую характерную особенность, заключающуюся в том, что все случайные величины являются такими переменными величинами, которые в зависимости от случайного исхода испытаний могут принимать то или иное (но только одно) возможное свое значение. Какое именно значение, заранее до проведения испытания предсказать невозможно. Однако знание возможных значений случайной величины еще не позволяет полностью описать случайную величину. Весьма важно также знать, как часто следует ожидать появления тех или иных возможных значений в результате повторения испытания в одних и тех же условиях. Для этого необходимо знать закон распределения случайной величины. В общем случае под законом распределения случайной величины понимается всякое соотношение, устанавливающее связь между возможными значениями случайной величины и соответствующими им вероятностями

Сущность закона распределения наиболее просто можно раскрыть на примере дискретной случайной величины, число возможных значений которой конечно.

Пусть имеется дискретная случайная величина X (в качестве таковой можно принять отказ изделия), которая может принимать значения $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$.

В результате испытаний случайная величина X примет какое-то одно из этих возможных значений, т. е. произойдет какое-то одно из следующих событий:

$$X = x_1, X = x_2, \dots, X = x_n.$$

Все эти события являются несовместными, так как случайная дискретная величина может принять в результате испытания только одно значение (либо отказ, либо полноценная работа). Рассматриваемые события случайны, поскольку нельзя указать, какое значение примет случайная величина, и, наконец, эти события образуют **полную**

группу событий, так как никаких других событий, кроме перечисленных при испытаниях, быть не может.

Обозначим соответственно вероятности появления события

при $X=x_1$ через $P(X=x_1) = P_1$;

при $X=x_2$ через $P(X=x_2) = P_2$;

.....'

при $X=x_i$ через $P(X=x_i) = P_i$;

.....

при $X=x_n$ через $P(X=x_n) = P_n$.

Таким образом, законом распределения дискретной случайной величины является всякое соотношение, устанавливающее связь между возможными значениями случайной величины и соответствующими вероятностями. Про случайную величину говорят, что она подчиняется данному закону распределения.

Закон распределения случайной величины можно задать также, как в математическом анализе задается функция одного аргумента, используя табличный, графический или аналитический способ задания.

На основании того, что события $X=x_i$ ($i=1, 2, 3, \dots, n$) образуют полную группу несовместных событий, сумма вероятностей всех возможных значений дискретной случайной величины равна единице:

$$\sum_{i=1}^n P(X=x_i) = 1.$$

Это означает вероятность того, что дискретная случайная величина примет значение не больше, чем заданное x_i .

Так как для непрерывной случайной величины невозможно перечислить все ее возможные значения, то для вероятностной характеристики непрерывного распределения пользуются вероятностью события $P(X < x_i)$. Событие $(X < x)$ означает, что случайная величина X примет значение меньше заданной величины x_i .

2.4.2. ФУНКЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ

Функцией распределения случайной величины X называется функция аргумента x_i , равная вероятности того, что случайная величина примет любое значение, меньшее, чем x_i . Эта функция является наиболее универсальной формой закона распределения случайной величины.

Возьмем случайную величину X , выберем на числовой оси точку с координатой x и рассмотрим вероятность события

$$X < x, \text{ т. е. } P(X < x).$$

Очевидно, указанная вероятность $P(X < x)$ является функцией x , обозначим ее через $F(x)$, т. е.

$$F(x) = P(X < x).$$

Если X — дискретная случайная величина, то на основании правила сложения вероятностей несовместных событий ее функция распределения будет иметь вид

$$F(x) = \sum_{i=1} P(X = x_i).$$

Неравенство $x_i < x$ обозначает, что суммирование распространяется на все те возможные значения случайной величины, которые по своей величине меньше выбранного аргумента x . Функция распределения дискретной величины разрывна и возрастает скачками при переходе возможных значений дискретной случайной величины. Совокупность вероятностей всего ряда значений данной дискретной величины выражается в виде ступенчатой функции распределения вероятностей.

Если представить, что число n возможных значений дискретной случайной величины бесконечно возрастает, а промежутки между ними становятся все меньше и меньше, то в пределе можно получать гладкую или непрерывную кривую $F(x)$ (рис. 3).

Следует отметить, что если рассматривать промежуток между случайными величинами, стремящимися к нулю, то можно доказать, что вероятность появления любого конкретного возможного значения непрерывной случайной величины в нулевом промежутке также становится равной нулю. Этот вывод указывает на сущность непрерывной случайной величины, значение которой непрерывно заполняют некоторый интервал, и число их бесконечно велико.

На графике (рис. 4) непрерывной функции распределения вероятность попадания в интервал (α, β) изображается как разность ординат на концах интервала.

Функция распределения имеет следующие основные свойства:

1. Функция распределения $F(x)$ есть неотрицательная функция, заключенная между 0 и 1:

$$0 \leq F(x) \leq 1.$$

2. Вероятность появления случайной величины в интервале (α, β) (рис. 4.), полузамкнутом слева (включая α и исключая β), равна разности значений функции распределения в концах интервала, т. е.

$$P(\alpha < x < \beta) = F(\beta) - F(\alpha). \quad (2.18)$$

3. Функция распределения случайной величины есть неубывающая функция, т. е. если $\beta > \alpha$, то $F(\beta) \geq F(\alpha)$.

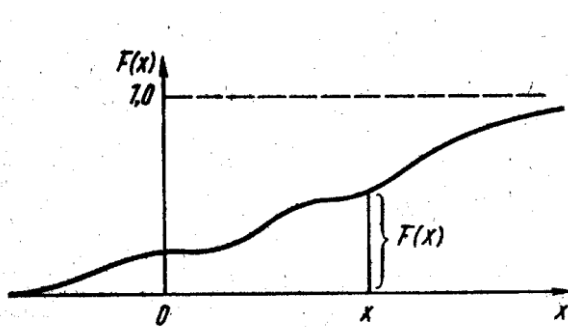


Рис. 3. Функция распределения непрерывной случайной величины

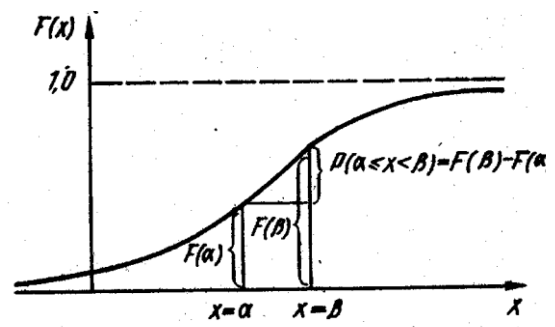


Рис. 4. Вероятность попадания случайной величины в интервал α - β

4. При $x = -\infty$ функция распределения равна 0, а при $x = +\infty$ функция распределения равна 1, т. е. $F(-\infty) = 0$; $F(+\infty) = 1$.

5. Функция распределения в точках разрыва непрерывна слева, т. е. значение $F(x)$ в точке разрыва определяется при подходе к этой точке слева по оси Ox (рис. 5).

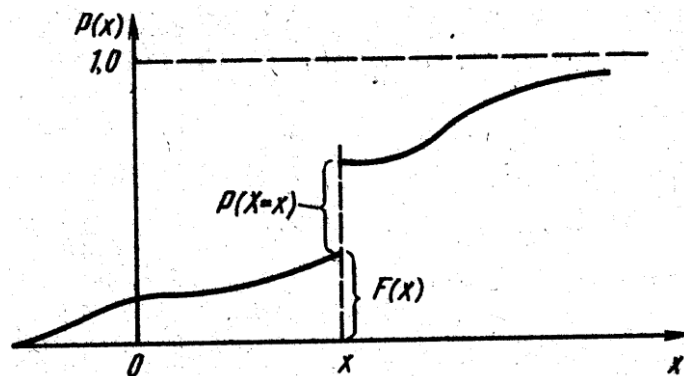


Рис. 5. Точка разрыва функции распределения

6. Величина скачка функции распределения в точке разрыва равна вероятности появления случайной величины в этой точке:

$$P(X=x) = F(x+0) - F(x)$$

Функцию распределения непрерывной случайной величины называют также *интегральной функцией распределения*.

2.4.3. ПЛОТНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ

Функция распределения непрерывной случайной величины является ее исчерпывающей вероятностной характеристикой. Но она имеет недостаток, заключающийся в том, что по ней трудно судить о характере распределения случайной величины в небольшой окрестности той или иной точки на числовой оси.

Однако задание непрерывной случайной величины с помощью функции распределения не является единственным. Ее можно задать с помощью другой функции, которая называется *дифференциальной функцией распределения* или *плотностью распределения вероятностей*. В некотором смысле эта функция «более удобная», чем интегральная функция $F(x)$. Используя функцию $F(x)$, трудно судить о характере распределения случайной величины в небольшой окрестности той или иной точки числовой оси. Решить эту задачу позволит плотность распределения вероятностей.

Пусть имеем непрерывную случайную величину X с интегральной функцией распределения $F(x)$, относительно которой будем предполагать, что она непрерывна и дифференцируема в исследуемом интервале. Рассмотрим вероятность попадания значения случайной величины в элементарный участок $(x; x+\Delta x)$ длины Δx . Эту вероятность не сложно вычислить, используя свойство 2 функции $F(x)$ (см. п.2.4.2). Согласно формуле (2.18), искомая вероятность

$$P(x \leq X < x+\Delta x) = F(x+\Delta x) - F(x),$$

т. е. равна приращению функции $F(x)$ на этом участке.

Определим теперь вероятность, которая приходится на единицу длины рассматриваемого участка, для чего разделим обе части последнего равенства на длину участка Δx . Имеем

$$\frac{P(x < X < x + \Delta x)}{\Delta x} = \frac{F(x + \Delta x) - F(x)}{\Delta x}. \quad (2.19)$$

Перейдем в полученном равенстве к пределу при $\Delta x \rightarrow 0$. В результате получим производную функции $F(x)$, которая существует, поскольку $F(x)$ предполагалась дифференцируемой (рис. 6):

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x < X < x + \Delta x)}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{F(x + \Delta x) - F(x)}{\Delta x} = \frac{dF(x)}{dx} = f(x) \quad (2.20)$$

Дифференциальной функцией распределения или плотностью распределения вероятностей называется первая производная интегральной функции распределения $F(x)$.

Дифференциальную функцию распределения $f(x)$ называют *плотностью* или *функцией плотности распределения вероятности*.

Плотность распределения $f(x)$ равна производной от функции распределения $F(x)$ и ее смысл состоит в том, что она указывает на то, как часто появляется случайная величина в малой окрестности x при повторении испытаний.

Заметим, что для характеристики распределения вероятностей значений дискретной случайной величины дифференциальная функция распределения неприменима хотя бы потому, что для существования $f(x)$ требуется непрерывность и дифференцируемость функции $F(x)$, а для дискретной случайной эти требования не выполняются.

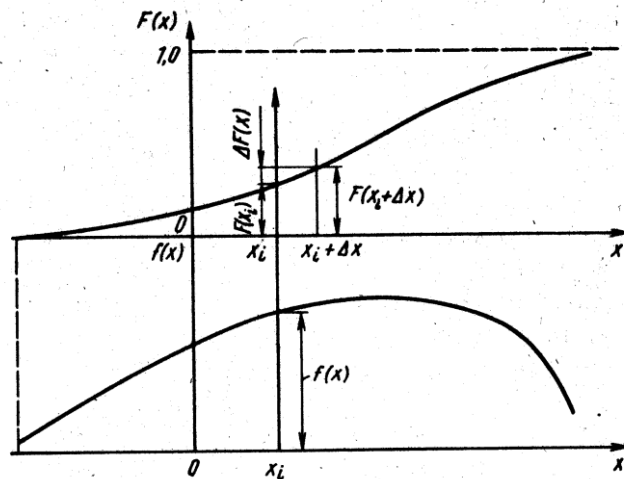


Рис. 6. График плотности $f(x)$ для заданной функции распределения $F(x)$

График дифференциальной функции распределения $f(x)$ называется *кривой распределения* (см. рис. 6).

Из зависимостей (2.20) следует

$$F(x + \Delta x) - F(x) \approx f(x)\Delta x. \quad (2.21)$$

Рассмотрим основные свойства дифференциальной функции распределения (функции плотности).

1. Для любых x дифференциальная функция распределения $f(x)$ неотрицательна, т. е. $f(x) \geq 0$.

Доказательство непосредственно следует из определения функции $f(x)$ как первой производной функции $F(x)$, которая в свою очередь, является неубывающей. Из математического анализа известно, что производная неубывающей функции неотрицательна.

2. Для дифференциальной функции распределения имеет место равенство

$$P(\alpha < X < \beta) = \int_{\alpha}^{\beta} f(x) dx \quad (2.22)$$

Формула (2.22) имеет простой геометрический смысл: вероятность попадания непрерывной случайной величины на участок (α, β) равна интегралу от плотности распределения, взятому по этому участку (рис.7).

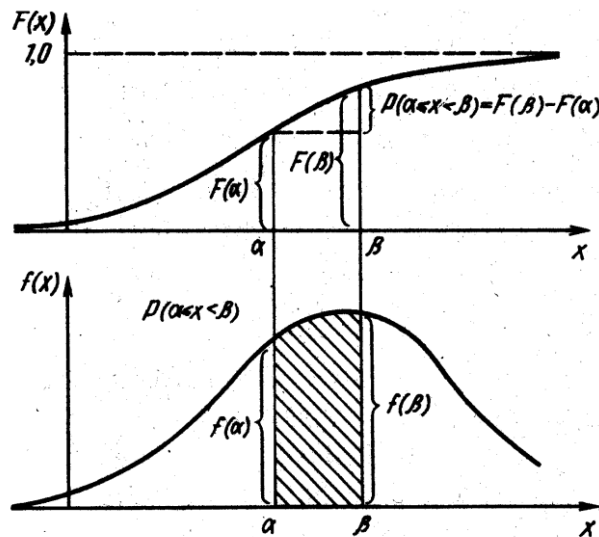


Рис. 7. График вероятности попадания случайной величины на участок α - β

3. Для дифференциальной функции распределения имеет место равенство

$$\int_{-\infty}^{\infty} f(x) dx = 1. \quad (2.23)$$

Если интеграл $\int_{\alpha}^{\beta} f(x) dx$ выражает вероятность попадания значения случайной величины в интервал (α, β) , то несобственный интеграл $\int_{-\infty}^{\infty} f(x) dx$ определяет вероятность такого попадания в интервал

$(-\infty, \infty)$. С другой стороны, в результате опыта случайная величина обязательно примет какое-нибудь значение и это значение несомненно окажется в интервале $(-\infty, \infty)$, т. е. произойдет заведомо достоверное событие, вероятность которого равна единице.

Геометрически равенство (2.23) означает, что площадь, ограниченная осью Ox и кривой распределения, равна единице.

4. Для интегральной и дифференциальной функций распределения имеет место равенство

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x)dt. \quad (2.24)$$

Согласно определению несобственного интеграла и свойству 3 функции $F(x)$, имеем

$$\begin{aligned} \int_{-\infty}^x f(x)dt &= \lim_{\alpha \rightarrow -\infty} \int_{\alpha}^x f(x)dt = \lim_{\alpha \rightarrow -\infty} [F(x) - F(\alpha)] = \\ &= F(x) - \lim_{\alpha \rightarrow -\infty} F(\alpha) = F(x) - F(-\infty) = F(x) - 0 = F(x). \end{aligned}$$

В заключение отметим, что если случайная величина принимает значение только в некотором интервале (α, β) , то

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(x)dt = 1.$$

2.5. ГЕНЕРАЛЬНЫЕ ЧИСЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЛИ ПАРАМЕТРЫ ЗАКОНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

2.5.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Понятие генеральной совокупности зависит от условий поставленной задачи. Если исследователя интересует надежность поршневых двигателей определенной марки, то под генеральной совокупностью в этом случае следует понимать надежность всех образцов, которые могли быть выделены и испытаны из всего объема продукции этой марки.

Генеральные числовые характеристики надежности, параметры функций распределения являются детерминированными величинами, а выборочные, т.е. их оценки – случайными. Отмеченная разница в вы-

борочных и генеральных характеристиках зависит от объема испытаний n и используемой методики статистического анализа их результатов.

Получение вероятностных законов распределения случайных величин, как правило, связано с целым рядом трудностей и сложностью эксперимента. Поэтому так же, как в механике твердого тела для описания и характеристики некоторого геометрического тела, когда взамен описания подробностей формы и распределения масс твердого тела бывает достаточным знать его ширину, высоту, длину, центр масс, моменты инерции и т. п., то для вероятностного описания случайных величин используют некоторые числовые характеристики, являющиеся параметрами законов распределения.

Таким образом, при решении многих практических задач можно и не знать точные законы распределения случайных величин, а достаточно лишь знать числовые характеристики этих величин. В то же время определение числовых характеристик случайной величины осуществляется гораздо проще, нежели определение закона распределения.

Основными числовыми характеристиками случайных величин, используемыми в теории надежности, являются:

- математическое ожидание или среднее значение $[M(x)]$;
- дисперсия или среднеквадратическое отклонение $[D(x)]$ или σ^2 ;
- коэффициент вариации $v(x)$;
- мода Mo и медиана Md ;
- моменты различных порядков (начальные и центральные), частными случаями которых являются математическое ожидание и дисперсия.

2.5.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОЖИДАНИЕ

Математическим ожиданием $m_x = M(X)$ или средним значением случайной величины называется постоянное число, около которого с ростом числа испытаний устойчиво колеблется среднее арифметическое значение случайной величины, найденное по опытным данным.

Рассмотрим вначале случайную величину ξ с рядом распределения

$$\begin{array}{c} x_1, x_2, \dots, x_n, \\ P_1, P_2, \dots, P_n. \end{array}$$

Математическим ожиданием этой величины называется число

$$m_x = M(X) = P_1 x_1 + P_2 x_2 + \dots + P_n x_n.$$

Механическая интерпретация математического ожидания – абсцисса центра тяжести системы материальных точек. Действительно, если рассматривать x_1, x_2, \dots, x_n как координаты точек, лежащих вдоль некоторого стержня, а P_1, P_2, \dots, P_n – как массы грузов, подвешенных в этих точках (рис. 8), то $m_x = M(X)$ будет совпадать с координатой центра масс образовавшейся системы. Поэтому $M(X)$ называют иногда *средневзвешенным значением* случайной величины.

Если случайная величина имеет равномерное распределение, т.е. $P_1 = P_2 = \dots = P_n = 1/n$, то

$$M(X) = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}.$$

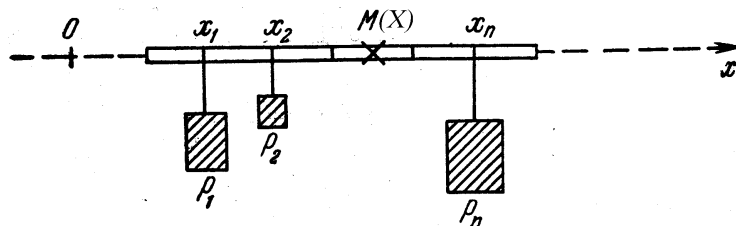


Рис. 8. Математическое $M(x)$ как координата центра масс сложной системы

Таким образом, *математическое ожидание конечнозначной равномерно распределенной случайной величины есть среднее арифметическое ее значений.*

Найдем смысл математического ожидания для произвольной конечнозначной случайной величины. Допустим, что произведено N независимых испытаний над случайной величиной ξ , в результате которых значение x_1 появилось k_1 раз, значение x_2 появилось k_2 раз и т. д. Очевидно, что

$$k_1 + k_2 + \dots + k_n = N.$$

Отношения $k_1/N, k_2/N, \dots, k_n/N$ будут частотами появления соответствующих значений. Если число испытаний N велико, то эти частоты, согласно общему определению вероятности, должны лишь незначительно отличаться от соответствующих вероятностей:

$$k_1/N \approx P_1, k_2/N \approx P_2, \dots, k_n/N \approx P_n.$$

Поэтому, заменяя в формуле математического ожидания вероятности $P_1 = P_2 = \dots = P_n$ на частоты $k_1/N, k_2/N, \dots, k_n/N$, мы допустим лишь незначительную ошибку, т.е.

$$m_x = M(X) = \frac{k_1 x_1 + k_2 x_2 + \dots + k_n x_n}{N}.$$

В числителе получившейся дроби каждое значение x_i повторяется слагаемым (с помощью умножения на k_i) ровно столько раз, сколько раз это значение возникало в процессе испытаний. Иными словами, получившийся числитель равен сумме всех N результатов испытаний (каждый результат прибавляется к общей сумме независимо от того, встречался он уже раньше или нет). А так как эта сумма затем делится на N , то оказывается, что *математическое ожидание конечнозначной случайной величины приближенно равно среднему арифметическому всех результатов, полученных при большом числе испытаний над этой величиной.*

Формула математического ожидания легко обобщается на дискретные случайные величины. Математическим ожиданием такой величины называется сумма ряда

$$m_x = M(X) = \sum_{i=1}^n x_i P(X = x_i) = \sum_{k=1}^n (x_k P_k); \quad (2.25)$$

если ряд расходится, то математическое ожидание равно бесконечности.

Таким образом, математическое ожидание дискретной случайной величины (например, число отказов) определяется как сумма парных произведений всех возможных значений этой величины на вероятность этих значений.

Математическое ожидание произвольной случайной величины с функцией распределения $F(x)$ определяется как интеграл

$$m_x = M(X) = \int_{-\infty}^{\infty} x dF(x). \quad (2.26)$$

Если X — непрерывная случайная величина, то

$$dF(x) = f(x)dx,$$

и тогда математическое ожидание случайной величины определяется интегралом

$$m_x = M(X) = \int_{-\infty}^{\infty} xf(x)dx.$$

При определении математического ожидания, например, такой непрерывной случайной величины, как время наработки до отказа, интеграл для определения математического ожидания имеет вид

$$m_t = M(t) = \int_{-\infty}^{\infty} tf(t)dt. \quad (2.27)$$

Математическое ожидание случайной величины обладает рядом свойств, облегчающих его вычисление.

1. Если все значения случайной величины, не меняя их вероятностей, уменьшить (увеличить) на некоторое число, то схематическое ожидание уменьшится (увеличится) на это же число.

2. Если все значения случайной величины, не меняя их вероятностей, уменьшить (увеличить) в некоторое число раз, то математическое ожидание уменьшится (увеличится) во столько же раз.

3. Математическое ожидание суммы случайных величин равно сумме математических ожиданий слагаемых,

4. Математическое ожидание произведения независимых случайных величин равно произведению математических ожиданий сомножителей.

2.5.3. ДИСПЕРСИЯ, МОДА И МЕДИАНА СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Дисперсия случайной величины – это математическое ожидание квадрата отклонения случайной величины от ее математического ожидания. Если математическое ожидание есть центр рассеивания случайной величины, то дисперсия характеризует степень или рассеивание случайной величины X около ее центра рассеивания:

$$D(X) = M[(x - m_x)^2]. \quad (2.28)$$

Дисперсия всегда больше нуля. Механическая интерпретация дисперсии – момент инерции заданного распределения масс относительно центра тяжести.

Дисперсия случайной величины вычисляется как интеграл

$$D(X) = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_x)^2 dF(x).$$

Для дискретной величины дисперсия вычисляется как сумма

$$D(X) = \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 P(X = x_i) = \sum_{i=1}^n (x_i - m_i)^2 P_i. \quad (2.29)$$

Для непрерывной случайной величины дисперсия вычисляется при помощи интеграла

$$D(X) = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_x)^2 f(x) dx.$$

Дисперсия измеряется квадратом единицы измерения случайной величины. Для большего удобства вместо дисперсии используют только ее положительный квадратный корень. Эта величина называется *средним квадратическим отклонением* и обозначается буквой σ с индексом случайной величины. Размерность среднего квадратического отклонения совпадает с размерностью случайной величины.

Для случайной величины X

$$\sigma = \sqrt{D(x)}. \quad (2.30)$$

Рассеивание в относительных единицах (в частности, в процентах) выражается *коэффициентом вариации*

$$v(x) = \frac{\sigma(x)}{M(x)}. \quad (2.31)$$

Коэффициент вариации может иметь любые положительные или отрицательные значения. Например, при $M(x) = 0$ $v(x) = \infty$.

Модой M_o дискретной случайной величины называется наиболее вероятное значение. Для непрерывной случайной величины мода есть такое значение случайной величины, которому отвечает наибольшее значение плотности распределения, т. е. $f(M_o) = \max$.

Если кривая распределения имеет два или несколько максимумов, то распределение называется *двухмодальным или многомодальным*.

Если в центральной части кривой распределения имеется минимум, по обе стороны от которого кривая возрастает вплоть до границ области возможных значений величины, то такая кривая называется *антимодальной*.

Медианой случайной величины X называется такое ее возможное значение, относительно которого равновероятно получение большего или меньшего значения случайной величины, т. е.

$$P(x > Md) = P(x < Md).$$

Это равенство означает, что медиана – это абсцисса точки, в которой площадь, ограниченная кривой распределения, делится пополам. Так как вся площадь, ограниченная кривой, равна единице, то, очевидно, функции распределения в точке Md

$$P(x > Md) = P(x < Md) = 0,5.$$

На рис. 9, а показан график плотности вероятности, значение которой максимально при M_o , а на рис. 9, б – расположение медианы случайной величины.

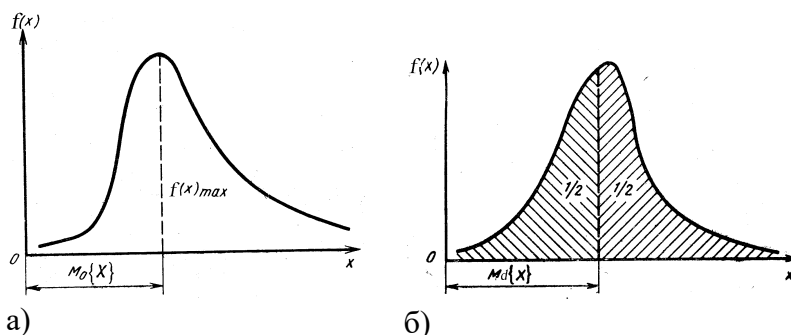


Рис. 9. Графики плотности вероятности: а – $Mo(x)$ имеет максимальное значение; б — площадь, ограниченную кривой плотности вероятности, медианой $Md(x)$ делится пополам

Медианой имеет смысл пользоваться в случаях непрерывных случайных величин, хотя формально можно определить ее для любой случайной величины.

Если распределение одномодальное и симметричное, то все три характеристики – математическое ожидание, мода и медиана – совпадают.

При вычислении дисперсии также полезно опираться на ее свойства.

1. Дисперсия случайной величины не изменится, если все ее значения уменьшить (увеличить) на одно и то же число, не меняя их вероятностей.

2. Если все значения случайной величины, не меняя их вероятностей, умножить на некоторый множитель, то дисперсия умножится на квадрат этого множителя.

3. Дисперсия суммы независимых случайных величин равна сумме дисперсий этих величин.

Третье свойство дисперсии особенно важно при изучении воздействия каких-либо факторов на результат наблюдения. Эти факторы редко удается изучать по отдельности, поэтому по наблюдениям определяется, как правило, лишь общая дисперсия всех изучаемых факторов. Если факторы независимы, общая дисперсия есть просто сумма дисперсий, связанных с каждым фактором по отдельности. Убрав один фактор (а это обычно можно сделать), мы сразу же увидим, насколько изменилась общая дисперсия; разность как раз даст нам дисперсию убранного фактора, которую в чистом виде выделить было невозможно. Эта идея лежит в основе дисперсионного анализа.

2.5.4. МОМЕНТЫ СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Обобщение основных числовых характеристик случайных величин можно произвести, введя понятие моментов случайной величины. В теории вероятностей различают моменты двух видов: начальные и центральные.

Начальным моментом k -го порядка случайной величины называется математическое ожидание k -й степени этой величины:

$$a_k = M[X^k]. \quad (2.32)$$

Для дискретной величины

$$a_k = \sum_{i=1}^k x_i^k P_i,$$

а для непрерывной случайной величины

$$a_k = \int_{-\infty}^{\infty} X^k f(x) dx.$$

Для нулевого порядка начальный момент $a_0 = 1$, а для первого порядка начальный момент равен m_x , т. е. представляет собой не что иное, как математическое ожидание случайной величины.

Центральным моментом k -го порядка случайной величины называется математическое ожидание k -й степени отклонения случайной величины от ее математического ожидания:

$$M_k = M[(x - m_x)^k] = M[X^k], \quad (2.33)$$

т.е. $(x - m_x)^k$ – функция случайной величины X , которую определяем по формуле

$$M_k = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_x)^k dF(x).$$

В частности, для дискретной величины

$$M_k = \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^k P_i, \quad (2.34)$$

а для непрерывной случайной величины

$$M_k = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_x)^k f(x) dx. \quad (2.35)$$

Центральный момент нулевого порядка $M_0 = 1$, первого порядка всегда равен нулю, т. е. $M_1 = 0$, а момент второго порядка – дисперсия случайной величины $M_2 = D(X) = \sigma^2$ или $M_2 = (a_2 - m_x)$.

Нетрудно доказать, что математическое ожидание квадрата случайной величины равно квадрату математического ожидания этой величины плюс ее дисперсия, т. е. $M[X^2] = M^2[X] + D[X]$ или $a^2 = m^2 + \sigma^2$.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое случайные события и случайные величины?
2. Как оцениваются случайные события?
3. Дайте определение понятию «вероятность».
4. Какое событие называется достоверным?
5. Чему равна вероятность суммы нескольких несовместных событий?
6. Что такое функция распределения случайной величины?
7. Что такое плотность распределения для данной функции распределения случайной величины?
8. Назовите параметры законов распределения случайной величины.
9. Что такое математическое ожидание случайной величины?
10. Что такое дисперсия случайной величины?

ГЛАВА 3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Существует поразительная возможность овладеть предметом математически, не поняв существа дела.

А. Эйнштейн⁴

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КРИТЕРИЯХ НАДЕЖНОСТИ

Количественные характеристики надежности, называемые критериями, характеризуют различные ее составные части с количественной стороны.

Наличие количественных критериев позволяет сравнивать между собой различные виды изделий по их надежности (или различные их составные части), а также производить инженерный расчет надежности как на этапах отработки, производства конструкции изделия, так и в процессе его эксплуатации. Кроме того, с помощью показателей надежности производится решение целого ряда практических задач, связанных с выбором оптимальных сроков проведения диагностики, профилактических работ, обоснованием допусков на конструктивные размеры изделий и их сопряжений, норм расхода запасных частей и т.д.

Назначенный ресурс поршневого двигателя является наиболее продолжительным, а в течение этого срока проводится его техническое обслуживание. В этот период выполняется необходимый комплекс профилактических и восстановительных работ по выявлению, а также устранению обнаруженных повреждений и замене агрегатов и узлов, не удовлетворяющих техническим требованиям.

На практике используют целый ряд показателей, которые в той или иной степени с количественной стороны характеризуют надежность изделий. Значительное число показателей является результатом того, что надежность изделий в эксплуатации определяется большим числом различных воздействующих факторов, учесть которые каким-либо обобщенным показателем не представляется возможным.

⁴ Энциклопедия мудрости. М.: Издательство РООСА, 2007, 814 с.

Показатели надежности должны удовлетворять следующим основным требованиям: наибольшему учету факторов, определяющих надежность изделий; возможности использования их при инженерных расчетах; возможности задания в качестве нормативов технических требований; удобству и скорости практической проверки в эксплуатации или в процессе специальных испытаний поршневых двигателей.

В связи с тем, что процессы накопления неисправностей и появления отказов поршневых двигателей носят по своей физической природе случайный характер, показатели надежности являются вероятностными величинами и определяются на основе правил теории вероятностей и математической статистики.

Учитывая, что надежность изделий обуславливается **безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью**, а также **сохраняемостью** их составных частей, для количественной характеристики этих основных сторон надежности используются следующие показатели:

- **показатели безотказности: вероятность безотказной работы; вероятность отказа; плотность распределения отказов; условная вероятность безотказной работы объекта в произвольном промежутке времени; средняя наработка до отказа; интенсивность отказов; параметр потока отказов; наработка на отказ; среднее число отказов до заданной наработки;**
- **показатели долговечности: гамма-процентный ресурс; средний ресурс; назначенный ресурс; средний ресурс между средними (капитальными) ремонтами; средний ресурс до списания; средний ресурс до среднего (капитального) ремонта; гамма-процентный срок службы; средний срок службы; средний срок службы между средними (капитальными) ремонтами; средний срок службы до среднего (капитального) ремонта; средний срок службы до списания**
- **показатели ремонтпригодности: вероятность восстановления в заданное время; среднее время восстановления; интенсивность восстановления;**
- **показатели сохраняемости: гамма-процентный срок сохраняемости; средний срок сохраняемости;**
- **комплексные показатели надежности: коэффициент готовности; коэффициент технического использования; коэффициент**

оперативной готовности; средняя суммарная трудоемкость технического обслуживания; удельная суммарная трудоемкость технического обслуживания; средняя суммарная трудоемкость ремонтов; удельная суммарная трудоемкость ремонтов; средняя суммарная стоимость технического обслуживания; удельная суммарная стоимость технического обслуживания; средняя суммарная стоимость ремонтов; удельная суммарная стоимость ремонтов.

Классификация показателей надежности приведена на рис. 10.

В соответствии с ГОСТ 27.002-2015 для количественной оценки надежности применяются количественные показатели отдельных свойств: безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости, а также комплексные показатели, характеризующие готовность и эффективность использования изделий.

Эти показатели позволяют проводить сравнительную расчетно-аналитическую оценку количественных характеристик отдельных свойств при выборе различных схемных и конструктивных вариантов изделий при их разработке и испытаниях. Комплексные показатели надежности используются главным образом на этапах испытаний и эксплуатации при оценке и анализе соответствия эксплуатационно-технических характеристик изделий заданным требованиям.

Выбор конкретной номенклатуры количественных показателей надежности отдельных изделий обусловлен решением следующих задач:

- выполнение расчетов и сравнительный анализ надежности возможных различных вариантов схем изделия и его агрегатов, а также оценка результатов моделирования и лабораторно-стендовых испытаний, а в этом случае наиболее часто используют такие показатели, как интенсивность отказов, наработку на один отказ и вероятность безотказной работы, т. е. характеристики безотказности;
- общая оценка уровня надежности изделий, динамики его изменения в процессе серийного производства и эксплуатации, а также сравнение уровня надежности данного изделия с другими аналогичными изделиями, а в этом случае наибольшее применение находят показатели безотказности и долговечности, наработка на отказ, ресурс, при этом особое внимание уделяется анализу их улучшения при введении новых конструктивных и производственных мероприятий;



Рис. 10. Показатели надежности изделий

- для оценки уровня эксплуатационно-технических характеристик изделий, эффективности их применения и эксплуатационных затрат, используются комплексные показатели надежности: коэффициенты готовности, технического использования и сохранения эффективности.

Оценка показателей надежности на всех этапах жизненного цикла объекта: проектирование; опытное производство и испытание; серийное производство; эксплуатация и ремонт невозможна без предварительной оценки на предыдущем этапе.

Поэтому на этапах проектирования и испытаний должны быть оценены расчетно-аналитическим способом такие показатели, как интенсивность отказов и наработка на отказ.

Показатели надежности количественно характеризуют, в какой степени конкретному изделию присущи определенные свойства, обуславливающие его надежность. Показатель надежности может иметь размерность (например, наработка на отказ в часах) или не иметь ее (например, вероятность безотказной работы).

3.2. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ БЕЗОТКАЗНОСТИ

3.2.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Сущность решения проблемы обеспечения надежности поршневых двигателей заключается в изучении физических причин появления и закономерностей развития отказов, рассматриваемых в качестве случайных событий, возникающих и изменяющихся во времени. Это позволит разработать научные и инженерные методы создания изделий с заданными в соответствии с поставленными требованиями уровнем надежности [14].

Разрабатываемые методы базируются на том, что отказы как случайные события имеют вероятностный характер зависимости от времени и для изучения их закономерностей применимы теория вероятностей и теория математической статистики.

Конкретный вид этих закономерностей для отдельных изделий определяется характером влияния различных физических факторов на природу возникновения и развития отказов. В частности, в числе таких факторов могут быть износ и старение материалов элементов изделия, накопление усталостных повреждений, наличие производственно-технологических дефектов (прижоги и перегревы), неоднородность материалов, наличие местных концентраторов напряжений, трещины, волосовины, а также несоответствие фактических условий нагружения принятым при расчете допускаемым напряжениям, превышение предельно допустимых параметров (температуры газа, частоты вращения,

неуравновешенность из-за чего происходит повышенная вибрация и т. п.) при эксплуатации изделий.

Отказы как события нарушения работоспособности изделий имеют различные причины возникновения и разнообразные формы проявления.

В табл. 1 приведены характерные отказы деталей систем двигателей, их узлов и сопряжений.

Они приводят к ухудшению эксплуатационно-технических свойств и сопровождаются разным уровнем материальных, экономических и моральных потерь. Формы проявления отказов зависят от характера и продолжительности действия многофакторных нагрузений и особенностей эксплуатации изделий, а также от вида и уровня дефектов элементов и узлов изделия, возникающих в процессе их изготовления или в используемых материалах. В числе наиболее характерных проявлений отказов могут быть отклонения выходных параметров функциональных систем или их агрегатов от нормативных значений или выход параметров за установленные ограничения; механические повреждения, приводящие к появлению трещин, поломок или деформаций и сопровождающиеся возрастанием уровня вибраций или тряской; рассогласование взаимодействия регулирующих и управляющих систем и т. п. В конечном счете происходит ухудшение или резкое изменение свойств безотказности и долговечности изделия.

Анализ характеристик надежности изделия нельзя проводить в отрыве от его целевого назначения и функциональных характеристик.

Каждый тип объектов или изделий предназначен для выполнения определенных функциональных задач, и поэтому при формировании понятия *отказ* необходимо рассматривать сущность выполняемой целевой функции. Для автомобиля это будет своевременная и безопасная доставка пассажиров в заданный пункт назначения; для поршневого двигателя – обеспечения работы всех его систем и передачу крутящего момента; для металлообрабатывающих станков — точность обработки деталей и т. п. При анализе надежности таких сложных изделий, как двигатель, необходимо различать отказ изделия в целом, отказ функциональных систем и их отдельных элементов и агрегатов. В случае отказа изделия или его основных функциональных систем происходит снижение или потеря их работоспособности.

Таблица 1. Характерные отказы деталей поршневых двигателей

Деталь	Выявленные отказы
Блок-картер (картер)	Трещины в блок-картере (картере), опорах коренных подшипников. Разрушение кронштейнов для установки двигателя
Анкерные крепежные детали	Нарушение резьбы, Усталостное разрушение шпилек или болтов.
Головка цилиндров	Трещина в межклапанной перемычке. Трещины на кромках клапанных отверстий и отверстия под распылитель форсунки нарушение герметичности привалочной плоскости.
Детали газового стыка	Нарушение герметичности газового стыка
Гильза цилиндра	Износ и задиры на поверхности трения гильзы. Кавитационно-эрозионный износ охлаждаемой поверхности гильзы
Уплотнительные кольца в кольцевых канавках гильзы цилиндра	Старение материала колец, разрушение с нарушением герметичности рубашки охлаждения.
Коленчатый вал	Усталостный излом по шейке или щеке. Отклонение от профиля продольного сечения, овал шеек в результате их износа сверх максимально допустимых пределов.
Крышки коренных подшипников	Разрушение крышки.
Подшипники коленчатого вала	Задир, выкрашивание. Износ подшипников скольжения. Разрушение роликов или сепаратора подшипника качения
Шатун	Разрушение верхней головки шатуна или износ втулки. Обрыв стержня. Разрушение нижней головки. Нарушение плотности стыка кривошипной головки.
Поршень	Разрушение перемычек между канавками поршневых колец. Износ, трещины и задиры юбки поршня, износ поршневых канавок, износ отверстий в бобышках.
Поршневые кольца	Износ по наружной и торцевой поверхности, потеря подвижности, разрушение компрессионных или маслоъемных поршневых колец
Поршневой палец и его крепление	Местное выкрашивание рабочей поверхности, разрушение пальца. Разрушение стопорного кольца.

Механизм газораспределения	Обрыв, изгиб стержня клапана, разрушение замка или тарелки, износ или прогорание рабочей фаски впускного или выпускного клапанов. Трещины, износ, деформация, выпадение седла клапана. Разрушение пружины клапана. Износ внутренней поверхности направляющей втулки клапана. Разрушение распределительного вала, износ или разрушение рабочих поверхностей кулачков. Разрушение рычага, оси рычага, ролика толкателя
Привод механизма газораспределения	Износ рабочих поверхностей зубьев шестерен, заклинивание, разрушение шестерен привода механизма газораспределения. Износ, задир, выкрашивание подшипников скольжения, разрушение, огранка роликов подшипников качения. Разрушение валика привода. Разрушение муфты привода
Агрегат наддува (компрессор)	Разрушение рабочего колеса. Увеличение радиального или осевого зазоров вала ротора. Заклинивание вала ротора. Разрушение подшипников ротора.
Агрегат наддува (турбина)	Заклинивание, разрушение ротора. Обрыв лопатки рабочего колеса. Разрушение подшипников ротора. Нарушение герметичности уплотнений
Агрегат наддува (турбокомпрессор)	Те же отказы, что у компрессора и турбины.
Охладитель наддувочного воздуха	Разрушение элементов матрицы. Нарушение герметичности уплотнений
Выпускные коллекторы	Коробление, растрескивание, прогорание. Прорыв газов по уплотнениям фланцев. Обрыв шпилек крепления фланцев
Топливная система дизелей: топливоподкачивающий насос;	Прекращение подачи топлива. Течь топлива по уплотнениям. Разрегулировка перепускного клапана
Фильтр тонкой очистки топлива.	Нарушение работоспособности фильтрующего элемента (нарушение целостности, увеличение сопротивления ввиду чрезмерного загрязнения). Нарушение герметичности фильтра

Топливный насос высокого давления.	Заклинивание, износ, разрушение плунжерных пар. Разрушение пружины плунжера, ролика или его пальца, рычага привода плунжера. Питтинг кулачкового валика. Огранка или разрушение подшипника
Регулятор топливного насоса.	Разрушение корпуса муфты опережения впрыскивания. Заедание грузов регулятора. Износ осей вращающихся деталей регулятора.
Механизм ограничения подачи топлива.	Нарушение работоспособности.
Форсунка.	Разрушение или закоксование сопла распылителя форсунки. Трещины корпуса форсунки. Износ пары гильза – плунжер. Износ уплотнительных поверхностей в паре клапан – корпус форсунки. Заклинивание иглы распылителя. Поломка пружины. Нарушение герметичности уплотнения форсунки.
Трубопроводы высокого давления.	Разрушение трубок, штуцеров, деталей крепления
Топливная система бензиновых двигателей	Нарушение регулировки и работоспособности карбюратора или отдельных его элементов (нарушение регулировки винтов количества или качества рабочей смеси, засорение каналов или жиклеров, износ топливных жиклеров, засорение сетчатого фильтра, неправильное положение поплавка карбюратора, негерметичность соединений в карбюраторе, нарушение целостности диафрагмы экономайзера, заедание деталей ускорительного насоса и др.). Засорение дренажной трубки, нарушение герметичности поплавка в топливном баке. Забивание грязью, нарушение герметичности топливопровода. Засорение сетчатого фильтра, разрушение диафрагмы, ослабление крепления топливного насоса к двигателю. Нарушение работоспособности терморегулятора воздушного фильтра

Система зажигания	Нарушение работоспособности свечей зажигания (сильный нагар на электродах, нарушение зазора между электродами). Нарушение регулировки угла момента зажигания. Дефекты распределителя зажигания (трещины, копоть на крышке распределителя, износ графитовых контактных стержней). Нарушение целостности проводов высокого напряжения
Смазочная система: откачивающий и нагнетающий масляные насосы; масляные фильтры (МАФ, МЦФ)	Заклинивание масляного насоса, разрушение валика его привода маслонасоса. Разрушение пружины редукционного клапана. Износ, разрушение уплотняющего элемента
	Загрязнение фильтрующего элемента. Загрязнение, чрезмерная толщина отложений на стенках ротора МЦФ. Нарушение герметичности уплотнений

В случаях отказа некоторых функциональных систем и их агрегатов может произойти ухудшение эффективности выполнения задания (уменьшается мощность и крутящий момент), увеличение расхода топлива по сравнению с расчетной величиной и т. п.

Таким образом, из результатов рассмотрения возможных последствий отказов в зависимости от их характера развития и проявления различают следующие условные формы надежности: функциональную, когда изделие не способно выполнять заданные функции; параметрическую, когда выполняемые функции не удовлетворяют требованиям высокой точности, экономичности и эффективности; прочностную, когда происходят повреждения и поломки и не обеспечивается необходимая долговечность.

В теории надежности, как было сказано в главе 1, изучаются следующие виды отказов: постепенные и внезапные. Классификацию отказов по указанным видам следует считать условной, так как в конечном счете большинство отказов следует считать постепенными, развивающимися с различной скоростью вследствие наличия в элементах изделий повреждений и дефектов. К внезапным обычно относят отказы, которые не поддаются параметрическому контролю из-за изменения параметров в пределах установленных допусков. Однако число отказов, относимых к внезапным, существенно уменьшается в связи с разработкой и внедрением диагностических методов.

Рассмотрим один из вариантов формирования модели постепенных отказов, учитывающий изменение характеристик выходного параметра изделия в результате накопления повреждений из-за износа и старения материала и поле допуска на его изменение.

На рис. 11 показаны характеристики изменения выходного параметра X во времени при различных процессах накопления повреждений при воздействии на изделие нагружающих факторов и внешних условий [14]. Функция распределения $f(t)$ зависит от скорости накопления повреждений $\gamma_x = dx/dt$.

Отказ изделия происходит по достижении выходным параметром своего предельно допустимого значения X_{max} . В начальный момент времени (при $t = 0$) этот параметр имеет математическое ожидание a_0 с законом рассеивания значений $f(a)$. Это рассеивание связано с различными величинами нагрузки на изделие, теплового расширения, деформации из-за механических нагрузок и других параметров, вызываемыми рабочими режимами работы изделия.

В процессе функционирования изделия по мере выработки заложенной долговечности происходит накопление необратимых его изменений, обусловленных износом и старением материалов, накоплением длительных и усталостных повреждений, а также коррозионными, эрозийными и другими воздействиями.

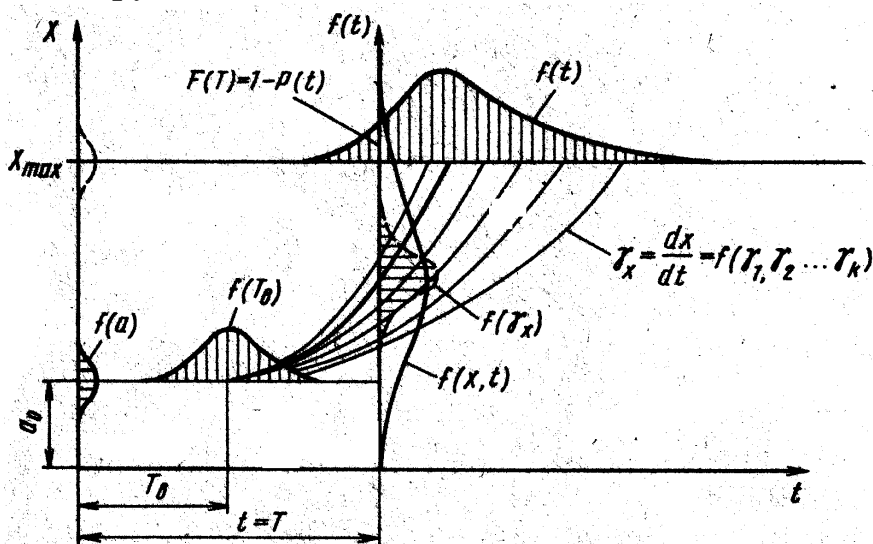


Рис. 11. Изменение выходного параметра X по времени в процессе накопления повреждений

Эти изменения характеризуются величинами $\gamma_x = dx/dt = f(\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_k)$, где γ_i – скорость накопления повреждений. Процесс изменения

параметра X со скоростью γ_x является случайным, зависящим от скорости повреждения отдельных элементов изделия.

В результате взаимодействия указанных событий происходит формирование закона распределения $f(x, t)$, который определяет вероятность выхода параметра X за границу X_{\max} , т.е. вероятность отказа

$$F(t) = 1 - P(t). \quad (3.1)$$

Данная схема модели описывает формирование отказа как при постепенном, так и при внезапном его появлении. Если обозначить время начала проявления повреждений через T_k , то в первом случае процесс изменения параметра начинается сразу при $T_k = 0$, во втором случае функция $f(T_k)$ после возникновения повреждения протекает с большой интенсивностью $X(t) \rightarrow \infty$.

3.2.2. ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ И ОТКАЗА НЕРЕМОНТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

Одним из основных количественных показателей надежности любой технической системы является вероятность безотказной работы $P(t)$ за определенный промежуток времени t . Под *вероятностью безотказной работы* понимается вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникнет.

Допустим, на испытание поставлено некоторое число однотипных неремонтируемых объектов, например, вкладышей подшипников скольжения. Вследствие различных причин (некачественная очистка масла, повышенная нагрузка и т.д.) испытываемые элементы будут выходить из строя, при этом продолжительность работы элементов различна и указать ее значение заранее для каждого элемента невозможно. Схематически процесс появления отказов элементов представлен на рис. 12.

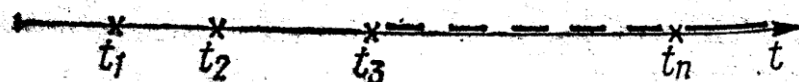


Рис. 12. Случайный процесс возникновения отказов

Поскольку отказы отдельных элементов появляются во времени случайным образом, то численные значения T (времена исправной работы элемента) являются случайной величиной, принимающей значения t_1, t_2, \dots, t_n . Если нельзя заранее сказать, сколько времени проработает до отказа любой произвольно выбранный элемент данного типа,

то на основании этих данных можно определить вероятность того, что он не откажет за некоторый интервал времени от 0 до t . Время появления отказа t^* рассматривают как случайную величину. Тогда вероятность безотказной работы можно представить как вероятность того, что время исправной работы невосстанавливаемого объекта будет больше некоторого заданного времени $P(t) = P(t^* > t)$.

Вероятность безотказной работы за время t можно определить, как

$$P(t) = Ver(t^* > t). \quad (3.2)$$

Символ Ver означает вероятность появления события – появление отказа в пределах промежутка времени t .

Естественно, что чем больше заданный промежуток времени, для которого определяется надежность объекта, тем меньше значение вероятности безотказной работы, и наоборот. Практически величина вероятности безотказной работы определяется отношением числа объектов, безотказно проработавших до момента времени t , к числу объектов, работоспособных в начальный момент времени $t = 0$.

Действительно, пусть в начальный момент времени $t = 0$ работает N_0 изделий. Если к моменту времени наработки t_i работоспособными оказались $N_{ser}(t_i)$ (serviceability – состояние изделия, при котором он соответствует всем требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации), неработоспособными (в них произошел отказ) $N^*(t_i)$ изделий (накопленное число отказов). Тогда статистическая оценка вероятности безотказной работы

$$\tilde{P}(t_i) = \frac{N_{ser}(t_i)}{N_0} = 1 - \frac{N^*(t_i)}{N_0} = 1 - \tilde{F}(t_i). \quad (3.3)$$

число отказавших изделий увеличилось на

$$\Delta N_i^* = N^*(t_{i+1}) - N^*(t_i). \quad (3.5)$$

Если весь период времени испытаний объектов на надежность разбить на определенные промежутки и фиксировать числа отказов каждого из них, то по полученным данным с помощью формулы (3.1) можно построить график изменения вероятности безотказной работы во времени, примерный вид которого показан на рис. 13. Форма кривой $P(t)$ зависит от внутренних свойств объектов испытаний и условий их работы. Несмотря на возможные различия, функция распределения для неремонтируемых объектов любых видов обладает следующими общими свойствами:

- $P(0) = 1$, т. е. полагают, что в начальный момент времени изделия находятся в исправном состоянии;

- $P(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$, т. е. при увеличении времени работы изделия вероятность его безотказной работы уменьшается и в пределе оказывается равной нулю;

- $P(t)$ является положительной невозрастающей функцией времени.

Следует отметить, что вероятность безотказной работы является одной из основных количественных характеристик надежности изделий и широко используется в различных технических расчетах, связанных с решением ряда практических задач при определении надежности. Этот критерий поддается также инженерному прогнозированию, что позволяет существенно повысить эффективность оценки надежности на различных этапах разработки, изготовления и эксплуатации технических объектов.

Другой количественной характеристикой надежности неремонтируемого объекта является вероятность **отказа** $F(t)$.

Вероятность отказа изделия за время Δt_i может быть определена:

$$Ver(t_i < t^* < t_{i+1}) = \frac{N^*(t_{i+1}) - N^*(t_i)}{N_0} = \frac{\Delta N^*(t_i)}{N_0}. \quad (3.6)$$

которая тесно связана с вероятностью безотказной работы соотношением (3.3).

Таким образом, статистическое значение вероятности отказа $\hat{F}(t)$ равно отношению числа отказавших изделий $\Delta N^*(t)$ за рассматриваемый период времени Δt_i к общему числу испытываемых объектов N_0 .

График функции $\tilde{F}(t)$ строится по формуле (3.6) с использованием тех же опытных данных, что и при построении кривой $P(t)$ либо вычитанием из единицы соответствующих ординат кривой $P(t)$. Форма кривой $F(t)$ показана на рис. 13.

Форма кривой $\tilde{F}(t)$ зависит от внутренних свойств объектов испытаний и условий их работы. Несмотря на возможные различия,

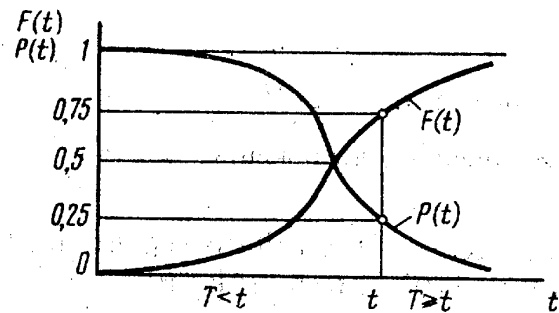


Рис. 13. Взаимосвязь между вероятностями безотказной работы $P(t)$ и отказа $F(t)$

функция распределения для неремонтируемых объектов любых видов обладает следующими общими свойствами:

- $\tilde{F}(0) = 0$, т. е. полагают, что в начальный момент времени ($t=0$) отказов в испытываемых объектах нет;
- $\tilde{F}(t) \rightarrow 1$ при $t \rightarrow \infty$, т. е. при увеличении времени работы изделия вероятность отказа увеличивается и в пределе отказ наступит на всех изделиях;
- $\tilde{F}(t)$ является положительной возрастающей функцией времени.

3.2.3. ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ И ОТКАЗА СЛОЖНОГО ОБЪЕКТА

Под сложным понимают объект, состоящий из нескольких одновременно функционирующих отдельных объектов (см. пример 4, раздела 2.3). При этом считают, что отказ каждого объекта приводит к отказу сложного объекта, при этом отказы отдельных объектов независимы друг от друга.

Если сложный объект состоит из n отдельных объектов с показателями безотказности $P_1(t)$, $P_2(t)$, ..., $P_n(t)$, то вероятность его безотказной работы на основе теоремы умножения вероятностей находят по формуле

$$P(t) = P_1(t)P_2(t)\dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (3.7)$$

Допущение о взаимной независимости отказов в строгом понимании не является совсем точным, так как в ряде случаев отказ одного из объектов приводит к повреждению или выходу из строя других объектов. Однако с допустимым для практических целей приближением достаточно учитывать только независимые отказы, так как в подобных случаях отказ рассматривается как событие, приводящее к нарушению работоспособности сложного объекта в целом, независимо от того, сколько при этом отдельных объектов или узлов одновременно вышли из строя.

Под вероятностью отказа сложного объекта $F(t)$ понимают вероятность того, что за заданный интервал времени произойдет отказ, т. е. время работоспособности изделия будет меньше заданного. Так как изделие может находиться только в работоспособном состоянии или в

состоянии отказа, то сумма вероятности безотказной работы $P(t)$ и вероятности отказа $F(t)$ всегда равна единице. На основании этого вероятность отказа сложного объекта в соответствии с зависимостью (3.7) определяется соотношением

$$F(t) = 1 - P(t) = 1 - P_1(t)P_2(t) \dots P_n(t).$$

Выражая $F(t)$ через вероятности отказов отдельных объектов, получим

$$F(t) = 1 - [1 - F_1(t)][1 - F_2(t)] \dots [1 - F_n(t)].$$

При весьма малых вероятностях отказов отдельных объектов вероятность отказа сложного объекта за небольшой отрезок времени можно приближенно определить, как сумму вероятностей отказов составляющих его элементов за тот же период времени

$$F(t) = 1 - \{1 - F_1(t) + F_2(t) + \dots + F_n(t)\} = \sum_{i=1}^n F_i(t).$$

Для некоторых случаев необходимо вычислить условную вероятность объекта в произвольном промежутке времени, например, требуется определить вероятность того, что объект, проработавший время t_1 будет безотказно работать в течение последующего промежутка времени от t_1 до t_2 , например, в течение одного часа. В данном случае решение сводится к вычислению условной вероятности, которая определяется как частное от деления вероятности того, что объект работает безотказно до момента времени t_2 , на вероятность условия, т. е. вероятность того, что до момента t_1 объект работал безотказно

$$P(t_1 - t_2) = P(t_2) / [P(t_1)]. \quad (3.8)$$

Покажем, как определяется условная вероятность, если по результатам испытаний строится график, приведенный на рис. 14.

Требуется определить вероятность безотказной работы объекта, проработавшего в течение времени t_1 за очередной промежуток времени от t_1 до t_2 .

Определив по графику значение вероятностей $P(t_1) = 0,40$ и $P(t_2) = 0,20$, вычислим условную вероятность

$$P(t_1 - t_2) = 0,20 / 0,40 = 0,50.$$

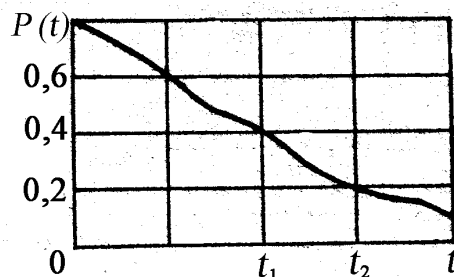


Рис. 14. Определение условной вероятности безотказной работы объекта в произвольном промежутке времени

3.2.4. ПЛОТНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОТКАЗОВ ОБЪЕКТА. ИНТЕНСИВНОСТЬ ОТКАЗОВ НЕРЕМОНТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

Если из статистических данных отнести вероятность отказа $(\Delta N^*/N_0)$ в промежутке Δt_i к самому промежутку, то получим статистическую характеристику плотности распределения отказов

$$\tilde{f}(t_i) \approx \frac{\Delta N^*(t_i)}{N_0 \Delta t_i}, \quad (3.9)$$

где $\Delta N^*(t_i) = N^*(t_{i+1}) - N^*(t_i)$ – числа отказавших изделий за рассматриваемый период времени $\Delta t_i = t_{i+1} - t_i$, N_0 – общее число испытываемых объектов.

Можно также записать

$$\tilde{f}(t_i) \approx \frac{\Delta N^*(t_i)}{N_0 \Delta t_i} \approx -\frac{N^*(t_{i+1}) - N^*(t_i)}{N_0 \Delta t_i}.$$

Для вероятностного определения плотности распределения отказов $f(t)$ в момент времени t используем зависимость

$$f(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta N^*(t)}{N_0 \Delta t} = \frac{1}{N_0} \frac{dN^*}{dt}. \quad (3.10)$$

Из формул (3.9) и (3.10) следует, что плотность (частота) отказов (плотность вероятности отказов) представляет собой число отказов в единицу времени (скорость выбывания dN^*/dt) отнесенное к первоначальному числу изделий N_0 . Если $F(t)$ – функция распределения случайной величины t^* (время появления отказа), то из (3.1) следует

$$F(t) = Ver(t^* < t) = 1 - P(t)$$

Функция $P(t)$ показывает вероятность того, что в интервале от 0 до t изделие проработает безотказно.

Выделим на графике кривой $f(t)$ (рис. 15) произвольно расположенный достаточно малый промежуток времени dt , тогда площадь прямоугольника со сторонами $f(t)$ и dt будет численно равна вероятности отказа объекта за время dt

$$F(t, t+dt) = f(t)dt.$$

Тогда вероятность отказа объекта за время от 0 до t определяется интегрированием функции $f(t)$ в данном интервале

$$F(t) = \int_0^t f(t)dt. \quad (3.11)$$

Величина этого интеграла графически определяется заштрихованной площадью подынтегральной кривой на участке от 0 до t .

Вероятность безотказной работы за время t найдется из соотношения

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(t)dt.$$

Из соотношения (3.11) следует

$$f(t) = \frac{dF}{dt} = -\frac{dP}{dt}. \quad (3.12)$$

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ представляет собой число отказов в единицу времени, отнесенное не к первоначальному числу изделий, взятых под наблюдение, а к числу исправных изделий $N_{ser}(t_i)$, находящихся в эксплуатации в данный момент:

$$\lambda(t_i) \approx \frac{1}{N_{ser}(t_i)} \frac{\Delta N^*(t_i)}{\Delta t_i}. \quad (3.13)$$

Если учесть, что

$$N_{ser}(t_i)\Delta t_i = \Delta t_i \Sigma$$

т.е. в этом случае получим суммарную наработку всех изделий за время Δt_i , то интенсивность отказов равна числу отказов в данном интервале времени, отнесенному к общей наработке исправных изделий в этом же промежутке времени (см. (3.13))

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_{ser}(t)} \frac{dN^*}{dt}. \quad (3.14)$$

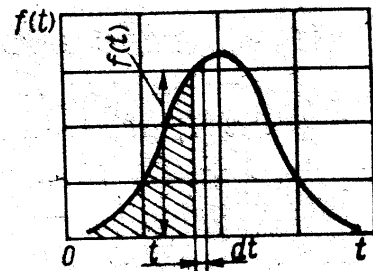


Рис. 15. К расчету вероятности отказа объекта

Интенсивность отказов характеризует плотность вероятности отказов в ближайший промежуток времени, если до его начала отказ еще не произошел.

Интенсивность отказов и плотность вероятности отказов связаны соотношением

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}. \quad (3.15)$$

Равенство (3.15) следует из (3.14), если записать его в виде

$$\lambda(t) = \frac{N_0}{N_{ser}(t)} \frac{dN^*}{N_0 dt},$$

а также учесть формулы (3.3) и (3.10).

Из формулы (3.15) следует, что интенсивность отказов равна отношению плотности вероятности отказа объекта к вероятности его безотказной работы.

Пример 6. В эксплуатацию с ресурсом 6000 ч выпущена партия двигателей из 50 объектов. Число снятых с испытания двигателей после различной наработки характеризуется следующими данными, приведенными в табл. 2.

Таблица 2. Результаты испытаний двигателей

Время наработки, t_i , ч	500	1000	1500	2000	2500	3000
Общее число снятых двигателей к моменту t_i	2	4	3	4	4	5

Определить плотность вероятности и интенсивность отказов в период времени от 0 до 500 ч и от 2000 до 2500 ч и вероятность безотказной работы за ресурс.

Решение. За первый период (от 500 до 1000 ч.) снято 2 двигателя и плотность вероятности отказов (для середины интервала – 250 ч) по формуле (3.9)

$$f(250) = 2/(50 \cdot 500) \approx 0,80 \cdot 10^{-3} \text{ 1/ч};$$

интенсивность отказов (среднее число работающих двигателей за период 500 ч. $50 - 2/2=49$)

$$\lambda(250) = 2/(49 \cdot 500) \approx 0,82 \cdot 10^{-4} \text{ 1/ч.}$$

За период от 2000 до 2500 ч. снято 8 двигателей. Плотность вероятности отказов

$$f(2250) = 8 / (50 \cdot 500) \approx 0,32 \cdot 10^{-3} \text{ 1/ч.}$$

Среднее число работающих двигателей $50 - (4+4) / 2 = 42$.

Интенсивность отказов

$$\lambda(2250) = 4 / (42 \cdot 500) = 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ 1/ч.}$$

Вероятность безотказной работы за ресурс

$$P(3000) = 1 - 22/3000 = 0,99.$$

Практически установлено, что изменение интенсивности отказов по времени для большинства сложных систем (машин, узлов) носит характер кривой, показанной на рис. 15. Период приработки (I) характеризуется повышенным значением интенсивности отказов; при нормальной эксплуатации (II) интенсивность отказов уменьшается и изменяется сравнительно мало, отказы носят внезапный, случайный характер.

В периоде усиленного изнашивания III интенсивность отказов снова резко возрастает. Поэтому перед эксплуатацией сложной системы целесообразно проводить кратковременные сдаточные испытания, отсеивающие дефекты приработки. Система, удовлетворительно прошедшая начальный период, более надежна, чем система, находящаяся в начальном периоде. Замена старых узлов (деталей) новыми целесообразна только в период эксплуатации III. При профилактической замене деталей на новые в периоде II надежность конструкции не возрастает, а уменьшается. Ресурс изделия следует назначать в начале третьего периода (периода изнашивания и старения).

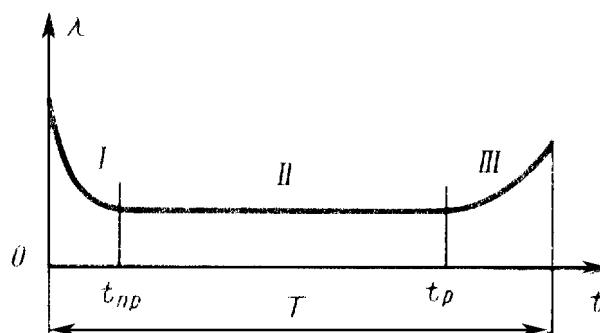


Рис. 15. Зависимость интенсивности отказов от времени наработки

В новых изделиях приработка сопряженных деталей для обеспечения правильного их контакта в основном сводится к сглаживанию поверхностей и образованию микрорельефа, свойственного данной паре; вместе с тем: приработка в известной мере компенсирует неточности контакта, обусловленные погрешностями изготовления сопряженных деталей и связанных с ними элементов конструкции. В изделиях, отремонтированных капитально, физическая сущность процесса приработки

остается такой же, но возрастает роль искажений контакта, обусловленных многими причинами. Поэтому приработка замедляется и конечный ее результат может отличаться от того, который свойствен новым изделиям. Существует мнение, что одна лишь разборка агрегата (даже без замены его деталей) приводит к повторной приработке, в процессе которой износ поглощает до 30 % ресурса деталей. Не обсуждая здесь величину потери ресурса, отметим, что она' безусловно заслуживает количественной оценки. Без такой оценки в ряде случаев вряд ли возможна оптимизация технологии ремонта, в частности, в отношении выбора критериев дефектовки деталей при ремонтах и рациональных сочетаний новых (запасных) деталей с изношенными.

Используя уравнение (3.15) основное уравнение теории надежности, связывающее вероятность безотказной работы с интенсивностью отказов. Из уравнений (3.15) и (3.12) получаем

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = -\frac{dP}{P(t)dt}$$

или

$$\frac{dP}{P(t)} = -\lambda(t)dt.$$

Интегрируя обе части равенства от 0 до t , находим

$$\int_0^t \frac{dP}{P(t)} = \ln P(t) - \ln P(0) = -\int_0^t \lambda(t)dt. \quad (3.16)$$

Предполагая, что в начальный момент времени $t = 0$ изделие находится в исправном состоянии и $P(0)=1$ ($\ln P(0)=0$), получаем из равенства (3.16)

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}. \quad (3.17)$$

Уравнение (19) является основным уравнением теории надежности, так как позволяет по протеканию интенсивности отказов определить вероятность безотказной работы.

Заметим, что если отсчет ведется от некоторого промежутка времени t_0 , то

$$\int_{t_0}^{t_0+t} \lambda(t)dt = -\int_{t_0}^{t_0+t} \frac{dP(t)}{P(t)} = -\ln \frac{P(t_0 + t)}{P(t_0)}.$$

или

$$P(t/t_0) = e^{-\int_{t_0}^{t_0+t} \lambda(t) dt}. \quad (3.18)$$

Отсюда следует, что вероятность безотказной работы объекта при условии, что он отработал безотказно в течение времени t_0 непосредственно определяется функцией интенсивности отказов $\lambda(t)$. В частном случае при $t_0=0$ получаем зависимость (3.17), которая иногда называется первым общим законом надежности. Она применима для любых потоков отказов неремонтируемых и ремонтируемых объектов.

Общий закон надежности может быть получен и в другой форме. Вероятность отказа можно представить в виде

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt.$$

С учетом этой зависимости второй общий закон надежности приобретает вид

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt.$$

Отличие этих законов состоит в том, что первый из них связывает надежность объектов с функцией интенсивности отказов, а второй дает возможность определить вероятности отказа и безотказной работы изделия по известной характеристике частоты отказов.

На основании приведенных соотношений можно по любой из известных функций $P(t)$, $F(t)$, $f(t)$, $\lambda(t)$ определить три остальные. Функциональная связь между характеристиками надежности объекта приведена в табл. 3.

Приведем зависимость прогнозируемой вероятности безотказной работы. Пусть известно, что система проработала без отказа время t . Какова вероятность безотказной работы в следующий период продолжительностью τ ? Если случайная величина – время работы до отказа t^* , то обозначив вероятность безотказной работы за время t как $P(t)$, а вероятность безотказной работы за последующий промежуток $t + \tau$ $P(t + \tau)$ (т.е. $t^* - t = \tau$) по формуле для вычисления условной вероятности (2.13) найдем

$$P(\tau; t) = \frac{P(t + \tau)}{P(t)}. \quad (3.19)$$

Таблица 3. Функциональная связь между показателями надежности

Определяемая функция	Зависимости для определения неизвестных функций			
	$P(t)$	$F(t)$	$f(t)$	$\lambda(t)$
$P(t)$	–	$1 - P(t)$	$-\frac{dP(t)}{dt}$	$-\frac{1}{P(t)} \frac{dP(t)}{dt}$
$F(t)$	$1 - F(t)$	–	$\frac{dF(t)}{dt}$	$\frac{1}{1 - F(t)} \frac{dF(t)}{dt}$
$f(t)$	$\int_t^{\infty} f(t) dt$	$\int_0^t f(t) dt$	–	$\frac{f(t)}{\int_t^{\infty} f(t) dt}$
$\lambda(t)$	$e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$	$1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$	$\lambda(t) e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$	–

3.2.5. СРЕДНЯЯ НАРАБОТКА ДО ОТКАЗА. ПАРАМЕТР ПОТОКА ОТКАЗОВ

Ранее мы назвали наработкой на отказ – среднее значение времени до появления отказа для неремонтируемого объекта или среднее значение времени между соседними отказами для ремонтируемого объекта. Эта характеристика определяется по статистическим данным об отказах по формуле

$$\tilde{T}_{midl} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}, \quad (3.20)$$

где t_i – время исправной работы объекта (для ремонтируемого объекта – между $i-1$ и i отказами); n – число отказов за некоторое время t .

Как следует из зависимости (3.20), для определения средней наработки до первого отказа необходимо знать моменты выхода из строя всех испытываемых объектов. Поэтому для вычисления T_{midl} пользоваться указанной формулой неудобно. Имея данные о количестве вышедших из строя объектов n_i в каждом i -ом интервале времени, среднюю наработку до первого отказа лучше определить из уравнения

$$\tilde{T}_{midl} \approx \frac{\sum_{i=1}^m n_i t_{midli}}{N^*(t)}, \quad (3.21)$$

где $t_{midli} = (t_{i-1} + t_i) / 2$; $m = t_k / \Delta t$; t_{i-1} – время начала i -го интервала; t_i – время конца i -го интервала; t_k – время, в течение которого вышли из строя все объекты; $\Delta t = t_i - t_{i-1}$ интервал времени.

Так как под средней наработкой до отказа T_{midl} понимается математическое ожидание наработки объекта до первого отказа (для ремонтируемого объекта – отказа), то среднюю наработку объекта до отказа в соответствии с зависимостью (2.27) находят по формуле

$$T_{midl} = \int_0^{\infty} t f(t) dt. \quad (3.22)$$

Заменив здесь $f(t)$ производной $dP'(t)/dt$ в соответствии с формулой (3.12) $f(t) = -dP(t)/dt = dF(t)/dt$, получим

$$T_{midl} = -\int_0^{\infty} t \frac{dP(t)}{dt} dt.$$

Для упрощения данного интеграла воспользуемся правилом интегрирования по частям $\int u dv = uv + \int v du$

$$T_{midl} = -tP(t)|_0^{\infty} + \int_0^{\infty} P(t) dt.$$

Здесь первое слагаемое равно нулю, так как при верхнем пределе величина $P(t)$ стремится к нулю, а при нижнем пределе $P(0)=1$, но $t=0$. Следовательно

$$T_{midl} = \int_0^{\infty} P(t) dt. \quad (3.23)$$

Из этой формулы следует, что средняя наработка объекта до первого отказа численно равна площади, ограниченной функцией $P(t)$ и координатными осями.

Параметр потока отказов. Параметр потока отказов является характеристикой ремонтируемых объектов и представляет собой плотность вероятности возникновения отказа ремонтируемого объекта, определяемую для рассматриваемого времени. Под ремонтируемым объектом здесь понимается такой объект, эксплуатация которого возобновляется после устранения отказа в результате проведения необходимых ремонтных работ.

Процесс эксплуатации ремонтируемого объекта можно представить в виде последовательности интервалов работоспособности, чередующихся с интервалами простоя. Построим график работы изделия, откладывая на оси времени (наработки) промежутки, соответствующие различным состояниям (рис. 16).

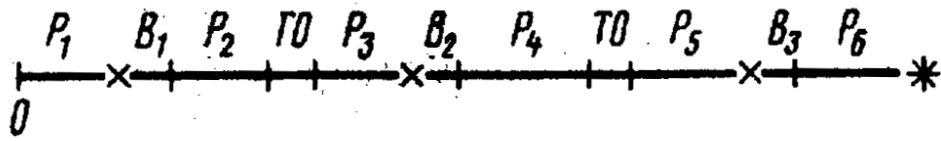


Рис. 16. График работы объекта (двигателя): P – время работы; B – время восстановления (ремонта); TO — техническое обслуживание; x – отказ; * – списание

В момент 0 изделие начинает работать. В моменты, обозначенные x, происходят отказы и требуется время B на ремонт. В какие-то периоды проводится техническое обслуживание TO. Так будет до конца работы изделия, когда оно будет снято с эксплуатации и списано. Выделим участки P, когда изделие работало (рис. 17).

Полученный график является графиком потока отказов. Чем длиннее участки P и чем короче участки B и TO, а также чем их меньше, тем изделие надежнее.

Моменты отказов формируют поток, называемый потоком отказов. В качестве характеристики потока отказов используется «**ведущая функция**» данного потока $\Omega(t)$ – математическое ожидание (среднее значение, центр распределения) числа отказов за время t

$$\Omega(t) = M[n(t)],$$

где $n(t)$ – число отказов за время t, а для неремонтируемых изделий $N^*(t)$.

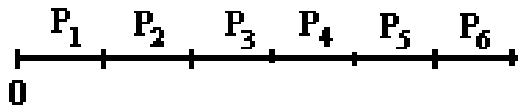


Рис. 17. График потока отказов: P – время работы

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

$$M[n(t_1, t_2)] = \Omega(t_2) - \Omega(t_1),$$

где $n(t_1, t_2)$ – число отказов за интервал (t_1, t_2) $\Delta t = t_2 - t_1$.

Усредненное значение (статистическая оценка) функции $\tilde{\Omega}(t)$ по результатам наблюдения за объектами представляет собой **среднее число отказов на одно изделие к моменту наработки t**:

$$\tilde{\Omega}(t) = \sum_{i=1}^{N_0} n(t_i) / N_0,$$

где N_0 – количество изделий, за которыми ведется наблюдение; $n(t_i)$ – количество отказов i-го изделия.

Наработка изделия на отказ есть среднее значение наработки ремонтируемого изделия между отказами, или, иначе, отношение наработки изделия к среднему значению числа его отказов в течение этой наработки.

В случае, если подсчет производился от начала ввода двигателя в эксплуатацию и все двигатели имеют наработку t , то наработка на один отказ

$$\tilde{t}_{otk} = t / \tilde{\Omega}(t) = \frac{N_0 t}{\sum_{i=1}^{N_0} n(t_i)}.$$

Если же каждая машина (двигатель) имеет различную наработку t_i , то

$$\tilde{t}_{otk} = \sum_{i=1}^{N_0} N_0 t_i / \sum_{i=1}^{N_0} n(t_i).$$

Для периода наработки от t_1 до t_2 среднее значение числа отказов составит $\tilde{\Omega}(t_2) - \tilde{\Omega}(t_1)$, а **наработка на отказ**:

$$\tilde{t}_{otk} = \frac{t_2 - t_1}{\tilde{\Omega}(t_2) - \tilde{\Omega}(t_1)}. \quad (3.24)$$

Параметр потока отказов, оценкой которого является **среднее число отказов на одно изделие и на единицу наработки**, представляет собой обратную величину по отношению к наработке на отказ, т. е.

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{t_{otk}} = \frac{\tilde{\Omega}(t_2) - \tilde{\Omega}(t_1)}{t_2 - t_1}. \quad (3.25)$$

Заметим, что параметр потока отказов или среднее число отказов на одно изделие и единицу наработки в статистическом смысле, подсчитывается по следующим формулам:

$$\tilde{\omega}(t) = \sum_{i=1}^{N_0} \frac{n(t_i)}{N_0 t}; \quad (3.26)$$

$$\tilde{\omega}(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} n(t_i)}{\sum_{i=1}^{N_0} t_i}, \quad (3.27)$$

где $\sum_{i=1}^{N_0} t_i$ – общая наработка до отказа изделий.

Формула (3.26) применяется в случае, когда все изделия имеют одинаковую наработку t к моменту подсчета значений $\tilde{\omega}$, а формула (3.27), если наработка у всех изделий разная.

Переходя к пределу, получим вероятностные значения указанных показателей.

Ведущая функция потока отказов:

$$\Omega(t) = \lim_{N_0 \rightarrow \infty} \frac{\sum_{i=1}^{N_0} n(t_i)}{N_0}.$$

Параметр потока отказов:

$$\omega(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Omega(t + \Delta t) - \Omega(t)}{\Delta t} = \frac{d\Omega(t)}{dt},$$

отсюда

$$\Omega(t) = \int_0^t \omega(t) dt. \quad (3.28)$$

Параметр потока отказов может быть определен как вероятность отказа изделия в единицу времени в момент t . По аналогии с неремонтируемыми изделиями он соответствует плотности вероятности отказа

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt}.$$

В существующих курсах теории вероятностей доказывается, что параметр потока отказов ремонтируемых объектов равен интенсивности отказов соответствующих неремонтируемых объектов, если потоки отказов в обоих случаях являются простейшими,

$$\omega(t) = \lambda(t).$$

На основании этой теоремы интенсивность отказов сложного объекта для периода нормальной эксплуатации определяется путем простого суммирования интенсивностей отказов составляющих его элементов

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (3.29)$$

Из этой теоремы вытекает также, что если поток отказов сложного объекта простейший, то промежутки времени между соседними отказами распределяются по экспоненциальному закону с параметрами λ , равными параметру потока отказов.

Наработка на отказ. Наработка на отказ представляет собой отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки. Статистически наработка на отказ определяется отношением суммарной наработки восстанавливаемых объектов к суммарному числу отказов этих объектов

$$\tilde{T}_{otk} = \frac{1}{N^*(t)} \sum_{i=1}^{N_0} t_i, \quad (3.30)$$

где t_i – суммарная наработка i -го восстанавливаемого объекта; N_0 – общее число испытываемых объектов; $N^*(t)$ – число отказавших объектов.

При экспоненциальном распределении наработка между отказами сама величина наработки на отказ рассчитывается по формуле

$$\tilde{T}_{otk} = 1/\lambda. \quad (3.31)$$

Средняя наработка на отказ является хорошим и удобным для практики критерием надежности восстанавливаемых объектов, так как при определении его в реальных условиях эксплуатации он учитывает все факторы, влияющие на надежность изделия. В соответствии с этим критерием степень надежности изделий оценивается не по одному отказу каждого из образцов, как это имеет место при определении средней наработки до отказа восстанавливаемого объекта, а по всем отказам за некоторый календарный промежуток времени.

Среднее число отказов на единицу наработки является обратной величиной по отношению к наработке на отказ и в случае простейшего потока совпадает с параметром потока отказов. Статистически среднее число на единицу наработки определяется отношением суммарного числа отказов испытываемых двигателей к их суммарной наработке за один и тот же период испытаний (наблюдений)

$$\bar{\omega} = \frac{\sum_{i=1}^{N^*} m_i(t)}{\sum_{i=1}^{N^*} t_i}. \quad (3.32)$$

где $\bar{\omega}$ – параметр потока отказов по результатам наблюдений; $m_i(t)$ – число отказов i -го изделия в интервале от 0 до t .

Среднее число отказов до заданной наработки также широко применяется для оценки безотказности ремонтируемых изделий. Среднее число отказов до наработки t определяется по формуле

$$m_{midl} = \frac{1}{N_0(t)} \sum_{i=1}^{N_0} n_i(t), \quad (3.33)$$

где t – заданный период работы; N_0 – общее число испытываемых изделий.

В пределе получим «ведущую функцию» потока отказов

$$\Omega(t) = \lim_{N_0 \rightarrow \infty} \frac{\sum_{i=1}^{N_0} n_i(t)}{N_0(t)} = M[n(t)].$$

3.3. ПОКАЗАТЕЛИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В соответствии с данным ранее определением долговечность изделия обуславливается свойством объекта сохранять работоспособность до предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов. Предельное состояние изделия определяется невозможностью его дальнейшей эксплуатации либо обусловленным снижением эффективности и оговаривается в технической документации на изделие.

Показателями долговечности являются *ресурс* и *срок службы*. Ресурс изделия определяется наработкой, а срок службы – календарной продолжительностью от начала эксплуатации до момента наступления предельного состояния.

Для многих восстанавливаемых (ремонтируемых) изделий понятие «ресурс» не имеет четкого физического смысла и является в некоторой степени неопределенным из-за неизбежного изменения технического состояния при устранении отказов в процессе эксплуатации. В большинстве случаев понятие долговечности связано с отдельными

комплектующими изделиями, узлами и деталями. В этих случаях понятие долговечности совпадает с понятием безотказности и порядок определения показателей долговечности аналогичен оценке параметров безотказности неремонтируемых объектов. Дадим определение основных критериев долговечности и порядок их определения.

Ресурсом называется наработка изделия от начала эксплуатации или после капитального ремонта до предельного состояния, оговоренного в технической документации.

В технической документации на двигатель могут быть указаны различные ресурсы: до первого капитального ремонта; между капитальными ремонтами; до списания (или полный ресурс). При этом обычно указывается, является ли этот ресурс средним (т. е. подсчитанным как средняя величина для рассматриваемой группы изделий) или минимальным. Например, в технических условиях на двигатель может быть указано, что средний ресурс до капитального ремонта равен 150 тыс. км пробега, или что ресурс до капитального ремонта должен быть не менее 150 тыс. км.

Средний ресурс. Под вероятностным значением среднего ресурса понимается математическое ожидание ресурса совокупности изделий одного типоразмера и исполнения. Средний ресурс генеральной совокупности изделий вычисляется по формуле

$$T_{r.midl.} = \int_0^{\infty} t f_r(t) dt, \quad (3.34)$$

где $f_r(t)$ – плотность распределения ресурса.

Для конкретных изделий средний ресурс до капитального ремонта $\tilde{T}_{r.midl.}$ при наличии данных о ресурсе N_0 объектов определяется как среднее арифметическое значение опытных данных по ресурсу испытываемых изделий из этой совокупности

$$\tilde{T}_{r.midl.} = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{N_0} \bar{T}_{ri} \quad (3.35)$$

где \bar{T}_{ri} – ресурс i -го двигателя до капитального ремонта; N_0 – количество наблюдаемых двигателей.

Когда говорят, что ресурс тракторного двигателя до капитального ремонта не менее, например, 8000 м.-ч, то это значит, что ни один двигатель, на который распространяется это условие, не должен проработать

до ремонта меньшее количество часов. Ясно, что средний ресурс при этом будет значительно больше.

При усеченных выборках величина среднего ресурса определяется с учетом закона распределения ресурса. Так, при экспоненциальном распределении статистическая оценка ресурса для плана наблюдения, когда наблюдения подлежат N_0 объектов, отказавшие объекты новыми не заменяются и не восстанавливаются, а наблюдение прекращают по истечении времени T , определяется по формуле

$$\tilde{T}_{r.midl.} = \tilde{T}_{\Sigma} + [(N_0 - n)/n]T, \quad (3.36)$$

где $T_{\Sigma} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{ri}$; n – число объектов, выработавших ресурс до окончания испытаний; T – значение наработки, при которой прекращены испытания.

Средний ресурс между средними (капитальными) ремонтами рассматривается только в связи со средними и капитальными ремонтами и представляет собой математическое ожидание ресурса между смежными средними (капитальными) ремонтами объекта. Под *средним ресурсом до списания* понимается математическое ожидание ресурса объекта от начала эксплуатации до его списания, обусловленного предельным состоянием. *Средний ресурс до среднего (капитального) ремонта* представляет собой математическое ожидание ресурса от начала эксплуатации объекта до его первого среднего (капитального) ремонта.

Гамма-процентный ресурс. Под гамма-процентным ресурсом понимается наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ -процентов. Другими словами, под гамма-процентным ресурсом понимается ресурс, который имеет и превышает в среднем обусловленное число γ -процентов изделий данного типа. Обусловленный процент изделий γ является регламентированной вероятностью, так, если $\gamma = 80\%$ или $\gamma = 90\%$, то соответствующий ресурс называют также восьмидесяти- или девяностопроцентным ресурсом.

Гамма-процентный ресурс определяется из уравнения

$$1 - F_r(t) = \int_{T_{r\lambda}}^{\infty} f_r(t) dt = \gamma/100, \quad (3.37)$$

где $F_r(t)$ – функция распределения ресурса; $f_r(t)$ – плотность распределения ресурса.

Гамма-процентный ресурс R_γ показывает, что γ процентов машин должны иметь наработку до предельного состояния не ниже t_γ . Гамма-процентный ресурс легко определяется на графике (рис. 180, где представлена вероятность безотказной работы $P(t)$, т. е. кривая убыви. Для этого надо через точку $P(t)=\gamma$ на оси ординат провести горизонталь до пересечения с кривой изменения $P(t)$ в течение наработки. Абсцисса точки пересечения этой горизонтали с кривой $P(t)$ и будет γ -процентный ресурс R_γ .

На рис. 18 показана кривая вероятности $P(t)$ безотказной работы (кривая убыви) и отмечено значение $P(t_\gamma)$, когда $\gamma=90\%$. Это значит, что к моменту наработки $R_\gamma = t_{90}$ осталось работоспособных, т. е. не имевших отказа или не требующих капитального ремонта, 90% изделий.

Гамма-процентный ресурс может быть также определен как наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ -процентов.

Предельным состоянием для неремонтируемых изделий будет первый отказ, а для ремонтируемых (восстанавливаемых) – необходимость, капитального ремонта, списания или снятия с эксплуатации по другим причинам. В каждом отдельном случае мы будем говорить о γ -процентном ресурсе до капитального ремонта, списания и т. д.

В технических условиях указывается, что, например, 80% -ный ресурс двигателя до капитального ремонта составляет 200 тыс. км пробега автомобиля, на котором он установлен. Это значит, что 80 из 100 двигателей к моменту пробега в 200 тыс. км еще не будут требовать капитального ремонта, а 20 двигателей будут уже изношены настолько, что для них потребуются капитальный ремонт. Это можно сформулировать также и несколько иначе: вероятность того, что к наработке в 200 тыс. км пробега двигатель автомобиля не требует капитального ремонта, равна 80%.

Для двигателей обычно назначают и определяют $\gamma=90\%$ и $\gamma=80\%$, т. е. $R_{\gamma=90}$ и $R_{\gamma=80}$.

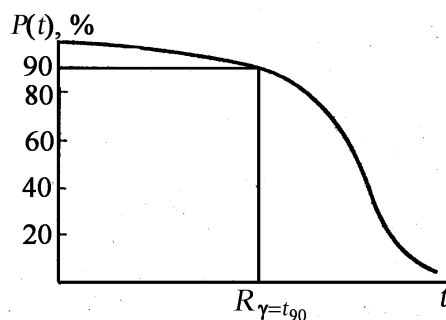


Рис. 18. Определение гамма-процентного ресурса R_γ

Ресурс, при котором $\gamma=50\%$, называется **медианным**. При этом ресурсе половина изделий достигнет предельного состояния.

При $\gamma= 50 \%$ гамма-процентный ресурс называется **медианным ресурсом**. Медианный ресурс вычисляется из уравнения

$$\int_0^{T_{r.m.}} f_r(t) dt = 0,5. \quad (3.38)$$

Статистически медианный ресурс определяется как средний член упорядоченной выборки ресурсов объема N_0 при нечетном N_0 или как среднее арифметическое двух средних членов выборки при четном N_0 :

$$\tilde{T}_{r.m.} = t_{(N_0+1)/2} \text{ при нечетном } N_0;$$

$$\tilde{T}_{r.m.} = t_{N_0/2} + t_{N_0/2+1} \text{ при четном } N_0,$$

где $t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_{N_0}$ упорядоченная выборка ресурсов объема N_0 .

Под *гамма-процентным сроком службы* понимается календарная продолжительность эксплуатации, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ -процентов. Другими словами, это срок службы, который имеет и превышает в среднем обусловленное число γ -процентов изделий. Гамма-процентный срок службы вычисляется из уравнения

$$\int_{T_{ss}}^{\infty} f_{ss}(t) dt = \gamma/100,$$

где $f_{ss}(t)$ – плотность распределения срока службы.

Назначенный ресурс – наработка изделия, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от состояния изделия. Данный показатель оговаривается в технической документации из соображений безопасности или экономичности. Примером в данном случае является ресурс элементов фильтров тонкой очистки топлива. При достижении определенной наработки они снимаются с эксплуатации независимо от технического состояния.

Назначенным ресурсом до капитального ремонта R_k или переборки R_p будет называться суммарная наработка двигателя, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от его состояния для проведения капитального ремонта или переборки. Названный показатель предусматривается для тех двигателей, у которых переборка или капитальный ремонт определены как плановые виды обслуживания. Это обычно относится к крупным стационарным двигателям.

Если ресурс измеряется наработкой, то срок службы определяется как календарная продолжительность эксплуатации изделия до момента возникновения предельного состояния или списания.

Подобно ресурсу различают «срок службы до первого капитального ремонта», «срок службы между капитальными ремонтами», «срок службы до списания», «назначенный срок службы до капитального ремонта» и т.д.

Эти показатели определяются соответственно календарной продолжительностью от начала эксплуатации до первого среднего (капитального) ремонта, календарной продолжительностью между смежными средними (капитальными) ремонтами, календарной продолжительностью от начала эксплуатации изделия до списания. Расчет данных показателей производится по аналогии с оценкой ресурсов изделий, единицей измерения здесь является календарная продолжительность эксплуатации.

Назначенный срок службы до капитального ремонта обычно обозначают T_k , до списания T_s .

Ресурсом оценивают фактическую наработку, например, в часах или километрах пробега. Перерывы в работе ресурсом не учитываются.

Сроком службы оценивают полную продолжительность существования машины в единицах времени (часы, месяцы, годы) независимо от того, работает ли она, либо простаивает в ремонте или по организационным причинам.

Автомобиль ВАЗ, например, принадлежащий индивидуальному владельцу или работающий как такси, имеет приблизительно один и тот же ресурс до капитального ремонта, измеряемый в километрах пробега. Между тем, срок службы, измеряемый в годах, в первом случае обычно в несколько раз больше в связи с менее интенсивной эксплуатацией.

Особо следует упомянуть такие показатели, как гарантийная наработка и срок гарантии, постоянно указываемые в технической документации.

Гарантийная наработка – наработка изделия, до завершения которой изготовитель гарантирует и обеспечивает выполнение определенных требований к изделию при условии соблюдения потребителем правил эксплуатации, в том числе правил хранения и транспортирования.

Аналогично определяется и **срок гарантии** с заменой слов «наработка изделия, до завершения которой», на «период, в течение которого изготовитель...» и далее по тексту. Например, в технических условиях на автомобиль, часто указывалось, что гарантийная наработка его составляет, например, 100 тыс. км пробега, а срок гарантии – 2 года. Это означает, что если в пределах указанных величин (что наступит раньше), на автомобиле и всех его агрегатах (в том числе и двигателе) возникнут неисправности по вине завода-изготовителя, то последний должен безвозмездно устранить их.

3.4. ПОКАЗАТЕЛИ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ

Большинство узлов и агрегатов поршневого двигателя являются ремонтируемыми изделиями, которые после устранения отказов продолжают эксплуатироваться. Процесс восстановления, заключающийся в обнаружении и устранении отказов, так же, как и процесс возникновения отказов, является вероятностным. Случайной величиной здесь является время восстановления, зависящее от многих параметров (степени сложности возникшего отказа, приспособленности объектов к быстрому выявлению отказа, доступности узлов и агрегатов, трудоемкости выполнения отдельных операций и т. д.).

Количественными характеристиками ремонтпригодности изделий являются: **вероятность восстановления в заданное время; среднее время восстановления; интенсивность восстановления.**

Вероятность восстановления в заданное время. Под вероятностью восстановления в заданное время понимается вероятность того, что время восстановления работоспособности объекта не превысит заданного

$$P_v(t) = P\{T_v \leq t\} = \int_0^t f_v(t) dt, \quad (3.39)$$

где $f_v(t)$ – плотность вероятности восстановления к моменту времени t .

Среднее время восстановления. Под средним временем восстановления понимается математическое ожидание времени, затрачиваемого на обнаружение, поиск причины отказа и устранение последствий отказа

$$T_{v.midl.} = \int_0^t t f_v(t) dt. \quad (3.40)$$

Статистическая оценка $\tilde{T}_{v.midl.}$ определяется как среднее арифметическое значение опытного времени восстановления испытываемого изделия:

$$\tilde{T}_{v.midl.} = \frac{1}{n_v} \sum_{i=1}^{n_v} t_{vi},$$

где n_v – количество отказов; t_{vi} – время восстановления работоспособности объекта при i -м отказе.

Если имеются статистические данные по нескольким экземплярам однотипных изделий, то необходимо просуммировать время восстановления по всем экземплярам и разделить эту сумму на общее число отказов:

$$\tilde{T}_{v.midl.} = \frac{1}{\sum_{j=1}^m n_j} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n t_{ij}, \quad (3.41)$$

где m – число изделий; n_j – количество отказов у j -го изделия.

Величина $\tilde{T}_{v.midl.}$ показывает, сколько в среднем времени затрачивается на обнаружение и устранение одного отказа при заданных условиях. При этом следует учитывать не только чистое время ремонта, но и время, затрачиваемое на поиск причин отказа. Так как этот показатель характеризует приспособленность машины к диагностированию и к проведению ремонта, то в расчете не берется время на организационные мероприятия (подготовка инструмента, материалов и т.д.)

Интенсивность восстановления. Под интенсивностью восстановления понимается плотность вероятности восстановления работоспособности объекта для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента времени восстановления не произошло

$$\mu(t) = \frac{f_v(t)}{P_v(t)} = \frac{f_v(t)}{1 - F_v(t)},$$

где $f_v(t)$ – плотность распределения времени восстановления; $F_v(t)$ – функция распределения времени восстановления.

При наличии статистических данных оценка интенсивности восстановления производится по формуле

$$\tilde{\mu}(t) = \frac{n_v(t + \Delta t) - n_v(t)}{N_v(t)\Delta t} = \frac{N_v(t + \Delta t) - N_v(t)}{N_v(t)\Delta t} = \frac{\Delta n_v(t, t + \Delta t)}{N_v(t)\Delta t},$$

где $N_v(t)$ – число объектов, не восстановленных за время t ; $n_v(t)$ – число объектов, для которых восстановление закончилось к моменту t , при этом отсчет времени ведется от начала восстановления; $\Delta n_v(t, t+\Delta t)$ – число объектов, восстановленных именно в интервале времени $(t, t+\Delta t)$.

При экспоненциальном законе распределения интенсивность восстановления статистически определяется как отношение числа восстановлений изделий за некоторый период времени к суммарному времени восстановления за тот же период:

$$\tilde{\mu} = \frac{n_v}{\sum_{i=1}^{n_v} t_{vi}}, \quad (3.42)$$

где n_v – число восстановлений объектов за время T ; t_{vi} – время, затраченное на i -е восстановление.

Сопоставляя формулы (3.41) и (3.42), можно видеть, что $\tilde{\mu} = 1 / \sum_{i=1}^{n_v} t_{vi}$. Таким образом, величина данного параметра характеризует производительность восстановительных работ и показывает, какое количество восстановленных изделий производится в единицу времени.

К ремонтпригодности относится также приспособленность двигателей к проведению плановых обслуживаний и ремонтов.

3.5. ПОКАЗАТЕЛИ СОХРАНЯЕМОСТИ

Надежность объекта при длительном хранении оценивается показателями сохраняемости изделия (или его элемента). Сохраняемость объекта определяется календарной продолжительностью хранения изделия в условиях, установленных технической документацией, в течение которой сохраняются обусловленные для данного изделия эксплуатационные показатели. Значительный период хранения имеют обычно комплектующие узлы и детали изделий, входящие в номенклатуру запасных частей. При длительном хранении изделий многие из узлов и деталей из-за коррозии и старения могут выходить из строя.

Для оценки сохраняемости объектов используются следующие показатели: гамма-процентный и средний срок сохраняемости. Оба показателя сохраняемости определяются по аналогии с показателями

безотказности и долговечности изделий, при этом в качестве случайной величины рассматривается время сохраняемости объекта в исправном состоянии.

Гамма-процентный срок сохраняемости. Под данным показателем понимается срок сохраняемости, который будет достигнут объектом с заданной вероятностью γ -процентов. Гамма-процентный срок сохраняемости вычисляется из уравнения

$$\int_{T_{c\gamma}}^{\infty} f_c(t) dt = \gamma / 100, \quad (3.43)$$

где $f_c(t)$ — плотность распределения срока сохраняемости.

Средний срок сохраняемости. Под средним сроком сохраняемости понимают среднее значение срока сохраняемости совокупности изделий одного типоразмера и исполнения. Средний срок сохраняемости генеральной совокупности изделий вычисляется по формуле

$$T_{c.st.} = \int_0^{\infty} t f_c(t) dt. \quad (3.44)$$

В конечной совокупности конкретных изделий средний срок сохраняемости определяется как среднее арифметическое значение опытных сроков сохраняемости испытываемых изделий из этой совокупности.

Таеим образом, сохраняемость оценивается показателями, аналогичными тем, которые применяются для оценки долговечности, например, "срок сохраняемости", "средний срок сохраняемости", "гамма-процентный срок сохраняемости".

Этими показателями обычно оценивается сохраняемость ДВС, подвергнутых консервации и находящихся на складах в качестве запасных частей. При соблюдении условий хранения и при консервации по принятой технологии двигателя должны отвечать всем требованиям, предусмотренным техническими условиями после обусловленного срока хранения. Например, если 90 %-ный срок сохраняемости двигателя равен 2 годам, то это значит, что после 2 лет хранения 90 двигателей из 100 будут полностью соответствовать требованиям технической документации на новые двигатели. Для двигателей назначают обычно 90 %-ный срок сохраняемости.

3.6. КОМПЛЕКСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Коэффициент готовности. Под коэффициентом готовности понимается вероятность того, что объект окажется работоспособным в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых использование объекта по назначению не предусматривается. Статистически коэффициент готовности определяется отношением суммарного времени пребывания наблюдаемых объектов в работоспособном состоянии к произведению числа этих объектов на продолжительность эксплуатации, за исключением времени на проведение плановых ремонтов и технического обслуживания

$$\tilde{K}_g = \frac{1}{N_0 T_w} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (3.45)$$

где n – число объектов; T_w – продолжительность эксплуатации, состоящая из последовательно чередующихся интервалов времени работы и восстановления; t_i — суммарное время пребывания i -го объекта в работоспособном состоянии ($i= 1, 2, \dots, N_0$).

При эксплуатации объекта, когда осуществляется немедленное начало его восстановления и включения в работу после устранения неисправности, коэффициент готовности вычисляют по формуле

$$K_g = \frac{T_0}{T_0 + T_{h.midl.}}, \quad (3.46)$$

где T_0 – наработка на отказ; $T_{h.midl.}$ – среднее время восстановления.

Таким образом, при определении коэффициента готовности учитывается только то время вынужденных простоев, которое затрачивается на обнаружение и устранение отказов. Время простоев при техническом обслуживании из расчетов исключается.

Коэффициент технического использования. Под коэффициентом технического использования понимается отношение математического ожидания времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к сумме математических ожиданий времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, времени простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтами за тот же период эксплуатации. Статистически коэффициент технического использования определяется отношением суммарного времени пребывания наблюдаемых объектов в работоспособном состоянии к произведению числа наблюдаемых объектов на заданное время эксплуатации

$$\tilde{K}_{t.ut.} = \frac{1}{N_0 T_{ex}} \sum_{i=1}^{N_0} t_i, \quad (3.47)$$

где T_{ex} – продолжительность эксплуатации, состоящая из времени работы, технического обслуживания и ремонтов.

При различных T_{ex} для отдельных изделий коэффициент технического использования вычисляется по формуле

$$K_{t.ut.} = \frac{t_{sum}}{t_{sum.} + t_{rep.} + t_{serv.}} \quad (3.48)$$

где $t_{sum.}$ – суммарная наработка всех объектов; $t_{rep.}$ – суммарное время простоев из-за плановых и внеплановых ремонтов всех объектов; $t_{serv.}$ – суммарное время простоев из-за плановых и внеплановых технических обслуживания всех объектов.

Коэффициент технического использования показывает, какую долю общего времени изделие находится в исправном состоянии.

Коэффициент оперативной готовности. Под коэффициентом оперативной готовности понимается вероятность того, что объект, находясь в режиме ожидания, окажется работоспособным в произвольный момент времени и с этого момента будет работать безотказно в течение заданного интервала времени. В режиме ожидания объект может находиться при полной или облегченной нагрузке без выполнения основных рабочих функций, при этом возможно возникновение отказов объекта и восстановление его работоспособности. Необходимость в использовании объекта возникает внезапно, после чего требуется безотказная работа изделия в течение времени t_r . Для выполнения задачи необходимо также, чтобы в момент возникновения необходимости в использовании объект был работоспособен.

Коэффициент оперативной готовности вычисляется по формуле

$$K_{o,r} = K_r P(t_r), \quad (3.49)$$

где $P(t_r)$ —вероятность безотказной работы изделия в течение времени t_r .

Средняя суммарная трудоемкость технического обслуживания. Данный показатель представляет собой математическое ожидание суммарных трудозатрат на проведение технического обслуживания объекта за определенный период эксплуатации. Статистически

средняя суммарная трудоемкость⁵ технического обслуживания объекта за определенный период эксплуатации определяется как сумма средних трудоемкостей отдельных видов технического обслуживания:

$$S_{t.o.} = \sum_{i=1}^r (S_i n_i), \quad (3.50)$$

где r – количество видов технического обслуживания; S_i – средняя трудоемкость технического обслуживания i -го вида; n_i – количество технических обслуживаний i -го вида.

Средняя трудоемкость технического обслуживания i -го вида определяется по формуле

$$S_i = \sum_{f=1}^N \sum_{l=1}^k t_{fl}, \quad (3.51)$$

где N и k – количество исполнителей и операций i -го вида технического обслуживания; t_{fl} – время, затрачиваемое f -исполнителем на выполнение l -операции, определяемое как математическое ожидание времени за период испытаний.

Статистически величина t_{fl} определяется как среднее арифметическое значение всех измерений за период испытаний

$$t_{fl} = \frac{1}{m} \sum_{n=1}^n t_{fl}^{(n)}, \quad (3.52)$$

где m — число всех измерений.

Средняя суммарная трудоемкость технического обслуживания сложного объекта определяется как сумма средних суммарных трудоемкостей технического обслуживания комплектующих изделий:

$$S_{t.o.} = \sum_{d=1}^p S_{t.o.}^{(d)}, \quad (3.53)$$

где p – количество комплектующих изделий, узлов, агрегатов сложного объекта; $S_{t.o.}^{(d)}$ – средняя трудоемкость технического обслуживания данного комплектующего изделия, узла, агрегата за определенный период эксплуатации; d – номер комплектующего изделия, узла, агрегата.

⁵ Измеряется трудоемкость в человеко-часах, человеко-минутах или нормо-часах (соответственно чел-час, чел-мин, нормо-час).

Величина $S_{t.o.}^{(d)}$ определяется аналогично (3.51) по формуле

$$S_{t.o.}^{(d)} = \sum_{f=1}^N \sum_{l=1}^k t_{fl}^{(d)} \quad (3.54)$$

где t_{fl} – время, затрачиваемое f -исполнителем на выполнение l -операции технического обслуживания данного комплектующего изделия; определяется по формуле (3.52).

В ряде случаев возникает необходимость оценки средней трудоемкости технического обслуживания по видам выполняемых работ (контрольные, крепежные, регулировочные, смазочные и т. д.). В этом случае средняя суммарная трудоемкость технического обслуживания определяется по формуле

$$S_{t.o.} = \sum_{m=1}^N S_{t.o.}^{(m)},$$

где N , m – количество и номер вида работ; $S_{t.o.}^{(m)}$ – средняя суммарная трудоемкость каждого вида работ.

Величина $S_{t.o.}^{(m)}$ определяется по аналогии с (3.54) по формуле

$$S_{t.o.}^{(m)} = \sum_{f=1}^n \sum_{l=1}^k t_{fl}^{(m)}.$$

Под **удельной суммарной трудоемкостью технического обслуживания** понимается отношение средней суммарной трудоемкости технических обслуживании к математическому ожиданию суммарной наработки объекта за один и тот же период эксплуатации. **Средняя суммарная стоимость технического обслуживания** представляет собой математическое ожидание суммарных затрат на проведение технического обслуживания объекта за определенный период эксплуатации.

Удельная **суммарная стоимость технического обслуживания** представляет собой отношение средней стоимости технического обслуживания к математическому ожиданию суммарной наработки объекта за один и тот же период эксплуатации. Удельная суммарная стоимость технического обслуживания представляет собой отношение средней суммарной стоимости технического обслуживания к математическому ожиданию суммарной наработки объекта за один и тот же период эксплуатации.

Средняя суммарная трудоемкость ремонтов представляет собой математическое ожидание суммарных трудозатрат на все виды ремонтов объекта за определенный период эксплуатации. Под **удельной суммарной трудоемкостью ремонтов** понимается отношение средней суммарной трудоемкости ремонтов к математическому ожиданию наработки объекта за один и тот же период эксплуатации.

Средняя суммарная стоимость ремонтов представляет собой математическое ожидание суммарных затрат на все виды ремонтов за определенный период эксплуатации. **Удельная суммарная стоимость** ремонтов представляет собой отношение средней суммарной стоимости ремонтов к математическому ожиданию суммарной наработки объекта за один и тот же период эксплуатации.

Чтобы разобраться со смыслом этих показателей, следует прежде всего вспомнить, как при выполнении работ по техническому обслуживанию и ремонту распределяется время операции (рис. 19).



Рис. 19. Распределение времени при выполнении технического обслуживания и ремонта

Подготовительно-заключительное время приходится на под готовку рабочего места, оборудования, инструмента и т. п. Дополнительное время затрачивается рабочими на личные надобности и отдых. Непосредственно на проведение технического обслуживания и ремонта используется, оперативное время, которое состоит из вспомогательного и основного. В течение вспомогательного времени машина подготавливается к выполнению работ. Например, при необходимости снимается капот, крышка коромысел, чтобы обеспечить доступность.

После проведения работ все снятое с автомобильного двигателя устанавливается вновь на свои места. Ясно, что это время является важной оценкой ремонтпригодности, так как характеризует доступ-

ность к местам автомобильного двигателя, нуждающимся в обслуживании или ремонте. Основное время затрачивается непосредственно на запланированную работу: смену масла, подтяжку креплений, регулировку, контроль, диагностирование и т. п. Время ожидания может быть вызвано отсутствием запасных частей, рабочего места для ремонта или обслуживания, специального оборудования и т. п.

В течение заданной наработки двигателя, например, до капитального ремонта, многократно выполняются различные виды технического обслуживания и текущего ремонта. Для того чтобы определить объединенную удельную оперативную трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов, необходимо путем хронометража замерить оперативное время, затрачиваемое каждым исполнителем на все виды технических обслуживания и плановых ремонтов и просуммировать это время. Точность определения оперативного времени повысится, если измерения сделать над значительным количеством объектов, а сумму разделить, затем на число объектов.

Чтобы оценить удельный показатель, надо подсчитанное для объекта время разделить на среднюю наработку, в течение которой определяется интересующий нас показатель. Полученный результат будет измеряться в человеко-часах на тысячу километров пробега (или тысячу часов работы двигателя). Если все работы будут выполняться одним человеком, то продолжительность и трудоемкость работ будут численно совпадать. При увеличении числа исполнителей продолжительность при той же трудоемкости сократится.

Удельная стоимость обслуживания и ремонтов подсчитывается аналогично подсчету удельной трудоемкости обслуживания и ремонтов с той разницей, что вместо определения времени на проведение работ, определяются затраты в денежном исчислении.

Полученный результат будет измеряться, в рублях/тысяч километров или рублях/тысяч часов.

При разработке новых машин, когда хронометраж провести невозможно, назначают проектные показатели, определяемые с использованием предыдущего опыта.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое плотность распределение отказов объекта?
2. Что такое интенсивность отказов неремонтируемого объекта?

3. Какая зависимость называется первым общим законом надежности?
4. Что такое средняя наработка на отказ.
5. Расскажите сущность критерия «параметр потока отказов».
6. В чем отличие наработки ремонтируемого объекта до отказа от наработки на отказ?
7. Что такое средний ресурс?
8. Что такое гамма-процентный ресурс?
9. Что такое гамма-процентный срок службы?
10. Что такое вероятность восстановления в заданное время?
11. Что такое среднее время восстановления?
12. Что понимается под интенсивностью восстановления?
13. Что такое гамма-процентный срок сохраняемости?
14. Что понимается под коэффициентом готовности объекта?
15. Что такое «коэффициент технического использования»?
16. Что такое «коэффициент оперативной готовности»?
17. Как определяется средняя суммарная трудоемкость технического обслуживания?

Задачи

1. На испытание поставлено 10 поршневых двигателей одного типа. За 300 час отказало 2 двигателя. Требуется определить вероятность безотказной работы и вероятность отказа в течение 300 час.
 Ответ. $P(300) = 0,80$; $F(300) = 0,20$.
2. На испытание поставлено 15 поршневых двигателей одного типа. За период 300 час отказало 4 двигателя, а за интервал времени 300-400 час отказало еще 2. Требуется определить плотность распределения и интенсивность отказов в промежутке времени 300-400 час.
 Ответ. $f(350) = 1,33 \cdot 10^{-3}$ 1/час. $\lambda(350) \approx 2 \cdot 10^{-3}$ 1/час.
3. На испытание поставлено 20 поршневых двигателей одного типа. За период 300 час отказало 8 двигателей, за интервал времени $\Delta t = 100$ час отказало 4 двигателя. Требуется определить $P(300)$, $P(400)$, $P(350)$, $f(350)$, $\lambda(350)$.
 Ответ. $P(300) = 0,60$; $P(400) = 0,40$; $P(350) = 0,20$; $f(350) = 2 \cdot 10^{-3}$ 1/час.
4. При испытаниях 100 неремонтируемых изделий в течение 1000 час получено 18 отказов. Найти интенсивность отказов и среднее время безотказной работы.

Ответ. $\lambda(1000) = 2,2 \cdot 10^{-4}$ 1/час; $T_{midl} = 55,56$ час.

5. Производилось наблюдение за работой трех экземпляров поршневых двигателей. За период наблюдения было зафиксировано по первому экземпляру двигателя зафиксировано 4 отказа первой группы сложности, по второму и третьему – 2 и 3 аналогичных отказов соответственно. Нарботка первого экземпляра составила 181 час, второго – 329 и третьего – 245 час. Требуется определить наработку двигателя на отказ.

Ответ. 83,9 час.

6. В течение некоторого периода времени производилось наблюдение за работой одного экземпляра тракторного двигателя в эксплуатации. За весь период наблюдения было зарегистрировано 8 отказов первой группы сложности. До начала наблюдения двигатель проработал 258 час, а к концу наблюдения наработка двигателя составила 1235 час. Требуется определить среднюю наработку на отказ.

Ответ. 122 час.

7. Производилось наблюдение за работой двух экземпляров тракторных двигателей в эксплуатации. За весь период наблюдения было зарегистрировано 6 отказов первой группы сложности для первого двигателя, а для второго – 4. Нарботка первого экземпляра составила 350 час, второго – 370 час. Требуется определить среднюю наработку на отказ.

Ответ. 72 час.

ГЛАВА 4. ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ВЕЛИЧИН

Можно подтвердить едва ли не любую теорию, если искать подтверждение. Истинная проверка теории есть попытка ее опровергнуть.

К. Поппер⁶

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАКОНАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

В главе 1, п. 1.1. при рассмотрении вопросов надежности все изделия были разделены на два класса:

- неремонтируемые (невосстанавливаемые) изделия, которые в процессе эксплуатации не могут иметь больше одного отказа;
- ремонтируемые (восстанавливаемые) изделия, которые в процессе эксплуатации могут иметь больше одного отказа.

Для оценки надежности изделий в эксплуатации необходимо знать продолжительность или объем выполненной ими работы. При этом, как было показано ранее, пользуются обобщающим понятием «наработка». Под наработкой изделия понимается продолжительность или объем работы изделия, измеряемые, например, в часах, циклах, оборотах, километрах, гектарах, кубометрах или других единицах измерения.

Нарработка может рассматриваться в двух аспектах – **как величина случайная и как заданная (неслучайная)**. При рассмотрении **неремонтируемых** изделий случайной является **наработка изделия до отказа**. Для **ремонтируемых** изделий случайной является **наработка между двумя последовательными отказами**.

При анализе работы группы **неремонтируемых** изделий в течение заданной наработки случайным является число отказавших изделий в рассматриваемый период.

Если рассматривается работа **ремонтируемого** изделия в течение заданной наработки, то случайным здесь является **число отказов** в рассматриваемый период.

Уже из этих примеров видно, что нам приходится иметь дело с дискретными случайными величинами (**число отказавших изделий**,

⁶ Душенко К. Новая книга афоризмов. М.: ЭКСМО, 2010.

число отказов) и с непрерывными случайными величинами (**наработка до отказа, наработка между отказами**). При рассмотрении ремонтируемых изделий часто приходится иметь дело со случайным временем восстановления, которое также является непрерывной случайной величиной.

Законы распределения отказов, являющихся случайными величинами, имеют большое значение для теории и практики работ по обеспечению надежности изделий. Знание этих законов позволяет рассчитывать и прогнозировать надежность изделий на этапах их проектирования и испытаний; особенно большое значение эти законы имеют при оценке правильности установления и продления ресурса изделий.

Случайные величины, встречающиеся в задачах надежности, могут иметь различные распределения вероятностей. Очень часто на практике встречаются следующие распределения вероятностей:

- непрерывные – нормальное, экспоненциальное, Вейбулла, гамма-распределение, логарифмически нормальное;
- дискретные — биномиальное и Пуассона.

Применение того или иного закона распределения обусловлено характеристиками проявления и изменения отказов изделий во времени. Для большинства механических, гидравлических и электрических устройств практически невозможно выделить только внезапные или только постепенные отказы. Встречаются различные сочетания обоих типов отказов, и поэтому применительно к каждому конкретному изделию путем анализа экспериментальных данных приходится оценивать их соответствие теоретическому закону распределения отказов. При этом необходимо отметить, что применение для поршневых двигателей экспоненциального закона распределения, действительного для внезапных отказов, требует специального обоснования и может быть допущено для сравнительно коротких отрезков времени.

Рассмотрим основные характеристики законов распределения наиболее часто применяемые для прогнозирования изменения отказов по времени и являющиеся составными частями композиции законов распределения отказов сложных изделий.

4.2. НОРМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Нормальное распределение занимает особое место и играет исключительно важную роль в теории надежности. Главная особенность

его состоит в том, что нормальное распределение является предельным распределением, к которому приближаются другие законы распределения.

Можно показать, что сумма достаточно большого числа независимых (или слабо зависимых) случайных величин, подчиненным каким угодно законам распределения, приближенно подчиняется нормальному закону распределения, причем тем точнее, чем большее количество случайных величин суммируется.

Суммарная наработка ремонтируемого изделия до капитального ремонта в ряде случаев приближенно распределена нормально. Точного соответствия здесь не может быть, так как наработка – это положительная величина, а при нормальном распределении случайная величина может принимать и отрицательные значения. Однако если у нормального распределения коэффициент вариации (см. п. 2.31) мал ($<1/3$), то вероятность получения отрицательных значений настолько мала, что ею можно пренебречь. В этих случаях можно воспользоваться нормальным распределением и для существенно положительных величин.

Время ремонтируемых изделий в ряде случаев приближенно распределено по нормальному закону (в частности, если отказ вызван износом детали).

Наработка до отказа неремонтируемых изделий иногда приближенно распределена по нормальному закону.

Если имеется выборка из нормального распределения (упорядоченная), состоящая из n элементов

$$x_1 \leq x_2 \leq x_3 \leq \dots \leq x_n, \quad (4.1)$$

то выборочная дисперсия находится по уравнению

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{x})^2. \quad (4.2)$$

Выборочное среднее значение определяется по формуле

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (4.3)$$

Выборочное среднее квадратичное отклонение и выборочный коэффициент вариации определяют по формулам

$$s = \sqrt{s^2}, \quad (4.4)$$

$$v = \frac{s}{\tilde{x}}. \quad (4.5)$$

Плотность вероятности $f(x)$ нормального распределения случайной величины x описывается уравнением

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (4.6)$$

где a – математическое ожидание; σ^2 – дисперсия.

При статистическом определении закона распределения плотности вероятности времени безотказной работы $f(t)$ вместо математического ожидания a используют выборочное среднее значение времени \tilde{t} , а вместо σ^2 – выборочная дисперсия s^2 . В этом случае формула (4.6) имеет вид:

$$f(t) = \frac{1}{s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\tilde{t})^2}{2s^2}}.$$

Таким образом, при статистических расчетах параметрами распределения для нормального закона являются s и \tilde{t} .

При нормальном распределении время t может быть отрицательным, что противоречит физическому смыслу. Однако, если выборочное среднее время \tilde{t} значительно превышает выборочное среднее квадратичное отклонение s ($\tilde{t} > 3s$), отрицательная часть распределения не имеет практического значения.

В дальнейшем оперировать будем зависимостью (4.1) [11]. В случае $a = 0$ и $\sigma = 1$ имеем нормированное и центральное распределение, плотность которого табулирована (приложение, табл. 1)

$$\varphi_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}. \quad (4.7)$$

Из уравнения (4.8) следует, что

$$\varphi_0(-x) = \varphi_0(x). \quad (4.8)$$

Из уравнений (4,6) и (4.7) получаем

$$f(x) = \frac{1}{\sigma} \varphi_0\left(\frac{x-a}{\sigma}\right). \quad (4.9)$$

Функция распределения $F(x)$ вероятности отказа

$$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} dx. \quad (4.10)$$

Для нормированного и центрального распределения имеем табулированную функцию (приложение, табл. 2)

$$F_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{x^2}{2}} dx. \quad (4.11)$$

Из уравнения (4.11) следует, что

$$F_0(-x) = 1 - F_0(x). \quad (4.12)$$

Из уравнений (4.10) и (4.11) получаем

$$F(x) = F_0\left(\frac{x-a}{\sigma}\right). \quad (4.13)$$

Если наработка x до отказа приближенно распределена по нормальному закону (4.6) (что может иметь место при малом коэффициенте вариации: $\sigma/a < 1/3$), то вероятность отсутствия отказа на промежутке от 0 до x находится по уравнению

$$P(x) = 1 - F(x) = F_0\left(\frac{a-x}{\sigma}\right). \quad (4.14)$$

Интенсивность отказов находится по уравнению

$$\lambda(x) = \frac{f(x)}{P(x)} = \frac{1}{\sigma} \frac{\varphi_0\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)}{F_0\left(\frac{a-x}{\sigma}\right)} = \frac{1}{\sigma} f_1\left(\frac{a-x}{\sigma}\right), \quad (4.15)$$

где $f_1(y)$ – табулированная функция (приложение, табл. 3).

При нормальном распределении показатели времени безотказной работы плотность распределения отказов $f(t)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$ имеют вид, показанный на рис. 20.

Квантилью u_p нормального распределения, отвечающей вероятности p , называется число, удовлетворяющее уравнению

$$F_0(u_p) = p. \quad (4.16)$$

Из уравнений (4.17) и (4.12) вытекает соотношение

$$u_{1-p} = -u_p. \quad (4.17)$$

Значение квантилей u_p приведены в приложении, табл. 4.

Для определения, например, наработки x_p , отвечающей некоторой вероятности p при известных значениях математического ожидания величины наработки a (или для статистической оценки этой величины \tilde{t}) и значениях стандартного отклонения σ (или s) можно воспользоваться зависимостью

$$x_p = a - u_p \sigma. \quad (4.18)$$

На примерах покажем использование приведенных зависимостей с использованием таблиц 1-4 приложения для расчета критериев надежности неремонтируемых изделий.

Пример 7. Пусть по результатам экспериментальных исследований известно, после испытаний 10 двигателей выборочная средняя наработка на первый отказ составляет $\tilde{t} = 3000$ час, при чем выборочное среднее квадратичное отклонение $s = 400$ час, выборочный коэффициент вариации $v < 1/3$. Требуется определить плотность вероятности для времени наработки 1500 час.

Решение. В соответствии с условиями задачи, уравнением (4.9) и данными в табл. 1 приложения имеем

$$\begin{aligned} f(1500) &= \frac{1}{400} \varphi_0 \left(\frac{2500 - 3000}{400} \right) = \\ &= \frac{1}{400} \varphi_0(-1,25) = \frac{1}{400} \varphi_0(1,25) = \\ &= \frac{1}{200} \cdot 0,1826 = 0,000913. \end{aligned}$$

Пример 8. Пусть наработка до первого отказа взятых под наблюдение 20 двигателей имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{t} = 1000$ час и $s = 200$ час. Требуется определить вероятность безотказной работы для значений наработки: $t_1 = 200$ час, $t_2 = 200$ час, $t_3 = 200$ час.

Решение. По уравнению (4/14) и табл. 2 приложения находим: для $t_1 = 200$ час

$$P(t_1) = F_0 \left(\frac{\tilde{t} - t_1}{s} \right) = F_0 \left(\frac{1000 - 200}{200} \right) = F_0(4) = 0,99996833.$$

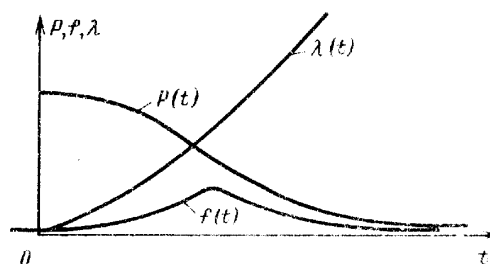


Рис. 20. Нормальное распределение времени безотказной работы

Примечание. В табл. 2 обозначение $0,9^4$ означает, что число 9 повторяется 4 раза (и так далее для всех обозначений).

Для $t_2 = 400$ час

$$P(400) = F_0\left(\frac{\tilde{t} - t}{s}\right) = F_0\left(\frac{1000 - 400}{200}\right) = F_0(3) = 0,998650;$$

для $t_3 = 1200$ час

$$P(1200) = F_0\left(\frac{\tilde{t} - t}{s}\right) = F_0\left(\frac{1000 - 1200}{200}\right) = F_0(-1) = 1 - F_0(1) = \\ = 1 - 0,8413 = 0,1587$$

Определим при тех же данных интенсивность отказов (табл. 3 приложения) в соответствии с зависимостью (4.15);

для $t_1 = 0$

$$\lambda(0) = \frac{1}{200} f_1\left(\frac{1000}{200}\right) = \frac{1}{200} \cdot 0,00000149 = 0,75 \cdot 10^{-8} \text{ 1/час};$$

для $t = 200$

$$\lambda(200) = \frac{1}{200} f_1\left(\frac{1000 - 200}{200}\right) = \frac{1}{200} \cdot 0,000134 = 0,67 \cdot 10^{-6} \text{ 1/час}$$

для $t = 1200$

$$\lambda(1200) = \frac{1}{200} f_1\left(\frac{-200}{200}\right) = \frac{1}{200} \cdot 1,525 = 0,762 \cdot 10^{-2} \text{ 1/час.}$$

Пример 9. Нарботка изделия до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{t} = 2000$ час и $s = 300$ час. Требуется найти наработку, отвечающую вероятности $p = 0,92$ безотказной работы.

Решение. По табл. 4 приложения находим $p = 0,92$ значение $u_p = 1,405$. По уравнению (4.18) определяем

$$t_p = \tilde{t} - u_p s = 2000 - 1,405 \cdot 300 = 1579 \text{ час.}$$

4.3. ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Экспоненциальный закон – один из основных законов распределения длительности срока службы технических устройств. В частности, этому закону следует время наработки до отказа некоторых неремонтируемых изделий, а также наработка между отказами ремонтируемых изделий при их работе на установившихся режимах (для внезапных отказов, не связанных с износом или старением элементов изделия).

В качестве основного параметра экспоненциального распределения является $\lambda(t)$, которым характеризуется интенсивность отказов для неремонтируемых, и параметр потока отказов – для ремонтируемых изделий. Для неремонтируемых изделий $\lambda(t)$ показывает, какая доля работающих в момент времени изделий выходит из строя в единицу времени после момента t .

Наработка до отказа многих неремонтируемых (невосстанавливаемых) элементов, например, в системе электронного управления двигателем, топливных насосов высокого давления дизелей подчиняется экспоненциальному распределению. Вообще это распределение часто используется при рассмотрении внезапных отказов в тех случаях, когда явления износа и старения настолько слабо выражены, что ими можно пренебречь.

Поток отказов у восстанавливаемых изделий часто является простейшим (после окончания периода приработки). В этом случае наработка между соседними отказами имеет экспоненциальное распределение.

В ряде случаев в первом приближении принимают, что время восстановления для ремонтируемых (восстанавливаемых) элементов распределено по экспоненциальному закону.

Распределения случайной положительной величины называется экспоненциальным, если его плотность вероятности имеет вид

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}, \quad (4.19)$$

где λ – постоянная (параметр распределения).

Функция этого распределения находится по уравнению

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t}. \quad (4.20)$$

Если t – наработка, то вероятность безотказной работы до наработки t будет

$$P(t) = e^{-\lambda t} = \exp(-\lambda t). \quad (4.21)$$

Для облегчения вычислений по уравнениям (4.19) - (4.21) приводится функция $\exp(-x)$ (табл. 5 приложения).

Квантили экспоненты z_p находятся по уравнению

$$p = \exp(-z_p). \quad (4.22)$$

По этому уравнению составлена табл.6 приложения.

Математическое ожидание и дисперсия случайной величины t , удовлетворяющей уравнению (4.19), находятся по формулам

$$M(t) = T = \frac{1}{\lambda}. \quad (4.23)$$

$$\sigma^2(t) = \frac{1}{\lambda^2}. \quad (4.24)$$

Коэффициент вариации для экспоненциального закона распределения составляет

$$v(t) = \frac{\sigma(t)}{M(t)} = 1. \quad (4.25)$$

Из уравнений (4.21) и (4.23) получается следующее выражение для вероятности безотказной работы в течении наработки τ :

$$P(t) = \exp\left(-\frac{\tau}{T}\right). \quad (4.26)$$

В табл. 7 приложения приведены значения T , удовлетворяющие уравнению (4.26) при различных значениях τ и P .

Из уравнения (4.26) получается следующая зависимость между наработкой t_α , отвечающей вероятности α безотказной работы, и наработкой на отказ T :

$$\alpha = \exp\left(-\frac{t_\alpha}{T}\right). \quad (4.27)$$

Из уравнений (4.27) и (4.22) получаем зависимость между t_α и T

$$t_\alpha = z_\alpha T. \quad (4.28)$$

Если в системе без резервирования имеется n элементов, у которых одинаковая интенсивность отказов λ_{midl} , то вероятность безотказной работы этой системы в течение времени t_p будет

$$P(t_p) = \exp(-n\lambda_{midl}t_p). \quad (4.29)$$

В табл. 8 приложения приведены значения показателя x в выражении $\lambda_{midl} = 10^{-x} 1/\text{час} = \frac{1 - P(t_p)}{nt_p}$.

Если ремонтируемое (восстанавливаемое) изделие имеет наработку на отказ T (после окончания периода приработки) и среднее время восстановления T_v , то при экспоненциальном законе распределения времени восстановления имеет место следующее уравнение для нестационарного коэффициента готовности:

$$K_g(t) = \frac{T}{T + T_v} + \frac{T_v}{T + T_v} \exp(-t/T - t/T_v). \quad (4.30)$$

Отсюда для $t \rightarrow \infty$ получается стационарное значение коэффициента готовности

$$K_{go} = \frac{T}{T + T_v}. \quad (4.31)$$

В табл. 9 приложения приведены значения отношения $K_g(t)/K_{go}$ в функции от отношений T_v/T и t/T_v .

При экспоненциальном распределении времени безотказной работы плотность распределения отказов $f(t)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$ имеют вид, показанный на рис. 21.

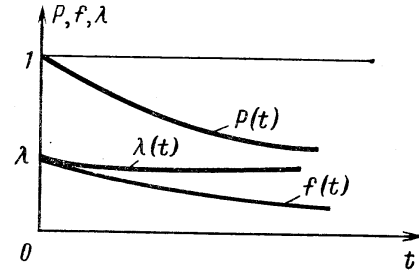


Рис. 21. Экспоненциальное распределение времени безотказной работы

На практике часто бывает так, что экспоненциальный закон не имеет места ($\lambda \neq \text{const}$), но и в этом случае его можно применять для ограниченных отрезков времени. Это допущение оправдывается тем, что при ограниченном периоде времени переменную интенсивность отказов без большой ошибки можно заменить средним значением λ_{midl} , т. е. $\lambda(t) \approx \lambda_{midl}(t)$.

В заключение следует отметить, что экспоненциальный закон применим только к таким изделиям, которые не испытывают старения или износа во время работы (или к изделиям, у которых этот процесс протекает очень медленно). Этот закон в основном применяется для распределения внезапных отказов, которые случайным образом обнаруживаются при испытаниях или в эксплуатации. Он распространяется только на положительные непрерывные случайные величины.

Покажем использование таблиц 5-8 приложения для решения конкретных задач.

Примечание. В табл. 5 приведены значения $\exp(-x)$ для x от 0,00 до 5,09 через 0,01, а также в конце табл.5 для больших значений x величины a и b в формуле

$$\exp(-x) = a \cdot 10^{-b}. \quad (4.32)$$

Поэтому первая строка табл. 5 вычисляет $\exp(-x)$ от 0,01 до 0,09.

Так, например, $\exp(-0,05) = 0,9512$; $\exp(-0,09) = 0,9139$; $\exp(-2,55) = 0,07808$; $\exp(-4,85) = 0,007828$; $\exp(-7,0) = 9,119 \cdot 10^{-4}$ (см. последнюю строчку в табл. 5).

При помощи табл. 5 можно решать различные задачи по расчету надежности в случае экспоненциального закона распределения. Так, например, требуется вычислить

$$\begin{aligned} \exp(-79,65) &= \exp(-70) \cdot \exp(-9) \cdot \exp(-0,65) = \\ &= 3,975 \cdot 10^{-3,975} \cdot 1,234 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5220. \end{aligned}$$

Задача 10. Интенсивность отказа системы зажигания бензинового двигателя равна $\lambda = 10^{-7}$ 1/час. Найти вероятность безотказной работы за 100000 час.

Решение. В соответствии с уравнением (4.21) и табл. 5 приложения находим

$$P(100000) = \exp(-10^{-7} \cdot 10^5) = \exp(-10^{-2}) = 0,9900.$$

Задача 11. Найти в условиях предыдущего примера вероятность безотказной работы за 200000 час.

Решение. По уравнению (4.21) и табл. 5 прил. приложения находим

$$P(200000) = \exp(-10^{-7} \cdot 2 \cdot 10^5) = \exp(-0,02) = 0,9802.$$

Задача 12. Найти в условиях предыдущего примера вероятность отказа в промежутке наработки от 100000 до 200000 час.

Искомая вероятность находится как разность
 $P(100000) - P(200000) = 0,9900 - 0,9802 = 0,0098$

Задача 13. При испытании $N_0 = 50$ однотипных двигателей в течение 900 час получено $N^*(t_i) = 9$ отказов неремонтируемых изделий. Найти интенсивность отказов и среднее время безотказной работы.

Решение. Статистическая оценка вероятности безотказной работы в соответствии с формулой (3.3) равна

$$\tilde{P}(900) = \frac{N_{ser}(t_i)}{N_0} = 1 - \frac{N^*(t_i)}{N_0} = 1 - \frac{9}{50} = 0,82.$$

Из уравнений (4.21) и (4.22) следует, что

$$\lambda t = z_p.$$

Из табл. 6 для $\tilde{P}(900) = 0,82$ находим $z_p = 0,198$. Поэтому для $t_i = 900$ час находим

$$\lambda = \frac{z_p}{t_i} = \frac{0,198}{900} = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ 1/час.}$$

Среднее время безотказной работы в соответствии с формулой (4.23)

равно

$$T = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{0,00022} \approx 4550 \text{ час.}$$

Задача 14. Средняя наработка тракторного двигателя до первого отказа $\tilde{T}_{midl} = 2500$ час. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $p_\alpha = 0,90$.

Решение. По уравнению (4.28) и табл. 6 приложения

$$t_\alpha = z_\alpha T = 0,105 \cdot 900 \approx 95 \text{ час.}$$

Задача 15. Какой величины должна быть средняя наработка до отказа у неремонтируемого (невосстанавливаемого) изделия, чтобы вероятность безотказной работы его составляла $P = 0,99$ при времени работы $\tau = 2$ часа.

Примечание. В табл. 7 приведены значения T , удовлетворяющие уравнению (4.26). Здесь T может рассматриваться как средняя наработка до отказа у неремонтируемых (невосстанавливаемых) изделий или как наработка на отказ у ремонтируемых изделий. Размерность величины T и τ должна быть одинакова: если, например, τ измеряется в минутах, то и величина T должна измеряться в минутах.

Решение. По табл. 7 при $P = 0,99$ и $\tau = 2$ часа находим $T = 200$ час.

Задача 16. Какой величины должна быть наработка на отказ у восстанавливаемого изделия, если требуется вероятность безотказной работы $P = 0,95$ для времени работы 24 час.

Решение. Так как величина T пропорциональна величине τ (при заданной вероятности P), то из табл. 7 находим при $P = 0,95$ два значения T (для $\tau = 4$ напротив $P = 0,95$ находим число 78), т.е.:

$$\begin{aligned} T &= 78 \text{ для } \tau = 4 \text{ час;} \\ T &= 390 \text{ для } \tau = 20 \text{ час.} \end{aligned}$$

Суммируя, получаем $T = 468$ час.

Задача 17. Найти среднее значение интенсивности отказов λ_{midl} для случая изделия, состоящего из 100 элементов, если требуется, чтобы вероятность безотказной работы составляла 0,99 при времени работы 10000 час.

Примечание. В табл. 8 приведены значения показателя x в выражении

$$\lambda_{midl} = 10^{-x} \quad (4.33)$$

где величина λ_{midl} удовлетворяет уравнению (4.29).

Эта таблица наглядно иллюстрирует связь между величинами λ_{midl} , $P(t_p)$, t_p и n .

Решение. Из табл. 8 для $P(t_p) = 0,99$, $n = 100$ и $t_p = 10000$ находим $x = 8$, т. е. $\lambda_{midl} = 10^{-8}$ 1/час.

Примечание. В табл. 9 приложения приведены значения отношения мгновенного коэффициента готовности $K_g(t)$ к его стационарному значению K_{go} , вычисленные при помощи уравнений (4.30) и (4.31). Входными параметрами этой таблицы являются величины

$$x = \frac{T_v}{T}; \quad z = \frac{t}{T_v},$$

где T – наработка на отказ, а T_v – среднее время восстановления.

Табл. 9 приложения наглядно иллюстрирует процесс приближения $K_g(t)$ к стационарному значению K_{go} при возрастании величины t .

Если величина $x < 0,10$, то величина $K_g(t)$ превосходит K_{go} в момент $t = 0$ не более чем на 10%. Затем при $t = 2T_v$ различие между ними не превышает 1%.

4.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЙБУЛЛА

Наработка до отказа у многих неремонтируемых (невосстанавливаемых) изделий имеет распределение Вейбулла. К этим изделиям относятся, например,

- подшипники качения;
- некоторые системы электронного управления;
- некоторые полупроводниковые приборы;
- некоторые приборы СВЧ;
- изделия, у которых отказ наступает вследствие усталостного разрушения.

Это распределение используют для статистических моделей надежности в первый период эксплуатации («приработочные» отказы). Случайная положительная величина ($t > 0$) имеет распределение Вейбулла, если ее функция распределения $F(t)$ записывается в виде

$$F(t) = 1 - \exp\left[-(t/a)^b\right] \quad (4.34)$$

где a и b – положительные постоянные.

Отсюда получается зависимость

$$P(t) = 1 - F(t) = \exp\left[-(t/a)^b\right] \quad (4.35)$$

Параметр b оказывает влияние на форму кривых. Он называется параметром формы. Параметр a , как будет показано далее, характеризует растянутость кривых вдоль оси t . Если $b = 1$, то $P(t) = \exp(-t/a)$. Таким образом, в этом случае имеет место экспоненциальный закон. Тогда $a = \tilde{\tau}$ с учетом (4.23) $T_{midl} = \tilde{\tau} = 1/\lambda$) и тогда $P(t) = e^{-\lambda t}$.

При $b=2,5 \dots 3,5$ распределение Вейбулла приближается к нормальному. Этим и объясняются гибкость закона Вейбулла и широкое его применение. С его помощью можно приблизиться к моделированию процессов возникновения внезапные отказов, когда параметр близок к единице, и отказов, из-за износа, когда распределение становится близко к нормальному, а также тогда, когда совместно действуют причины, вызывающие оба этих отказа.

Например, отказ, связанный с усталостным разрушением, может быть вызван совместным действием обоих факторов. Наличие закалочной трещины или надреза на поверхности детали, являющихся производственными дефектами, обычно служит причиной усталостного разрушения. Если исходная трещина или надрез достаточно велики, то они сами по себе могут вызвать поломку детали при внезапном приложении значительной нагрузки. Это будет случаем типичного внезапного отказа. Постепенное же развитие усталостной трещины характерно для постепенного отказа.

В табл. 10 приложения приведена зависимость $P(t)$ от t/a и b .

Квантиль t_p определяется из уравнения

$$p = \exp\left[-(t_p/a)^b\right] \quad (4.36)$$

В табл. 11 приложения приведены значения отношения t_p/a для разных p и b .

Для плотности вероятности справедливо уравнение

$$f(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-(t/a)^b\right] \quad (4.37)$$

В табл. 12 приложения приведены значения величины $af(t)$ для различных b и t/a .

Из уравнений (3.15), а также (4.35) и (4.37) получаем

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a} \right)^{b-1}. \quad (4.38)$$

В табл. 13 приложения приведены значения величины $a\lambda(t)$ для различных значений b и t/a .

Для математического ожидания и среднего квадратического отклонения величины t справедливы формулы

$$t_{midl} = aK_b, \quad (4.39)$$

$$\sigma(t) = aC_b, \quad (4.40)$$

где

$$K_b = \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right); \quad (4.41)$$

$$C_b = \Gamma\left(1 + \frac{2}{b}\right) - K_b. \quad (4.42)$$

Отсюда для коэффициента вариации имеем

$$v(t) = \frac{\sigma(t)}{t_{midl}} = \frac{C_b}{K_b}. \quad (4.43)$$

Значения величин K_b , C_b и v приведены в табл. 14 приложения.

Найдя t_p/a из табл. 11 приложения в функции b и p и определив по уравнению (4.39) t_{midl}/a в функции b , можно определить отношение

$$W_p = \frac{t_p}{t_{midl}}. \quad (4.44)$$

Очевидно, что это отношение будет зависеть от b и p .

В табл. 15 приведена зависимость W_p от b и p .

Преобразуем уравнение (4.35), дважды логарифмируя его левую и правую части. При этом получается

$$\lg(-\lg p) = b \lg t - b \lg a - 0,3622. \quad (4.45)$$

Для упрощения расчетов по этому уравнению в табл. 16 приложения приведены значения функции

$$y = \lg(-\lg p). \quad (4.46)$$

Если величина t является наработкой неремонтируемого изделия, то по уравнению (4.35) определяется вероятность безотказной работы на наработке t . Уравнение (4.38) определяет интенсивность отказов, а по уравнению (4.39) находится средняя наработка до отказа t_{midl} . Вели-

чина t_p представляет собой наработку до отказа, отвечающую вероятности p . В то же время, значение a , как это следует из уравнения (4.35), является наработкой, отвечающей вероятности безотказной работы (независимо от величины b) $P(a) = \exp(-1) = 0,368$. Величина b определяет собой форму распределения – она однозначно определяет коэффициент вариации, как это следует из уравнений (4.41) - (4.43).

При распределении Вейбулла времени безотказной работы плотность распределения отказов $f(t)$, интенсивность отказов $\lambda(t)$, вероятность отказа $F(t)$ и имеют вид, показанный на рис. 22.

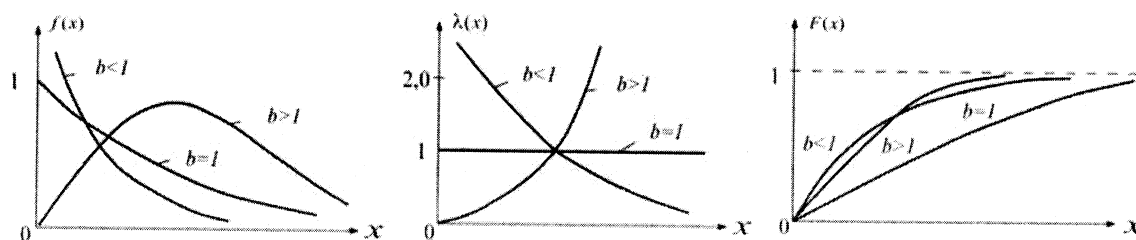


Рис.22. Распределение Вейбулла времени безотказной работы (при $b=1$ закон Вейбулла полностью совпадает с экспоненциальным законом)

Покажем, как использовать табл. 10-16 для решения конкретных задач.

Пример 18. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 10000$ час и $b = 2$. Требуется найти вероятность безотказной работы при заданной наработке $t = 3000$ час.

Решение. Находим $t/a = 3000/10000 \approx 0,3$. По табл. 10 приложения получаем $P(t) = 0,9139$.

Пример 19. По данным предыдущего примера найти наработку до отказа, отвечающую вероятности 0,99.

Решение. По табл. 10 приложения для $b = 2$ и $P(t) = 0,99$, находим $t/a = 0,1$. Отсюда

$$t = 0,1 \cdot a = 0,1 \cdot 10000 = 1000 \text{ час.}$$

Иногда встречается обратная задача, когда требуется найти наработку до отказа, отвечающую заданной вероятности $P(t)$. В этом случае необходимо воспользоваться зависимостью (4.36) и табл. 11 приложения.

Пример 20. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 20000$ час и $b = 1,5$. Найти наработку до отказа, отвечающую вероятности $P(t) = 0,9$.

Решение. По табл. 11 приложения для $b = 1,5$ и $P(t) = 0,9$ находим $t_p/a =$

=0,223. Отсюда

$$t_p = 0,223 \cdot 20000 = 4460 \text{ час.}$$

Пример 21. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 2000$ час и $b = 2$. Требуется найти плотность распределения в точке $t = 400$ час.

Решение. Находим $t/a = 400/2000 = 0,2$. По табл. 12 приложения для этого значения и $b = 2$ определяем $af(t) = 0,3843$. Отсюда находим $f(t) = 0,3843/2000 = 0,192 \cdot 10^{-3}$.

Пример 22. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 10000$ час и $b = 0,4$. Требуется найти интенсивность отказов в точке $t = 3000$ час.

Решение. Находим $t/a = 3000/10000 = 0,3$. По табл. 13 приложения определяем $a\lambda(t) = 0,8238$. Отсюда

$$\lambda(t) = 0,8238/10000 = 0,824 \cdot 10^{-4} \text{ 1/час.}$$

Пример 23. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 10000$ час и $b = 2$. Требуется определить среднюю наработку до отказа. Найти также среднее квадратичное отклонение наработки до отказа.

Решение. По табл. 14 приложения для $b = 2$ находим $K_b = 0,886$ и по уравнению (4.39) находим

$$t_{midl} = aK_b = 10000 \cdot 0,886 = 8860 \text{ час.}$$

По табл. 14 для $b = 2$ находим $v = 0,523$. По уравнению (4/43)

$$\sigma(t) = v(t)t_{midl} = 0,523 \cdot 8860 = 4630 \text{ час.}$$

Можно определить также по формуле (4.43), определив из табл. 14 значение $C_b = 0,463$

$$\sigma(t) = (C_b / K_b)t_{midl} = (0,463 / 0,886) \cdot 8860 = 4630 \text{ час}$$

Пример 24. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами: средняя наработка до отказа $t_{midl} = 10000$ час и $b = 1,5$. Требуется найти наработку до отказа, отвечающую вероятности $p = 0,9$.

Решение. По табл. 15 для $b = 1,5$ и $p = 0,9$ находим $W_p = 0,2471$. По уравнению (4.44) определяем

$$t_p = 0,2471 \cdot 10000 = 2471 \text{ час.}$$

Пример 25. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $a = 10000$ час и $b = 1,45$. Требуется найти значение $P(t)$ для $t = 1000$ час.

Решение. По уравнению (4.45) определяем

$$\lg(-\lg p) = b \lg t - b \lg a - 0,3622 = 1,45 \lg 1000 - 1,45 \lg 10000 - 0,3622 = -1,45 - 0,3622 = -1,8122.$$

По табл. 16 для $y = -1,812$ находим $P(t) = 0,965$.

4.5. ГАММА-РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Если наработка до отказа у неремонтируемого изделия имеет экспоненциальное распределение, то при применении ненагруженного резервирования замещением возникает гамма-распределение.

Если поток отказов у восстанавливаемого изделия простейший, то наработка между несмежными отказами (например, через один отказ) подчиняется гамма-распределению. В ряде случаев время восстановления подчиняется гамма-распределению.

Случайная положительная величина подчиняется гамма-распределению, если ее плотность вероятности имеет вид

$$\varphi(t) = \frac{1}{(m-1)!} \cdot \lambda^m t^{m-1} \exp(-\lambda t), \quad (4.47)$$

где λ и m – положительные постоянные, причем m – целое число.

Произведя замену переменных

$$x = 2\lambda t, \quad (4.48)$$

получим

$$f(t) = \frac{1}{2^m (m-1)!} x^{m-1} \exp(-x/2). \quad (4.49)$$

Функция $f(x)$ имеет важное преимущество перед функцией $\varphi(x)$ – она зависит только от одного параметра m , в то время как функция $\varphi(x)$ зависит от двух параметров m и λ .

Зависимость между функциями $\varphi(x)$ и $f(x)$ дается уравнением

$$\varphi(t) = 2\lambda f(2\lambda t), \quad (4.50)$$

При помощи этого уравнения можно вычислять значения функции $\varphi(x)$, пользуясь таблицей с двумя входными параметрами (m и x) для функции $f(x)$. Значения функции $f(x)$ приведены в табл. (см. приложения).

Из уравнения (4.49) следует, что гамма-распределение является частным случаем распределения хи-квадрат с числом степеней свободы [11]

$$k = 2m. \quad (4.51)$$

При помощи таблиц распределения хи-квадрат составлена таблица 18 (см. приложения) функции $P_0(x)$

$$P_0(x) = \int_x^{\infty} f(x)dx. \quad (4.52)$$

При помощи $P_0(x)$ можно вычислять функцию

$$P(t) = \int_t^{\infty} \varphi(t)dt. \quad (4.53)$$

Для этой цели служит уравнение

$$P(t) = P_0(2\lambda t) \quad (4.54)$$

В табл. 19 (см. приложения) приведены значения функции $\lambda_0(x)$

$$\lambda_0(x) = \frac{f(x)}{P_0(t)}. \quad (4.55)$$

При помощи этой функции можно вычислять функцию

$$\lambda(t) = \frac{\varphi(x)}{P(t)}. \quad (4.56)$$

Для этой цели служит уравнение

$$\lambda(t) = 2\lambda\lambda_0(2\lambda t). \quad (4.51)$$

Математическое ожидание величины t и ее дисперсия находятся по уравнениям

$$t_{midl} = M(t) = \frac{m}{\lambda}, \quad (4.52)$$

$$\sigma^2(t) = \frac{m}{\lambda^2}. \quad (4.53)$$

Отсюда получаем выражение для коэффициента вариации

$$v(t) = \frac{\sigma(t)}{t_{midl}} = \frac{1}{\sqrt{m}}. \quad (4.54)$$

Квантиль t_α распределения (4.47) находится из уравнения

$$\alpha = P(t_\alpha) = P_0(2\lambda t_\alpha). \quad (4.55)$$

Из сравнения уравнения (4.52) с уравнением для z_p распределения хи-квадрат

$$p = \int_0^{x_p} \varphi_1(x) dx \quad (4.56)$$

получаем

$$2\lambda t_\alpha = x_{1-\alpha}, \quad (4.57)$$

где $x_{1-\alpha}$ – квантиль распределения хи-квадрат, определяемая по табл. 20 для вероятности $p = 1 - \alpha$ и числа степеней свободы по уравнению (4.51).

Из уравнений (4.47), (4.52) и (4.51) получаем

$$t_\alpha = \frac{x_{1-\alpha}}{2m} t_{midl} = \frac{x_{1-\alpha}}{k} t_{midl}, \quad (4.58)$$

где величина сразу определяется по табл. 20.

Если величина t является наработкой до отказа, то по уравнениям (4.53) и (4.54) определяется вероятность отсутствия отказов на наработке t . Величина t_α является наработкой, отвечающей вероятности α безотказной работы. Функция $\lambda(t)$ является интенсивностью отказов.

Гамма-распределение с параметрами m и λ получается в результате композиции m независимых случайных величин, имеющих одинаковое экспоненциальное распределение с параметром λ .

Если устройство состоит из одного рабочего элемента и n резервных элементов (резерв ненагруженный), то отказ устройства наступает в тот момент, когда отказывает последний исправный $(n + 1)$ -й из этих элементов. Случайная наработка устройства до отказа равна сумме наработок до отказа $(n + 1)$ -го элемента. Если все эти элементы имеют одинаковое экспоненциальное распределение с интенсивностью отказов λ , то наработка устройства до отказа будет иметь гамма-распределение с параметрами λ и $m = n + 1$. Средняя наработка устройства до отказа в соответствии с уравнением (4.52) будет

$$t_{midl} = \frac{n + 1}{k}. \quad (4.59)$$

Случайное время восстановления изделия после отказа равно сумме двух случайных величин: времени обнаружения и времени устранения отказа. Если эти два случайных времени имеют близкие экспоненциальные распределения, то суммарное время восстановления будет подчиняться гамма-распределению с $m = 2$. Обозначим среднее время восстановления через T_v . Тогда из уравнения (4.52) получим

$$\lambda = \frac{2}{T_v}. \quad (4.60)$$

Подставляя это значение λ в уравнение (4.47) и полагая $m = 2$, получим плотность распределения времени восстановления

$$\varphi(t) = \frac{4}{T_v^2} t \exp\left(-\frac{2t}{T_v}\right). \quad (4.61)$$

Отсюда при помощи уравнения (4.53) получаем

$$P(t) = \left(1 + \frac{2t}{T_v}\right) \exp\left(-\frac{2t}{T_v}\right). \quad (4.21)$$

Это уравнение дает вероятность того, что время восстановления будет больше t .

При гамма-распределении времени безотказной работы плотность распределения отказов $f(t)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$ имеют вид, показанный на рис. 23.

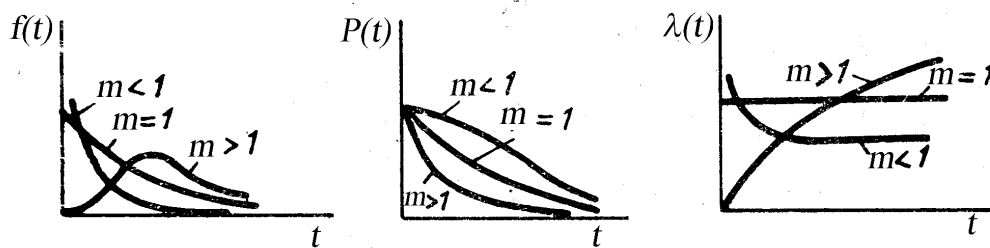


Рис. 23. Гамма-распределение времени безотказной работы

Пример 26. Найти плотность вероятности гамма-распределения $\varphi(t)$ при $m = 4$, $\lambda = 10^{-3}$ и $t = 10000$.

Решение. По уравнению (4.50) и табл. 17 находим

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= 2 \cdot 10^{-3} f(2 \cdot 10^{-3}) \cdot 10000 = 0,002 f(20) = \\ &= 0,002 \cdot 0,00378 = 0,00000756. \end{aligned}$$

Пример 27. Определить вероятность безотказной работы изделия в течение 5000 час, если наработка до отказа этого изделия подчиняется гамма-распределению с $m = 4$ и $\lambda = 10^{-3}$.

Решение. Используя уравнение (4.54), находим

$$x = 2\lambda t = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 5000 = 10.$$

По табл. 18 для $m = 4$ и $x = 2$ определяем $P(t) = 0,265$.

Пример 27. Известно, что у блока управления бензиновым двигателем поток отказов простейший, т.е. промежутки времени между

последовательными отказами распределены по экспоненциальному закону. Среднее время безотказной работы равно 10000. Требуется определить вероятность того, что блок управления откажет 3 раза не ранее, чем через 2000 час.

Решение. В данном случае промежуток времени от начала работы до четвертого отказа имеет гамма-распределение с $m = 3$. Здесь $\lambda = 1/10000$. По уравнению (4.45) определяем

$$x = 2 \cdot (1/10000) \cdot 2000 = 0,4$$

По табл. 18 для $m = 3$ и $x = 0,4$ находим $P(t) = 0,999$.

4.6. ЛОГАРИФМИЧЕСКИ НОРМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Положительная случайная величина y имеет логарифмически нормальное распределение, если ее логарифм x распределен нормально.

На практике применяются два варианта:

$$x_1 = \ln y. \quad (4.22)$$

$$x_2 = \lg y. \quad (4.23)$$

При этом имеет место соотношение

$$x_2 = Mx_1, \quad (4.24)$$

где $M = 0,4343$ – коэффициент перехода от натуральных к десятичным логарифмам.

Плотности вероятности распределений x_1 и x_2 имеют вид

$$f(x_1) = \frac{1}{\sigma_1} \varphi_0 \left(\frac{x_1 - x_1^0}{\sigma_1} \right), \quad (4.25)$$

$$f(x_2) = \frac{1}{\sigma_2} \varphi_0 \left(\frac{x_2 - x_2^0}{\sigma_2} \right), \quad (4.26)$$

где в силу уравнения (4.24)

$$x_2^0 = Mx_1^0, \quad (4.27)$$

$$\sigma_2 = M\sigma_1. \quad (4.28)$$

Из уравнений (4.22) - (4.24) и (4.27) следует, что существует такое значение y_0 , для которого

$$\ln y_0 = x_1^0, \quad (4.29)$$

$$\lg y_0 = x_2. \quad (4.30)$$

Тогда для плотности вероятности распределения величины y имеем

$$f(y) = \frac{1}{\sigma_1 y} \Phi_0\left(\frac{\ln y - \ln y_0}{\sigma_1}\right) = \frac{M}{\sigma_2 y} \Phi_0\left(\frac{\lg y - \lg y_0}{\sigma_2}\right). \quad (4.31)$$

Функция $\Phi_0(x)$ находится по табл.1 приложения.

Для функции распределения имеем

$$F(y) = F_0\left(\frac{\ln y - \ln y_0}{\sigma_1}\right) = F_0\left(\frac{\lg y - \lg y_0}{\sigma_2}\right), \quad (4.32)$$

где функция $F_0(x)$ находится по табл. 2 приложения.

Если y – наработка изделия до отказа, то вероятность безотказной работы на протяжении наработки y находится по уравнению

$$P(y) = 1 - F_0\left(\frac{\ln y - \ln y_0}{\sigma_1}\right), \quad (4.33)$$

или, что, то же самое,

$$P(y) = 1 - F_0\left(\frac{\lg y - \lg y_0}{\sigma_2}\right) \quad (4.34)$$

Нарботка y_p , отвечающая вероятности p безотказной работы, находится из уравнения

$$P(y_p) = p. \quad (4.35)$$

Из уравнений (4.33) — (4.35) получаются эквивалентные зависимости:

$$\ln y_p = \ln y_0 - \sigma_1 u_p, \quad (4.36)$$

$$y_p = y_0 \exp(-\sigma_1 u_p), \quad (4.37)$$

$$\lg y_p = \lg y_0 - \sigma_2 u_p, \quad (4.38)$$

$$y_p = y_0 \exp\left(-\frac{\sigma_2 u_p}{M}\right), \quad (4.39)$$

где величина u_p находится по табл. 4 приложения.

Интенсивность отказов в случае логарифмически нормального распределения находится по уравнению

$$\lambda(y) = \frac{f(y)}{P(y)}. \quad (4.40)$$

Из уравнений (5.10), (5.12) и (5.13) получаем следующую зависимость:

$$\lambda(y) = \frac{1}{\sigma_1 y} f_1\left(\frac{\ln y - \ln y_0}{\sigma_1}\right) = \frac{M}{\sigma_2 y} f_1\left(\frac{\lg y - \lg y_0}{\sigma_2}\right), \quad (4.41)$$

где функция $f_1(y)$ находится по табл. 3 приложения.

Обозначим через y_m математическое ожидание величины y . Тогда имеют место следующие эквивалентные уравнения [11]:

$$y_m = y_0 \exp\left(\frac{\sigma_1^2}{2}\right); \quad (4.42)$$

$$\ln y_m = \ln y_0 + \frac{1}{2} \sigma_1^2; \quad (4.43)$$

$$y_m = y_0 \exp\left(\frac{\sigma_2^2}{2M^2}\right); \quad (4.44)$$

$$\lg y_m = \lg y_0 + \frac{\sigma_2^2}{2M} = \lg y_0 + 1,1513 \sigma_2^2. \quad (4.45)$$

Рассмотрим частный случай, когда $y_m=1$. Тогда из уравнения (4.45) получаем

$$\lg y_0 = -1,1513 \sigma_2^2. \quad (4.46)$$

Задаваясь различными значениями σ_2 , можно из уравнения (4.46) определить y_0 , а затем по уравнениям (4.31) и (4.41) найти $f(y)$ и $\lambda(y)$. Таким образом получены величины, приведенные в табл. 21 и 22.

Обозначим через σ_y^2 дисперсию величины y . Тогда имеет место следующее уравнение (см. [11]):

$$\sigma_y^2 = y_m^2 \left[\left(\frac{y_m}{y_0} \right)^2 - 1 \right]. \quad (4.47)$$

Отсюда для коэффициента вариации величины y получаем

$$v_y^2 = \left(\frac{y_m}{y_0} \right)^2 - 1. \quad (4.48)$$

Из уравнений (4.48), (4.42) и (4.44) получаем

$$v_y^2 = \exp(\sigma_1^2) - 1 = \exp\left(\frac{\sigma_2^2}{M^2}\right) - 1. \quad (4.49)$$

В табл. 23 и 24 приведены зависимости ν_y от σ_1 и σ_2 , полученные по уравнению (4.49).

При логарифмически нормальном распределении распределении времени безотказной работы плотность распределения отказов $f(t)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$ имеют вид, показанный на рис. 24.

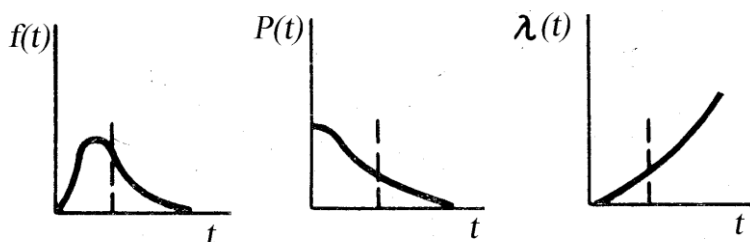


Рис. 24. Логарифмически нормальное распределение времени безотказной работы

В табл. 23 приведены некоторые характеристики логарифмически нормального распределения, заимствованные из [11].

Здесь

$$A = \frac{y_m}{y_a}; \quad (4.50)$$

$$B = \frac{y_m}{y_b}; \quad (4.51)$$

$$\begin{aligned} C &= \text{Ver}(y \leq y_m) = F(y_m) = \\ &= F_0\left(\frac{\ln y_m - \ln y_0}{\sigma_1}\right) = F_0\left(\frac{1}{2}\sigma_1\right), \end{aligned} \quad (4.52)$$

где y_a – медиана распределения, y_b – мода распределения.

В табл. 23 приведены значения асимметрии S_k и эксцесса E_x .

Пример 28. Найти значения плотности вероятности распределения $f(y)$ величины y для $\sigma_2 = 0,2$ при значениях $y = 0,4; 0,8, 1,2$.

Решение. В соответствии с табл. 21 для выбранных значений величины y $f(y) = 0,461; 1,049; 0,593$.

Пример 29. Найти значения интенсивности отказов $\lambda(y)$ для величины $y = 0,4; 0,8, 1,2$ и $\sigma_2 = 0,2$.

Решение. В соответствии с табл. 22 для выбранных значений величины y $f(y) = 0,48; 1,75; 2,23$.

Пример 30. Известно, что параметр логарифмически нормального распределения $\sigma_2 = 0,30$, а математическое ожидание $y_m = 10000$ час. Найти σ_y .

Решение. По табл. 24 для $\sigma_2 = 0,30$ находим коэффициент вариации $v_y = 0,782$. Так как коэффициент вариации величины y равен отношению среднеквадратичного отклонения σ_y к математическому ожиданию y_m , то

$$\sigma_y = y_m \sigma_y = 10000 \cdot 0,782 = 7820 \text{ час.}$$

4.7. БИНОМИАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Биномиальное распределение широко применяется для исследования дискретных случайных величин, встречающихся в теории надежности.

Это распределение может быть получено, если в качестве случайной величины взять число отказов, возникающих в процессе проведения однотипных независимых испытаний выборки изделий в одинаковых условиях. Другими словами, биномиальное распределение имеет место, когда равновероятно появление отказов в любом из проводимых испытаний случайной выборки изделий данного типа. Это распределение применяется только для положительных целых величин.

Распределение случайной величины называется биномиальным, если она может принимать целые положительные значения $0, 1, 2, \dots, n$, с вероятностями

$$P_{m,n} = C_n^m p^m (1-p)^{n-m} \quad (4.53)$$

где $P_{m,n}$ – вероятность того, что случайная величина примет значение m ($m = 0, 1, 2, \dots, n$);

$$C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}, \quad (4.54)$$

p – параметр распределения, величина которого находится в пределах от 0 до 1 (вероятность отказа изделия во время испытаний).

Биномиальное распределение образуется в такой ситуации. Производится n независимых опытов, в каждом из которых вероятность появления некоторого события A равна p . Случайное число m появлений события A в серии из n опытов подчиняется биномиальному распределению (4.53).

В качестве примера можно привести результаты испытание на надежность группы из n изделий в течение фиксированного времени.

Здесь событие A – отказ изделия во время испытаний, m — число отказавших изделий, p – вероятность отказа изделия во время испытаний.

Или, например, проводим выборочную проверку качества n изделий, взятых случайно из очень большой партии готовой продукции. Здесь событие A – появление дефектного изделия, m – случайное число дефектных изделий в выборке, p – вероятность того, что случайно взятое готовое изделие окажется дефектным.

Введем обозначение

$$q = 1 - p. \quad (4.55)$$

Используя формулу бинома Ньютона, можно записать

$$(p + q)^n = \sum_{m=0}^n P_{m,n} = 1 \quad (4.56)$$

Отсюда видно, что вероятности P_{mn} являются членами разложения (4.56) по биному Ньютона. Значения некоторых биномиальных коэффициентов (4.54) приведены в табл. 28.

Вероятность того, что случайная величина m не превысит заданного значения m' находится по уравнению

$$P = \text{Ver}(m \leq m') = \sum_{m=0}^{m'} C_m^n p^m q^{n-m}. \quad (4.57)$$

Значения этой вероятности для некоторых n и p приведены в табл. 25.

Математическое ожидание и дисперсия случайной величины, распределенной по биномиальному закону, находятся по уравнениям

$$M(m) = np, \quad (4.58)$$

$$\sigma^2(m) = npq. \quad (4.59)$$

Отсюда для коэффициента вариации получаем

$$v(m) = \frac{\sigma(m)}{M(m)} = \sqrt{\frac{q}{np}}. \quad (4.60)$$

При больших n биномиальное распределение становится близким к нормальному с параметрами, определяемыми по уравнениям (4.58) и (4.59). Поэтому приближенно можно вместо уравнения (4.57) применять уравнение

$$\text{Ver}(m \leq m') = F_0 \left(\frac{m' - np}{\sqrt{npq}} \right), \quad (4.61)$$

где функция F_0 определяется по табл. 2.

Более точные результаты дает уравнение

$$Ver(m \leq m') = F_0 \left(\frac{m' + 0,5 - np}{\sqrt{npq}} \right), \quad (4.62)$$

На практике часто приходится вычислять вероятность того, что событие A не будет иметь места ни в одном из опытов. В соответствии с уравнением (4.53) получаем

$$P_{0,n} = (1 - p)^n. \quad (4.63)$$

Вероятность P_n^* того, что событие A будет иметь место хотя бы один раз в серии из n опытов, находится по уравнению

$$P_n^* = 1 - P_{0,n} = 1 - (1 - p)^n. \quad (4.64)$$

В табл. 26 приведены значения P_n^* для некоторых p и n .

При больших n уравнение (4.64) можно заменить следующим приближенным уравнением:

$$P_n^* = 1 - \exp(-np). \quad (4.65)$$

Более точные результаты дает уравнение

$$P_n^* = (1 + 0,001K)(1 - e^{-np}), \quad (4.66)$$

где величина K определяется из табл. 27.

Пример 31. Известно, что при сборке партии двигателей большого объема, доля дефектных вкладышей составляет $p = 0,04$. Найти вероятность того, что в выборке объема $n = 30$ двигателей будет обнаружено не более 6 дефектных.

Решение. Из табл. 25 при $n = 30$, $p = 0,03$ и $m' = 6$ находим $P = 0,9999$.

Пример 32. Известно, что вероятность отказа двигателя за время одного рабочего дня составляет $p = 0,04$. Найти вероятность отказа хотя бы одного из $n = 6$ двигателей, испытываемых на протяжении одного рабочего дня.

Решение. Для $n = 6$ и $p = 0,03$ из табл. 26 находим $P_n^* = 0,2172$.

Пример 33. Вероятность отказа топливного насоса в одном опыте $p = 0,1$. Найти вероятность появления отказа хотя бы один раз в серии из $n = 20$ опытов.

Решение. Из табл. 27 для $n=20$ и $np=20 \cdot 0,1=2$ находим $K=16$
 $P_n^* = (1 + 0,001K)(1 - e^{-np}) = 1,016(1 - e^{-2}) = 1,016(1 - 0,1327) = 0,881$.

Примечание. В табл. 28 даны значения C_n^m для n от 4 до 20 и m от 2 до 11.

4.8. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПУАССОНА

Если у ремонтируемого изделия поток отказов простейший, то случайное число отказов изделия в течение фиксированной наработки имеет распределение Пуассона.

Точно также случайное число отказов ремонтируемого изделия в течение периода приработки приближенно подчиняется распределению Пуассона.

В ряде случаев распределение Пуассона применяется как удобное приближение к биномиальному распределению.

Рассмотрим общие сведения и основные уравнения распределения Пуассона.

Рассматривается случайная величина X , принимающая только целые и положительные значения. Она подчиняется распределению Пуассона, если вероятность того, что она примет значение x , находится по уравнению

$$p(x) = \frac{1}{x!} a^x e^{-a}, \quad (4.67)$$

где a – постоянная (параметр распределения).

Для математического ожидания, дисперсии и коэффициента вариации распределения Пуассона имеют место уравнения:

$$M(X) = a; \quad (4.68)$$

$$\sigma^2(X) = a; \quad (4.69)$$

$$v(X) = \frac{1}{\sqrt{a}}. \quad (4.70)$$

Вероятность того, что случайная величина X будет меньше значения x находится по уравнению

$$F(x) = \sum_{i=1}^{x-1} p(x) \quad (4.71)$$

где $p(x)$ вычисляется по уравнению (4.67).

При больших значениях числа a уравнение (4.67) можно заменить следующим приближенным уравнением [11]:

$$F(x) = F_0(t). \quad (4.72)$$

где

$$t = \frac{x - a - 0,5}{\sqrt{a}}, \quad (4.73)$$

а $F_0(t)$ – функция нормального распределения (см. табл.2 приложения).

Еще более точное приближение для $F(x)$ можно получить при помощи распределения хи-квадрат [12,13].

Существует зависимость между квантилями нормального распределения u_p (см. табл. 4 приложения) и хи-квадрат x_p

$$x_p = k \left(1 - \frac{2}{9k} - u_p \sqrt{\frac{2}{9k}} \right)^3, \quad (4.74)$$

где k – число степеней свободы [12,13].

С другой стороны, для распределения хи-квадрат имеем [12,13]:

$$P = \sum_0^m \frac{a^i}{i!} e^{-a}, \quad (4.75)$$

$$x_p = 2a, \quad (4.76)$$

$$k = 2(m + 1). \quad (4.77)$$

Сравнивая уравнения (4.71) и (4.75), находим

$$m = x - 1, \quad (4.78)$$

$$k = 2x. \quad (4.79)$$

Из уравнений (4.74) и (4.79) получаем

$$2a = 2x \left(1 - \frac{1}{9x} - u_p \sqrt{\frac{1}{9x}} \right)^3 \quad (4.80)$$

откуда

$$u_p = 3\sqrt{x} - \frac{1}{3\sqrt{x}} - 3\sqrt{x} \sqrt[3]{\frac{a}{x}}. \quad (4.81)$$

Определяя u_p по уравнению (4.81), по табл. 2 можно найти

$$F(x) = F_0(u_p). \quad (4.82)$$

Вероятность того, что случайная величина X примет значение, равное или большее x , находится по уравнению

$$q(x) = \sum_{i=x}^{\infty} p(x), \quad (4.83)$$

где $p(x)$ вычисляется по уравнению (4.67).

При больших значениях a уравнение (4.71) можно заменить следующим приближенным уравнением

$$q(x) = 1 - F_0(t), \quad (4.84)$$

где t – определяется по уравнению (4.73).

Можно также воспользоваться приближенным уравнением

$$q(x) = 1 - F_0(u_p), \quad (4.85)$$

где u_p находится по уравнению (4.81).

В табл. 29 и 30 приводятся функции $p(x)$ и $q(x)$ [11].

Распределение Пуассона часто встречается на практике. Можно указать на 4 наиболее распространенных варианта использования распределения Пуассона.

Вариант 1. Имеется n однотипных неремонтируемых элементов, одновременно работающих в течение некоторого времени t . Нарботка до отказа у этих элементов распределена по экспоненциальному закону с интенсивностью отказов λ . При этих условиях случайное число x отказов элементов за время t распределено по закону Пуассона с параметром

$$a = n\lambda t. \quad (4.86)$$

Вариант 2. Имеется ремонтируемое изделие, у которого поток отказов простейший (после периода приработки). Промежутки времени между последовательными отказами имеют экспоненциальное распределение. Нарботка изделия на отказ равна T . При этих условиях случайное число x отказов за время t распределено по закону Пуассона с параметром

$$a = \frac{t}{T}. \quad (4.87)$$

Вариант 3. Испытывается n однотипных невосстанавливаемых изделий в течение времени t . Закон распределения наработки до отказа этих изделий неизвестен. Вероятность отказа одного изделия за время t известна и равна q , причем величина q невелика ($q < 0,10$). При этих условиях случайное число x изделий, отказавших за время t , распределено по закону Пуассона с параметром

$$A = nq. \quad (4.88)$$

Вариант 4. Из партии в N однотипных изделий взята выборка, состоящая из n изделий. Эта выборка подвергается проверке и в ней обнаруживается x дефектных изделий. Известно, что доля дефектных изделий во всей партии равна q . Имеют место следующие соотношения:

$$a \leq 0,1N; \quad (4.89)$$

$$q \leq 0,1. \quad (4.90)$$

При этих условиях случайное число x дефектных изделий в выборке распределено по закону Пуассона с параметром, определяемым по уравнению (4.88).

В табл. 29 приводятся значения $p(x)$, вычисленные по уравнению (4.67). В этой таблице перед всеми значениями $p(x)$ пропущены 0 целых и запятая. Так, например, для $a = 0,003$ имеем: $p(0) = 0,9970$, $p(1) = 0,00299$, $p(2) = 0,00000449$.

Для малых значений a , которых нет в таблице ($a < 0,001$), можно предложить простые приближенные формулы, которые получаются из уравнения (4.67), если в нем сделать замену

$$e^{-a} \approx 1 - a + \frac{a^2}{2}.$$

Таким образом получаются следующие уравнения

$$p(0) \approx 1 - a + \frac{a^2}{2} \approx 1 - a; \quad (4.91)$$

$$p(1) \approx a \left(1 - a + \frac{a^2}{2} \right) \approx a(1 - a); \quad (4.92)$$

$$p(2) \approx \frac{a^2}{2} \left(1 - a + \frac{a^2}{2} \right) \approx \frac{a^2}{2}. \quad (4.93)$$

При этом $p(3)$, $p(4)$,... можно практически считать равными нулю.

В табл. 30 приведены значения $q(x)$, вычисленные по уравнению (4.83). В этой таблице перед всеми значениями $q(x)$ пропущены 0 целых и запятая. Так, например, для $a = 0,10$ имеем: $q(1) = 0,0952$, $q(2) = 0,00468$, $q(3) = 0,000155$.

Для малых значений a , которых нет в таблице ($a < 0,001$), можно предложить простые приближенные формулы, которые получаются из уравнений (4.91) — (4.93):

$$q(1) \approx p(1) + p(2) \approx a \left(1 - \frac{a}{2} \right); \quad (4.94)$$

$$q(2) \approx p(2) \approx \frac{a^2}{2}(1-a) \approx \frac{a^2}{2}. \quad (4.95)$$

При этом $q(3), q(4), \dots$ можно практически считать равными нулю.

Пример 34. У ремонтируемого изделия после окончания периода приработки установился простейший поток отказов с наработкой на отказ $T = 10000$ час. Найти вероятность того, что у этого изделия будет ровно 1 отказ за 5000 час работы.

Решение. Воспользовавшись уравнением (4.87), получим

$$a = \frac{t}{T} = \frac{5000}{10000} = 0,5.$$

По табл. 29 для $a = 0,5$ и $x = 1$ находим $p(1) = 0,3033$.

Пример 35. На приемные испытания ставятся 10 двигателей из партии. Испытания продолжаются 800 час. Партия изделий принимается, если за время испытаний не происходит отказов. Найти вероятность приемки партии двигателей, если наработка их до отказа подчиняется экспоненциальному закону с $\lambda = 10^{-7}$ 1/час.

Решение. Здесь имеет место вариант 1 распределения Пуассона. По уравнению (4.86) находим

$$a = n\lambda t = 10 \cdot 10^{-7} \cdot 800 = 8 \cdot 10^{-4}.$$

По уравнению (7.23) определяем искомую вероятность

$$p(0) = 1 - 8 \cdot 10^{-4} = 0,9998.$$

Пример 36. В двигателе одновременно работают $n = 6$ однотипных элементов, имеющих экспоненциальное распределение наработки до отказа с $\lambda = 10^{-5}$ 1/час. Найти вероятность того, что за 4000 час работы откажут 3 или более элементов.

Решение. Здесь надо воспользоваться уравнением (4.86). При помощи этого уравнения находим $a = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 4000 = 0,24$. По табл. 30 для $a = 0,24$ и $x = 3$ определяем искомую вероятность $q(3) = 0,00115$.

4.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПО ОПЫТНЫМ ДАННЫМ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Оценка параметров распределения производится по опытным данным. По ним же определяется, какому закону распределения соответствуют эти данные.

Представим, что при испытаниях на надежность неремонтируемых изделий получены следующие исходные данные.

Общая продолжительность стендовых испытаний или работа в условиях эксплуатации t_a .

Общее число двигателей, которые находятся под наблюдением $N_0(t)$.

Число отказавших во время испытаний изделий $N^*(t)$.

Время наработки отдельных изделий до отказа $T_1, T_2, \dots, T_i, \dots, T_n$.

Требуется определить закон распределения отказов.

Порядок обработки.

1. Полученные исходные данные по наработке отказавших изделий $T_1, T_2, \dots, T_i, \dots, T_n$ располагаются в ряд в порядке их возрастания (строится вариационный ряд).

2. Общее время испытаний t_a разбивается на z интервалов Δt , с таким расчетом, чтобы в каждый интервал попало не менее двух значений T_i , т. е. в каждом интервале было не менее двух отказавших изделий.

3. На основании выполненной разбивки составляется табл.4 с числом колонок z , в которую заносятся исходные данные и результаты расчетного определения статистических данных: $\tilde{f}_i(t)$, $\tilde{\lambda}_i(t)$ и $\tilde{P}_i(t)$.

Таблица 4. Расчетные данные по опытным данным

Основные параметры	Интервалы от 1 до z					
	I	II	...	i	...	z
	$t_1 - t_0$	$t_2 - t_1$...	$t_i - t_{i-1}$...	$t_n - t_{n-1}$
Δt_i	Δt_1	Δt_2	...	Δt_i	...	Δt_i
$N^*(t)$	$N^*(t)_1$	$N^*(t)_2$...	$N^*(t)_i$...	$N^*(t)_n$
$\tilde{f}_i(t) = \Delta N^*(t) / (N_0 \Delta t_i)$	$\tilde{f}_1(t)$	$\tilde{f}_2(t)$...	$\tilde{f}_i(t)$...	$\tilde{f}_n(t)$
$\tilde{\lambda}_i(t) = \Delta N^*(t, \Delta t) / (\Delta N_0 \Delta t_i)$	$\tilde{\lambda}_1(t)$	$\tilde{\lambda}_2(t)$...	$\tilde{\lambda}_i(t)$...	$\tilde{\lambda}_n(t)$
$\tilde{P}_i(t) = \tilde{f}_i(t) / \tilde{\lambda}_i(t)$	$\tilde{P}_1(t)$	$\tilde{P}_2(t)$...	$\tilde{P}_i(t)$...	$\tilde{P}_n(t)$

Поскольку по опытным данным значение интенсивности отказов рассчитывается как отношение числа изделий, отказавших в каждом интервале времени z (см. табл. 4) к числу изделий, исправных к моменту времени t_i , то в формуле для $\tilde{\lambda}_i$ перед значением отказавших изделий $N^*(t)_i$ и исправных изделий $N_0(t)$ стоит знак Δ .

4. Строятся графики – гистограммы $\tilde{f}_i(t)$, $\tilde{\lambda}_i(t)$, и $\tilde{P}_i(t)$, а на основании анализа характера их протекания выдвигается предположение о

соответствии полученного статистического распределения одному из известных теоретических распределений. Например, по характеру протекания графиков $\tilde{\lambda}_i(t)$ можно предполагать соответствие статистического распределения теоретическому:

- экспоненциальному, если величина $\tilde{\lambda}_i(t)$ – практически постоянная или мало меняется по времени (см. рис. 21);
- распределение Вейбулла, если имеет возрастающий или убывающий характер (см. рис. 22);
- нормальному, если имеется характерный минимум в средней части (см. рис. 20).

5. На основе располагаемых статистических данных определяются параметры выбранного теоретического закона распределения. Например, параметр T для экспоненциального, a и σ – для нормального, a и b – для распределения Вейбулла.

Определяются теоретические характеристики $f_i(t)$, $\lambda_i(t)$, и $P_i(t)$ для всех интервалов z .

Формулы для расчета по выбранному закону распределения приведены выше.

Данные расчета сводятся в таблицу, аналогичную табл. 3.

5. Производится сравнение статистического и теоретического распределений с помощью одного из критериев согласия. Наиболее часто используется критерий хи-квадрат (χ^2), определяемый по табл. 20.

Для проверки по этому критерию необходимо подсчитать

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^z \frac{(\tilde{w}_i - w_{ir})^2}{w_{ir}}, \quad (4.96)$$

где \tilde{w}_i – параметры надежности, подсчитанные по данным из опыта;

w_{ir} – параметры надежности, подсчитанные по формулам принятого нами теоретического распределения; z – число интервалов

6. По полученному суммарному значению χ^2 и числу степеней свободы K из табл. 20 определяется величина P (для сравнительной оценки необходимо брать величину $P_z = 1 - p$). Число степеней свободы K определяется из уравнения

$$K = z + 1 - S, \quad (4.97)$$

где S — число параметров, зависящих от закона распределения.

Соответствие статистического закона теоретическому оценивается по величине P_z . Если величина P_z меньше, чем 0,1, то необходимо

подбирать другой, более подходящий для описания статистических данных закон распределения.

Для определения закона распределения можно использовать также следующие приемы.

1. Построение гистограммы по опытным данным и сравнение ее с теоретической кривой плотности вероятности (см. табл. 3). Выше были приведены ссылки на таблицы плотности распределений вероятностей.

2. Построение функции распределения по опытным данным и сравнение ее с теоретической функцией распределения, которые рассмотрены выше.

3. Построение опытных функций распределения на вероятностной бумаге, где получается линейная зависимость. Для этой цели в справочниках приводятся таблицы различных шкал вероятностной бумаги.

4. Определение коэффициента вариации по опытным данным. Знание коэффициента вариации облегчает определение закона распределения и позволяет определить его параметры

4. Построение опытной кривой интенсивности отказов и сравнение ее с теоретической.

Вопросы для самопроверки

1. В каких случаях применяется нормальное распределение в задачах теории надежности?

2. В каких случаях применяется экспоненциальное распределение в задачах теории надежности?

3. В каких случаях применяется распределение Вейбулла в задачах теории надежности?

4. В каких случаях применяется гамма-распределение в задачах теории надежности?

5. В каких случаях применяется логарифмически нормальное распределение в задачах теории надежности?

6. В каких случаях применяется биномиальное распределение в задачах теории надежности?

7. В каких случаях применяется распределение Пуассона в задачах теории надежности?

8. Как меняется плотность распределения интенсивности отказов в случае экспоненциального закона?

9. Как изменяется величина $\lambda(t)$ в распределении Вейбулла?
 10. Для чего используются законы распределения случайных величин в теории надежности.

Задачи

1. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=1000$ час и $s=200$ час. Определить вероятность безотказной работы для наработки $t_1=100$ час; $t_2=300$ час; $t_3=900$ час.

Ответ. $P_1(t) = 0,9999$; $P_2(t) = 0,99976$; $P_3(t) = 0,6915$.

2. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 4000$ час и $s = 300$ час. Определить вероятность безотказной работы для наработки $t_1=2200$ час; $t_2=2400$ час; $t_3=3800$ час.

Ответ. $P_1(t) = 0,99999$; $P_2(t) = 0,99999$; $P_3(t) = 0,7454$.

3. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 6000$ час и $s = 400$ час. Определить вероятность безотказной работы для наработки $t_1=5000$ час; $t_2=5400$ час; $t_3=5800$ час.

Ответ. $P_1(t) = 0,9937$; $P_2(t) = 0,9332$; $P_3(t) = 0,6915$.

4. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=1000$ час и $s = 200$ час. Определить интенсивность отказов λ и построить график для наработки $t_1=200$ час; $t_2=400$ час; $t_3=800$ час.

Ответ. $\lambda_1=0,67 \cdot 10^{-6}$ 1/час; $\lambda_2=2,22 \cdot 10^{-5}$ 1/час; $\lambda_3=1,44 \cdot 10^{-3}$ 1/час.

5. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 4000$ час и $s = 300$ час. Определить интенсивность отказов и построить график λ для наработки $t_1=0$; $t_2=3000$ час; $t_3=3400$ час; $t_4 = 3800$ час.

Ответ. $\lambda_1=2,66 \cdot 10^{-3}$ 1/час; $\lambda_2=5,73 \cdot 10^{-7}$ 1/час; $\lambda_3=1,84 \cdot 10^{-4}$ 1/час;
 $\lambda_4=3,25 \cdot 10^{-4}$ 1/час.

6. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=6000$ час и $s = 1000$ час. Определить интенсивность отказов и построить график λ для наработки $t_1=0$; $t_2=2000$ час; $t_3=4000$ час; $t_4 = 4800$ час.

Ответ. $\lambda_1=0,798 \cdot 10^{-3}$ 1/час; $\lambda_2=1,6 \cdot 10^{-8}$ 1/час; $\lambda_3=0,552 \cdot 10^{-4}$ 1/час;
 $\lambda_4=0,219 \cdot 10^{-3}$ 1/час

7. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 6000$ час и $s = 1000$ час. Определить интенсивность

отказов λ и построить график его, выбрав произвольно значения наработки.

8. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=4000$ час и $s=300$ час. Определить интенсивность отказов и построить график λ для наработки, выбранной произвольно.

9. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=4000$ час и $s=300$ час. Определить интенсивность отказов и построить график λ .

10. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=1000$ час и $s=200$ час. Определить вероятность отказа работы для наработки $t_1=100$ час; $t_2=300$ час; $t_3=900$ час.

Ответ. $F_1(t) = 0,0001$; $F_2(t) = 0,00024$; $F_3(t) = 0,3085$.

11. Пусть наработка до отказа имеет нормальное распределение с параметрами $\tilde{T}_{midl}=6000$ час и $s=400$ час. Определить вероятность отказа для наработки $t_1=5000$ час; $t_2=5400$ час; $t_3=5800$ час.

Ответ. $F_1(t) = 0,0063$; $F_2(t) = 0,0668$; $F_3(t) = 0,3085$.

12. Средняя наработка изделия до отказа равна 8 000 часов. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha=0,80$.

13. Средняя наработка изделия до отказа равна $\tilde{T}_{midl}=10\ 000$ час, выборочное среднее квадратичное отклонение $s=400$ час. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha=0,90$.

Ответ. $t_\alpha=94872$ часа.

14. Средняя наработка изделия до отказа равна $\tilde{T}_{midl}=1000$ час, выборочное среднее квадратичное отклонение $s=200$ час. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha=0,90$.

Ответ. $t_\alpha=744$ часа.

15. Интенсивность отказов датчика давления масла подчиняется экспоненциальному закону распределения и равна $\lambda=10^{-6}$ 1/км. пробега. Найти вероятность безотказной работы за 50 000 км пробега.

Ответ. $P(50000) = 0,9512$.

16. Интенсивность отказов лямбда-зонда подчиняется экспоненциальному закону распределения и равна $\lambda=10^{-6}$ 1/км. пробега. Найти вероятность безотказной работы за 80000 км пробега.

Ответ. $P(80000) = 0,9231$.

17. Найти в условиях предыдущего примера вероятность безотказной работы за 60000 час.

Ответ. $P(60000) = 0,9418$.

18. При испытаниях 100 неремонтируемых изделий в течение 8000 час получено 18 отказов. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти интенсивность отказов и среднее время безотказной работы.

Ответ. $\lambda = 2,48 \cdot 10^{-5}$ 1/час; $\tilde{T}_{midl} = 40323$ часа.

19. При испытаниях 100 невосстанавливаемых изделий в течение 1000 час получено 20 отказов. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти интенсивность отказов и среднее время безотказной работы.

Ответ. $\lambda = 2,23 \cdot 10^{-4}$ 1/час; $\tilde{T}_{midl} = 4484$ часа.

20. При испытаниях 100 невосстанавливаемых изделий в течение 12000 час получено 25 отказов. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти интенсивность отказов и среднее время безотказной работы.

Ответ. $\lambda = 1,9 \cdot 10^{-5}$ 1/час; $\tilde{T}_{midl} = 52632$ часа.

21. Средняя наработка изделия до отказа равна 10 000 · час. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha = 0,90$

Ответ. 1050 час.

22. Средняя наработка изделия до отказа равна 8000 час. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha = 0,80$.

Ответ. 1784 час.

23. Средняя наработка изделия до отказа равна 6000 час. Нарabотка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Найти наработку t_α , отвечающую вероятности $\alpha = 0,80$.

Ответ. 1338 час.

24. Нарботка до отказа подчиняется экспоненциальному закону. Какой величины должна быть средняя наработка до отказа у неремонтируемого изделия, чтобы вероятность безотказной работы составляла 0,99 при времени работы 100 час.

Ответ. 20000 час.

25. Какой величины должна быть наработка на отказ у восстанавливаемого изделия, если требуется вероятность безотказной работы $P=0,95$ для времени работы 36 часов. Нарботка до отказа подчиняется экспоненциальному закону.

Ответ. 702 час.

26. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 1000$ час и $b = 2$. Требуется найти вероятность безотказной работы при заданной наработке $t = 300$ час.

Ответ. $P(t) = 0,9139$.

27. В условиях предыдущего примера найти наработку до отказа, отвечающую вероятности 0,96.

Ответ. 200 час.

28. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 2000$ час и $b = 2$. Требуется найти вероятность безотказной работы при заданной наработке $t = 1000$ час.

Ответ. 0,7788.

29. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 2000$ час и $b = 0,5$. Требуется найти наработку до отказа, отвечающую вероятности $P(t) = 0,9$.

Ответ. 22,4 час.

30. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 2000$ час и $b = 1,5$. Найти наработку до отказа, отвечающую вероятности $P(t) = 0,9$.

Ответ. $t_p = 446$ час.

31. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 1000$ час и $b = 2$. Требуется

найти плотность распределения в точке $t = 300$ час.

Ответ. $f(t) = 0,548 \cdot 10^{-3}$.

32. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl}(a) = 1000$ час и $b = 0,4$. Требуется найти интенсивность отказов в точке $t = 300$ час.

Ответ. $\lambda(t) = 0,824 \cdot 10^{-3}$ 1/час.

33. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl}(a) = 2000$ час и $b = 0,5$. Требуется найти интенсивность отказов в точке $t = 500$ час.

Ответ. $\lambda(t) = 5,28 \cdot 10^{-4}$ 1/час.

34. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 1000$ час и $b = 2$. Требуется определить среднюю наработку до отказа. Найти также среднее квадратичное отклонение наработки до отказа.

Ответ. $\tilde{T}_{midl} = 886$ час; $s = 463$ час.

35. Известно, что наработка изделия до отказа распределена по закону Вейбулла с параметрами $\tilde{T}_{midl} = 2000$ час и $b = 2$. Требуется определить среднюю наработку до отказа. Найти также среднее квадратичное отклонение наработки до отказа.

Ответ. $\tilde{T}_{midl} = 1772$ час; $s = 1046$ час.

36. Найти плотность вероятности гамма-распределения $\varphi(t)$ при $m = 3$, $\lambda = 10^{-4}$ 1/час и $t = 2000$ час.

Ответ. $\varphi(t) = 1,63 \cdot 10^{-5}$.

37. Определить вероятность безотказной работы изделия в течение 2000 час, если наработка до отказа этого изделия подчиняется гамма-распределению с $m = 4$, $\lambda = 10^{-3}$

Ответ. $P(t) = 0,857$.

38. Определить вероятность безотказной работы изделия в течение 1000 час, если наработка до отказа этого изделия подчиняется гамма-распределению с $m = 3$, $\lambda = 10^{-3}$ 1/час.

Ответ. $P(t) = 0,920$.

39. Отказы изделия подчиняются гамма-распределению. Определить интенсивность отказов в момент $t=2000$ час для случая, когда $m=3$, $\lambda=10^{-3}$ 1/час.

Ответ. $\lambda=3,98 \cdot 10^{-4}$ 1/час.

40. Известно, что при сборке партии двигателей, доля дефектных вкладышей составляет $p=0,03$. Найти вероятность того, что в выборке объема $n=20$ двигателей будет обнаружено не более 3 дефектных. Случайные величины подчиняются биномиальному распределению.

Ответ. $P(t)=0,9790$.

41. Отказы изделия подчиняются гамма-распределению. Определить интенсивность отказов в момент $t=1000$ час для случая, когда $m=4$, а интенсивность отказов $\lambda=10^{-3}$ 1/час.

Ответ. $\lambda=6,26 \cdot 10^{-4}$ 1/час.

42. Известно, что при сборке партии двигателей, доля дефектных шатунных болтов составляет $p=0,02$. Найти вероятность того, что в выборке объема $n=30$ двигателей будет обнаружено не более 3 дефектных. Случайные величины подчиняются биномиальному распределению.

Ответ. $P(t)=0,8831$.

ГЛАВА 5. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Существует поразительная
возможность овладеть предме-
том математически, не поняв
существа дела.

А. Эйнштейн⁷

5.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

В главе 1 по причинам возникновения отказов они были разделены на конструкционные, производственные и эксплуатационные. Это значит, что на всех этих этапах жизненного цикла поршневых двигателей должна быть разработана определенная система для управления надежностью.

Установим, что управление надежностью есть совокупность действий, которые выполняются на основании разработанных мероприятий и направленных на установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня надежности объекта при его конструкторской разработке, производстве и эксплуатации (включая ремонт), осуществляемых путем систематического контроля параметров надежности и целенаправленных воздействий на факторы, влияющие на надежность. Для обеспечения надежности необходимо решить комплекс технических, экономических, организационных, социальных и других проблем. В связи с этим важнейшее значение для обеспечения надежности имеет системный подход.

Системы управления надежностью применительно к специфике производства и эксплуатации поршневых двигателей разработаны и применяются практически всеми зарубежными и отечественными предприятиями [15, 16]. На всех крупных автомобильных предприятиях и на заводах, изготавливающих двигатели, имеются специальные службы исследования надежности. В их обязанности входят: расчет надежности двигателей, их узлов и деталей; анализ поступающей на завод информации об отказах двигателей в условиях эксплуатации; выявление причин отказов и неисправностей; исследование влияния условий эксплуатации на надежность; разработка мероприятий по по-

⁷ Энциклопедия мудрости. М.: Издательство РООСА, 2007, 814 с.

вышению надежности выпускаемых и проектируете двигателей; осуществление взаимосвязи между работниками, осуществляющих проектирование, производство и эксплуатацию двигателей, а также научными организациями.

Заметим, что в СССР были созданы специальные отраслевые научно-исследовательские институты, которые в большинстве случаев занимались проблемами надежности выпускаемых двигателей и их агрегатов. Из этих институтов в настоящее время функционирует только НАМИ.

Все мероприятия по обеспечению надежности регламентированы целым рядом ГОСТов, руководящих документов и другими материалами.

Предприятия автомобильной промышленности уделяют большое внимание повышению надежности выпускаемых двигателей. Однако затраты на поддержание их надежности в эксплуатации еще велики. Надежность поэтому должна оцениваться не только техническими, но и экономическими показателями, учитывающими затраты на ее поддержание. Как правило, расходы в производстве на повышение надежности окупаются в эксплуатации.

5.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

На этапе проектирования ДВС выполняются работы по обеспечению надежности вновь создаваемых и модернизируемых поршневых двигателей. Схема выполнения основных работ по обеспечению надежности на стадии проектирования приведена на рис. 25.

Постановку двигателей на производство осуществляют по следующим моделям организации работ (в дальнейшем обозначим их как 1, 2 и 3):

1 – разработка и производство двигателя по государственному, а также другим заказам, финансируемым из федерального бюджета и бюджетов субъектов Российской Федерации (по госзаказу);

2 – создание автомобильного или тракторного двигателя по заказу конкретного потребителя;

3 – инициативная разработка многоцелевого двигателя без конкретного заказчика при коммерческом риске разработчика и изготовителя.

Модель организации работ выбирают, исходя из возможностей разработчика выполнить обязательные требования заказчика при условии обеспечения конкурентоспособности разрабатываемого двигателя. Госзаказы, как правило, размещают на конкурсной основе. При выборе победителя конкурса первостепенное значение придается его квалификации и опыту в области двигателестроения.

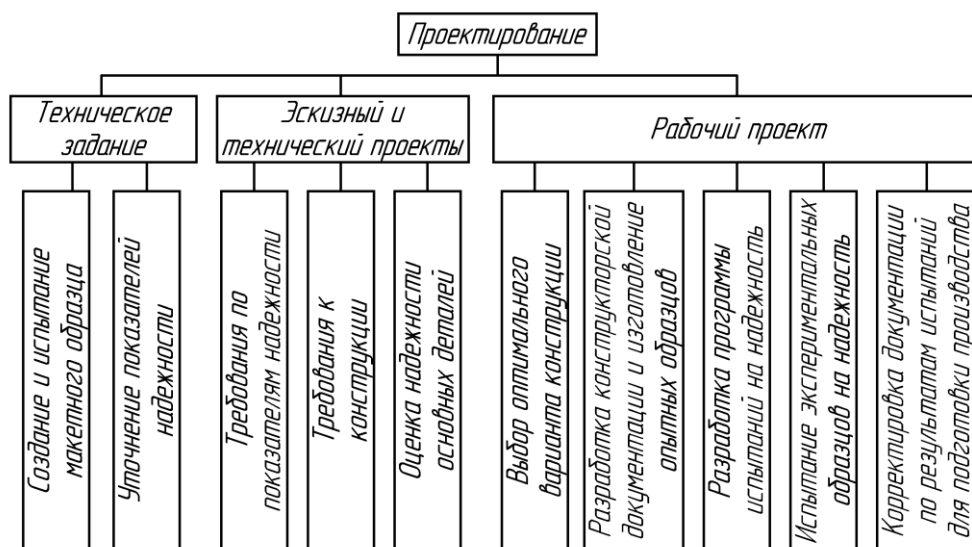


Рис. 25. Схема выполнения основных работ по обеспечению надежности на стадии проектирования

Если двигатель проектируется по госзаказу или заказу конкретного потребителя, то заключается оформляемый в установленном порядке контракт (договор) на выполняемые работы, на которые разрабатывается техническое задание (ТЗ) [1, 2]. В договоре и (или) ТЗ при необходимости указываются нормативные документы, регламентирующие порядок выполнения работ, и документы, определяющие обязательные правила и требования к двигателю.

ТЗ может быть разработано на проектирование автомобиля или трактора в целом, либо непосредственно для двигателя. В последнем случае предполагается, что двигатель может использоваться как многоцелевой силовой агрегат.

В дополнение к ТЗ иногда разрабатываются технические требования (ТТ) с целью выявления дополнительных или уточненных показателей к двигателю, которые не могли быть указаны в ТЗ, а это целесообразно выполнить по результатам предварительной конструкторской проработки и анализа различных возможных вариантов конструк-

ции двигателя. Параметры и показатели проектируемого двигателя разрабатываются с учетом тенденций развития автомобилестроения и тракторостроения.

В ТТ могут быть включены требования к конструкции деталей и систем двигателя, применяемым материалам, охлаждающим жидкостям, моторным маслам, и т.д. Может быть указан также ряд специальных требований, которым должен удовлетворять проектируемый двигатель; например, времени прогрева и пуска его при низких температурах окружающей среды, способность работы в высокогорных условиях или жарком климате, ограничение габаритов или массы и т. д.

Разработчик ТЗ выбирает аналоги из числа выпускаемых двигателей. Аналогами являются двигатели, близкие по своим конструктивным параметрам и техническим показателям к проектируемой конструкции. После их детального анализа из их числа выбираются прототипы – это наиболее близкие аналоги по параметрам и техническим показателям проектируемому двигателю. На основании этих исследований разрабатываются перспективные требования для оценки технического уровня и конкурентоспособности проектируемого двигателя.

При разработке конструкции проектировщик обычно встречается с противоречивыми данными по конструкции, применяемым материалам и вынужден искать компромиссные решения.

Чем проще конструктивная схема узла или механизма двигателя, тем он дешевле, тем меньше вероятность преждевременных отказов, тем больше их эксплуатационная надежность. Однако современные требования к токсичности отработавших газов, автоматизации регулирования, экологическим, эргономическим⁸ и другим показателям вынуждают усложнять конструкцию. Компромиссные решения приходится принимать при выборе отношения хода поршня к диаметру цилиндра, материалов деталей и т. п.

Разработчик проводит необходимые научно-исследовательские, опытно-конструкторские и технологические работы, обращая особое внимание на обеспечение таких требований, как:

- безопасность, охрана здоровья и окружающей среды (улучшение экологических и эргономических показателей);

⁸ К эргономическим показателям относят требования по шуму и вибрации двигателя

- ресурсосбережение (улучшение экономичности по расходу топлива, масла и других материалов, в том числе использование альтернативных топлив);
- снижение материалоемкости конструкции, трудоемкости изготовления, затрат при эксплуатации и ремонте;
- установленные для условий использования двигателей значений показателей, определяющих их технический уровень;
- расширение универсальности применения, а также совершенствование протекания внешних скоростных или регуляторных характеристик;
- устойчивость к внешним воздействиям;
- взаимозаменяемость составных частей двигателя;
- на макетных образцах двигателя уточняются показатели надежности.

В двигателестроении все большее применение находят прогрессивные материалы. Для производства корпусных деталей (блоки цилиндров, головки блоков и др.) применяют чугуны с добавкой олова, алюминиевые сплавы, для гильз цилиндров – износостойкий чугун. Соответствующие материалы используют для деталей, работающих в условиях высоких температур: для поршней – высококремнистые алюминиевые сплавы, для выпускных клапанов – азотосодержащие и другие жаростойкие стали; для поршневых колец – чугуны с глобулярным графитом; для втулок клапанов – металлокерамику на железной основе с добавлением меди, графита и сульфида молибдена. Металлокерамика находит также применение при изготовлении шестерен масляных насосов, поршневых колец.

Для повышения надежности деталей ЦПГ поршни изготавливают штамповкой – матрица заполняется расплавом металла, и пуансон с заданной скоростью его деформирует. В результате получается мелкозернистая структура металла без грубых включений кремния. Вследствие этого материал штампованных поршней обладает повышенными механическими характеристиками при рабочих температурах в 300...350°С (твердость штампованного поршня 120... 130 НВ; литого — 89...90 НВ; при циклических испытаниях «нагрев — охлаждение» штампованный поршень выдерживает 2500 циклов, литой — 400).

В эскизном проекте закладываются основные мероприятия, которые по мнению конструкторов обеспечат надежность выпускаемых двигателей.

На этапе эскизного проекта составляют также пояснительную записку (в соответствии с ГОСТ 2.106-96) с техническими характеристиками двигателя, описанием его конструкции и всеми проведенными расчетами: цикла, динамическим, прочностными и технико-экономическими.

Приводится компоновка двигателя в виде поперечного и продольного разрезов.

Выполненный эскизный проект подвергается широкому обсуждению и критике заинтересованных специалистов, в том числе будущих эксплуатационников. Этот этап проектирования считается законченным после утверждения эскизного проекта в целом или с желаемыми изменениями.

При проведении эскизного проектирования необходимо выполнить следующие работы [22].

Провести анализ двигателей-аналогов с учетом степени их форсирования, особенностей конструкции, режимов работы, условий эксплуатации и способах ее обеспечения; анализ материалов о характерных отказах этих двигателей и способах устранения причин их возникновения и повышении надежности двигателей.

Провести анализ требований по показателям надежности, заданных в техническом задании на проектируемый двигатель, с учетом намечаемого уровня его уровня форсирования, установленных ограничений по его стоимости, массогабаритным показателям, по основным функциональным и другим параметрам.

Проведения предварительная оценка степени влияния на надежность двигателя условий и режимов его работы в составе силовой установки машины в эксплуатации, установленных в техническом задании на двигатель, включая влияние внешних воздействующих факторов.

Подробный анализ влияния возможных схемных и конструктивных решений, материалов, технологических процессов, намечаемых для изготовления элементов двигателя, на выполнение требований по надежности двигателя.

Предварительное определение значений показателей долговечности и безотказности основных элементов двигателя, достижение которых необходимо для обеспечения требуемых показателей долговечности и безотказности двигателя в целом.

Составление перечня методов расчета или контроля показателей надежности деталей и сопряжений двигателя, а также двигателя в целом на соответствие заданным их значениям.

Разработка перечня комплектующих изделий, которые будут разрабатывать и изготавливать другие предприятия и на которые эти предприятия, при необходимости, должны будут разрабатывать самостоятельные программы обеспечения надежности на стадии проектирования.

Провести расчет параметров рабочего процесса, определить значения давления и температуры рабочего тела в камере сгорания по ходу движения поршня на наиболее напряженных режимах работы двигателя.

Для вновь проектируемых, наиболее нагруженных деталей двигателя, которые могут лимитировать его надежность, необходимо предусмотреть проведение следующих работ.

Проведение расчетов прочности, износостойкости, теплонапряженности (особенно для деталей, окружающих камеру сгорания – головку цилиндров и поршень) для различных вариантов конструктивных решений и выбор оптимальных вариантов.

Провести оценку степени влияния всех основных прогнозируемых внешних воздействующих факторов, включая условия работы в составе силовой установки машины; расчетно-экспериментальную или экспертную оценку значений долговечности элементов двигателя, выявление деталей, у которых значения этих показателей меньше необходимых для выполнения требований по надежности двигателя в целом.

Разработать и реализовать план мероприятий по повышению надежности деталей двигателя, лимитирующих его надежность (замену материала, уточнение геометрии, размеров, зазоров, повышение твердости, введение специальных покрытий, переход на другой тип подшипников и др.).

Если для вновь спроектированных двигателей предусматривается использовать детали, заимствованных с серийных двигателей, то проводится анализ соответствия прогнозируемых режимов и условий их работы, уровня тепловых и механических нагрузок в разрабатываемом двигателе тем режимам и условиям работы этих деталей, в которых уже была подтверждена их надежность.

Также необходимо провести, при необходимости, их стендовые испытания с имитацией прогнозируемых режимов их работы для предварительной оценки фактического уровня их долговечности и безотказности применительно к условиям их работы в составе проектируемого двигателя.

Необходимо разработать и реализацию мероприятий, направленных на достижение требуемой надежности заимствованных элементов и покупных комплектующих изделий, надежность которых оказалась недостаточной, и подтверждение эффективности и достаточности этих мероприятий.

Для проектируемого двигателя в целом проводят анализ видов, последствий и критичности возможных отказов элементов разрабатываемого двигателя, их влияния на его работоспособность и определение возможных способов устранения этих отказов в условиях эксплуатации; составляют предварительно перечень критериев отказов и предельных состояний элементов и двигателя в целом.

Проводят предварительную разработку мероприятий по предупреждению возникновения отказов и защите от их последствий; предварительную оценку приняты компоновочных решений по конструкции двигателя с позиций удобного доступа к его деталям и сопряжениям, подлежащим техническому обслуживанию и ремонту в эксплуатации, с учетом особенностей намечаемой компоновки двигателя в машине, в том числе при хранении, а при необходимости проводят уточнение конструкции двигателя.

Разрабатывают и реализуют программы метрологического обеспечения разработки, изготовления и стендовых испытаний деталей двигателя, а также и двигателя в целом.

Наконец, дают предварительную оценку ожидаемых значений показателей долговечности, безотказности двигателя в целом, а также и оценку соответствия требованиям, указанным техническом задании на двигатель.

После утверждения эскизного проекта составляют технический проект двигателя. Технический проект разрабатывают с целью принятия окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции двигателя. При необходимости технический проект предусматривает разработку вариантов отдельных составных частей

двигателя. В этих случаях выбор оптимального варианта осуществляется по результатам испытаний опытных образцов.

На этом этапе производят конструктивную разработку всех узлов и деталей двигателя, полностью разрабатывают системы кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения; систем охлаждения и смазочной, проводят подробные расчеты деталей двигателя на прочность и износ, определяют необходимые для последующей разработки рабочих чертежей размеры, устанавливают конструктивные зазоры и материалы деталей, а также изготавливают узловые чертежи. Составляются перечни комплектующих изделий, специального инструмента.

Разрабатывая деталь, конструктор имеет возможность варьировать два фактора – материал и оптимальную с точки зрения прочности форму. Известно, что от формы детали зависит концентрация напряжений в наиболее напряженных сечениях. Изменением формы удается решить многие задачи повышения надежности деталей. Изменением формы коленчатых валов, головок блока цилиндров, клапанов и других деталей были устранены многие дефекты и повышен ресурс двигателей ЯМЗ [19]

Вся работа ведется в тесном контакте с работниками технологического и производственных отделов завода, с учетом условий и масштаба производства, назначения и условий работы двигателя, а также удобства ремонта и обслуживания.

При необходимости, параллельно с техническим проектом разрабатывают необходимую документацию и изготавливают одноцилиндровые установки, на которых дорабатывают рабочий процесс двигателя. Параллельно разрабатывают технические условия на поставку двигателя.

В общем случае при разработке технического проекта проводят следующие работы:

- разработку конструктивных решений двигателя и его основных составных частей;
- выполнение необходимых расчетов, в том числе подтверждающих технико-экономические показатели, установленные техническим заданием;

- разработку и обоснование технических решений, обеспечивающих показатели надежности, установленные ТЗ и предшествующими стадиями разработки (если эти стадии разрабатывались);
- анализ конструкции изделия на технологичность с учетом отзывов предприятий-изготовителей промышленного производства в части обеспечений, технологичности в условиях данного конкретного производства, в том числе по использованию имеющегося на предприятии оборудования, а также учета в данном проекте требований нормативно-технической документации, действующей на предприятии-изготовителе; выявления необходимого для производства двигателей нового оборудования (обоснование разработки или приобретения); разработку метрологического обеспечения (выбор методов и средств измерения);
- разработку, изготовление и испытание макетов (при необходимости), а также оценку двигателя в отношении его соответствия требованиям экономики, технической эстетики;
- оценку возможности транспортирования, хранения, а также монтажа двигателя на месте его применения; эксплуатационных данных его (взаимозаменяемости, удобства обслуживания, ремонтпригодности, устойчивости против воздействия внешней среды, возможности быстрого устранения отказов, контроля качества работы, обеспеченность средствами контроля технического состояния и др.);
- окончательное оформление заявок на разработку и изготовление новых деталей, узлов (в том числе средств измерения) и материалов, применяемых в разрабатываемом двигателе;
- проведение мероприятий по обеспечению заданного в техническом задании уровня стандартизации и унификации изделия, а также проверку конструкции на патентную чистоту и конкурентоспособность, оформление заявок на патенты;
- выявление номенклатуры покупных изделий, согласование их применения;
- согласование габаритных, установочных и присоединительных размеров с заказчиком или основным потребителем;
- оценку технического уровня и качества изделия;
- разработку чертежей сборочных единиц и деталей, если это вызывается необходимостью ускорения выдачи задания на разработку специализированного оборудования для их изготовления;

- проверку соответствия применяемых решений требованиям техники безопасности и производственной санитарии;
- составление перечня работ, которые следует провести на стадии разработки рабочей документации, в дополнение и (или) уточнение работ, предусмотренных техническим заданием, техническим предложением и эскизным проектом;
- подготовку предложений по разработке стандартов (пересмотр или внесение изменений в действующие стандарты), предусмотренных техническим заданием на данной стадии.

После обсуждения и утверждения технического проекта приступают к разработке рабочего проекта, в ходе которого составляют рабочие чертежи деталей, спецификации, технические условия на их изготовление, приемку, хранение и транспортирование. Ориентировочно определяют также расход материалов, составляют данные по покупным деталям и узлам, технический паспорт и инструкцию по эксплуатации и монтажу, проект программы испытаний. При этом разрабатывают допуски и посадки по системе, принятой на данном заводе, технологические процессы производства деталей и приспособления. В первую очередь разрабатывают чертежи крупных и сложных деталей, требующих для изготовления много времени.

Кроме необходимых размеров и допусков, на рабочих чертежах указывают материалы, из которых изготавливается деталь, а также методы механической и термической ее обработки. На чертеже могут быть указаны специальные требования, которым должна удовлетворять изготовленная деталь, требования о массовых отклонениях, о соосности центрирующих отверстий, об отклонении от круглости и профиля продольного сечения и т. д. цилиндрических поверхностей.

Так как двигатель – ремонтпригодная продукция, то предусматривается разработка ремонтной документации, предназначенной для подготовки производства, ремонта и контроля качества двигателей после ремонта.

После изготовления рабочих чертежей деталей выполняют уточненные поперечный и продольный разрезы двигателя; этим заканчивается его рабочая компоновка.

Современные методы расчета и конструирования автомобильных и тракторных двигателей с применением метода конечных элементов (МКЭ), открывают пути дальнейшего снижения металлоемкости и повышения надежности деталей.

Выбор зазоров в сопряжениях деталей производится на основании расчетов и выбора соответствующих аналогов, а их уточнение осуществляется экспериментальным путем. Для выбора оптимального зазора часто требуется длительная экспериментальная работа. Замена, например, вкладышей на стале алюминиевые, введение армированных поршней со вставками, клапанов с натриевым охлаждением потребовали изменения зазоров в соответствующих парах сопряженных деталей по сравнению с ранее принятыми.

В настоящее время зазоры в сопряжениях, а вместе с ними и толщину масляного слоя удастся замерять экспериментально в процессе работы двигателя.

Топлива, смазочные материалы и технические жидкости назначаются конструктором и заносятся в руководство по эксплуатации и другую конструкторскую документацию.

Для очистки топлив используют бумажные фильтрующие элементы. С целью повышения моторесурса двигателей проблема наилучшей очистки масла решается применением комбинированной очистки, особенно на двигателях большой мощности, – частично поточной центрифуги и полнопоточного бумажного фильтра. По данным [20] использование совместно с другими мероприятиями улучшение очистки масла позволит повысить ресурс двигателей на 20...25 % [20].

В процессе проектирования необходимо предусмотреть установка датчиков и контрольно-измерительных приборов, которые позволили бы осуществлять контроль во время работы двигателя. Эта мера была бы полезным конструктивным средством повышения надежности. Такие датчики и приборы должны указывать температуру наиболее горячих точек двигателя, фиксировать появления и интенсивность детонационного сгорания и калильного зажигания, характеризовать жесткость работы двигателя и другие отклонения от нормального процесса сгорания, засоренность фильтров, шумность, состав отработавших газов и др.

Ремонтопригодность двигателей – составная часть их надежности. При проектировании автомобильных и тракторных двигателей

уделяет большое внимание улучшению этого свойства. Оно включает: удобство в проведении технических обслуживаний и ремонтов, снижение их трудоемкости и стоимости, а также приспособленность деталей к восстановлению.

В соответствии с ЕСКД, на конструкторскую службу возлагается выпуск эксплуатационной и ремонтной документации. В действительности на моторных заводах разрабатывают также технологию восстановления деталей (опыт Ярославского моторных заводов, КамАЗа).

5.3. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ПРОИЗВОДСТВА

Как было сказано ранее, надежность конструкции должна быть обеспечена и в производстве. Это требует комплексного подхода к разработке технологических процессов и правильного выбора управляющих воздействий. Этот подход предусматривается системой технологической подготовки производства. Эта система регламентируется стандартами ЕСТПП (Единой системой технологической подготовки производства). Она включает: выбор оборудования и оснастки, заготовок, готовые детали и изделия, средства контроля или испытаний, оператор и контролер, конструкторская и технологическая документация и т. д. Заметим, что так же, как и надежность изделия, надежность технологической системы характеризуется безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью. Другими словами, методы обеспечения надежности при производстве двигателей определяются прежде всего надежностью самой технологической системы. При этом, чем сложнее изделие, тем сложнее система, тем труднее обеспечить ее надежность. Автомобильные и тракторные двигатели относятся к категории сложных изделий, что и определяется сложность выбора технологической системы.

Технологические методы обеспечения надежности двигателей должны гарантировать, в готовом изделии будут достигнуты показатели и параметры, заданных конструкторами при проектировании деталей, узлов и двигателя в сборе.

Схема выполнения основных работ по обеспечению надежности на стадии разработки технологического процесса показана на 26. Опыт

совершенствования технологических процессов производства и ремонта двигателей выявил ряд решений, реализация которых позволяет поднять надежность ряда узлов и деталей.

После технологической подготовки изготавливаются опытные партии развернутых двигателей для проведения доводочных испытаний, а также последующих испытаний в реальных условиях эксплуатации, с учетом которых составляют технические условия на поставку двигателя. Во время этого этапа тщательно исследуют работу всех механизмов и узлов двигателя, выясняют соответствие полученных показателей проектным, устраняют замеченные недостатки.

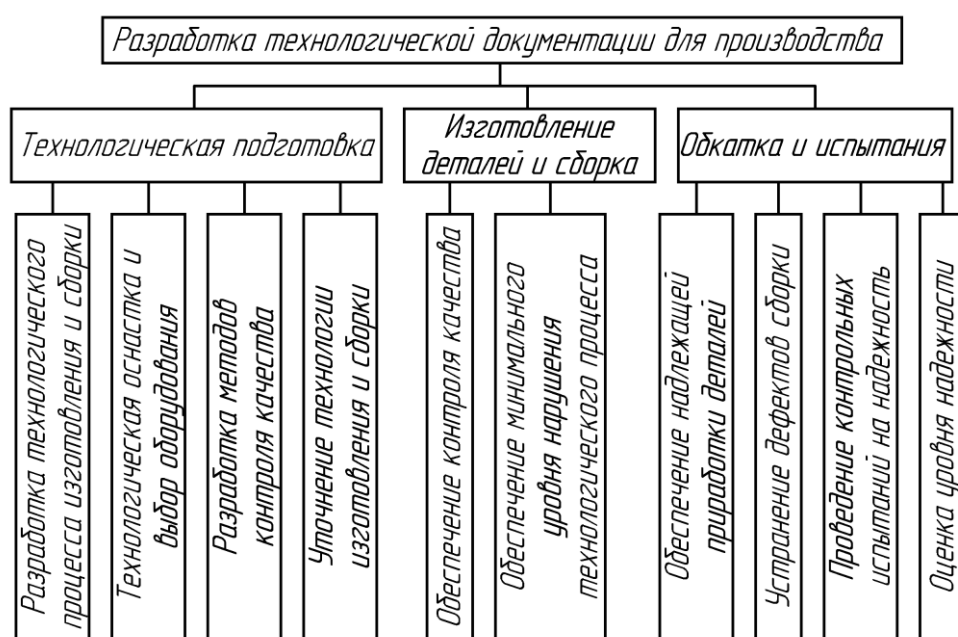


Рис. 26. Схема выполнения основных работ по обеспечению надежности на стадии разработки технологического процесса и сборки двигателей

При изготовлении моделей, штампов, приспособлений и при разработке технологических процессов, а также в ходе испытаний двигателя обнаруживается необходимость внесения изменений в конструкцию деталей, т. е. процесс конструирования ведется непрерывно.

Прочностные характеристики деталей могут быть значительно повышены с помощью различных методов упрочнения, среди которых наибольшее применение получил метод поверхностного пластического деформирования (ППД). Суть этого метода заключается в том, что на поверхности детали создается напряжение выше предела текучести материала, а после снятия нагрузки – на поверхности увеличивается

ется твердость, пределы текучести и упругости материала. ППД позволяет уменьшить влияние концентраторов напряжений, если на поверхности детали были риски, надрезы и т.д.

Например, галтели шеек коленчатых валов упрочняют обкаткой роликами [19], а рабочие поверхности втулок верхних головок шатунов и цилиндрических гильз обрабатывают раскаткой и дорнами.

Поверхности гильз цилиндров обрабатывают твердосплавными хонами, создавая на поверхности так называемое плосковершинное хонингование.

Шатуны, шестерни, пружины и другие детали для повышения их прочности подлежат пескоструйной обработке – при этом с поверхности удаляется обезуглероженный слой. Имеются другие методы механического упрочнения, применяемые в зависимости от функционального назначения детали.

На заводах для устранения коробления и деформации коленчатых валов, шатунов часто применяют холодную правку, что снижает ударную вязкость металла и вызывает остаточные напряжения, которые впоследствии приводят к еще большей деформации этих деталей. После такой правки рекомендуется проводить технологическую операцию отпуск.

Остаточные напряжения, возникающие в отливках, в частности, в блоках цилиндров, вызывают при их механической обработке, при сборке и в процессе последующей эксплуатации деформацию цилиндров, коренных опор и других поверхностей.

Эти нарушения геометрических параметров снижают безотказность и долговечность деталей. Для частичного снятия внутренних напряжений и повышения последующей стабильности геометрических размеров отливки блоков цилиндров и гильз подвергают термической обработке – искусственному старению.

Долговечность деталей достигается в конечном итоге повышением износостойкости рабочих поверхностей.

Помимо методов поверхностного упрочнения механическими и химико-термическими методами, постепенно находит применение лазерное упрочнение поверхностей – кулачков распределительного вала, гильз цилиндров, опор коренных подшипников, шеек коленчатых валов.

Для оценки и контроля качества результатов, полученных после ОКР, опытные образцы (опытную партию) двигателей подвергают контрольным испытаниям по следующим категориям:

- предварительные испытания, проводимые с целью оценки соответствия опытного образца требованиям ТЗ, а также для определения готовности его к приемочным испытаниям;
- приемочные испытания, проводимые с целью оценки всех определенных ТЗ показателей и характеристик двигателя, проверка и подтверждение соответствия опытного образца двигателя требованиям ТЗ в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации, а также для принятия решения о возможности промышленного производства и реализации продукции.

Так как двигатели подвергаются обязательной сертификации, то результаты приемочных испытаний в части обязательных требований, проведенных в лабораториях (центрах), аккредитованных в установленном порядке, могут быть использованы для получения сертификата.

Место проведения испытаний опытных образцов двигателей определяет разработчик совместно с изготовителем серийных изделий.

При создании двигателей по модели организации работ 1 проводят государственные приемочные испытания, по моделям 2 и 3 – приемочные испытания с участием соответствующих органов государственного надзора и других заинтересованных организаций.

Одна часть опытных образцов двигателя подвергается заводским, в том числе длительным доводочным испытаниям, вторая – испытывается в условиях эксплуатации. Затем по согласованию с заказчиком проводят приемочные испытания, в ходе которых устанавливают соответствие двигателя техническому заданию, требованиям стандартов и технической документации, а также дают оценку его технического уровня. Предварительные и приемочные испытания проводят по программам и методикам испытаний, разрабатываемым и утверждаемым стороной, несущей ответственность за проведение испытаний.

По итогам испытаний утверждается техническая документация для серийного производства двигателя.

По окончании доработки двигатель поступает в массовое или серийное производство, но конструкторская работа продолжается и после этого; длительная эксплуатация автомобиля или трактора в различных, часто очень тяжелых, условиях выявляет ряд мелких, а иногда и крупных недостатков конструкции двигателя, над устранением которых продолжает работать конструкторское бюро.

Результаты разработки продукции оценивает приемочная комиссия, в состав которой входят представители заказчика, разработчика и

изготовителя. В работе комиссии могут участвовать эксперты сторонних организаций, а по продукции, на которую установлены обязательные требования, – органы государственного надзора (или представлено заключение этих органов). При наличии заказчика назначают председателем комиссии его представителя. Состав комиссии формирует и утверждает заказчик или, при согласии заказчика, разработчик.

Разработчик представляет приемочной комиссии ТЗ на выполнение ОКР, проект технических условий (ТУ) или стандарта технических условий (если их разработка предусмотрена), конструкторские и (или) технологические документы, требующие совместного рассмотрения, отчет о патентных исследованиях, другие технические документы и материалы, требуемые по законодательству, подтверждающие соответствие разработанной продукции ТЗ и договору (контракту) и удостоверяющие ее технический уровень и конкурентоспособность. Приемочной комиссии, как правило, представляют также опытные образцы продукции, а если их изготовление не было предусмотрено – головной образец или единичную продукцию, созданную в рамках выполнения ОКР.

По результатам проведения приемочных испытаний и рассмотрения представленных материалов комиссия составляет акт, в котором оценивает:

- соответствие образцов разработанной (изготовленной) продукции заданным в ТЗ требованиям, допустимость ее производства (сдачи потребителю);
- разработанную техническую документацию (включая проект ТУ), технический уровень и конкурентоспособность двигателей, в том числе в патентно-правовом аспекте;
- возможность дальнейшего использования опытных образцов двигателей, объем изготовления установочной серии, необходимой для решения вопроса о постановке продукции на производство;
- замечания и предложения по доработке продукции и документации (при необходимости), а также другие рекомендации, замечания и предложения приемочной комиссии.

Акт приемочной комиссии утверждает заказчик.

Утверждение акта приемочной комиссии означает окончание разработки, прекращение действия ТЗ (если оно не распространяется на дальнейшие работы), согласование представленных ТУ, технической документации.

Основанием для постановки на производство является заключенный с заказчиком договор (контракт) по закупке у поставщика (изготовителя) двигателей, изготавливаемых в течение установленного срока.

При отсутствии конкретного заказчика основанием служит решение поставщика о начале выпуска двигателя под собственный коммерческий риск.

К моменту постановки продукции на производство результаты приемочных испытаний должны быть признаны органами государственного надзора (образцы должны быть сертифицированы).

Изготовитель принимает от разработчика двигателя:

- комплекты конструкторской (КД) и технологической документации (ТД), специальные средства контроля и испытаний;
- опытный образец продукции (при необходимости) в соответствии с условиями использования научно-технической продукции, оговоренными в договоре (контракте) на ОКР;
- документы о согласовании применения комплектующих изделий;
- заключения по проведенным экспертизам (в том числе метрологической, экологической и др.);
- копию акта приемочных испытаний;
- документы, подтверждающие соответствие разработанной продукции обязательным требованиям.

На этапе подготовки производства изготовитель должен выполнить работы, обеспечивающие технологическую готовность предприятия к изготовлению продукции в оговоренные контрактом (договором) сроки в заданных объемах, в соответствии с требованиями КД и законодательства Российской Федерации, а также следующие основные работы:

- разработку ТД (или корректировку полученной ТД) на изготовление продукции для поставки, контроля и испытаний;
- отработку конструкции на технологичность с учетом стандартов ЕСТД;
- заключение договоров (контрактов) с поставщиками комплектующих изделий и материалов, а также лицензионных соглашений с правообладателями на использование объектов промышленной и интеллектуальной собственности;
- подготовку и представление в территориальные органы Госстандарта России каталожного листа продукции в установленном порядке [1,2];

Подготовку производства считают законченной, когда изготовителем продукции получена вся необходимая документация, разработанная (отработана) ТД на изготовление продукции, опробованы и отлажены средства технологического оснащения и технологические процессы, подготовлен персонал, занятый на изготовлении, испытаниях и контроле продукции.

На этапе разработки рабочей конструкторской документации на опытные образцы двигателя, изготовления опытных образцов двигателя, проведения предварительных и основных (приемочных, контрольных, межведомственных государственных) стендовых и ходовых (в составе машины) испытаний опытных образцов двигателя должны быть выполнены следующие основные работы по обеспечению надежности двигателя [22].

Должен быть проведен анализ полноты и достаточности мероприятий по обеспечению надежности двигателя, введенных в конструкторскую документацию на опытные образцы по результатам работ, проведенных на предшествующих этапах ОКР и, при необходимости, разработку дополнительных мероприятий.

Уточнены данные о режимах и условиях работы двигателя на машине, влияющих на его надежность, согласование модели эксплуатации с предприятием-разработчиком машины и разработка программ и методик проведения предварительных стендовых испытаний опытных образцов двигателя, в том числе по проверке работоспособности двигателя в условиях влияния указанных в техническом задании внешних воздействующих факторов, при применении намечаемых для эксплуатации двигателя различных марок топливо-смазочных материалов, по проверке пусковых качеств двигателя, по контролю соответствия достигнутого уровня значений показателей надежности (испытания на надежность).

Созданы или модернизированы испытательных стендов и установок, включая монтаж измерительного оборудования, необходимых для реализации намеченного плана и соответствующих программ-методик предварительных испытаний с учетом требований по метрологическому обеспечению этих испытаний.

Разработаны программ входного контроля комплектующих изделий; при необходимости, разработка и установка соответствующего оборудования.

Изготовление опытных образцов двигателя в соответствии с рабочей конструкторской документацией.

Проведение предварительных стендовых испытаний опытных образцов, оценку соответствия достигнутого уровня показателей надежности двигателя требованиям технического задания.

Обработку и анализ данных об отказах, выявленных в ходе предварительных стендовых испытаний опытных образцов двигателя, и дефектах, обнаруженных при их разборке, исследование дефектных элементов, определение причин отказов; анализ влияния примененных при испытаниях марок топливо-смазочных материалов на надежность двигателя; разработку дополнительных конструкторско-технологических мероприятий по устранению причин отказов, выявленных в ходе предварительных испытаний, в том числе – и по комплектующим изделиям; экспериментальную проверку эффективности и достаточности этих мероприятий для обеспечения требуемой надежности.

Участие в разработке программ и в проведении ходовых доводочных и предварительных испытаний опытных образцов машины с опытными образцами двигателя; анализ результатов этих испытаний, оценку соответствия надежности двигателя заданным требованиям; разработку и внедрение дополнительных мероприятий по устранению недостатков, выявленных в конструкции двигателя или в технологии его изготовления.

Уточнение критериев отказов и критериев предельных состояний элементов и двигателя в целом по результатам проведенных стендовых и ходовых испытаний и составление их перечня для включения в эксплуатационную документацию.

Оценку по результатам проведенных стендовых и ходовых испытаний эффективности разработанной системы аварийно-предупредительной системы сигнализации и аварийной защиты двигателя, эффективности и достаточности средств и разработанных методов диагностирования для периодического контроля технического состояния двигателя.

Оценку показателя ремонтпригодности двигателя, установленного в машине, достаточности предусмотренных средств, включая запасной инструмент, для проведения технического обслуживания и ремонта; разработку дополнительных рекомендаций по улучшению качества технического обслуживания и текущего ремонта; составление

разделов проекта эксплуатационной документации по техническому обслуживанию, регламентным работам, текущему ремонту двигателя в условиях эксплуатации и на станциях технического обслуживания и ремонта.

Провести экспертную оценку приспособленности двигателя к длительному хранению в условиях, оговоренных в техническом задании; оценку соответствия значения прогнозируемого показателя сохраняемости заданному; разработку и реализацию программы-методики ускоренным испытаниям по контролю достигнутого уровня показателя сохраняемости.

Разработать программы-методики и проведение приемочных, контрольных, межведомственных, государственных стендовых испытаний опытных образцов двигателя; оценку соответствия достигнутого уровня показателей долговечности и безотказности двигателя заданным требованиям.

Участие в разработке программы-методики проведения основных испытаний опытного образца (опытных образцов) машины с опытным образцом (опытными образцами) двигателя; анализ результатов этих испытаний на соответствие надежности двигателя заданным требованиям; разработку (при необходимости) дополнительных мероприятий по повышению надежности двигателя.

Если в процессе производства выявлены каких-либо новых проблем, решение которых необходимо для устранения выявленных недостатков и обеспечения требуемой надежности двигателя, в разработанные мероприятия по изготовлению и сборке двигателя вводятся необходимые коррективы. С началом серийного производства проводятся работы по повышению надежности двигателя на предприятии-разработчике на основе сбора и анализа информации об отказах двигателей, выявленных в различных районах их эксплуатации, разрабатываются необходимые мероприятия по устранению причин этих отказов.

Следует отметить, что важнейшими мероприятиями в системе обеспечения надежности двигателей являются их стендовые и ходовые испытания в составе машины. Чем больше опытных образцов будет подвергнуто испытаниям на надежность, чем совершеннее методика этих испытаний, тем меньше придется разрабатывать и внедрять дополнительных мероприятий для устранения причин отказов двигате-

лей, выявленных в эксплуатации после начала их серийного производства. Особенно важно учитывать это при разработке двигателей массового производства.

В программах по обеспечению надежности двигателей на стадии производства, которые разрабатывают на предприятии-изготовителе двигателя перед началом серийного производства, включают комплекс мероприятий, необходимых для обеспечения требований конструкторской документации на двигатель. К ним относятся мероприятия по применению более совершенного оборудования и оснастки для проведения механической, термической, гальванической, сварочных и других видов обработки деталей двигателя, по применению прогрессивных технологий, по созданию эффективной системы контроля качества изготавливаемых деталей и двигателя в целом, по приобретению необходимого оборудования для производства элементов, сборки и стендовых испытаний этих деталей и самого двигателя, по разработке программ и методик приемосдаточных периодических и типовых испытаний, по контролю надежности двигателя и эффективности разрабатываемых мероприятий, по методам входного контроля соответствия сырья, материалов, покупных комплектующих изделий требованиям, соответствующим техническим условиям и др.

При разработке программ по обеспечению надежности двигателей на стадии производства необходимо учитывать соответствующие рекомендации, которые содержатся в ней на этот двигатель. В свою очередь, предприятие-изготовитель разрабатывает требования (рекомендации) по правилам эксплуатации двигателя, соблюдение которых необходимо для обеспечения его надежной работы в заданных условиях эксплуатации в пределах установленного ресурса (объем и периодичность работ по контролю технического состояния двигателя, объем и периодичность технического обслуживания, порядок устранения выявленных в эксплуатации отказов, рекомендации по текущему ремонту двигателя и др.). Эти требования включают в техническую документацию на двигатель (в руководство по эксплуатации).

Предприятие-изготовитель двигателя должно участвовать в разработке программ по обеспечению надежности двигателей на стадии производства двигателя, контролировать ее реализацию, а также собирать и анализировать информацию об отказах двигателей в эксплуатации, причем не только в пределах гарантийной наработки двигателей,

но и вплоть до момента их отправки в капитальный ремонт. В зависимости от установленных причин выявленных отказов вместе с предприятием-разработчиком двигателя участвовать в разработке мероприятий по устранению причин этих отказов и в контроле эффективности и достаточности этих мероприятий.

5.4. ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Программы по обеспечению надежности двигателей на стадии эксплуатации, как правило, осуществляются в тех случаях, когда эксплуатация машин с вновь разработанным двигателем производится в государственных организациях или на предприятиях-потребителях, в ведении которых находится относительно большое количество машин. В такие программы включают мероприятия, связанные с обеспечением требований руководства по эксплуатации двигателя и машины, направленные на обеспечение надежной работы двигателя в конкретных условиях эксплуатации: по своевременному проведению технического обслуживания; по контролю технического состояния и качественному поведению работ по текущему ремонту двигателя, по обеспечению необходимой квалификации обслуживающего персонала, по применению предусмотренного сортамента топливо-смазочных материалов и др.

Эксплуатация сложных технических систем, к которым относятся автомобильные и тракторные двигатели, должна соответствовать техническим условиям и специальным руководствам. При необходимости должны быть указаны допустимые условия продолжительности тяжелых режимов, регламентации переходных процессов и др.

Автомобильные и тракторные двигатели во время эксплуатации теряют работоспособность, поэтому необходимо проводить через определенный промежуток времени наработки профилактические технические обслуживания. Их периодичность и объем должны свести до минимума число отказов при наименьших трудовых и денежных затратах и обеспечит установленный для этого двигателя ресурс до капитального ремонта или списания. Для различных моделей автомобилей и тракторных двигателей разработаны технологические процессы технических обслуживаний на базе заводских инструкций, учитывающих специфику конструкции соответствующих машин.

Крупные автопредприятия и сельскохозяйственные предприятия располагают, как правило, специализированными постами и линиями для проведения обслуживания и текущего ремонта автомобилей и тракторов, а также планируют их периодичность. Должны строго соблюдаться сроки проведения технического обслуживания (ТО) и технического ремонта (ТР), а тем более их качества. Другое дело, что мелкие предприятия, как правило, не располагают надлежащим техническим оснащением. Между тем соблюдение хотя бы самых элементарных требований, общих для всех автомобильных и тракторным двигателям привело бы к повышению их надежности.

Известно, что абразивные частицы, попадающие внутрь двигателя, являются основной причиной изнашивания его деталей. Источниками попадания этих частиц в двигатель являются: стружка, пыль, остатки формовочной земли и т. д., оставшиеся в двигателе из-за неудовлетворительной чистки, мойки и небрежностей сборки на заводах-изготовителях или ремонтных предприятиях; загрязнения, которые попадают вместе с топливом и смазкой при заправках; пыль и грязь, проникающие во время работы вместе с воздухом. Кроме того, во время работы двигателя при сгорании топлива образуются вещества, усиливающие изнашивание: соединения серы и свинца, продукты окисления топлива и масла, вода в виде пара и конденсата. Пренебрежительное отношение к загрязнениям, попадающим в двигатель, может привести к увеличению износа отдельных деталей в 2...3 раза и, следовательно, к соответствующему снижению ресурса.

Следует обратить внимание на заправка двигателя топливом и маслом: должны применяться совершенно чистые емкости. Загрязненное топливо вызывает износ приборов системы питания и самого двигателя. Особенно вредно отражается загрязнение топлива на надежности топливного насоса у дизелей. При заправках топливом из бочек его надо отстаивать. Следует регулярно спускать отстой и промывать топливные баки.

Должен осуществляться внимательный уход за фильтрами воздуха, масла и топлива. Очень мало внимания уделяется уходу за воздушными фильтрами. В запыленных и других неблагоприятных случаях операции по уходу должны совершаться чаще.

Учащение операций обслуживания этих узлов следует также рекомендовать в начальный период эксплуатации, когда происходит

ускоренная приработка поверхностей, а также отфильтровываются загрязнения, оставшиеся в полостях деталей двигателя на заводе-изготовителе.

Использование воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами в автомобильных двигателях снижает износы деталей в 1,4... 1,7 раза [19]. Однако этот эффект полностью теряется из-за нарушения герметичности в воздухопроводах, а также из-за потери фильтрующих свойств элементами при их несовершенном обслуживании.

При эксплуатации двигателя необходимо соблюдать регулировки, предусмотренных техническими условиями. Особенно это относится к зазорам в механизме газораспределения. Зазор между торцом стержня клапана и соответствующей деталью привода (коромыслом, толкателем или кулачком в зависимости от конструкции механизма газораспределения) существенно влияет как на надежность двигателя, так и на протекание рабочего процесса.

Наиболее опасно для выпускного клапана уменьшение зазора. В этом случае клапан начинает раньше открываться и позже закрываться. Время протекания горячих газов через малую щель между тарелкой и седлом увеличивается, а время, когда клапан закрыт и должен охладиться, отдавая теплоту через седло в охлаждающую жидкость, сокращается. Уменьшенный зазор – наиболее частая причина подгорания рабочей фаски клапана. Уменьшение зазора приводит к изменению фаз газораспределения и увеличению угла перекрытия клапанов. Холостой ход делается неустойчивым, изменяется степень неравномерности крутящего момента и увеличиваются колебания двигателя на своей подвеске, уменьшается крутящий момент и возрастает путевой расход топлива.

В процессе работы двигателя происходят изменения усилия затяжки ответственных резьбовых соединений. Происходит обминание поверхности стягиваемых болтами деталей, под головками болтов, а также происходит вытяжка резьбы, в результате чего резьбовые соединения ослабевают. Поэтому необходима их периодическая подтяжка, особенно в начальный период эксплуатации. Ослабления усилий затяжки резьбовых соединений приводит к тяжелым последствиям. На двигателях, имеющих алюминиевые детали, например, головку блока, вследствие меньшей твердости алюминия по сравнению с чугуном

ослабление усилия затяжки может происходить чаще. Ослабление усилия затяжки крепления головки блока приводит, как правило, к прогоранию прокладки и попаданию охлаждающей жидкости в цилиндры.

Достаточно часто возникают повреждения деталей, которые при сборке должны иметь неподвижное соединение, например, картера сцепления с блоком цилиндров, стартера с картером сцепления и др. Поверхности прилегания неподвижных соединений вследствие мало заметных колебательных движений изнашиваются из-за фреттинга, которое может усугубляться коррозией поверхностей. Ослабление крепежа при этом усиливает изнашивание, что еще более ослабляет натяг в соединении. Как показывает опыт, своевременная подтяжка соединений предотвращает нежелательные последствия. Как показывает опыт, чаще всего такое ослабление в начальный период эксплуатации – для автомобильных двигателей в интервале пробега 2...4 тыс. км пробега, а для тракторных двигателей – при наработке 100...150 м. часов.

На надежность автомобильных и тракторных двигателей угол опережения зажигания и впрыска топлива. Для бензиновых двигателей исходный угол опережения зажигания устанавливается на заводе-изготовителе и должен периодически проверяться в эксплуатации.

Он автоматически поддерживается вблизи своего оптимального значения: при увеличении нагрузки и снижении частоты вращения уменьшается и, наоборот, увеличивается, когда нагрузка падает и частота вращения растет. В случае, когда исходный угол, указанный в руководстве по эксплуатации автомобиля, установлен неправильно или, когда момент зажигания отклоняется от установленного, то происходит нарушение рабочего процесса в цилиндрах, вследствие чего ухудшаются выходные характеристики. При увеличении угла опережения зажигания от оптимального значения растет максимальное давление газов p_z и увеличивается их температура, что приводит к увеличению нагрузки на детали и скорости изнашивания.

Увеличение угла опережения зажигания может вызвать детонационное горение, что не только снижает долговечность двигателя в 1,5...3 раза, но и может привести к аварийным дефектам (прогорание днища поршня, разрушение шатунных подшипников) и выходу из строя двигателя. Снижение угла опережения зажигания приводит к за-

паздыванию догорания топлива и, следовательно, к увеличению температуры стенок цилиндров и отработавших газов. Это также увеличивает износ и может привести к подгоранию выпускных клапанов. В обоих случаях увеличивается расход топлива и снижается мощность.

Изменение угла опережения впрыска топлива существенно влияет на протекание рабочего процесса в дизеле: изменяется максимальное давление газов p_z , скорость нарастания давления $dp/d\phi$ по углу поворота коленчатого вала (ПКВ), что определяет жесткость работы двигателя. Меняется также температура отработавших газов. Все это сказывается на износе деталей двигателя.'

Техническая диагностика. Надежность двигателя может быть существенно повышена, если своевременно предвидеть возможные отказы, для чего необходимо уметь определять его техническое состояние. Для этого используют методы и приемы технической диагностики.

Под диагностированием двигателя, подразумевается процесс определения его технического состояния в целом, а также состояния его узлов и систем. На основании технического диагностирования представляется возможность управлять надежностью, прогнозировать возможные отказы и на этом основании существенно повысить надежность конструкции. При техническом диагностировании двигателя снижаются затраты на топливно-смазочные материалы, запасные части, обеспечивается снижения токсичности отработавших газов. Современные средства позволяют производить диагностирование на основании исследований двигателя без разборки сопряжений и прогнозировать ресурс его дальнейшей безотказной работы [21].

При диагностировании двигателя оцениваться изменение прямых или косвенных параметров. К прямым параметрам относятся эффективная мощность, давление масла, удельный расход топлива, содержание компонентов в отработавших газах, дымность отработавших газов дизелей и др. Косвенными диагностическими параметрами являются изменение частоты вращения коленчатого вала при последовательном отключении цилиндров, характеристики шума и вибрации, угловое ускорение коленчатого вала при увеличении его частоты вращения без нагрузки.

При диагностировании цилиндропоршневой группы к прямым диагностическим параметрам относятся зазоры между поршнем кольцом по высоте канавки, в стыках поршневых колец и между цилиндром и поршнем в верхнем поясе. Косвенными параметрами являются количество прорвавшихся в картер газов или давление их в картере, расход масла на угар, содержание окиси углерода в отработавших газах, давление газов в конце такта сжатия, количественный и качественный состав элементов износа в масле, дымность отработавших газов дизелей.

При диагностировании кривошипно-шатунного механизма к прямым параметрам отнесены зазоры в подшипниках коленчатого вала, во втулке поршневой головки шатуна, осевые зазоры в коренных подшипниках. Косвенными параметрами являются большинство из перечисленных при диагностировании цилиндропоршневой группы параметров.

К прямым диагностическим параметрам механизма газораспределения относятся зазоры между направляющими втулками клапана и его стержней, в подшипниках распределительного вала, между клапаном и приводом клапана. Косвенными параметрами являются содержание компонентов в отработавших газах, разрежение во впускном трубопроводе, шумы и вибрации в механизме. Свои прямые и косвенные диагностические параметры имеют также системы питания, смазки, охлаждения, зажигания

Особое внимание заслуживают методы диагностирования двигателей, при которых не требуется сложной аппаратуры, а оценку провести по косвенным параметрам – расходу масла на угар, прорыву картерных газов, падению давления масла в главной масляной магистрали, а также по субъективной оценке – увеличение шумности и теплового состояния двигателя.

Наиболее объективными критериями оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателей является расход масла на угар и прорыв картерных газов. Поэтому для тракторных двигателей ГОСТ 18509-88 в разделе «Методы и правила определения основных параметров и характеристик» приводится методика определения расхода масла на угар. Расход масла на угар определяется по убыли масла из картера или масляного бака при непрерывной работе

дизеля в течение 10 ч на номинальном скоростном режиме при мощности, составляющей 90 % от эксплуатационной.

Перед испытанием масса масла, залитого в картер или масляный бак, должна соответствовать максимально допустимой, указанной в технической документации предприятия-изготовителя. Расход масла на угар определяется взвешиванием его после слива через 5 мин после остановки дизеля с точностью $\pm 0,5$ г. Прорыв газов в картер измеряется газовым расходомером.

Для автомобильных двигателей ГОСТ 14846-81 устанавливает объем и методы стендовых испытаний для определения:

- мощностных и экономических показателей при полных нагрузках (мощности нетто и брутто);
 - мощностных и экономических показателей при частичных нагрузках;
 - показателей на холостом ходу;
 - условных механических потерь;
 - равномерности работы цилиндров;
- безотказности работы;
- дымности отработавших газов.

Снижение сверх допустимых норм мощности и повышение расхода топлива являются комплексными критериями технического состояния двигателя. Однако, часто при испытаниях перерасход масла, газы прорываются в картерное пространство, шумы и стуки вызывают опасение за дальнейшую его надежность, но эффективная мощность и расход топлива мало отличаются от их значений для нормально работающего двигателя. Это свидетельствует о том, что рассматриваемые критерии может применяться только в комплексе с другими показателями

В то же время достаточно достоверные данные о состоянии сопряжений кривошипно-шатунной группы и механизма газораспределения, смазываемые под давлением, дает давление масла в масляной магистрали. Чтобы исключить влияние на давление масла отказ самого масляного насоса, на двигатель при диагностировании устанавливается эталонный масляный насос. Снижение давления свидетельствует о наступлении периода увеличения зазоров в подшипниках коленчатого и распределительных валов.

Измерение давления в конце такта сжатия с помощью компрессометра и утечки сжатого воздуха, подаваемого в надпоршневое пространство, широко используется на практике. На основании этих методов могут быть получены данные о состоянии цилиндропоршневой группы и механизма газораспределения, особенно при поломках и закоксовывании поршневых колец.

В настоящее время разработано достаточно большое число методов и приборов диагностирования двигателей, его систем и механизмов, а также имеется обширная литература, посвященная этой проблеме, так как техническая диагностика при правильном применении снижает трудоемкость технического обслуживания и ремонта, а также дает ощутимый экономический эффект. Особое значение имеет оценка предельного технического состояния двигателей, чтобы не было случаев преждевременного направления их в капитальный ремонт.

Повышение надежности при ремонте. При выпуске автомобильных и тракторных постоянно увеличивают их надежность не только за счет выпуска новых моделей и модернизации уже выпускаемых. Изменяется конструкция узлов и деталей, надежность которых по результатам эксплуатационных испытаний была ниже запланированных уровней. Применяются новые методы обработки таких деталей. Тем не менее это не исключает необходимость ремонта, особенно, если для тракторных двигателей произошли отказы не выше второй группы сложности. Кроме того, увеличивается парк машин, что вызывает рост потребности в запасных частях. Хотя, как правило, выпуск их тоже все время растет, но спрос не всегда удовлетворяется. Необходимость восстановления изношенных деталей очевидна. Одна нужен не любой ремонт, а такой, который обеспечил бы не менее, чем 80%-ное восстановление ресурса двигателя в целом и его деталей. Имеются следующие предпосылки, чтобы достигнуть этот показатель.

В ходе многолетней эксплуатации происходит деформация деталей за счет внутренних напряжений. Напри у блоков цилиндров вследствие внутренних напряжений увеличиваются несоосность постелей под коренные подшипники в 2...4 раза против исходной, что увеличивает износ подшипников скольжения и шеек коленчатого вала, тем самым снижается ресурс двигателей.

В ходе ремонта, например, при шлифовке шеек коленчатого вала под ремонтные размеры производится снятие поверхностного слоя, который был упрочнен закалкой ТВЧ. Поэтому еще на стадии изготовления его необходимо выбрать такой материал, режимы термообработки, который мог бы обеспечить наибольшую глубину закалки. Отсюда понятна важность обеспечения высокой износостойкости поверхностного слоя. При ремонте она достигается путем наплавки, напыления гальванических покрытий материалами более износостойкими, чем исходные. Главное, необходимо при ремонте обеспечить качество изготовления и ремонта деталей такое, чтобы не было потеряно качество изготовления, которое обеспечивает заданные показатели надежности.

На рис. 27 примерная схема влияния различных факторов при ремонте автомобильных и тракторных двигателей на надежность отремонтированных двигателей.

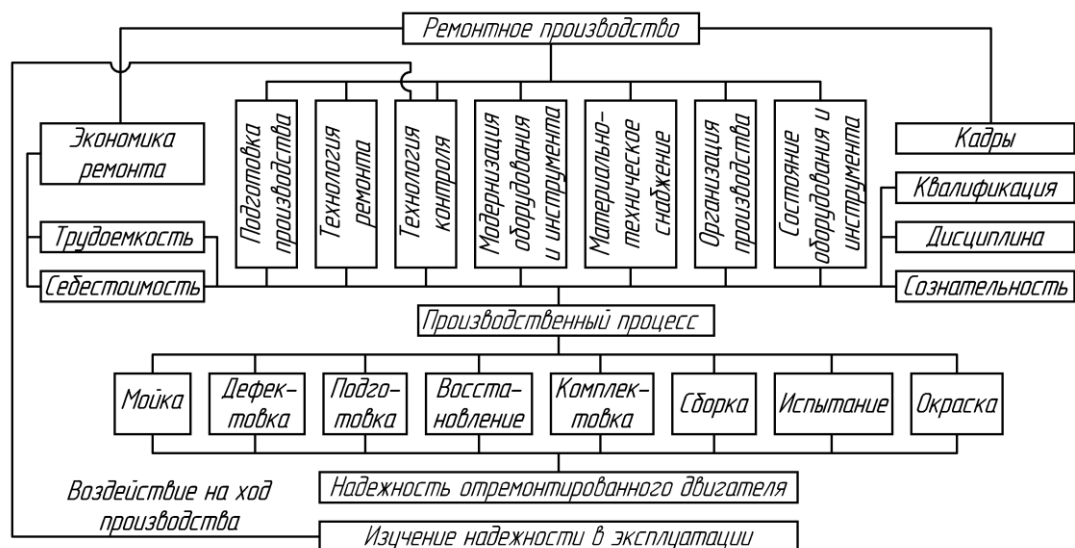


Рис. 27. Влияние различных факторов при ремонте автомобильных и тракторных двигателей на их надежность

Из приведенной схемы следует, что при ремонтном производстве двигателей должны быть обеспечены все те же требования при ремонте двигателей, которые применяются при изготовлении новых двигателей.

В СССР существовала система наблюдения о результатах надежности автомобильных и тракторных двигателей в виде отраслевых институтов и ремонтных заводов (только во Владимирской области их было около 5). В настоящее время целесообразно предусмотреть создание в различных зонах эксплуатации организации для оперативного

учета выявленных отказов двигателей (в том числе за пределами гарантийной наработки) и доведения соответствующей информации до предприятия разработчика и изготовителя двигателя, а также для разработки мероприятий по устранению причин эксплуатационных отказов.

Вопросы для самопроверки

1. Какие разделы предусмотрены в ТЗ на ОКР?
2. Как выбираются показатели и параметры проектируемого двигателя?
3. На каком этапе проводятся необходимые расчеты двигателя?
4. Какие цели ставятся при разработке эскизного проекта?
5. Какие работы должны быть выполнены на этапе эскизного проекта?
6. Для чего составляется пояснительная записка к эскизному проекту?
7. Какая программа повышения надежности должна быть разработана на этапе эскизного проекта?
8. Какие основные мероприятия должны быть записаны в программу повышения надежности на этапе эскизного проекта?
9. Какие этапы работ можно выделить при разработке технического проекта двигателя?
10. Когда проводят проверку конструкции на технологичность?
11. Когда оценивается технический уровень разрабатываемого двигателя?
12. Какие основные мероприятия должны быть записаны в программу повышения надежности на этапе технического проекта?
13. Какие основные мероприятия должны быть записаны в программу повышения надежности на этапе изготовления двигателя?
14. Как проверяются эффективность предложенных мероприятий на надежность двигателя?
15. Какие основные мероприятия должны быть записаны в программу повышения надежности двигателя в эксплуатации?

ГЛАВА 6. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА НАДЕЖНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ

Перед Богом мы все одинаково мудры – или одинаково глупы

А. Эйнштейн⁹

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Жизненный цикл автомобильных и тракторных двигателей длится несколько лет и включает транспортирование, хранение, выполнение транспортных работ, вспашку и другие работы, техническое обслуживание и ремонт. Процесс эксплуатации значительно более длительный, трудоемкий и дорогой, чем производство. Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт за амортизационный период в 2...4 раза превышают стоимость автомобиля или трактора, на которые этот двигатель установлен. При этом основное назначение ТО и ТР – поддержание и восстановления надежности машин.

Мы рассмотрели в предыдущих параграфах, какие мероприятия проводят на стадии проектирования, производства и эксплуатации для обеспечения надежности автомобильных и тракторных двигателей.

Из этого следует, что для обеспечения надежности автомобильных и тракторных двигателей необходимо сочетание деятельности человека с использованием различных технических устройств, материалов и т.д. Другими словами, в жизненном цикле двигателя решающую роль принадлежит человеку, так он получает и анализирует первичную информацию, анализирует ее, принимает решение с целью повышения надежности или передает другим лицам.

В этой общей схеме в зависимости от должностных обязанностей конкретные функции человека в системе управления надежностью многообразны. Водитель, слесарь и другие лица, непосредственно взаимодействующие с машиной, воспринимают информацию о ее работе, на основе анализа судят о техническом состоянии двигателя и при необходимости осуществляют определенные воздействия, направленные на поддержание или восстановление уровня надежности. Соответственно эта информация передается по инстанциям для принятия решения.

⁹ Энциклопедия мудрости. М.: Издательство РООСА, 2007, 814 с

Как правило, на каждом предприятии, где эксплуатируются машины с двигателями внутреннего сгорания, руководители получают информацию об отказах от своих подчиненных, анализируют ее, принимают решения для устранения простоя автомобиля или трактора. Ошибки, допускаемые при эксплуатации (например, несоблюдение норм технического обслуживания и ремонта, нарушение режимов эксплуатации, применение недоброкачественных эксплуатационных материалов, использование машин не по назначению т.д.), могут привести к снижению уровня надежности.

Ошибки, как правило, происходят от недостаточной квалификации или недобросовестности обслуживающего персонала. Поэтому важнейшей, если не решающей задачей по обеспечению надежности, является работа с людьми – повышение их квалификации и добросовестного отношения к служебным обязанностям. Разработка мер, направленных на повышение квалификации персонала всех уровней, моральное и материальное воздействие, создание и поддержание здорового психологического климата в коллективе – все это является важнейшим условием обеспечения высокой надежности двигателей. Решающее значение имеют рациональные формы организации труда и производства, повышающие ответственность исполнителя путем экономического воздействия. Управление надежностью невозможно без совершенного знания техники – устройства двигателя и его систем, причин и природы отказов, технологии технического обслуживания и ремонта, методов диагностирования, организации производства, применения математических методов расчета показателей надежности.

6.2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Разработка методов оценки долговечности деталей дизеля предполагает исследование эксплуатационных условий нагруженности двигателей и наблюдение за их эксплуатационной надежностью. Без этого невозможно формирование режимов ускоренных безмоторных и стендовых испытаний деталей и двигателей.

Как известно, тракторные двигатели большую часть времени эксплуатируются на неустановившихся режимах, причиной которых являются непрерывные изменения момента сопротивления при выполнении машинно-тракторным агрегатом (МТА) сельскохозяйственных,

трелевочных или других видов работ. Колебания нагрузки на валу тракторного двигателя вызывается различными факторами: зоной эксплуатации агрегатов и ее почвенно-климатическими условиями, периодом года, видом работ, принятой технологией производства, свойствами агрегата и его энергетической установки, требованиями охраны труда и окружающей средой, субъективными факторами оператора и др. По данным ОНИС НА'ГИ [23], тяговые усилия на крюке трактора в агрегате с различными сельскохозяйственными орудиями изменяются по закону Гаусса-Лапласа и колеблются в весьма широких пределах. Например, частотный спектр тягового сопротивления плуга изменяется от 0 до 10 Гц с выражением максимума дисперсии в пределах частот 0...0,75 Гц и 2,6... 4,0 Гц. В зоне частот 0,75... 2,5 Гц дисперсии примерно постоянны, а при частотах больше 4 Гц они уменьшаются. Ранее аналогичные исследования были проведены А.А. Болотиным [24], который, анализируя переменные нагрузки, приходящиеся на двигатель и силовую передачу трактора КД-35, раскладывает весь реальный спектр частот входного момента сопротивления на пять составляющих, изменяющихся в диапазоне от 0,05 Гц до 30 Гц:

– первая (от 0,05 Гц до 0,25 Гц), зависящая от физико-механических свойств почвы;

- вторая (от 0,3 Гц до 5 Гц) – от микрорельефа почвы, технологии процесса и сил инерции;
- третья (от 5 Гц до 11 Гц) – от неравномерности хода гусеничного движителя;
- четвертая и пятая составляющие (высокочастотные от 11 Гц до 30 Гц и выше) – от работы шестерен бортовой и главной передач.

Для МТА степень неравномерности нагрузки, представляющая собой отношение среднеквадратичной величины изменения момента сопротивления к среднеарифметической, колеблется от 0,12 до 0,55. Например, степень неравномерности изменения крутящего момента на ведущих колесах бульдозерного агрегата составляет 0,46... 0,55, а пахотного – 0,12... 0,14 [24]. Установлено [23], что если период колебаний тягового сопротивления при изменении скорости движения от 4,8 до 7,3 км/ч изменяется от 0,303 до 0,22 сек (частота колебаний, соответственно – от 3,3 до 4,55 Гц), то степень неравномерности – от 0,2 до 0,162.

Продолжительность выхода двигателя на конечный скоростной режим (от момента начала включения муфты) при различных, видах работ зависит от темпа включения муфты сцепления. Темп включения (субъективный фактор) и коэффициент загрузки двигателя существенно влияют на тепловое состояние двигателя, которое к концу разгона не всегда стабилизируется. По данным акад. В.Н. Болтинского [24] время включения муфты в большинстве случаев лежит в пределах от 1 до 2 с.

В практике эксплуатации тракторных двигателей встречаются случаи весьма продолжительных временных возрастаний нагрузок, которые на пахоте, бороновании и комбайновой уборке достигают 11...37 с., а при холостом ходе по вспашке – 6...18,5 с. Практически в этих пределах находится длительность возрастания нагрузок транспортных тракторных агрегатов и особенно тех из них, в которых скоростной режим двигателя изменяется при помощи педали управления подачей топлива [24].

Исследование режимов трактора ТДТ-55, проведенные Г.М. Анисимовым [25] позднее С.Г. Костогрызом [24] в условиях лесосеки, показали, что предложенный А.А. Болотиным спектр частот входного момента сопротивления для сельскохозяйственных тракторов имеет место и у трелевочных. По результатам обобщения литературных и опытных данных можно установить, что в рядовой эксплуатации изменение приведенного момента сопротивления тракторных двигателей носит периодический характер и приближенно описывается выражением:

$$M_c(t) = M_0 \left(1 + K_p \sin \frac{\pi t}{t_v} \right), \quad (6.1)$$

где M_0 – среднее значение крутящего момента; t_v – продолжительность выброса крутящего момента; $K_p = (M_k - M_0) / M_0$ – коэффициент перегрузки; M_k – конечное значение крутящего момента во время его выброса; t – время.

Аналитическое выражение для определения угловой скорости коленчатого вала находится из общего уравнения динамики:

$$I_{pr} \frac{d\omega}{dt} = M_0 - M_c, \quad (6.2)$$

где I_{pr} – приведенный момент инерции МТА, ω – угловая скорость коленчатого вала, M_c – момент сопротивления.

Подставляя в уравнение динамики (1.2) выражение (1.1) и производя интегрирование, получим

$$\omega_k = \omega_0 - \frac{M_0 K_p t_v}{\pi I_{pr}}, \quad (6.3)$$

где ω_0 и ω_k – начальная и конечная угловые скорости коленчатого вала в начале и конце переходного процесса соответственно.

С помощью последнего выражения по известным значениям параметров средне-установившегося режима ω_0 и M_0 , коэффициенту перегрузки K_p , продолжительности переходного процесса t_v и приведенному моменту инерции движущихся масс трактора I_{pr} , можно определить скорость вращения коленчатого вала при максимальном возрастании момента сопротивления. Таким образом, приведенный анализ дает необходимую информацию об эксплуатационных режимах работы тракторных дизелей, необходимую для разработки методик расчета деталей на долговечность и ускоренных эксплуатационных испытаний.

На рис. 28 приведены обобщенные плотности распределения режимов работы дизеля СМД-62 на тракторе Т-150К.

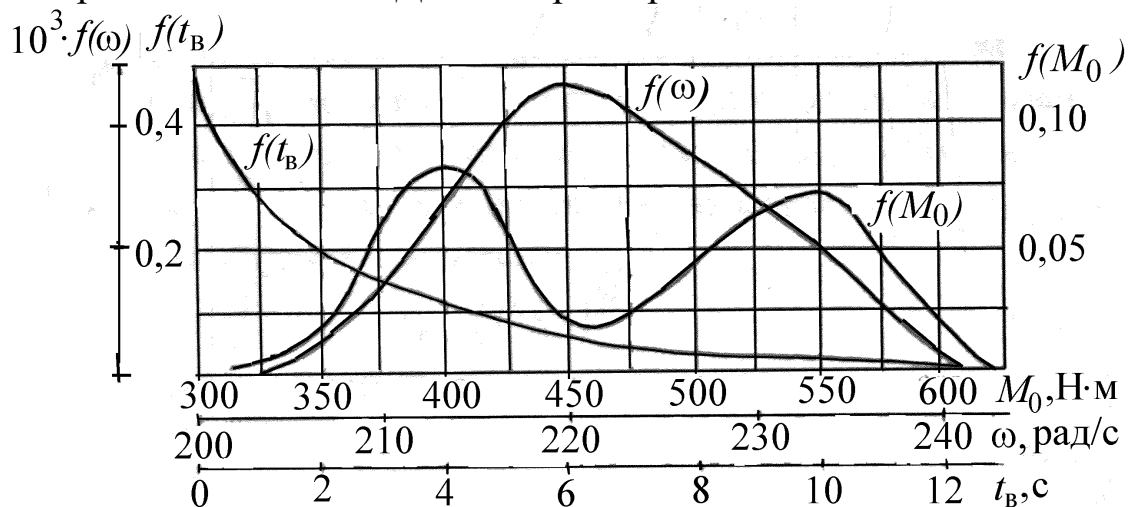


Рис. 28. Плотности распределения режимов работы дизеля СМД-62 на тракторе Т-150К

Как следует из представленных кривых, распределение M_0 и t_v не подчиняется нормальному распределению, причем распределение крутящего момента – двухмодальное. Двухмодальность распределения M_0 объясняется особенностью работы дизеля СМД-62 по внешней регуляторной характеристике – двигатель может работать по корректорной и регуляторной ветвях ее.

По результатам обработки осциллограмм режимов работы дизеля СМД-62 и другим исследованиям [23, 24] была установлена статистическая закономерность, связывающая время t_v и величину коэффициента перегрузки K_p , с увеличением которого увеличивается продолжительность t_v , что очевидно определяется инерционностью машино-тракторного агрегата и изменением нагрузочного режима. Эта связь удовлетворительно аппроксимируется следующей эмпирической зависимостью [26]

$$t_v = \sqrt{14K_p}. \quad (6.4)$$

Подставляя (6.4) в (6.3), получим

$$\omega_k = \omega_0 - 1,19 \frac{M_0 K_p^{1,5}}{I_{pr}}. \quad (6.5)$$

В любой момент времени [26] текущее значение сил сопротивления определяется двумя составляющими: постоянной, равной $(0,75 \dots 0,85) M_{en}$ и переменной, изменяющейся $(0,15 \dots 0,25) M_{en}$, где M_{en} – крутящий момент на режиме номинальной мощности. При этом двигатель работает около 85% рабочего времени в основном по внешней регуляторной характеристике. Следовательно, во всех случаях с достаточной для практики степенью точности можно в качестве начального режима принять $M_0 = 0,8 M_{en}$ и $\omega_0 = 0,8 \omega_n$. Тогда формула (6.5) примет окончательный вид

$$\omega_k = 0,8 \omega_n - 0,95 \frac{M_{en} K_p^{1,5}}{I_{pr}}. \quad (6.6)$$

Однако для более полной характеристики загруженности и оценки надежности деталей КШМ и ЦПГ необходимо также изучить процессы, происходящих в системах и цилиндрах двигателя в неустановившихся режимах его работы.

6.3. ВЛИЯНИЕ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ДВС НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ

На неустановившихся режимах ускорения коленчатого вала достигают значений $150 \dots 200 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$, что приводит к значительной де-

формации рабочего цикла и существенному отклонению его показателей от значений в установившихся режимах. В частности, совместное действие прежде всего таких факторов, как увеличение угла опережения впрыскивания, количества и температуры свежего заряда, давления в конце впрыскивания обуславливает изменение запаздывания воспламенения [26].

При этом, как следует из анализа индикаторных диаграмм дизеля на режимах разгона, период задержки воспламенения во всем интервале скоростей вращения больше соответствующих значений при установившихся режимах, а с увеличением ускорения коленчатого вала разность этих значений растет. Так, при увеличении максимального ускорения от 12 до 23 рад·с⁻², максимальные отклонения периода задержки воспламенения возрастают от 18 до 35 % [26]. Увеличение периода задержки воспламенения приводит к тому, что первые циклы рабочего процесса протекают с показателем динамичности близким к единице (отношение количества топлива, поданного за период задержки воспламенения, ко всему количеству топлива, поданного в цилиндр дизеля). Последнее, в свою очередь, вызывает значительный рост давления в цилиндре двигателя по сравнению с установившимися режимами.

Например, дизель СМД-62 при малых частотах вращения коленчатого вала имеет жесткость процесса сгорания 8 МПа/рад, а в первых циклах после пуска из холодного состояния – 60...70 МПа/рад, что определяется величиной показателя динамичности (на установившихся режимах показатель динамичности не превышает 0,4, в то время, как в конце переходного процесса двигателя – не ниже 0,8) [24]. Соответственно, уровни максимальных давлений сгорания p_z на неустановившихся режимах на 10...20 % превышают давление сгорания на стационарных режимах. При этом момент достижения максимального давления смещается ближе к ВМТ (1... 2° поворота коленчатого вала (ПКВ) после ВМТ, против 8... 10° ПКВ после ВМТ на установившемся режиме), что приводит к увеличению силы, действующей на шатун, кривошип коленчатого вала, шатунные и коренные подшипники. Это в сочетании с отрицательным влиянием неустановившегося процесса на работу сопряжений в двигателе является одной из причин перехода от жидкостного к смешанному, а иногда, и к граничному режиму трения особенно подшипников скольжения коленчатого вала

[26]. Продолжительность такого трения на неустановившихся режимах зависит как от жесткости цикла, так и общей длительности процесса сгорания по углу поворота коленчатого вала, которая изменяется в широких пределах, ввиду нарушения процессов топливоподачи и наполнения [26].

Некоторые авторы снижение долговечности деталей КШМ в большей мере связывают с изменением жесткости сгорания. Так, в работе [26] установлено, что одна и та же суммарная сила (от давления газов и сил инерции) в зависимости от скорости нарастания давления создает в деталях различные напряжения. Поэтому влияние жесткости сгорания на максимальное давление в шатунных шейках учитывается динамическим коэффициентом. Далее в указанной работе отмечается, что у двигателя 4Т38ДВ с учетом динамического коэффициента при мгновенном возрастании давления от p_c до p_z максимальное удельное давление на шатунную шейку увеличивается на 42 % по сравнению со статическим приложением p_z . Аналогичный вывод делается и в работе [24], где кроме того уточняется, что одновременно со смещением момента приложения максимальной силы во многих видах неустановившегося режима наблюдаются значительные увеличения нагрузок как от сил давления газов, так и от суммарной силы (сумма газовой и инерционной составляющей в момент возникновения максимального давления сгорания).

При разработке новых методов расчета и испытаний деталей КШМ и ЦПГ представляет интерес также изучение характера взаимосвязи динамических показателей цикла (максимальное давление сгорания и скорость его нарастания) с различными видами возмущающих или управляющих воздействий, проявляющегося в конечном итоге в снижении показателей надежности.

Многие авторы [24, 26] обращают внимание на то, что условия эксплуатации, характеризующиеся частыми и резкими изменениями режимов, сопровождаются колебаниями динамических показателей рабочего цикла и появлением дополнительных нагрузок, которые оказывает резкое влияние на интенсивность изнашивания и теплонапряженность деталей двигателя. С целью количественной оценки качества переходного процесса А.Д. Кудряшом при разработке методов улучшения технического состояния дизелей [27] предложено понятие коэффициента ухудшения качества переходного процесса η_{kk} . Автором

отмечается, что для данного конструктивного исполнения дизеля при неизменной его регулировке, качество переходного процесса, в первую очередь, определяется скоростью выхода рейки топливного насоса и величиной приращения индикаторной мощности, являющихся основными причинами, приводящими к рассогласованию в работе систем подачи воздуха и топлива, которое, в конечном итоге, способствует увеличению износа и теплонапряженности деталей двигателя.

Скорость выхода рейки v_r за переходный процесс равна

$$v_r = (h_{\max} - h_{rt_1}) / (t_2 - t_1),$$

где h_{\max} – максимальное значение выхода рейки за переходный процесс в момент времени t_2 ; h_{rt_1} – величина выхода рейки в момент t_1 ; t_1 и t_2 – моменты начала и окончания переходного процесса.

Коэффициентом ухудшения качества переходного процесса принимается отношение

$$\eta_{kk} = \frac{Q_{st.}}{Q_{din}}, \quad (6.7)$$

где $Q_{din.}$ – количество тепла, которое фактически подведено в реальном процессе; $Q_{st.}$ – количество тепла подведенное в «идеальном» переходном процессе.

Под "идеальным" переходным процессом подразумевается процесс, который состоит на ряда последовательно установившихся режимов, каждый из которых определяется фактическими значениями показателей цикла, имеющими место в реальном переходном процессе.

Как показали экспериментальные исследования [26] скорость изнашивания и теплонапряженность деталей КШМ и ЦПГ зависит как от амплитуды, так и периода колебаний нагрузки. Например, средний износ подшипников при уменьшении периодов от 44 до 4 с. возрастает в 2,5 раза.

Износ тракторных двигателей Д-240 в условиях неустановившихся режимов исследовался также П.П. Хрушковым [28] на стенде, который позволял осуществить синусоидальное изменение нагрузки. При этом ставилась задача приблизиться к наиболее тяжелым эксплуатационным режимам работы трактора, характеризующимся степенью неравномерности момента сопротивления 0,3...0,5 и периодом его изменения 2...3 с. На основании выполненных исследований следует, что

различие динамических показателей рабочего цикла в неустановившихся и установившихся режимах зависит, в основном, от колебаний момента сопротивления, рейки топливного насоса и частоты вращения. Отклонение показателей тем больше, чем меньше исходная нагрузка в начале разгона. Неравномерность частоты вращения приводит к возникновению неустановившегося режима в смазочной системе. Наименьшая подача масла совпадает по фазе с наибольшими динамическими показателями цикла, при этом ухудшается очистка масла. Загрязненность масла элементами износа возрастает в увеличением размаха колебаний рейки топливного насоса [28].

В своей работе П.П. Хрушков [28] делает вывод, что на неустановившихся режимах колебаний угловой скорости возрастает нагруженность шатунных подшипников и увеличивается относительный эксцентриситет, что нарушает гидродинамический режим смазки. Уменьшение толщины масляного слоя приводит к расширению зон касания образующих шеек вала и подшипников, при этом возможен переход к граничному трению с разрывом масляной пленки, что увеличивает теплонапряженность и абразивный износ. Испытания дизеля СМД-62 позволили определить минимальную толщину масляного слоя в шатунных подшипниках и выявить режимы, при которых происходит нарушение гидродинамики смазки и появляется граничное трение. К таким, в первую очередь, относятся переходные режимы (прием и сброс нагрузки, резкое изменение частоты вращения вала), во вторую – режимы номинальной мощности и максимального крутящего момента [26]. Продолжительность контакта поверхностей шейки вала и вкладыша в момент действия максимальных газовых сил на указанных режимах различна. Максимальная продолжительность составляет 110... 120° ПКВ и была зарегистрирована при резком набросе нагрузки. При сбросе нагрузки продолжительность контакта составила 80... 90° ПКВ. На установившихся режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента продолжительность контактов поверхностей шейки вала и вкладыша существенно меньше и составляет 20...30° ПКВ [28].

В силу перечисленных особенностей эксплуатации тракторных двигателей в процессе их проектирования и доводки при разработке методов расчета и ускоренных стендовых испытаний необходимо учитывать действительное значение нагрузки от действия газовых и инерционных сил.

Максимальное давление на шатунную шейку и, соответственно, на коренные, имеют место, когда поршень находится вблизи ВМТ (т.

е. при угле поворота коленчатого вала $\alpha \approx 0$). В этот же момент наблюдаются наиболее опасные для вкладышей минимальные толщины смазочного слоя и гидродинамического давления. В этом случае максимальное усилие $R_{sh.sh.}$, действующее на шатунную шейку равно:

$$R_{sh.sh.} = p_z F_{\Pi} - [m_j(1 + \lambda) + m_2] R \omega^2, \quad (6.8)$$

где p_z – максимальное давление газов; F_{Π} – площадь поршня; m_j – масса деталей, совершающих возвратно поступательное движение; $\lambda = R/l_{sh}$; R – радиус кривошипа; l_{sh} – длина шатуна; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; m_2 – часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки.

Таким образом, максимальную силу, действующую на детали КШМ, можно оценить по разности между максимальной газовой силой и силой инерции масс кривошипно-поршневого комплекта, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движение. Так как при возрастании нагрузки потребителя – приема нагрузки максимальное давление сгорания p_z увеличивается, а угловая скорость вращения коленчатого вала уменьшается, то сила, действующая на шатун, будет соответственно увеличиваться. В работе [28] по результатам индцирования двигателя СМД-62 (дизель с наддувом) получена эмпирическая зависимость для определения величины p_z по кривой изменения крутящего момента внешней скоростной характеристики:

$$p_z = \frac{p_{zn}}{M_n \omega_n} (0,03 M \omega_n + 0,17 M \omega_n + 0,12 M_n \omega + 0,68 M_n \omega_n), \quad (6.9)$$

где p_z – максимальное давление сгорания на номинальном режиме работы двигателя; M_n, ω_n – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала на этом режиме; M, ω – текущие значения крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Зависимость (6.9), имеет частный характер, так как при проверке изменения p_z по внешней скоростной характеристике для дизелей других марок погрешность по сравнению с экспериментальными данными составляет больше 10 %.

Отметим, что на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» была разработана методика моделирования внешней скоростной характеристики и регуляторной характеристики по данным прототипа [29, 30]. Как показывает опыт использования этой методики

только на начальном этапе моделирования внешней скоростной характеристики погрешность вычисления до 10 %, а на всем остальном участке не выше 2...3%.

На основании расчетных и экспериментальных данных при коэффициенте перегрузки $k_p=0,90$ [28] увеличение нагрузки на подшипник при выбросах момента сопротивления составляет 31 %.

6.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

6.4.1. ОТКАЗЫ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Как показали результаты наблюдений двигателей в условиях реальной эксплуатации [29, 30] отказов III группы сложности тракторных дизелей из-за поломок коленчатых валов составляли только 9 % по двигателю А-41 (АМЗ), 6 % – Д240 (ММЗ). Поломки происходили, как правило, по шестой или седьмой щеке. Ни один из отказов не признан из-за конструктивной недоработки, а в основном из-за неправильного исполнения галтелей из-за увеличения концентрации напряжений, прижогов шеек при закалке ТВЧ и выход закалочного слоя на галтель (что вызывает существенную концентрацию напряжений в галтели). Другими словами, все отказы вызваны нарушениями технологии при производстве коленчатых валов. В двигателе Д-260Т произошла поломка коленчатого вала по шестой коренной шейке из-за крутильных колебаний.

Заметим, что важным фактором прочности коленчатого вала является влияние крутильных колебаний [31]. Эти колебания вызывают напряжения в сечениях вала, в несколько раз превышающие напряжения от среднего крутящего момента двигателя, который изменяющийся с высокой частотой от вынуждающего момента. Приобретая наибольшее значение в узлах колеблющейся системы (для автомобильных и тракторных двигателей наиболее опасной формой колебаний является одноузловая, с узел колебаний – у маховика), эти моменты вызывают систематические поломки в частях вала, обычно не наиболее нагруженному по статическому расчету. По нашим данным, если напряжения от крутильных колебаний коленчатого вала в узле колебаний достигает выше 25 МПа, то требуется разработка мероприятий по снижению уровня крутильных колебаний (установка демпфера

или изменение жесткости коленчатого вала). В расчете прочности этот фактор должен был принят, как один из основных. Даже расчет коленчатого вала с учетом статической неопределенности коленчатого вала (вал четырехцилиндрового дизеля опирается на пять опор, а расчет ведется по разрезной схеме отдельного кривошипа) не обеспечивает надежность коленчатого вала, если не учитывать крутильные колебания.

Поломки коленчатых валов от крутильных колебаний происходили на дизелях 6ЧН 13/14 (СМД-31), 6Ч 10,5/12 (Д-160) и 8ЧН 15/16 (8-ДВТ-330).

На дизеле 6ЧН 13/14 (СМД-31) был установлен жидкостной (силиконовый) демпфер крутильных колебаний. Однако ввиду неправильного выбора торцевых зазоров между корпусом и маховиком демпфера произошла полимеризация (дилатансия) полиметилсилоксановой жидкости, что привело к заклиниванию маховика демпфера и поломке коленчатого вала. Хотя в дальнейшем нами [31] был спроектирован жидкостной демпфер, конструкторы предпочли установить резинометаллический демпфер.

На дизеле 6Ч 10,5/12 (Д-160) не был установлен демпфер крутильных колебаний. Однако при испытаниях на стенде при наработке около 180 мото-часов произошла поломка по шестой коренной шейке (в узле колебаний). Был спроектирован оптимальный демпфер внутреннего трения (резиновый), который показал свою эффективность [29, 31].

Усталостные трещины от кручения, в том числе и от крутильных колебаний, для коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей чаще возникают в поперечных сечениях с отверстием для смазки подшипников, а не по галтели сопряжения шейки со щекой. При неудовлетворительной обработке сопряжения отверстия для смазки с внутренней поверхностью продольного сверления шейки трещина усталости при крутильных колебаниях возникает на этой внутренней поверхности.

От изгиба при действии нагрузок в плоскости кривошипа трещина зарождается по месту сопряжения шатунной шейки и щеки. Трещина распространяется по сечению щеки, начиная на внутренней по отношению к колену галтели и выходя на наружную. Отметим также, что место зарождения трещины находится ближе к плоскости щеки,

что еще раз свидетельствует о существенном влиянии концентрации напряжений при резком изменении поперечного сечения (как в данном случае). Как отмечает С.В. Серенсен [32] истинные напряжения в местах концентрации напряжений на пределе усталости вала примерно соответствуют пределам усталости материала при отсутствии концентрации для тех же абсолютных размеров. Это еще раз показывает, что при расчете необходимо использовать данные о действительном распределении напряжений в зонах концентрации [30]. На рис. 29 показан пример разрушения коленчатого вала экспериментального (конструкции НИКТИД) дизеля 2Ч 7,6/8,0 по щеке. Трещина усталости возникла на галтели, но не по плоскости сечения кривошипа, а на некотором расстоянии от этой плоскости вдоль контура поперечного сечения. С влиянием напряженности, возникающего от крутящего момента это смещение, видимо, не связано, так как максимальные напряжения в галтели от кручения вдоль нее распределяются почти равномерно [32]. Трещина усталости появилась в результате некачественной обработки (шлифования) галтели.

На поверхности излома легко можно различить две зоны: одну гладкую с притертой поверхностью и другую крупнозернистую поверхность, характерную для разрушения хрупких материалов.

Гладкая зона поверхности излома образуется постепенно в результате развития трещины усталости. Поверхность ее получается гладкой в результате притирания поверхностей трещины, которая при переменных напряжениях раскрывается и закрывается при каждом цикле. Зона крупнозернистого хрупкого излома объясняется тем, что у конечного края трещины, постепенно проникающей в глубь детали, имеет место сложное напряженное состояние, которое приводит к хрупкому разрушению.

На рис. 30 показан типичный излом коленчатого вала. Разрушение начинается в наиболее напряжённом сечении по линии, близкой к оси симметрии смазочного отверстия, в месте, где ось симметрии пересекается с поверхностью галтели. Появившаяся в галтели трещина 1 развивается в направлении наибольших напряжений на поверхности отверстия 2. На противоположенной стороне также имеется очаг трещины 3, которая развивается практически одновременно с первой. На участке 4 происходит усталостное разрушение щеки колена, называе-

мое участком избирательного развития трещины. На участке 5 скорость роста трещины резко возрастает, что приводит к окончательному разрушению щеки вала.

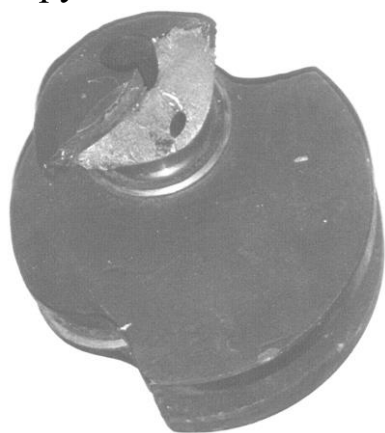


Рис. 29. Разрушение коленчатого вала дизеля 2Ч 7,6/8,0 по щеке от действия напряжений изгиба

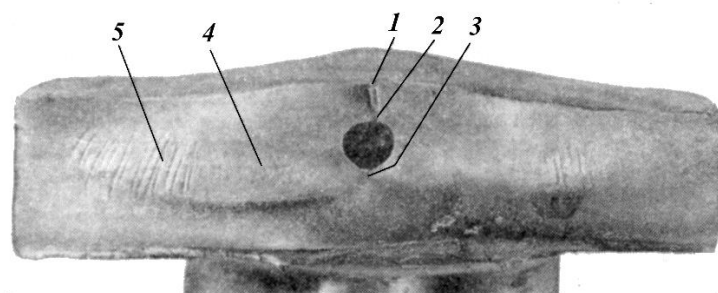


Рис. 30. Зоны усталостного разрушения коленчатого вала: 1 – очаг трещины; 2 – отверстие, как концентратор напряжений; 3 – второй очаг трещины; 4 – участок усталостного развития трещины; 5 – участок разрушения из-за больших напряжений

Наибольшее количество поломок валов происходит по щекам с очагом зарождения трещины в галтелях при переходе от шатунной шейки в щеку. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях из-за малого радиуса или подрезов при обработке.

Так, например, из 100 обследованных поломок коленчатых валов дизелей 4Ч 13/14 [32] более 90 произошло по щекам из-за появления усталостных трещин в галтелях. Исследования, проведенные в Краковском институте материаловедения и технологии металлов [32], показали, что причиной выхода из строя коленчатых валов тракторных ДВС в 85 случаях из 100 явились изломы щек по перекрытию из-за усталостных трещин в галтелях как следствие высокой концентрации напряжений в них.

6.4.2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Жидкостные демпферы крутильных колебаний коленчатых валов ДВС (рис. 31) представляют собой корпус 1 демпфера, жестко установленный на валу. В корпусе имеется отверстие для выхода воздуха при заливке в корпус вязкой жидкости, закрываемое заглушкой 2.

Маховик 3 демпфера устанавливается в корпус и полость, закрывается крышкой 4, которая приваривается к корпусу аргоновой сваркой.

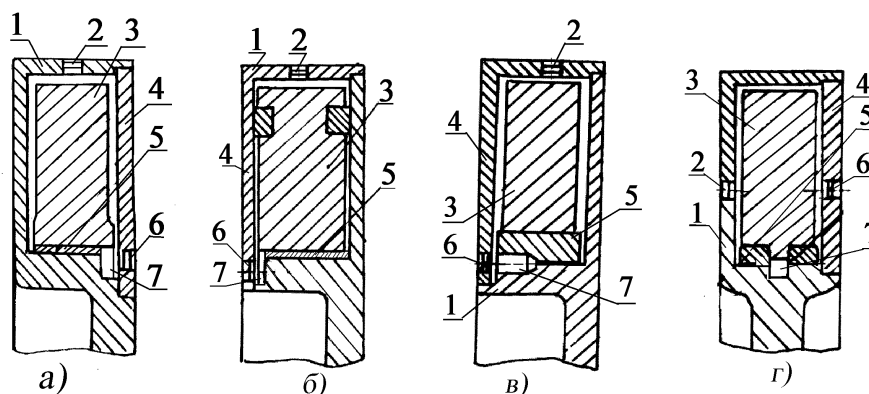


Рис. 31. Применяемые конструкции жидкостных демпферов:
 1 – корпус демпфера; 2 – заглушка отверстия для выхода воздуха при заливке ПМС жидкости; 3 – маховик демпфера; 4 – крышка демпфера; 5 – подшипники скольжения; 6 – заглушка отверстия для заливки ПМС жидкости; 7 – компенсационная полость: а – г – различные конструктивные оформления жидкостных демпферов

Маховик может вращаться на подшипниках 5. Через отверстие в крышке в зазоры между крышкой и маховиком заливают полимер линейной структуры – полиметилсилоксановую (ПМС) жидкость и закрывают заглушкой 6. В корпусе 1 имеется компенсационная полость для расширения жидкости ПМС при нагреве.

Таким образом, как это следует из конструкции жидкостных демпферов крутильных колебаний, маховик демпфера и корпус разделены зазором, в котором находится тонкий слой полиметилсилоксановой или силиконовой жидкости с высокой динамической вязкостью. Так, для выпускаемых отечественной промышленностью полиметилсилоксановых жидкостей ПМС-20000...ПМС-1500000 динамическая вязкость η_0 находится в пределах $\eta_0 = 20 \dots 1500 \text{ Па} \cdot \text{с}$ [31].

При равномерном вращении коленчатого вала жидкостный демпфер вращается с ним как одно целое. При возникновении крутильных колебаний вала маховик демпфера 3 на подшипнике стремится продолжать равномерное вращение, вследствие чего между ним и корпусом появляется относительная скорость смещения. В результате этого смещения в силиконовой жидкости, находящейся в зазорах, возникает

сила трения. При этом часть энергии возмущающих моментов, вызывающих крутильные колебания коленчатого вала, поглощается внутренним трением в слоях силиконовой жидкости и рассеивается затем в окружающую среду. Тем самым уменьшается амплитуда крутильных колебаний.

Исследование причин недостаточной их надежности в эксплуатации для дизелей 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330), 6ЧН 11/12,5 (Д-260Т), 6ЧН 12/14 (СМД-31) выявил наиболее характерные отказы: износы подшипников скольжения 5 при центровке маховика демпфера 3 по внутреннему диаметру (см. рис.30) или при центровке по наружному диаметру, повышение вязкости или «загущение» [31] полиметилсилоксановой жидкости ПМС. При больших износах подшипников или повышении динамической вязкости жидкости ПМС происходит заклинивание маховика, поэтому демпфер перестает выполнять свою основную функцию – снижение амплитуд крутильных колебаний. Рассмотрим возможные причины появления этих отказов и пути их устранения [31].

Износ подшипников скольжения вызван действием центробежной силы неуравновешенной массы маховика демпфера 5. Устранить динамическую неуравновешенность можно тщательной балансировкой маховика.

Для снижения износа подшипников скольжения, которые обычно изготавливаются из бронзы Бр.ОЦС-5-5-5, можно подобрать другие износостойкие материалы. Так, для изготовления жидкостных демпферов в НИКТИД нами использовались для подшипников материалы на основе ароматических полиамидов, обладающих способностью уменьшать трение, в частности, фенилон С-2 или графелон 20 [31]. Для дизеля 8ДВТ-330 были изготовлены опытные образцы демпферов, маховики которых центрировались по внутреннему диаметру на подшипниках, выполненных из фенилона С-2 и графелона 20. Результаты проведенных стендовых испытаний опытных образцов подтвердили, что износостойкость подшипников из полиамидов в 2...2,5 раза выше, чем изготовленных из бронзы Бр.ОЦС-5-5-5.

Повышение вязкости или дилатансия [31] жидкости ПМС имеет другую причину. Как известно, сила трения P_{tr} , возникающая при относительной скорости v смещения двух разделенных зазором h поверхностей с площадями S каждая, определяется по формуле

$$P_{tr} = \eta S v / h = \eta S D, \quad (6.10)$$

где η – динамическая вязкость жидкости, Па·с; $D = v/h$ – градиент скорости сдвига.

Примем, что при крутильных колебаниях корпус и маховик совершают угловые колебания по гармоническому закону $\varphi = A_i \sin \omega_c t$, где A_1 и A_2 ($i= 1,2$) – амплитуды колебаний маховика и корпуса демпфера; t – время; ω_s – круговая собственная частота наиболее опасной формы колебаний исследуемой крутильной системы. В этом случае максимальное значение градиента скорости сдвига D в радиальном зазоре равно [31]:

$$D = \frac{v}{h} = \frac{r_{ex} \dot{\varphi}}{h_r} = \frac{(A_1 - A_2) \omega_s r_{ex}}{h_r}, \quad (6.11)$$

где h_r – радиальный зазор; r_{ex} – внешний радиус маховика; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость маховика при крутильных колебаниях; ω_s – частота собственных крутильных колебаний; A_1, A_2 – амплитуды крутильных колебаний маховика и корпуса демпфера соответственно.

В торцевых зазорах:

$$D = \frac{r(A_1 - A_2) \omega_s}{h_t}, \quad (6.12)$$

где $r \in [0, r_{ex}]$ – расстояние от оси вращения до произвольной точки торцевой поверхности маховика; h_t – торцевой зазор.

Таким образом, в жидкостном демпфере крутильных колебаний градиент скорости сдвига D зависит от относительной скорости v маховика и корпуса демпфера, а также радиального h_r и торцевых h_t зазоров (см.рис.31). При этом в соответствии с зависимостью (6.11) в радиальных зазорах $D = const$, а в торцевых из (6.12) – градиент скорости сдвига переменный: $D=var$.

Как следует из формулы (6.10) сила трения P_{tr} прямо пропорциональна D . При увеличении ее в жидкости ПМС сначала проявляется эффект разжижения (снижения вязкости). Э.Т.Северс [31] объясняет это явление следующим обстоятельством. Произвольно изогнутые полимерные цепи ПМС деформируются под действием приложенных напряжений сдвига, оказывая тем самым меньшее сопротивление обтеканию, что и снижает динамическую вязкость. Однако, если концентрация полимера достаточно высока объемы деформирования малы, то

макромолекулы полимеров могут проникать друг в друга, образуя рыхлую гелеобразную структуру. Это приводит к появлению дилатансии или «загущению» полиметилсилоксановой жидкости под действием сдвига [31]. Вязкость полимера при этом существенно возрастает. Чтобы разрушить эту структуру и осуществить течение, требуется приложить конечной силы, а такая система ведет себя как бингамовское вязко-пластичное тело. При этом корпус демпфера и маховик вращаются как одно целое.

А.Лодж [31] называет возрастание вязкости при увеличении скорости сдвига «отрицательной тиксотропией» или «реопексией». В дальнейшем для этого явления будем использовать термин дилатансия, который, видимо, получил свое название при переводе с английского *deletion of viscosity* – потеря вязкости.

Повышение вязкости жидкости ПМС неизбежно вызывает повышенную амплитуду крутильных колебаний и разрушению коленчатого вала по сечению, совпадающей с узловой точкой. Такая структура в жидкости ПМС образуется, например, в демпфере двигателя 8ДВТ-330 при $D \geq 250 \text{ c}^{-1}$ после наработки последним 200...300 моточасов [31]. Если в жидкость ПМС попадают продукты износа (например, подшипников скольжения или боковых поверхностей корпуса, износы которых происходят из-за биения маховика), то дилатансия жидкости ПМС происходит еще и при меньших скоростях сдвига.

Расчетные исследования по оценке D в жидкости ПМС в демпферах СМД-60, СМД-31, СМД-23, Д-260Т, А-11ТА при варьировании величиной радиального зазора h_p по наружному диаметру маховика демпфера свидетельствуют, что критического значения градиент скорости сдвига $D_{кр}$ достигает при радиальных зазорах $h_r \leq 0,35...0,40 \text{ мм}$ (рис. 32). По данным ГНИХТЭОС для выпускаемых отечественной промышленностью полиметилсилоксановых жидкостей критическое значение $D_{кр}=250...300 \text{ c}^{-1}$ в диапазоне динамических вязкостей $\eta_0 = 20...1500 \text{ Па}\cdot\text{с}$ (ПМС-20000 – ПМС-1500000) [31].

Кроме того, при сборке демпфера после заполнения полости 5 силиконовой жидкостью крышка 4 (рис. 31) обычно приваривается к корпусу 1. При малых зазорах после сварки может происходить коробление стенок корпуса, что приведет к заклиниванию маховика.

Поэтому в целях повышения надежности работы (устранение задиров) торцевые и радиальные зазоры выбираются большей величины.

Однако излишнее их увеличение нерационально, так как в условиях сохранения оптимального демпфирования это требует применять жидкость ПМС повышенной вязкости. Это в свою очередь ухудшает надежность демпферов при низких температурах, а также это увеличивает трудоемкость заправки их силиконовой жидкостью.

Отметим также, что в случае малых торцевых зазоров даже при использовании жидкости ПМС с малой вязкостью наблюдаются разрушения на поверхностях корпусе демпфера и маховика кавитационного характера, при этом продукты износа также ускоряет процесс дилатации ПМС. Кавитация появляется из-за наличия в жидкости пузырьков воздуха, которые, перемещаясь при крутильных колебаниях вместе с жидкостью, попадают в область больших давлений, которые появляются при больших скоростях сдвига. При повышенном давлении жидкость со значительной скоростью устремляется внутрь пузырьков, происходит их схлопывание, сопровождающееся большими приращениями местных давлений. В результате этого возникает разрушение поверхностей корпуса и маховика демпфера (кавитационная эрозия). Для устранения кавитации жидкости ПМС необходимо перед заливкой ее в полость 5 удалить воздух, постепенно вытесняя его из корпуса демпфера.

При выборе торцевых h_t и радиальных h_r зазоров в жидкостных демпферах следует также учитывать, что вязкость жидкости ПМС существенно изменяется не только от градиента скорости сдвига D , но и от температуры. При расчетах необходимо учитывать действительную динамическую вязкость η_t жидкостей ПМС при температуре

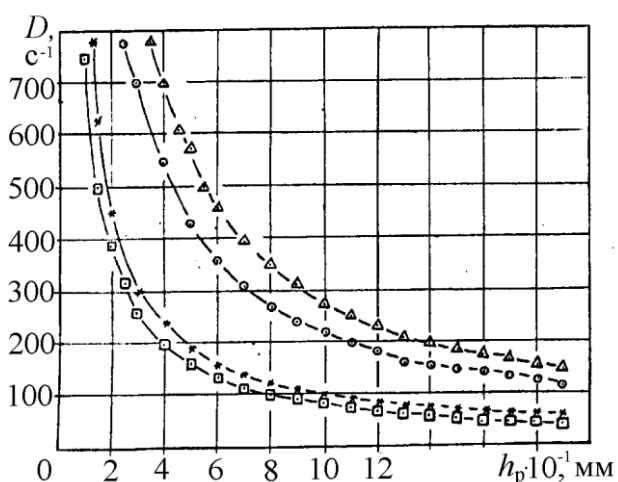


Рис.32. Зависимость скорости сдвига D полиметилсилоксановой жидкости от величины зазора по наружному диаметру маховика демпфера для дизелей: O - СМД-60; Δ - СМД-31; □ - СМД-23; ∇ - Д-260Т; • - А-11ТА

$t = 50 \dots 60^\circ\text{C}$ и градиент скорости сдвига D , поскольку это может привести к большим погрешностям при определении амплитуд крутильных колебаний и соответственно долговечности коленчатого вала с учетом переменных напряжений.

Поскольку при большом маховике демпфера в торцевых зазорах градиент скорости сдвига D переменный (скорость смещения $v = r\omega$, ω – угловая скорость корпуса демпфера) нами была разработана конструкция жидкостного демпфера крутильных колебаний (рис. 33), в котором торцевые поверхности маховика выполнены коническими с углом наклона (от внутренней поверхности) [31]

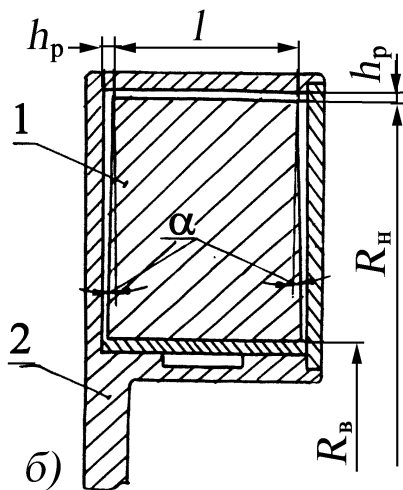


Рис. 33. Схема жидкостного демпфера: 1 – маховик; 2 – корпус; а – торцевые зазоры постоянные; б – торцевые зазоры конические

зависит от зазора h_r и R_n . При этом немного уменьшается ширина маховика демпфера l , однако увеличивается коэффициент демпфирования ξ_0 .

Стандовыми и эксплуатационными испытаниями с демпферами крутильных колебаний жидкостного трения форсированных тракторных и комбайновых дизелей установлено, что гарантированная работа демпфера обеспечивается при зазорах между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика, равных $h_r = 0,8 \dots 1,2$ мм по наружному диаметру (радиальный зазор) и не менее $h_t = 0,2 \dots 0,4$ мм по внутреннему, а также $0,5 \dots 1,0$ мм на сторону по торцевым поверхностям, если конструкция выбрана с постоянными торцевыми зазорами.

При выборе торцевых h_t и радиальных h_r зазоров в жидкостных демпферах следует также учитывать, что вязкость жидкости ПМС существенно изменяется не только от градиента скорости сдвига D , но и

конструкция жидкостного демпфера крутильных колебаний (рис. 33), в котором торцевые поверхности маховика выполнены коническими с углом наклона (от внутренней поверхности) [31]

$$\alpha = \arctg(h_r / R_{ex}), \quad (6.13)$$

где h_r – радиальный зазор, выбранный при оптимальном демпфировании, при котором не произойдет дилатансия полиметилсилоксановой жидкости, а также коэффициент демпфирования ξ_0 будет максимальным; R_{ex} – наружный радиус маховика демпфера.

В конструкции такого демпфера (см. рис. 32) на наружном радиусе R_n зазоры $h_t = h_r$. Угол α в формуле (6.13)

от температуры [31]. При расчетах необходимо учитывать действительную динамическую вязкость η_t жидкостей ПМС при температуре $t = 50 \dots 60^\circ\text{C}$ и градиент скорости сдвига D , поскольку это может привести к большим погрешностям при определении амплитуд крутильных колебаний и соответственно долговечности коленчатого вала с учетом переменных напряжений.

В автомобильных двигателях широкое распространения получили резиновые демпферы крутильных колебаний, в которых резиновый слой может быть в виде цилиндра (рис.34, а) или иметь в продольном сечении Г-образную форму (сопряжение цилиндра и диска) (рис. 34, б), для изготовления которых используется чаще всего сырая резина [31].

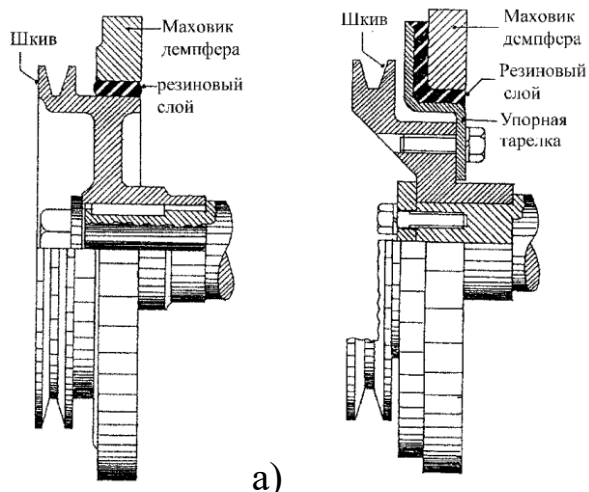


Рис. 34. Демпфер внутреннего трения: а – резиновый слой цилиндрической формы; б – Г-образной

Правда, демпферы внутреннего трения цилиндрической формы могут изготавливаться из готовой резины (после вулканизации), которая выполняется в виде стержней прямоугольной формы. Заготовки, равные длине окружности в зазоре между шкивом и маховиком демпфера (см. рис.34, а), запрессовываются в этот зазор. Для удобства запрессовки поверхности часто смазывают мыльным раствором. Сырая резина является пластичной, вследствие чего ей может быть придана необходимая форма, которая фиксируется после вулканизации, а сама резина приобретает значительную упругость.

Наиболее частыми причинами отказов демпферов внутреннего трения является расслаивание резины под действием температуры, масла и циклического изменения напряжений [31]. Кроме того, при вулканизации особенно Г-образной формы резинового демпфера из-за высоких касательных напряжений, происходит отслоение резины от боковых поверхностей шкива и маховика (см. рис. 33, б). Для повышения долговечности таких демпферов необходимо строго соблюдать

технологии изготовления, а кроме того, необходимо провести предварительный расчет резинового слоя на предмет допустимости касательных напряжений [31]. Заметим, что на выпускаемых двигателях автомобилей ВАЗ 2110 на начальном этапе, на маховике демпфера была нарезана шестерня для привода клиновым ремнем механизма распределения. Под действием момента маховик демпфера проскальзывал на резиновом слое из-за чего происходит изменение фаз газораспределения.

Для демпферов внутреннего трения цилиндрической формы один из возможных видов отказов – соскок (или выпрессовывание) маховика демпфера (см. рис. 34, а) с резинового слоя под действием вибрационных и боковых нагрузок. Для устранения таких отказов часто приклеивают цилиндрические поверхности демпфера к соответствующим поверхностям маховика и шкива. Нами было предложено простое конструктивное решение за счет центрирования маховика относительно оси симметрии О-О (рис. 35), перпендикулярной оси вращения [31].

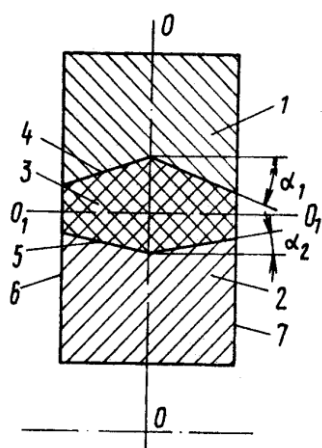


Рис. 35. Центрирование маховика на упругом слое (патент РФ № 2034184)

В демпфере крутильных колебаний, содержащем маховик 1 в виде кольца, коаксиально установленные и запрессованные в нем упругую резиновую втулку 3 и цилиндрической части шкива 2, противоположные поверхности маховика 4 и шкива 5 выполнены наклонными к торцовым поверхностям 6 и 7 с углами наклона α_1 и α_2 , равными или большими углов трения поверхностей 4 и 5, а также резиновой втулкой 3 (см. рис. 35). Это позволяет удерживать маховик строго по оси симметрии, а кроме того, происходит центрирование его, поскольку перемещение может происходить только в сторону меньшей деформации резинового слоя, т. е. к оси симметрии ОО.

6.4.3. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ СИЛОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Надежность силовых резьбовых соединений в конструкциях автомобильных, тракторных и комбайновых двигателей в значительной

мере определяется правильностью их затяжки, характеризуемой выбором ряда показателей: усилия предварительной затяжки Q_0 (или момента затяжки M_z), а также точностью и стабильностью обеспечения его при сборке; конструкцией головок болтов и резьбового участка (конструкцией контактирующих поверхностей); метода упрочнения резьбового участка, опорных поверхностей под головку болта или гайку (наличие элементов самостопорения) и др. Ниже приведены результаты собственных исследований в НИКТИД по надежности силовых резьбовых соединений.

В двигателестроении наиболее широко применяются такие методы контроля усилия затяжки, как измерения: крутящего момента на ключе (момента завинчивания или затяжки M_z); угла поворота гайки или болта (определяемого с начала их прилегания на опорную поверхность до достижения конечного момента M_z на ключе или замеренного другим способом усилия затяжки Q_z); удлинения шатунного болта растягивающего усилия при затяжке гайки. Последний метод может быть использован только для закладных болтов и требует при их изготовлении длины с очень малыми допусками.

Метод контроля усилия затяжки с помощью измерения крутящего момента на ключе M_z наиболее прост, что предопределило его широкое распространение при механизированной сборке шатунов тракторных и комбайновых дизелей. Однако этот метод обеспечивает точность усилия Q_z не более $\pm 25\%$, хотя погрешность измерения момента не превышает $\pm 5\%$. Это вызвано тем обстоятельством, что при сборке в резьбе может быть окалина, что неизбежно вызовет увеличение момента затяжки, хотя усилие затяжки при этом не увеличивается.

Контроль стабильности затяжки силовых резьбовых соединений в эксплуатации оценивается:

- по стабильности усилия предварительной затяжки Q_0 при известных нагрузках на резьбовое соединение:

$$Q_0 = v(1 - \chi)P, \quad (6.13)$$

где v – коэффициент запаса для обеспечения плотности стыка; χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; P – нагрузка, приходящая на один болт;

- моментом затяжки:

$$M_z = kQ_0d, \quad (6.14)$$

где k – приведенный коэффициент трения, учитывающий трение на опорной поверхности болта или гайки, а также в резьбе;

- безразмерным коэффициентом k_c :

$$k_c = M_{str} / M_z, \quad (6.15)$$

где M_{str} – момент страгивания или момент на ключе при отвинчивании;

- приведенным коэффициентом трения k_{pr} в резьбе и на опорной поверхности болта и соединяемой детали:

$$k_{pr} = \frac{M_z}{Q_0 d}, \quad (6.16)$$

где d – наружный диаметр резьбы.

Для разработки мероприятий по повышению надежности резьбовых соединений, выпускаемых тракторных и комбайновых дизелей были проведены исследования по оценке разброса усилия затяжки Q_0 в условиях серийного производства дизелей Д-144, Д-240 и СМД-14НГ [35]. Момент затяжки M_z закладных шатунных болтов, установленный конструкторской документацией (КД), для дизелей Д-144 – $M_z = 100 \dots 120$ Н·м, Д-240 и СМД-14НГ – $M_z = 140 \dots 160$ Н·м. Моменты M_z приближенно определялись по формуле (6.14) в соответствии с расчетным усилием затяжки Q_0 .

При сборке шатунов устанавливали моменты затяжки M_z болтов (момент на ключе) по усилию затяжки Q_0 , которое определялось по удлинению болта Δl : $Q_0 = \Delta l / \lambda_b$, где $\lambda_b = l_b / (E_b F_b)$, l_b – длина болта в пределах стягиваемых деталей, $E_b F_b$ жесткость сечения стержня болта при его растяжении. Для уменьшения погрешности измерения торцевые поверхности головок и стержней болтов были дообработаны шлифованием. Это позволило определить M_z и Q_0 по тарировочному графику. Измерения проводили перед черновым растачиванием кривошипной головки и окончательной сборкой.

На рис. 36 показаны графики плотности вероятности нормального распределения момента затяжки M_z шатунных болтов перед черновым растачиванием отверстия кривошипной головки и после сборки шатунов в условиях серийного изготовления дизелей Д-144, Д-240 и СМД-14НГ (объемы выборки см. табл. 4). Исследования показали, что от точности затяжки шатунных болтов перед механической обработкой зависят допуски на отклонение от круглости и профиля продольного сечения под вкладыши кривошипной головки.

В табл.5 приведены данные обработки результатов измерений по данным выборки. Как видно из приведенных результатов при сборке дизелей Д-144 только 35 % были затянуты M_z в соответствии с КД, а 40% – с более низким моментом, что снижает надежность и, как будет показано ниже, увеличивает влияние на прочность шатунных болтов напряжений изгиба. Затяжка шатунных болтов моментом M_z , ниже установленного конструкторской документацией, снижает эксплуатационную надежность кривошипно-шатунного механизма, так как не обеспечивается плотность стыка разъема кривошипной головки.

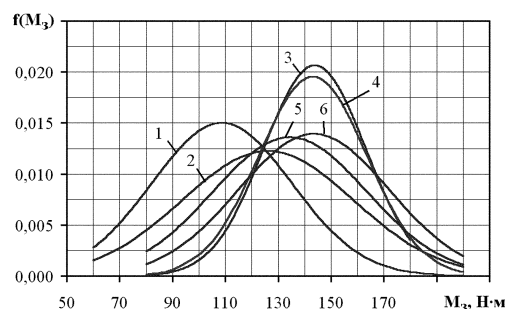


Рис. 36. Плотность вероятности нормального распределения момента затяжки M_z , Н·м шатунных болтов дизелей: 1, 3, 5 – Д-144, Д-240 и СМД-14НГ перед черновым растачиванием отверстия под вкладыши кривошипной головки; 2, 4, 6 – для тех же дизелей – после сборки

Таблица 5. Результаты измерений момента затяжки

Дизель	Выборка, шт	M_z в соответствии с КД, %	M_z ниже, установленного КД, %	M_z выше, установленного КД, %
Д-144	225/102	45/30	140/19	45/53
Д-240	213/175	58/52	93/80	62/43
СМД-14НГ	102/115	28/38	57/40	37/30

Примечания: 1. КД – момент M_z , установленный конструкторской документацией. 2. В числителе указан разброс (в %) значений M_z перед черновым растачиванием отверстия кривошипной головки шатуна, а в знаменателе – после сборки шатунов.

Разброс значений M_z вызван многими причинами, среди которых можно отметить возможное рассеяние коэффициента трения в резьбе, раннее срабатывание ключа предельного момента (вворачивание происходит не плавно, а рывками), грубая обработка опорной поверхности под головки и гайки шатунных болтов. Так, после упрочнения

поверхностным пластическим деформированием опорной поверхности под гайки шатунных болтов для дизелей Д-240 при окончательной сборке шатунов (выборка 200 штук) до 80 % значений M_z соответствовало величине, установленной в КД. Снижение момента затяжки M_z приводит к сложным отказам в двигателе.

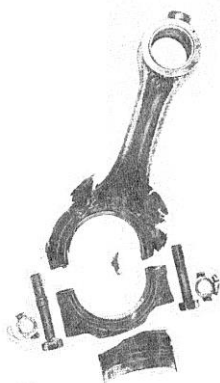


Рис. 37. Характер разрушения шатуна дизеля 4Ч13/14 из-за ослабления усилия затяга

На рис. 37 приведен результат разрушения шатуна дизеля 4Ч 13/14 (А-41) из-за ослабления усилия затяжки Q_0 шатунного болта, причиной которого явилась пластическая деформация шайб (на рис. 37 они располагаются рядом с шатунными болтами). В настоящее время шайбы под шатунные

болты не устанавливаются. Усилие затяжки шатунного болта обеспечивается за счет выбора опорной поверхности головки болта – с небольшим наклоном около 7° . После приложения усилия затяжки за счет упругих деформаций обеспечивается плотность стыка.

6.4.4. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для количественной оценки надежности подшипников целесообразно выбрать такой показатель, который бы наиболее полно характеризовал его работоспособность, а также последствия отказов в эксплуатации. В соответствии с ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике. Термины» вкладыши подшипников являются невосстанавливаемыми изделиями. Поэтому наиболее подходящим показателем, нашем случае, может служить наработка подшипников на отказ \bar{t} (среднее время между двумя соседними отказами) [29].

Опыт эксплуатации различных типов отечественных двигателей внутреннего сгорания показал, что наиболее характерными отказами подшипников коленчатого вала являются задиры (схватывание) и износ рабочих поверхностей сопряжения шейки вала-вкладыш, а также усталостное выкрашивание антифрикционного материала вкладышей.

С целью определения закономерностей возникновения отказов подшипников скольжения в условиях рядовой эксплуатации был про-

изведен статистический анализ состояния поверхностей трения вкладышей, демонтированных с двухсот двигателей СМД-60,62, имеющих различное количество часов наработки в эксплуатации и имеющих отказы причине разрушения подшипников,

На рис. 38 представлены гистограммы распределения предельных износов (а), задиров (б) и усталостного выкрашивания (в) антифрикционного слоя вкладышей в зависимости от наработки двигателей.

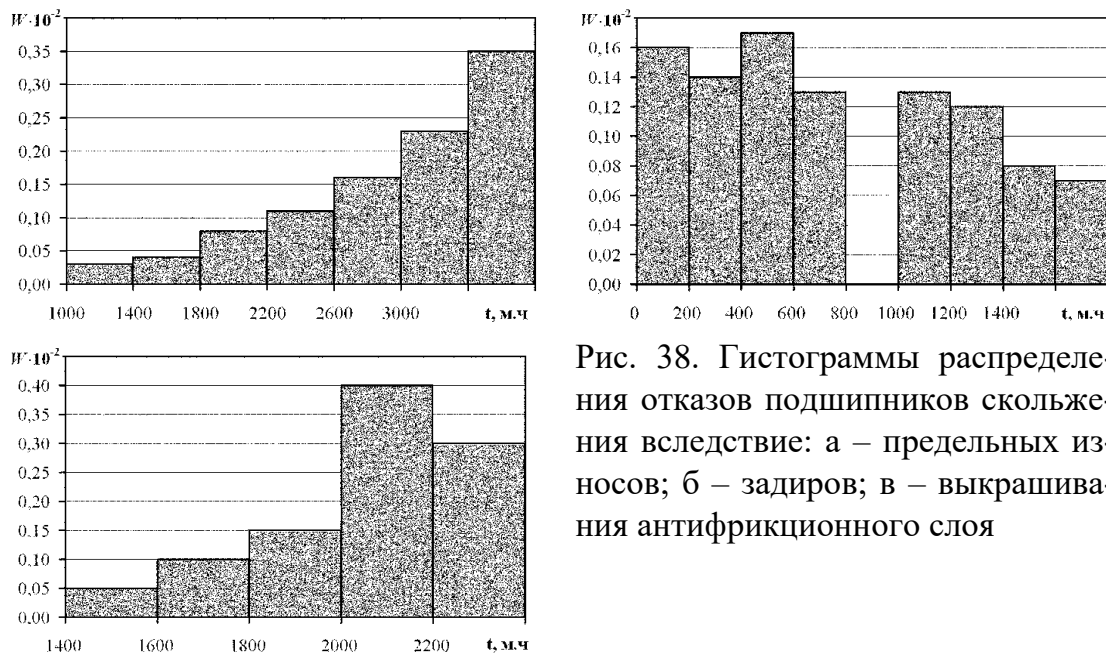


Рис. 38. Гистограммы распределения отказов подшипников скольжения вследствие: а – предельных износов; б – задиров; в – выкрашивания антифрикционного слоя

Внешний вид поверхностей трения подшипников, разрушенных по указанным выше причинам показан на рис. 39.



Рис. 39. Характерные виды разрушения вкладышей:
а – предельный износ; б – задир; в – усталостное разрушение

Усталостные разрушения подшипников проявляются в виде вы-

крашивания антифрикционного слоя, преимущественно верхних шатунных вкладышей, и начинаются в районе действия максимальных гидродинамических давлений. Величина площади разрушенной поверхности антифрикционного слоя колеблется в пределах от 0,5 до 6 см².

Предположительной причиной выкрашивания является несоответствие прочностных свойств подшипникового материала уровню действующих в смазочном слое гидродинамических давлений [26]. В то же время, увеличение зазоров в подшипниковых узлах по причине износов вкладышей приводят к высокочастотным вибрациям коленчатого вала, при которых возрастают пиковые значения гидродинамических давлений в масляном слое либо, вообще, происходит разрушение последнего [26]. В первом случае резко увеличивается вероятность усталостного разрушения, во втором – форсированного износа или задира контактирующих поверхностей. Таким образом, нарушение гидродинамики смазки, обусловленное некоторыми неустановившимися режимами работы двигателя в эксплуатации, приводит к интенсификации сразу всех видов отказов подшипников. Поэтому идея использования указанных режимов с целью разработки ускоренных методов оценки надежности подшипниковых материалов и их конструкции, вполне оправдана.

Как известно, с повышением усталостной прочности материалов снижается их антифрикционные свойства. Следовательно, при конструировании поршневых двигателей в разрабатываемых мероприятиях должны предусматриваться комплексное изучение свойств подшипниковых материалов для обеспечения им оптимальных характеристик как по усталостной прочности, так по износо- и задиростойкости.

6.4.5. ПРИЧИНЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЕЙ

Работа тракторного дизеля в условиях эксплуатации характеризуется неустановившимися нагрузочным и скоростным режимами, при этом эффективный крутящий момент M_e (среднее эффективное давление p_e) и частота вращения коленчатого вала n непрерывно изменяются в широких пределах. В результате этого меняется тепловая нагрузка на детали, образующие камеру сгорания (КС). Переходные процессы, возникающие в цилиндре двигателя во время выполнения трактором

различных сельскохозяйственных операций (трогание трактора с заглублением плуга, с прицепом, переключение передач и т.д.), являются наиболее неблагоприятными для деталей цилиндропоршневой группы) ЦПГ и для головки цилиндров (ГЦ) [36].

Форсирование двигателя по среднему эффективному давлению p_e и частоте вращения коленчатого вала n повышает нагрузки, действующие на ГЦ, что приводит к её преждевременному разрушению. По данным работы [68] увеличение мощности двигателя 12ЧН 14/14 (ЯМЗ-8401) с $N_e = 590$ кВт до $N_e = 721$ кВт вызвало появление трещин на огневом днище у 41% ГЦ уже после 250 часов работы.

Разрушение ГЦ связано с действием температурных и механических напряжений. Температурные напряжения обусловлены неравномерностью нагрева отдельных участков (стационарные) и колебаниями температуры газов, как в течение рабочего цикла (высокочастотные), так и при изменении режима работы двигателя (низкочастотные). Механические напряжения вызваны усилием затяжки крепежных шпилек при монтаже ГЦ, а также силами давления газов.

Наиболее характерными видами отказов ГЦ являются трещины со стороны днища на межклапанных перемычках, а также на перемычках между отверстиями под форсунку и впускным или выпускным каналами [36]. Так, например, в работе А.А. Захарова [37] приведены результаты исследования причин отказов ГЦ двигателей 12Ч 13/14 (ЯМЗ-240Б), поступивших в капитальный ремонт. У 100% обследуемых ГЦ обнаружена термическая деформация привалочной плоскости, а в 85% случаев имеются трещины на перемычках между форсуночным отверстием и отверстиями газоздушных каналов. При этом количество трещин на перемычках между отверстиями под форсунку, впускной и выпускной каналы примерно равное.

По данным отдела надежности и запасных частей управления главного конструктора Ярославского моторного завода [38] число ГЦ, выбракованных при капитальном ремонте из-за трещин в межклапанной перемычке, имеет стойкую тенденцию к росту и достигает в последние годы уровня 36% на менее форсированных двигателях, как, например, 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236М2), и доходит до 70% на наиболее форсированных двигателях 12ЧН 13/14 (ЯМЗ-240М2 и ЯМЗ-240НМ2). На двигателях 12ЧН 14/14 (ЯМЗ-8401) с $N_e = 590$ кВт трещины появляются через 500...1000 моточасов. К 3000 часов работы этого двигателя

100% ГЦ имели трещины в межклапанной перемычке. Кроме того, по причине отжига огневого днища на этих двигателях отмечается резкое падение твердости материала ГЦ, бывших в эксплуатации, с 76...110 до 43,6...48 НВ в зоне межклапанной перемычки, при этом отжиг происходит на глубину до 40 мм от привалочной поверхности.

Согласно данным работы [38] средняя наработка ГЦ двигателя 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) составляет 1000...2000 моточасов при эксплуатации в районах с холодным климатом. Основной отказ – растрескивание межклапанных перемычек, а также перемычек между отверстиями под форсунку и впускным или выпускным каналами. Характерные трещины на днище ГЦ представлены на рис. 40.

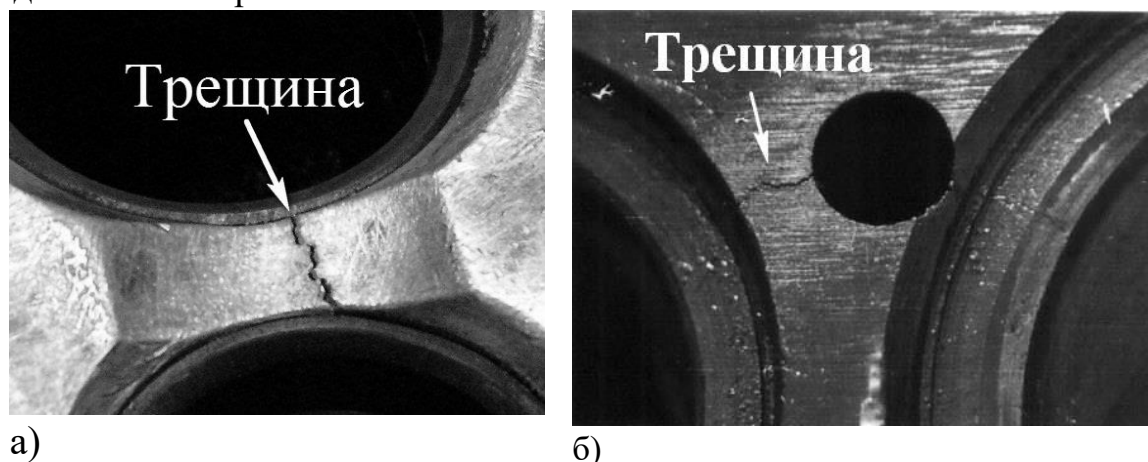


Рис. 40. Характерные трещины на межклапанной перемычке ГЦ дизеля 4ЧН 9,6/10,3 (Toyota 1KZ-T) (а) и на перемычке между отверстием под форсунку и выпускным каналом ГЦ дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238НБ) (б)

В работах [36, 37, 38] содержится вывод о том, что величина напряжений в межклапанной перемычке, вызванная перепадом температур, превосходит напряжения от монтажной нагрузки и от сил давления газов в цилиндре. Максимальные значения напряжений от воздействия температуры и силы давления газов, отстоят друг от друга на несколько градусов поворота коленчатого вала (5...20° ПКВ). Это объясняется протеканием зависимости характеристики тепловыделения $\frac{dX}{d\varphi} = f(\varphi)$,

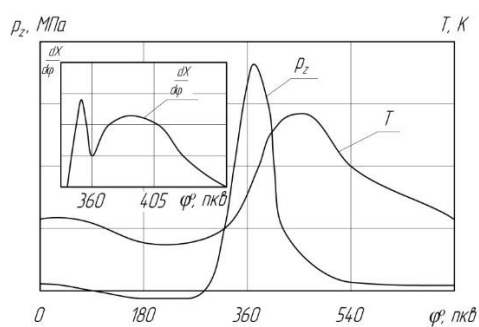


Рис. 41. Диаграмма изменения давления p_z и температуры T в цилиндре четырехтактного ДВС

которая показана на рис. 41. Экстремумы зависимостей давления газов $p_z = f(\varphi)$ и температуры $T = f(\varphi)$ также не совпадают. Температура

рабочего тела возрастает в процессе сгорания и достигает максимального значения после момента достижения максимального давления.

Для подтверждения того, что напряжения от действия перепада температур выше, чем напряжения от действия монтажной нагрузки и сил давления газов, автором был проведен расчет ТНДС [36]. Распределение интенсивности напряжений σ_i в ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при работе его на номинальном режиме и действии температурной нагрузки, приведено на рис. 42, а при действии монтажной нагрузки и сил давления газов на рис. 43.

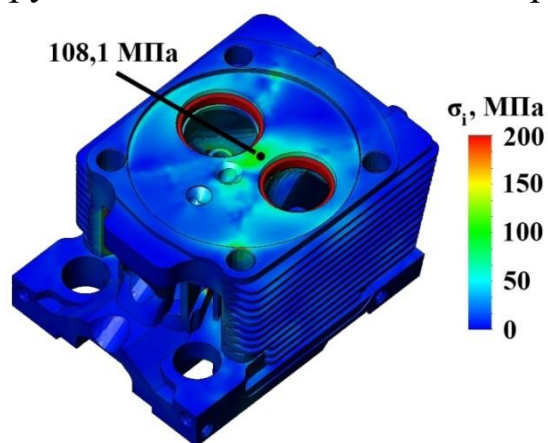


Рис. 42. Распределение интенсивности напряжений при действии температур

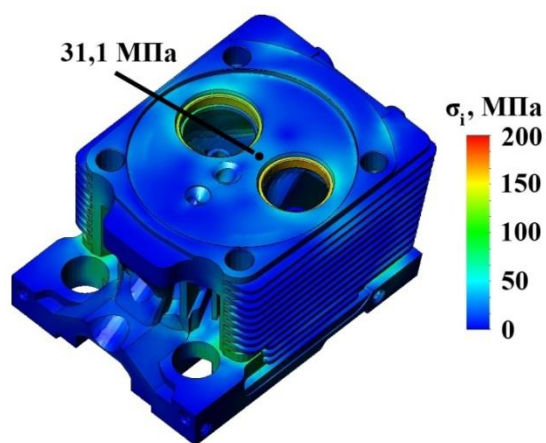


Рис. 43. Распределение интенсивности напряжений при действии монтажной нагрузки и сил давления газов

В соответствии с расчетными данными интенсивность напряжений σ_i в межклапанной перемычке ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при действии температур составила 108,1 МПа, а при действии монтажной нагрузки и сил давления газов 31,1 МПа, т.е. практически в 3,5 раза выше. Проведенный расчет подтверждает, что именно теплонпряженное состояние ГЦ определяет её долговечность.

Также, по данным приведенным в работе [89] для двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) максимальная величина температурных напряжений в межклапанной перемычке составила 64 МПа, в то время как напряжения от монтажной нагрузки не превышали 19,6 МПа, а от сил давления газов 9 МПа.

Температурное поле огневого днища характеризуется значительной неравномерностью [37]. Максимальные температуры локализуются в центральной части огневого днища, а в периферийной части они значительно ниже. Перепад температур по тепловоспринимающей поверхности может превышать 100 °С, а максимальные температуры

огневого днища колеблются в пределах 200...400 °С. Следует заметить, что температурные перепады возникают как по поверхности огневого днища, так и по его толщине. Авторы работы [39], анализируя результаты испытаний двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е), делают вывод о том, что уровень температурных напряжений в перемычках днища определяют температурные перепады в плоскости днища, так как по толщине они значительно меньше. Для двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) температурные перепады в плоскости днища составляют 40 °С, а по ширине межклапанной перемычки и ее толщине незначительны, и на номинальном режиме составляют 12 °С и 9 °С соответственно. Последнее связано в первую очередь с воздушным охлаждением ГЦ и высокой теплопроводностью алюминиевого сплава.

Распределение температур и интенсивности напряжений σ_i в ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) на режиме номинальной мощности по результатам расчета представлено на рис. 44.

На ГЦ действуют циклические тепловые нагрузки высокой частоты, обусловленные протеканием рабочего процесса и низкой частоты, возникающие при изменении режимов работы двигателя.

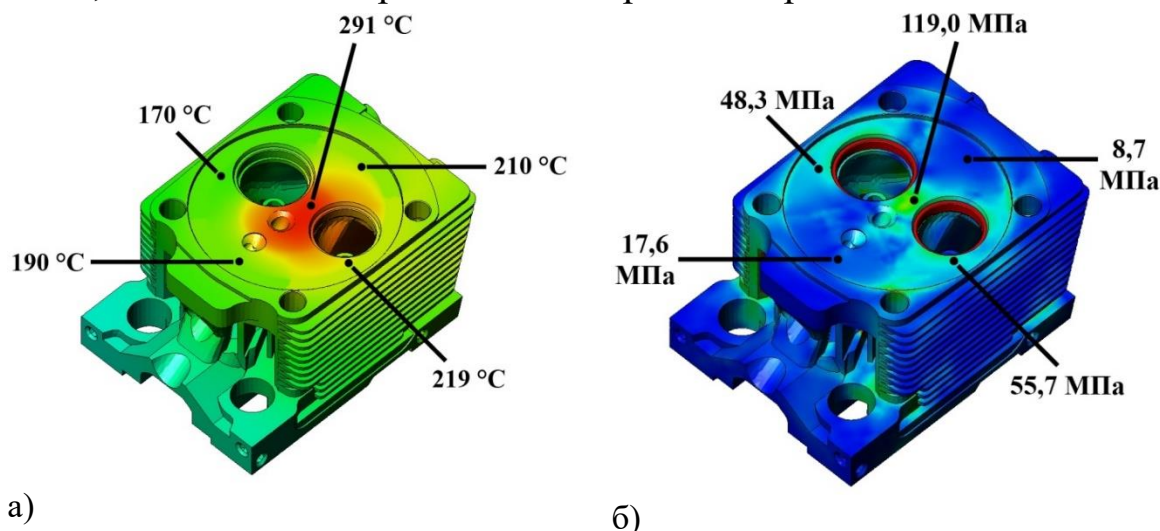


Рис. 44. Распределение температур (Т, °С) (а) и интенсивности напряжений (МПа) (б) в ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) на режиме номинальной мощности

Высокочастотные колебания температуры ГЦ, вызванные изменением температуры газов в цилиндре, затухают по мере удаления от огневого днища по экспоненциальному закону и составляют на глубине 1 мм от 2 до 6 °С. По мнению авторов работ [45,88] высокочастотные колебания температуры малы и не оказывают влияния на термические напряжения.

По данным А.Ф. Шеховцова [40], для тракторных двигателей число макротеплосмен в эксплуатации может достигать семи за один час работы и более. Низкочастотные перепады температур возникают при пусках, остановках двигателя или при смене режима его работы. Длительность переходных процессов по результатам исследований составляет от 5 до 15 секунд. Температура ГЦ стабилизируется в течение 180...240 секунд после выхода на определенный режим. Изменение температур и температурных напряжений в межклапанной перемычке ГЦ двигателя 4Ч 12/14 (СМД-14) при переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности и обратно представлено на рис. 45.

Во многих работах, посвященных надежности ГЦ [38, 39, 40] содержится вывод о том что, трещины на огневом днище имеют термоусталостный характер. Зарождаются трещины на кромках клапанных отверстий и отверстий под распылитель форсунки. Данные конструктивные элементы являются концентраторами напряжений. Однако в некоторых случаях развитие термоусталостных разрушений не всегда идет от поверхности. Иногда оно начинается внутри детали, от каких-либо структурных несовершенств или технологических дефектов.

Образование и развитие трещин связано с нестационарными режимами работы двигателя. При переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности центральная часть огневого днища подвергается воздействию высоких температур, то есть является зоной местного перегрева. Эта часть стремится расширяться в соответствии с коэффициентом температурного расширения металла при данной температуре. Однако расширению препятствует менее нагретая периферийная зона огневого днища. В результате центральная часть днища испытывает высокие напряжения сжатия, причем перепад температур между центральной и периферийной частями настолько велик, что термические сжимающие напряжения могут превышать предел текучести

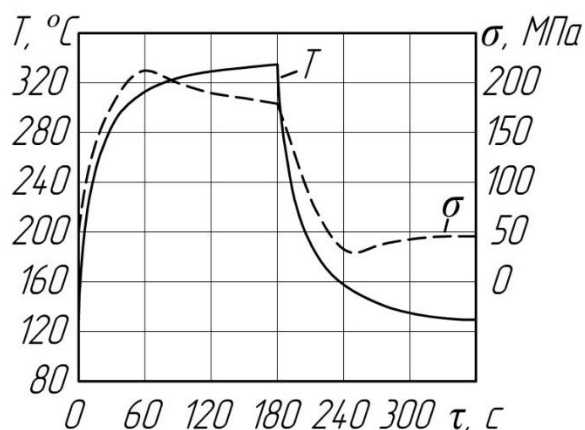


Рис. 45. Изменение температур и температурных напряжений в ГЦ двигателя 4Ч 12/14 (СМД-14) при переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности и обратно

металла ГЦ. При длительном воздействии таких повышенных температур и сжимающих температурных напряжений в поверхностных слоях огневого днища возникают значительные пластические деформации, которые при охлаждении приводят к высоким растягивающим напряжениям. В результате значительного числа теплосмен при работе двигателя поверхностные слои металла испытывают знакопеременные пластические деформации, что приводит к постепенному увеличению остаточных деформаций и растягивающих напряжений.

Таким образом, основной причиной разрушения ГЦ следует считать их циклические тепловые нагружения, сопровождающиеся возникновением больших температурных напряжений.

Также отказы ГЦ могут быть вызваны рядом других факторов. Так, например, засорение воздухоочистителя повлечет за собой нарушение процесса смесеобразования (коэффициент избытка воздуха α уменьшится), что приведет к повышению температур и перепадов температур в межклапанных перемычках ГЦ. По данным приведенным в работе [39] засорение воздухоочистителя двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) привело к росту температурных напряжений в межклапанной перемычке на 5-8%.

Точно также угол опережения подачи топлива, который определяет характер тепловыделения в процессе сгорания топлива и соответственно распределение тепловых потоков по поверхности огневого днища, влияет на ТНДС ГЦ [41].

Отказы, возникающие при работе ГЦ, можно разделить на следующие группы:

- конструкторские, возникающие из-за ошибок при проектировании детали; технологические, возникающие из-за низкого качества изготовления деталей (усадочные раковины, пористость, межкристаллические трещины, волосовины и др.);
- эксплуатационные, обусловленные ошибками обслуживающего персонала или экстремальными внешними условиями эксплуатации (нарушение графика ТО, отсутствие диагностики и т.д.).

Возможны и зависимые отказы (рис. 46). Так, например, отказ системы терморегулирования тракторного дизеля воздушного охлаждения 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) привел через 550 моточасов к появлению

трещины в перемычке между форсуночным отверстием и впускным каналом. При этом произошло заклинивание распылителя форсунки, оплавление днища поршня и задиры зеркала цилиндра.

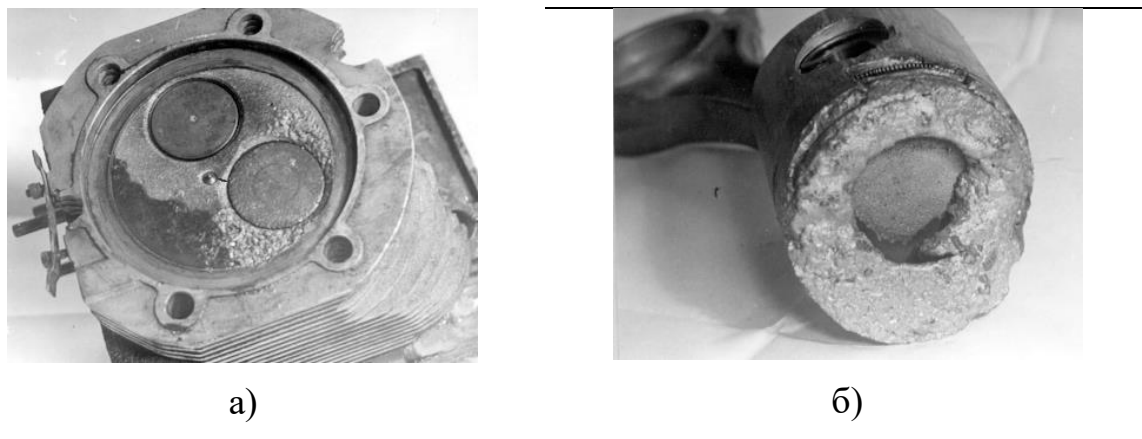


Рис. 46. Состояние ГЦ (а) и поршня (б) двигателя 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) после отказа системы терморегулирования

Анализ причин образования трещин в межклапанных перемычках ГЦ тракторных дизелей показывает, что при оценке долговечности ГЦ необходимо учитывать целый комплекс показателей и параметров двигателя.

6.4.6. ПРИЧИНЫ ОБРАЗОВАНИЯ ТРЕЩИН В КРОМКЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

Как было показано ранее, ДВС эксплуатируются на неустановившихся режимах работы в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала, при этом угловая скорость и момент на валу двигателя непрерывно изменяются во времени [42]. Переходные процессы, возникающие в цилиндре ДВС во время эксплуатационных режимов работы, частности тракторных дизелей (трогание трактора с заглублением плуга, с прицепом, переключение передач), являются наиболее неблагоприятными для деталей ЦПГ.

Непрерывное чередование циклов, в течение каждого из которых изменяются в широких пределах давление и температура газов в цилиндре, скорость перемещения поршня и активная поверхность теплообмена, создает чрезвычайно сложные условия нагружения поршня.

Так, например, экспериментальные исследования, выполненные кафедрой ДВС ЛПИ на двигателе ЯМЗ-238, показали, что пиковые значения тепловых потоков через тепловоспринимающую поверхность днища на неустановившихся режимах в 2,5 раза превосходят значения на установившихся режимах. Аналогично изменению тепловых потоков изменялись температурные градиенты и напряжения [42].

Кроме того, высокий уровень форсирования современных дизелей определяет тепловые и механические нагрузки, действующие на поршень, что приводит к его преждевременному разрушению. По данным работы [43] форсирование двигателя ЯМЗ-240 по мощности свыше 30% с помощью газотурбинного наддува (ГТН) привело первоначально к массовому выходу поршней из строя по причине образования трещин на кромке камеры сгорания (КС). Длина трещин составляла от 5 до 18 мм, глубина от 3 до 10 мм. При этом наблюдались несколько трещин порядка 25 мм.

Для тракторных дизелей с КС в поршне характерны наибольшие скорости изменения температуры при набросе и сбросе нагрузки (5 °С/с), а также наибольшие значения температурных градиентов (3...7 °С/мм). Так, например, на рис. 47 приведено распределение температур и напряжений в поршне дизеля 4ЧН11/12,5 на режиме номинальной мощности, полученное при оценке теплового напряженно-деформированного состояния (ТНДС) [42]. Отмечен высокий уровень температур, возникающих на кромке КС.

Разрушения в поршнях может быть обусловлено действием механического и термического нагружения.

Механическое нагружение представляет, в свою очередь, действие инерционных и газовых сил. Воздействие давления газов может привести к возникновению трещины в области А, указанной на рис.47, б.

Термические (термоусталостные) разрушения обусловлены воздействием тепловых нагрузок. Такие разрушения могут присутствовать в виде трещин на кромке КС (область Б, рис.47, б).

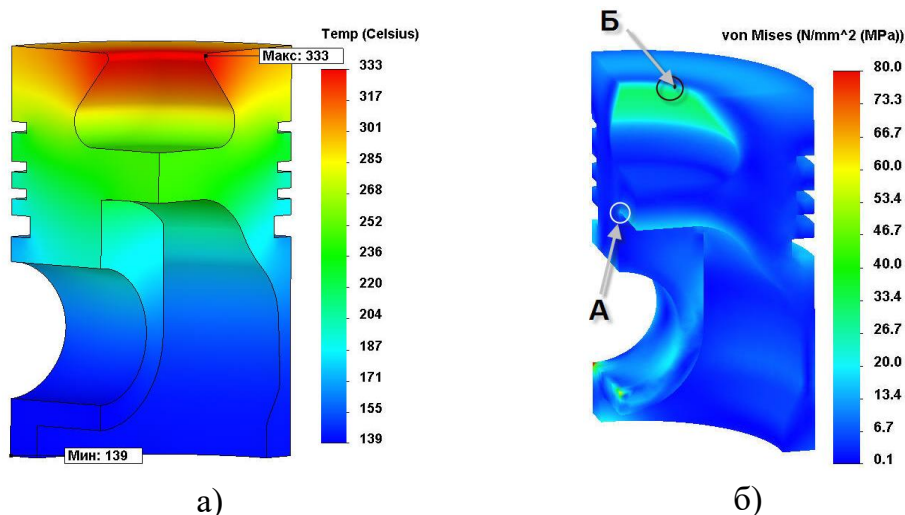


Рис. 47. Распределение температур ($t, ^\circ\text{C}$) (а) и напряжений (МПа) (б) в поршне дизеля 4ЧН 11/12,5 на режиме номинальной мощности

Наличие даже небольшой трещины на кромке КС может стать причиной разрушения поршня, вследствие ее дальнейшего роста. Так, например, во время испытаний на Владимирском тракторном заводе двигателя МД-5 на фактический ресурс возникло ряд отказов, один из которых – разрушение поршня по трещине, произошедший после наработки 840 часов. Как показывает опыт эксплуатации дизелей, часть отказов поршней с полуоткрытой КС, связана именно с возникновением трещин на кромке (рис.48) [42].

К основным причинам образования трещин на кромке КС, относятся:

- переменные напряжения, вызываемые воздействием переменного давления газов в цилиндре в течение рабочего цикла;
- низкочастотные колебания температуры поршня, связанные со сменой режимов работы двигателя;
- высокочастотные циклические термические колебания, обусловленные изменением температуры материала в поверхностном слое камеры сгорания в течение каждого рабочего цикла.

Величина напряжений в кромке КС, вызванная температурными градиентами превосходит напряжения, вызванные силами давления га-

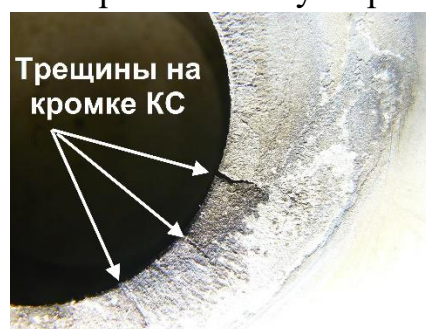


Рис.48. Расположение трещин в кромке КС поршня тракторного дизеля

зов в цилиндре [42]. Максимальные значения напряжений от воздействия температуры и силы давления газов, отстоят друг от друга на несколько градусов поворота коленчатого вала (5...20 °ПКВ).

Это объясняется протеканием зависимости характеристики тепловыделения $dX/d\varphi = f(\varphi, \text{°ПКВ})$, которая показана на диаграмме, ха-

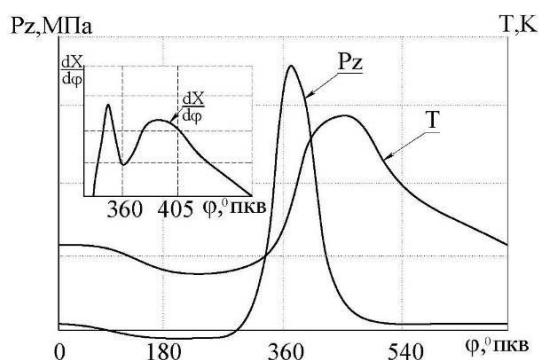


Рис.49. Типичные диаграммы изменений максимального давления сгорания p_z и температуры T в цилиндре четырехтактного ДВС

рактерной для четырехтактного ДВС (рис.49). Экстремумы зависимостей давления газов $p_z = f(\varphi, \text{°ПКВ})$ и температуры $T = f(\varphi, \text{°ПКВ})$ также не совпадают. Температура рабочего тела возрастает в процессе сгорания и достигает максимального значения после момента достижения максимального давления.

Для подтверждения того, что напряжения в сечениях поршня от действия температуры выше, чем напряжения от давления газов, был проведен расчет ТНДС. Распределение интенсивности напряжений σ_i в поршне с полуоткрытой КС на номинальном режиме, приведено на рис 50 и рис. 51.

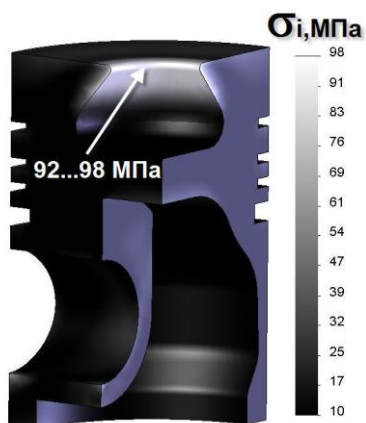


Рис. 50. Распределение интенсивности напряжений при действии температурной нагрузки

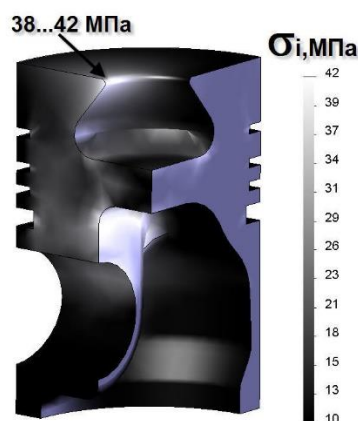


Рис. 51. Распределение интенсивности напряжений при действии газовых сил

Проведенный расчет подтверждает, что именно температурное состояние поршня определяет его долговечность.

Также, по данным кафедры ДВС ЛПИ, проводившей исследования влияния конструктивных факторов на ТНДС поршня высокофорсированного дизеля типа ЧН 21/21, величина тепловых напряжений превышает значения механических напряжений в 2...3 раза [42].

Согласно исследованиям МГТУ им. Н.Э. Баумана [42, 44] с увеличением форсирования двигателя кромка КС становится локальным концентратором температурных напряжений, что приводит к появлению упругопластических деформаций циклического характера и появлению микродефектов. При оценке долговечности при высоких температурах нагружения также необходимо учитывать изменение прочностных свойств алюминиевых сплавов. Так, например, согласно [44], изменение температуры алюминиевого сплава с 20 до 350 °С приводит к снижению предела текучести материала со 150 до 22 МПа, а модуль упругости снижается практически вдвое.

Низкочастотные колебания температуры поршня, связанные со сменой режимов работы двигателя вызывают перепады температур порядка 50...150 °С [44]. Вдобавок к этому, колебания температуры рабочего тела в течение цикла приводят к локальному нагреву поверхностного слоя кромки КС. Согласно А.К. Костину, Н.Д. Чайнову и др. [44,45], высокочастотные колебания температуры в поверхностных слоях материала кромки КС (0...1 мм от поверхности) имеют, как правило, амплитуду 5...20 °С. Практически оценить величину таких колебаний не всегда удастся, поскольку для этого требуются малоинерционные датчики температуры, а с технологической точки зрения выполнить монтаж средств измерения сложно. Игнорирование составляющей тепловой нагрузки, по мнению некоторых исследователей, при моделировании теплового состояния поршня, может вносить 10-20% ошибку в конечные результаты [45].

Длительность переходных процессов по результатам исследований составляет от 5 до 15 секунд [45]. Температура поршня стабилизируется в течение 3...4 минут после выхода на определенный режим. Кромка КС поршня при этом, обладая переменным сечением, является

концентратором напряжений, что является причиной возникновения термоусталостных трещин.

В работе М.К. Овсянникова и Г.А. Давыдова [46] отмечается случай, когда термоусталостные трещины, появляясь на поверхностях поршней, после незначительного проникновения вглубь приостанавливаются в своем развитии. Однако более достоверным (по количеству экспериментальных данных) является тот факт, что при наличии наряду с циклическими теплосменами хотя бы небольшой механической нагрузки, поверхностные трещины с накоплением циклов теплосмен углубляются в толщину материала, вплоть до сквозного разрушения. При появлении трещины большую роль начинает играть механическая нагрузка.

Развитие термоусталостных разрушений не всегда идет от поверхности. Иногда оно начинается внутри детали, от каких-либо структурных несовершенств или технологических дефектов.

Образование трещин связано с нестационарными режимами работы двигателя. При переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности резко изменяется температура газов, коэффициент теплоотдачи и вследствие, теплофизические процессы, происходящие на кромке КС. Поршень нагревается неравномерно, что приводит к возникновению температурных градиентов. Так как материал в поверхностных слоях расширяется интенсивнее, чем материал в толщине поршня, то кромка КС испытывает сжимающие напряжения. При дальнейшей работе двигателя величина этих напряжений уменьшается, так как температурное поле поршня выравнивается. При переходе с номинального режима работы на режим холостого хода, в кромке КС происходят обратные процессы. Напряжения возникающие в кромке КС при резкой смене режима нагрузки, как правило, превышают значения предела текучести материала поршня. Это приводит к тому, что в кромке КС возникают пластические деформации. Их величина будет накапливаться с каждой сменой режима работы двигателя.

Причинами образования трещин могут являться показатели, которые, по сути, характеризуют рабочий цикл двигателя и его тепловое состояние. Так, например, увеличение зазоров в ЦПГ как следствие износа, вызовет нарушение теплоотдачи от поршня к цилиндру, что повлечет за собой повышение температурного состояния поршня и росту температурных градиентов в кромке КС. По данным Коломенского теплово-строительного завода увеличение зазоров между поршнем и зеркалом цилиндра привело к заметному росту температуры алюминиевого неохлаждаемого поршня двигателя ЧН26/26. При номинальном режиме работы дизеля максимальная температура поршня возросла примерно на 8% (с 232 °С до 250 °С), а над компрессионным кольцом на 16% (с 185 °С до 225 °С) (рис.52).

Таким параметром также может выступать, например, угол опережения подачи топлива, который определяет характер тепловыделения в процессе сгорания топлива и соответственно распределение тепловых потоков по поверхностям ЦПГ [42].

Отказы поршней, возникающие при работе двигателей внутреннего сгорания, можно разделить на следующие группы:

- конструкторские отказы, возникающие из-за нарушения правил и (или) норм конструирования объекта (например, не учитываются местные концентраторы напряжений);
- производственные отказы, возникающие из-за низкого качества изготовления поршней (усадочные раковины, пористость, межкристаллические трещины, волосовины и др. [42]);
- эксплуатационные отказы, являющиеся следствием нарушения условий работы двигателя (перегрев и появление трещины термической усталости).

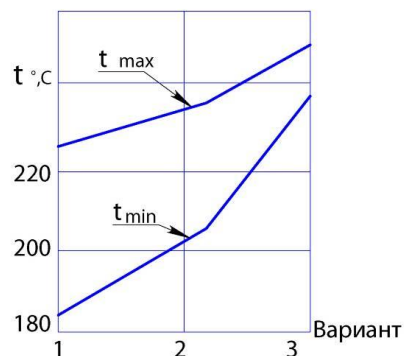


Рис. 52 Изменение максимальной температуры днища поршня над верхним уплотнительным кольцом и в верхнем поясе втулки цилиндра (варианты: 1—новые кольца и гильза цилиндра; 2—новые кольца, износ гильзы 0,8 мм; 3—износ гильзы цилиндра 0,8 мм; зазор в замке верхнего уплотнительного кольца 3...4 мм)

Эксплуатационные отказы могут быть вызваны достаточно большим перечнем факторов. Такой причиной, например, может стать неэффективная ориентация канала галерейного охлаждения в поршне, что приведет к повышению температурного режима работы поршня и увеличит напряженность в кромке КС. В соответствии с расчетами и результатами экспериментальных исследований было доказано, что при галерейном масляном охлаждении поршня сторона внутренней полости галереи, обращенная к камере сгорания, была эквидистантна боковой поверхности КС [47]. Все это определенно отразится на долговечности поршня.

Так, например, отказ системы терморегулирования тракторного дизеля воздушного охлаждения 8ДВТ-330 привел к оплавлению днища поршня и задиру его боковой поверхности через 550 моточасов [42].

Отметим, что если величина срока службы поршневых колец и поршневого пальца определяется износом этих элементов, то срок службы поршня зависит от количества и их длины трещин. В табл. 6 для сравнения приведено среднее время срока службы деталей ЦПГ [48].

Таблица 6. Срок службы основных элементов поршневой группы тракторных дизелей

Деталь ЦПГ	$\tau_{\text{ср}}, \cdot 10^{-3}$ час
Поршень	0,8...4,0
Поршневые кольца	0,5...2,0
Поршневой палец	1,0...5,0

Анализ причин образования трещин в кромке КС поршня тракторного дизеля показывает, что при оценке долговечности поршня необходимо учитывать целый комплекс показателей и параметров двигателя.

6.4.7. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМОСТОЙКОСТИ ПОРШНЕЙ

Проанализировав основные причины появления отказов поршней, рассмотрим методы повышения их термостойкости, которые будут влиять на долговечность поршня.

Обзор ряда мероприятий, направленных на снижение теплового состояния поршня и продления срока службы их показал, что температуры головки поршня могут быть уменьшены при использовании так называемой, термической защиты.

Под термином «термическая защита» следует понимать комплекс действий, которые независимо от температурного уровня рабочего цикла приводят к уменьшению уровня температуры или градиентов температуры поршня. Несмотря на то что, Г. Вошни экспериментально доказал несостоятельность идеи «адиабатного двигателя» (т.е. двигатель, работающий без теплопотерь) исследования в этом направлении, внесли существенный вклад в изучении влияния теплоизоляции КС на рабочий процесс двигателя [49].

Отметим, что для кромки КС поршня, изготовленного из алюминиевого сплава, допускаемые максимальные температуры не должны превышать $t_{pr} = 300 \dots 375 \text{ }^\circ\text{C}$, а перепад температур $\Delta t = 90 \dots 110 \text{ }^\circ\text{C}$ [50]. При превышении этих температур наблюдаются такие характерные виды отказов, как оплавление кромки КС, прогорание поршня, залегание колец, кроме того, на кромках КС появляются трещины.

Наиболее распространенными являются следующие конструктивные и технологические решения, направленные на повышение термостойкости поршней:

- изменение R_{kc} – радиуса закругления кромки горловины КС (рис. 53);
- армирование кромки КС более термостойкими материалами (например, керамикой);
- использование материалов с повышенной термостойкостью;
- мероприятия по снижению подвода теплоты или искусственную теплоизоляцию (с помощью защитных покрытий) и увеличению отвода теплоты (использование галерейного охлаждения поршней).

По данным исследований [51], изменение величины угла наклона боковой стенки камеры сгорания α и радиуса закругления кромки R_{KC} (см рис. 53), позволяет снизить тепловое состояние (перепад температуры ΔT) в этой области, а также существенно уменьшить склонность материала к образованию трещин (рис.54).

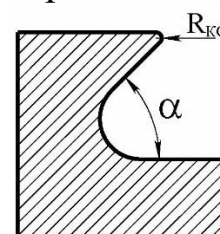


Рис. 53. Условная схема с геометрическими параметрами поршня

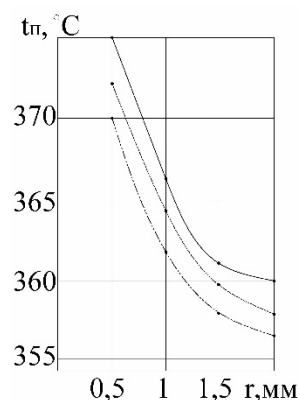


Рис. 54. Влияние радиуса скругления кромки КС на тепловое состояние кромки

Так по результатам экспериментальных исследований образования трещин в поршнях, имеющих радиус закругления $R_{kc} = 1$ мм, происходило в течение 1000-1200 моточасов, а с кромкой КС $R_{kc} = 1,5$ мм через 4500-5000 моточасов.

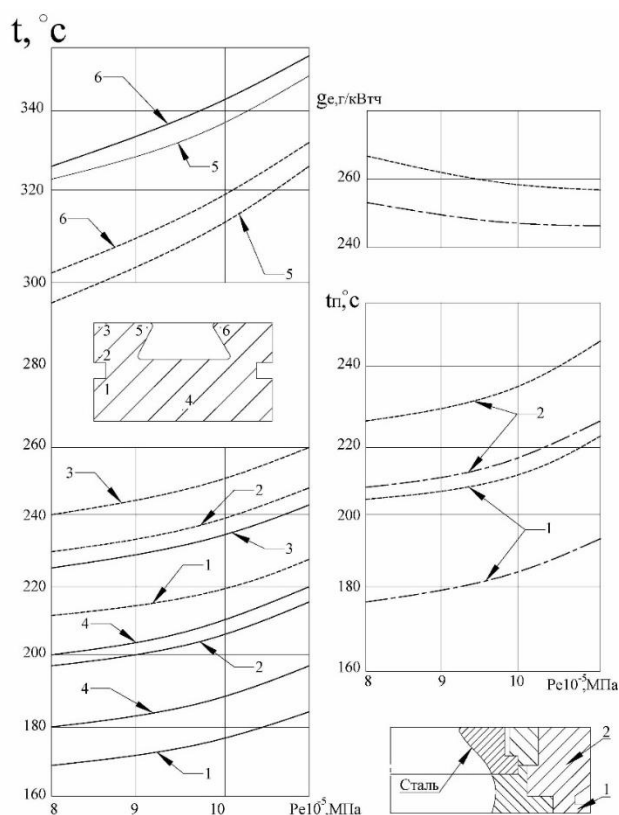


Рис. 55. Изменение характерных температур поршня:

а – в зависимости от среднего эффективного давления при $n=1800 \text{ мин}^{-1}$:

- - - цельноалюминиевый поршень;

— составной поршень (КС во вставке из алюминия).

б – в зоне верхнего компрессионного кольца, а также изменении удельного расхода топлива в зависимости от среднего эффективного давления при $n=1700 \text{ мин}^{-1}$:

- - - цельноалюминиевый поршень;

— составной поршень (КС во вставке из алюминия).

Изменения угла наклона боковой поверхности α (см. рис. 53) позволяет замедлить образование трещины и уменьшить скорость её распространения. Тем не менее, слишком большой угол наклона α приводит к ухудшению экономических показателей двигателя [51].

Согласно данным [78,32], использование вставки из термостойких материалов (чугун, сталь), по сравнению с основным материалом (алюминий), в качестве армирующего, не всегда позволяет увеличить долговечность, так как вставка подвержена более высокому перегреву вследствие низкого коэффициента теплопроводности. Изменение характерных температур алюминиевого и составного поршней показано на рис. 55.

Наиболее распространенным методом снижения

температуры поршня является применение галерейного масляного охлаждения. Согласно нашим исследованиям [42, 47], с введением охлаждающей полости, которая должна иметь определенную форму и

ориентацию по отношению к КС, температурное поле поршня характеризуется уменьшением плотности теплового потока. При этом расстояние от поверхности масляной полости до поверхности поршня должно быть равномерным, так как это позволяет уменьшить концентрацию напряжений в кромке поршня. С помощью такого способа удастся снизить температуру в области кромки горловины КС примерно на 23 °С, верхнего компрессионного кольца – примерно на 34 °С, сечения торцевой кромки днища – примерно на 40 °С и днища КС – примерно на 27 °С.

Введение охлаждаемых полостей ослабляет сечение поршня в районе его головки в зависимости от формы поперечного сечения полости охлаждения. Кроме снижения температур поршня, достигаемое при введении полостей охлаждения, применение галерейного охлаждения влечет за собой увеличение температурных напряжений, которые существенно зависят от формы КС. К недостаткам использования галерейного масляного охлаждения можно отнести ускорение процессов старения масла. В связи с недостатками этого метода, альтернативным решением является ограничение подвода тепла к стенкам КС.

Ограничение подвода тепла к поршню с помощью теплозащитных покрытий (ТЗП), наносимых на днище газоплазменным, детонационным и электродуговым способами, является одним из направлений повышения термостойкости поршней.

Теплоизолирующие материалы должны обладать малой теплопроводностью, хорошей жаростойкостью и сцеплением с материалом детали, способностью выдерживать механические и тепловые удары. К таким материалам относят двуокись циркония, окись алюминия, окись магния. На кафедре ДВС ЛПИ с помощью технологии ЦНИДИ и при использовании плазменной установки УМП4-64 была исследована эффективность теплопроводных покрытий. При толщине теплоизоляционного покрытия 0,5 мм обеспечивалось понижение максимальной температуры на 10%, а температурного перепада в осевом направлении на 18%. Проблемой этого метода является обеспечение прочного сцепления теплоизолирующего материала с основным материалом. Кроме этого, увеличение температуры стенок КС при их теплоизоляции способствует выгоранию сажи и окислению СО, приводя одновременно к увеличению выхода окислов азота [42]. Для дизелей, в

качестве тепловоспринимающей поверхности и естественной теплоизоляции, характерно образование нагара. Нагар по сравнению с металлами имеет очень низкий коэффициент теплопроводности. Например, слой нагара в 1 мм равен, по теплофизическим свойствам, приблизительно 400 мм стали [42].

Еще одним из способов повысить термостойкость поршней, является применение новых материалов. Наиболее распространенными материалами поршней ДВС являются сплавы системы Al-Si-Cu-Ni. Это такие сплавы как АК4, АК4-1, АЛ25, АЛ30, АК21М2 и другие [42].

В настоящее время качество литых алюминиевых поршней заметно ухудшилось, что подтверждают проведенные исследования. Установлено низкое качество алюминиевых литых поршней, выпускаемых в настоящее время. Основными выявленными дефектами являются: несоблюдение химического состава поршневых сплавов; высокая ликвация легирующих элементов в отливках поршней; некачественная модификация и дегазация поршневых сплавов.

Прочностные свойства алюминиевых сплавов могут быть повышены с помощью циклической обработки температурой [52]. Такая обработка представляет собой закалку, в которой выдержка при высокой температуре заменена циклическими нагревами и охлаждениями в определенном интервале температур. Таким образом, можно достичь значительного увеличения количества циклов до появления трещин [52].

Технология изготовления во многом определяет физико-механические свойства материалов, поэтому при подборе материалов поршней под соответствующие условия работы необходимо учитывать способ изготовления.

Проведенные ускоренные испытания в МАМИ поршней на термоциклическую стойкость на автоматизированной установке, состоящей из поршня, индуктора и элементов системы охлаждения, еще раз подтверждают преимущества поршней, изготовленных с помощью изотермической штамповки. При нагреве до 350 °С и охлаждении до 20 °С, трещины на литых образцах возникают через меньшее количество термоциклов (табл. 7) [48].

Таблица 7. Результаты испытаний поршней на термостойкость

№ испытаний	Поршни из алюминиевого сплава с содержанием кремния 16-18%	Количество термоциклов до появления трещин	Примечание
1	Штампованный	1020	Механическая и термическая обработка выполнена по одинаковой технологии
2	Литой	655	
3	Штампованный	1302	
4	Штампованный, с галерейным охлаждением	4053	
5	Литой	621	

Для изготовления поршней перспективно применение композитных материалов с полимерной матрицей и наполнителем из углеродного волокна углепластиков. По удельной жесткости они превосходят в 3,5 раза стеклопластики. Наиболее важным достоинством углепластиков в качестве конструкционного материала является высокий предел выносливости. После 10^7 циклов знакопеременных нагрузок углепластик сохраняет 80% своей исходной прочности против 30 % для стеклопластика, 52 и 55% соответственно для титановых и алюминиевых сплавов. Конструкционное применение углепластиков вместо алюминиевых сплавов обеспечивает в среднем снижение массы на 25-30% и повышение ресурса работы деталей в 1,5-3 раза при значительном сокращении трудоемкости в изготовлении [53].

Исследования термостойкости поршней путем определения числа циклов термоциклического нагружения (с 350°C до 20 °C) до появления сквозной трещины в днище показали, что по термостойкости штампованные поршни в 3 раза превосходят литые. Введение в матрицу поршневого алюминиевого сплава дискретного волокнистого наполнителя позволяет повысить термостойкость поршней в 4-5 раз [53].

Тем не менее, в качестве материала, используемого при серийном производстве поршней тракторных дизелей с КС типа ЦНИДИ, часто используется поршневой сплав АЛ25, полученный с помощью литья в землю, поскольку это один из самых доступных и простых по технологии способ изготовления

Рассмотренные методы повышения термостойкости показал, что, наиболее простой метод – метод, предполагающий изменение геометрии поршня, поскольку использование новых материалов требует часто значительных вложений.

6.4.8. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМОСТОЙКОСТИ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ

Наиболее распространенными являются следующие конструктивные и технологические решения, направленные на повышение термостойкости ГЦ:

- профилирование толщины огневого днища (с целью уменьшения термического сопротивления);
- использование термокомпенсационных прорезей и вставок на огневом днище;
- армирование огневого днища более термостойкими материалами;
- использование материалов с повышенной термостойкостью;
- мероприятия по снижению подвода теплоты или искусственную теплоизоляцию (с помощью защитных покрытий);
- мероприятия по увеличению отвода теплоты (увеличение площади поверхности охлаждения, направление потоков охлаждающего воздуха или воды в первую очередь к наиболее нагретым элементам огневого днища, использование локального охлаждения межклапанной перемычки с помощью сжатого воздуха или масла).

Анализ экспериментальных данных по теплообмену в КС ряда четырехтактных форсированных дизелей показал, что тепловой поток по огневому днищу ГЦ осесимметричен и сильно зависит от типа смесеобразования (типа КС) (рис. 1.8).

Так, например, для двигателей с объемным смесеобразованием (тип КС – Гессельман) центральная часть ГЦ (до $\frac{r}{R} = 0,35 \div 0,4$) воспринимают лишь сравнительно небольшое количество тепла (около 50%), а основное количество тепла поступает в зону,

где $\frac{r}{R} = 0,4 \div 0,8$ (рис. 56). Здесь r – текущий радиус; R – радиус цилиндра. Таким образом, повышенные температуры центральной части ГЦ двигателей с объемным смесеобразованием объясняются не тем, что эти зоны воспринимают большой тепловой поток, а, как правило, повышенным термическим сопротивлением металла. Термическое сопротивление металла можно уменьшить, изменив толщину огневого днища. В данном случае в центральной зоне днища ее желательно уменьшить, а на периферии, наоборот, увеличить. Ориентировочные расчеты показали, что без снижения прочности толщина огневого днища в центральной зоне может быть уменьшена по сравнению с обычно рекомендуемой на 25%, а на периферии ГЦ удвоена без особых технологических затруднений.

В работе [37] установлено, что термокомпенсационные прорезы в зоне межклапанной перемычки ГЦ дизеля 12Ч 13/14 (ЯМЗ-240Б) позволили снизить уровень напряжений на 45% (рис. 57). Прорезы отделяют наиболее нагруженную область от общей массы ГЦ, преобразуя её в отдельный элемент огневого днища, который может свободно расширяться под действием температурных воздействий во всех направлениях и не испытывать никакого стесняющего воздействия со стороны соседних зон. При этом должны выполняться следующие требования: ширина прорезы должна быть минимальной; глубина прорезы не должны превышать 3-5 мм, в зависимости от конструкции ГЦ; острые грани прорезей необходимо скруглить.

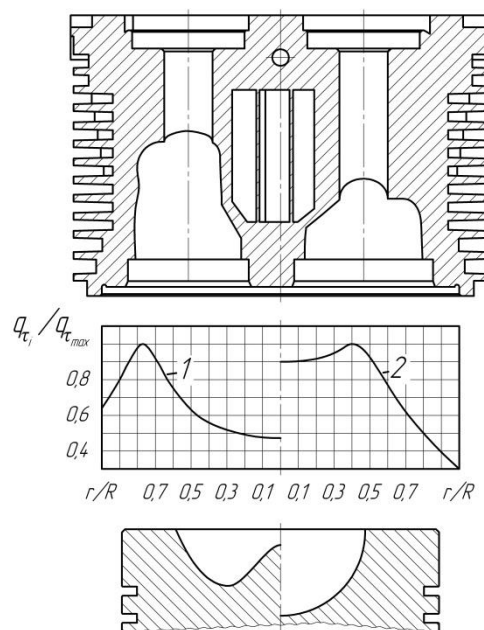


Рис. 56. Распределение локальных тепловых потоков по огневому днищу ГЦ: 1 – объемное смесеобразование; 2 – объемно-пленочное смесеобразование



Рис. 57. Термокомпенсационные прорезы на днище ГЦ 12Ч 13/14 (ЯМЗ-240Б)

По данным [54] введение в конструкцию ГЦ дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) термокомпенсационной вставки (рис. 58) является наиболее эффективным средством увеличения её работоспособности.

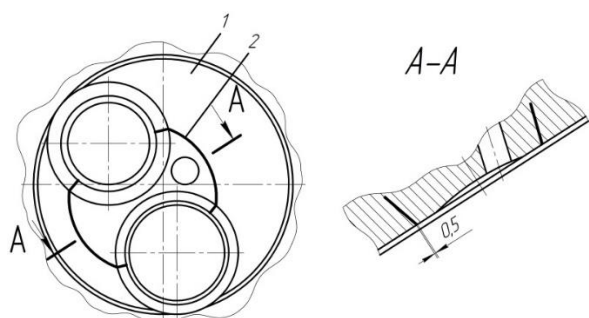


Рис. 58. Термокомпенсационная вставка ГЦ дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330): 1 – огневое днище; 2 – термокомпенсационная вставка

Вставка не только изолирует центральную часть ГЦ от основной массы металла на глубину 15 мм, но и воспринимает тепловую нагрузку. Вокруг вставки за счет разнородности металлов образуется зазор величиной до 0,2 мм. При первом же цикле пуск-остановка двигателя происходит пластическая деформация центральной части ГЦ за счет температурного расширения, а затем при охлаждении. При этом зазор между основным металлом и вставкой увеличивается до 0,5 мм при температуре 10...20 °С.

При дальнейших пусках и остановках дизелей центральная часть ГЦ свободно расширяется в пределах зазора и напряжений в клапанно-форсуночной и межклапанной перемычках не возникает, а, следовательно, не образуются трещины в этом месте.



Рис. 59. ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) армированная чугунной вставкой

Еще одним эффективным способом повышения термостойкости ГЦ является армирование с использованием более термостойких материалов. Как правило, армированию подвергаются наиболее нагруженные элементы ГЦ. Так, например, огневое днище алюминиевой ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) было целиком выполнено из чугуна, при этом седла клапанов являлись одним целым с чугунной вставкой (рис. 59).

Материал ГЦ должен обладать плотной структурой, иметь низкий коэффициент линейного расширения, высокую теплопроводность

и прочность при повышенных температурах, а также хорошую жидкотекучесть. Алюминиевые сплавы и чугуны, которые сейчас в основном используются для изготовления ГЦ тракторных дизелей, только отчасти удовлетворяют этим требованиям. В работе [37] приведены результаты испытаний ГЦ одной конструкции и геометрических размеров, но изготовленных из чугуна и алюминиевого сплава, при этом температурные напряжения в межклапанных перемычках составили 132,4 МПа и 53 МПа соответственно. Таким образом, для ГЦ из алюминиевого сплава напряжения оказались в 2,5 раза меньше, однако предел выносливости алюминиевого сплава при данной температуре во столько же раз ниже, чем у чугуна, т.е. прочность ГЦ получилась практически равная. Для улучшения характеристик материалов применяют легирующие элементы. Так, например, в результате исследований было установлено, что наилучший результат получается при легировании чугуна медью и никелем.

Алюминиевые сплавы и чугуны, которые сейчас в основном используются для изготовления ГЦ тракторных дизелей, только отчасти удовлетворяют этим требованиям. В работе [37] приведены результаты испытаний ГЦ одной конструкции и геометрических размеров, но изготовленных из чугуна и алюминиевого сплава, при этом температурные напряжения в межклапанных перемычках составили 132,4 МПа и 53 МПа соответственно. Таким образом, для ГЦ из алюминиевого сплава напряжения оказались в 2,5 раза меньше, однако предел выносливости алюминиевого сплава при данной температуре во столько же раз ниже, чем у чугуна, т.е. прочность ГЦ получилась практически равная. Для улучшения характеристик материалов применяют легирующие элементы. Так, например, в результате исследований было установлено, что наилучший результат получается при легировании чугуна медью и никелем.

Ограничение подвода тепла к ГЦ с помощью теплозащитных покрытий, наносимых на огневое днище газоплазменным, детонационным и электродуговым способами, является одним из направлений повышения термостойкости ГЦ.

Теплоизолирующие материалы должны обладать малой теплопроводностью, хорошей жаростойкостью и сцеплением с материалом детали, способностью выдерживать механические и тепловые удары. К таким материалам относят двуокись циркония, окись алюминия, окись

магния. По данным [37] плазменное напыление многослойного термоизоляционного покрытия на поверхность выпускного канала ГЦ дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) дало снижение температуры в клапанно-форсуночной перемычке серийной ГЦ на 15 °С.

Проблемой этого метода является обеспечение прочного сцепления теплоизолирующего материала с основным материалом. Кроме того, увеличение температуры стенок КС при их теплоизоляции способствует выгоранию сажи и окислению CO , приводя одновременно к увеличению выхода окислов азота. Для дизелей, в качестве тепловоспринимающей поверхности и естественной теплоизоляции, характерно образование нагара. Нагар по сравнению с металлами имеет очень низкий коэффициент теплопроводности. Например, слой нагара в один мм равен, по теплофизическим свойствам, приблизительно 400 мм стали.

Наиболее эффективным методом по увеличению теплоотвода от ГЦ является применение локального охлаждения. Так, по данным [41] использование дополнительно масляного охлаждения межклапанной перемычки ГЦ дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) позволило уменьшить температуру днища ГЦ на 40-60 °С, верхней зоны цилиндра на 20-25 °С, а также перепад температур по днищу ГЦ на 50%. При этом произошло заметное улучшение мощностных и экономических показателей двигателя, снизились затраты на привод вентилятора и его шум, ускорился прогрев масла после запуска.

В работе [55] содержится вывод о том, что размещение каналов

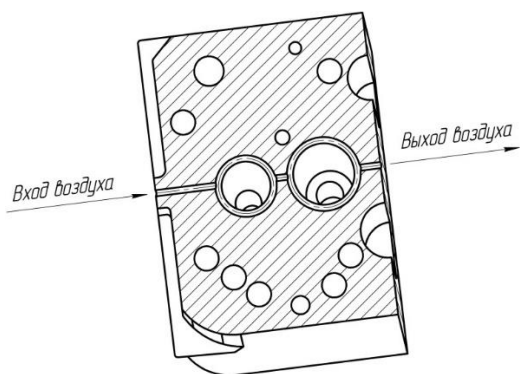


Рис. 60. Схема подвода и отвода охлаждающего воздуха

локального воздушного охлаждения требует незначительного изменения конструкции ГЦ, а наибольший эффект снижения температуры огневого днища наблюдается при давлении охлаждающего воздуха 0,3 МПа и расходе 7 м³/ч. При данных параметрах локального охлаждения температура на периферийных участках огневого днища снижается в среднем на 50...60 °С, а вблизи се-

дел клапанов на 80...120 °С. Схема подвода и отвода охлаждающего воздуха представлена на рис. 60.

Обзор методов повышения термостойкости показал, что наиболее простой метод – создание термокомпенсационных прорезей на огневом днище ГЦ, в то же время, интенсификация охлаждения как показано выше, несомненно, один из наиболее эффективных вариантов.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличаются режимы работы тракторных и автомобильных двигателей в эксплуатации?
2. Какие факторы влияют на надежность деталей КШМ в эксплуатации?
3. Как влияют на долговечность ДВС неустановившиеся режимы работы?
4. Какие типичные отказы коленчатых валов происходят в условиях эксплуатации?
5. Какие характерные отказы демпферов крутильных колебаний и к каким отказам их можно отнести: конструкционным, технологическим или эксплуатационным?
6. Какие отказы характерны для подшипников скольжения?
7. Что влияет на задиростойкость подшипников скольжения?
8. Что влияет на надежность головок цилиндров в эксплуатации?
5. Назовите возможные отказы поршней и чем они вызваны.
6. Назовите возможные отказы головок цилиндров и чем они вызваны?
7. Назовите методы повышения термостойкости поршней.
8. Назовите методы повышения головок цилиндров поршневых двигателей.
9. Влияет ли на надежность поршней способ его изготовления?

ГЛАВА 7. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НА НАДЕЖНОСТЬ

Никаким количеством экспериментов нельзя доказать теорию; но достаточно одного эксперимента, чтобы ее опровергнуть.

А. Эйнштейн¹⁰

7.1. РОЛЬ ИСПЫТАНИЙ В УПРАВЛЕНИИ НАДЕЖНОСТЬЮ

Для управления надежностью автомобильных и тракторных двигателей на всех этапах их жизненного цикла необходимы разнообразные сведения: расчетные показатели надежности, характеристики нагруженности и напряженности наиболее ответственных деталей (цилиндропоршневой группы, головки цилиндров, кривошипно-шатунного механизма), данные об условиях взаимодействия сопряженных деталей и др. Получение наиболее полной информации о надежности новой конструкции – одна из основных задач конструкторов, испытателей и специалистов по надежности. Источниками ее являются расчеты не только на стадии эскизного проекта, но и в дальнейшем на стадии технического проекта, испытания отдельных деталей и двигателя в целом и наблюдения в эксплуатации, причем относительное значение каждого из них меняется на различных стадиях создания машины.

Действительно на стадии проектирования двигателя результаты прочностных расчетов в сочетании с данными о надежности его аналогов являются единственными сведениями для суждений об ожидаемой надежности. На этой стадии должны быть выбраны конструкция и размеры наиболее нагруженных деталей, позволяющие при использовании доступных материалов, в том числе, новых, а также использование при производстве деталей новых процессов обработки и упрочнения, применяя испытания и доводку, обеспечить требуемую несущую способность изделия. Прочностные расчеты (главным образом сравнительные) помогают избежать не только низких коэффициентов запаса прочности, при котором заданные показатели надежности окажутся недостижимыми или потребуют чрезмерных затрат, так и чрезвычайно высоких коэффициентов из-за недопустимого увеличения размеров.

¹⁰ Энциклопедия мудрости. М.: Изд-во РООССА. 2015. 815 с.

Такие прочностные расчеты выявляют, по крайней мере, часть ненадежных деталей в конструкции двигателя. Если деталь перенапряжена, то вероятно ее раннее повреждение, если расчетная износостойкость сопряжения недостаточна, то с большой вероятностью можно утверждать, что это приведет к раннему отказу при эксплуатации.

После изготовления опытных образцов двигателя при стендовых испытаниях нагрузки, температуры, напряжения и другие факторы, влияющие на надежность, могут быть определены экспериментально, что позволяет скорректировать ранее выполненные расчеты и несколько повысить точность прогнозов надежности. Таким образом, начиная с этой стадии, главным источником информации о надежности становятся испытания. В соответствии с ГОСТ Р 15.201.2003 и ГОСТ 2.119-73 при постановке двигателей на производство независимо от того, кто финансирует производство – федеральный бюджет или конкретный заказчик, должны проводиться государственные приемочные испытания (для госбюджета) или приемочные испытания при заказе частных инвесторов. На этих испытаниях расчетные оценки не принимают во внимание или учитывают лишь в той мере, в какой они свидетельствуют об отсутствии потенциально ненадежных элементов.

Для дальнейшего накопления сведений о надежности конструкции, ее предельных возможностях и проверки стабильности процессов производства испытания изделий продолжают и после начала их серийного выпуска. На этой стадии испытания сочетают с эксплуатационными наблюдениями, которые могут дать такой объем информации о надежности, какой невозможно получить никакими иными путями. В частности, например, для тракторных двигателей, выявляется их надежность при самых разнообразных вариантах их использования на тракторах, в разных климатических зонах при нарушении правил эксплуатации, при сочетаниях условий, экстремальных для отдельных элементов конструкции, при влиянии специфических факторов, обусловленных особенностями хранения, обслуживания, ремонта, снабжения запасными частями. Наблюдения, проведенные в достаточных масштабах, позволяют получить статистические оценки с высокой степенью точности, что в большинстве случаев недостижимо при испытании: небольших групп машин.

Таким образом, можно отметить, что если на стадии разработки и конструирования двигателя имеется незначительный объем информации о надежности (как отмечалось ранее, в основном за счет прототипов данной конструкции), то на стадиях испытания и эксплуатации объем информации существенно возрастает.

При правильно организованном изучении надежности двигателей используют всю совокупность имеющихся на данном этапе сведений, полученных расчетами; при испытаниях и наблюдениях. Анализируя эти сведения, учитывают различия в выборках и в условиях работы изделий, сопоставляют результаты расчетов с результатами экспериментов, выявляют особенности эксплуатации изделий и влияние этих особенностей на надежность.

Отметим, что среди часто существует мнение, что уже на стадии проектирования можно рассчитывать на долговечность решительно все, даже объем материальных ресурсов для ремонта сложной машины, а также потребности в запасных частях на все годы эксплуатации двигателя. Естественно, при этом считается, что испытания просто не нужны или имеют просто второстепенное значение. В то же время, другие специалисты убеждены в том, что роль прочностных расчетов – сугубо вспомогательная, верить можно только результатам испытания. Значение расчетов на прочность ни у кого сомнений не вызывает. Процессы старения и коррозии вообще не поддаются расчету, за исключением случаев, когда известны экспериментально установленные зависимости между продолжительностью эксплуатации машин и степенью повреждений. Академик В.И. Феодосьев относительно расчетов на усталостную прочность отметил следующее: «Теория усталостной прочности обладает несомненными особенностями, отличающие ее от других разделов инженерной механики, но эти особенности вытекают из приближенности и недостаточной достоверности существующих представлений о процессах усталостного разрушения» [1]. Таким образом, известный специалист по расчетам значительно более сложных конструкций, чем поршневые двигатели¹¹, также предполагал, что всякий расчет требует экспериментального подтверждения. Действительно, при расчетах на действие переменных напряжений приходится учи-

¹¹ В.И. Феодосьев. Прочность теплонапряженных узлов жидкостных ракетных двигателей. М.: Типография Оборонгиза, 1963. — 212 с.

тивать целый ряд коэффициентов (концентрации напряжений, масштабного фактора, коэффициента обработки поверхности и т.д.). С какой вероятностью мы их выбираем правильно сказать трудно, если нет дополнительных экспериментальных исследований. Даже сведения о механических характеристиках прочности, например, легированной стали, наиболее применяемой в двигателестроении 45Х для предела прочности дает следующий разбег $\sigma_b = 850 \dots 1050$ МПа. Действительно, расчеты на усталость дают весьма приблизительные оценки долговечности, но их точность резко возрастает, если расчет опирается на обширную информацию, полученную экспериментально.

Следовательно, даже при весьма тщательных расчетах, выполненных высококвалифицированными специалистами, располагающими обширной информацией, возможны существенные различия между расчетными и экспериментальными оценками.

Особый случай – расчетный прогноз ресурса изнашиваемого изделия, полностью основанный на экспериментальных данных. Если, например, с приемлемой точностью установлено, что детали рассматриваемого вида изнашиваются за 1500 ч эксплуатации в среднем на 0,02 мм и что предельное состояние детали наступает при износе 0,14 мм, то нетрудно подсчитать, что ожидаемый средний ресурс будет составлять около 10500 ч. Ясно, что это достаточно приблизительный расчет, поскольку по мере увеличения износа увеличиваются зазоры, что вызывает изменения характера нагружения (ближе ударной нагрузке). Однако, по мере накопления экспериментальной информации создается возможность широкого применения таких расчетов для приблизительных прогнозов на стадии проектирования.

Необходимость сокращения сроков разработки и изготовления при одновременном совершенствовании расчетных методов привело к тому, что современное проектирование стало немыслимым без систем автоматизации проектирования – CAD (Computer Aided Design), автоматизированной подготовки производства – CAM (Computer Aided Manufacturing) и автоматизации инженерного анализа CAE (Computer Aided Engineering).

С использованием CAD\ CAM\ CAE-систем высокого уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, I-DEAS, Unigraphics) появляется возможность сквозного проектирования изделия. При этом изменения могут быть внесены на любом этапе работы, отражаясь как в конструкторской, так и в технологической документации. Конструктор выполняет

творческую часть работы, а ПЭВМ – трудоемкие операции, поддающиеся алгоритмизации, и те, что не требуют высокой квалификации. Доля последних в общем объеме работ является существенной (выполнение стандартных расчетов, оформление чертежей, спецификаций, требований и т.д.).

Совершенствованию расчетных методов способствовало применение ЭВМ. Стало, в частности, возможно рассчитывать множество конструктивных вариантов и выбирать лучшие из них для последующей экспериментальной проверки. Компьютерные программы эффективно используют для моделирования рабочих процессов, а также по расчету напряженных и теплонапряженных конструкций с использованием методов конечных элементов новых моделей и пересмотра конструкции деталей для снижения их массы, причем объемы необходимых натуральных испытаний в этом случае можно и сократить. Таким образом, относительное значение расчетных методов постепенно повышается, но процесс их совершенствования происходит медленно. Это вызвано многими причинами: некорректно выбранными граничными условиями или условиями нагружения, достаточно широким кругом методик расчета на долговечность напряженных и теплонапряженных деталей и др. Выше уже говорилось о том, что даже механические характеристики материалов по справочным данным отличаются на 15...20 %. При расчетах наиболее ответственных деталей иногда приходится определять истинные механические характеристики материала, из которого изготовлены детали. Можно уверенно утверждать, что в ближайшей перспективе значение натуральных испытаний конструкций вряд ли существенно уменьшится.

По мере расширения опыта конструирования и повышения точности прочностных расчетных прогнозов надежности можно было бы ожидать сокращения необходимых объемов испытаний. Действительно, по ряду типовых конструкций использование информации об аналогах в сочетании с расчетными данными позволяет сократить объем испытаний по сравнению со временем, когда еще не был накоплен достаточный опыт, однако сокращению объемов испытаний препятствуют три фактора: повышение сложности и напряженности конструкций; рост требований к их надежности; непрерывное расширение

номенклатуры материалов. Все это обуславливает необходимость в более трудной и более тщательной экспериментальной проверке надежности машин новых моделей.

Заметим, что повышение надежности автомобильных и тракторных двигателей можно обеспечить за счет повышенных коэффициентов запаса прочности деталей. Однако, как известно, масса двигателя для самоходных машин влияет на расход топлива. Поэтому такой прием неприемлем.

Получить расчетные показатели надежности намного проще, чем экспериментальную оценку, поэтому нередко предпочитают первый способ. Но замена экспериментов расчетами недопустима, так как может привести к отрицательным технико-экономическим последствиям.

Испытания тем более необходимы, что методы расчета напряженных и теплонапряженных деталей развиваются и совершенствуются на основе информации, получаемой при стендовых и эксплуатационных испытаниях двигателей в составе того устройства, для которого он предназначен. С одной стороны, накопление экспериментального опыта ведет к уточнению расчетных прогнозов надежности за счет уточнения граничных условий и условий нагружения, с другой, уточнение результатов расчетов способствует созданию конструкций, надежность которых уже в опытных образцах приближается к заданному уровню.

Трехмерное моделирование, на котором основываются современные САПР, позволяет реализовать комплексный подход к проекту: наряду с обработкой геометрической формы детали, узла или соединения можно анализировать и его способность воспринимать планируемые нагрузки.

Современные расчетные комплексы эффективно используют для моделирования на ЭВМ теплонапряженности деталей поршневых двигателей, а также других исследований прочности элементов машин и пересмотра конструкции деталей для снижения их массы, причем объемы необходимых натурных испытаний при этом можно несколько сократить. Таким образом, относительное значение расчетных методов постепенно повышается, но процесс их совершенствования происходит медленно. Поэтому можно уверенно утверждать, что в ближайшей перспективе значение натурных испытаний конструкций не только не уменьшится, но в ряде случаев возрастет.

По мере расширения опыта конструирования и повышения точности расчетных прогнозов надежности можно было бы, ожидать сокращения необходимых объемов испытаний. Действительно, по ряду типовых конструкций использование информации об аналогах в сочетании с расчетными данными позволяет сократить объем испытаний по сравнению со временем, когда еще не был накоплен достаточный опыт, однако сокращению объемов испытаний препятствуют три фактора: повышение сложности и напряженности конструкций; рост требований к их надежности; непрерывное расширение номенклатуры материалов для изготовления изделий и методов их обработки. Например, лазерная обработка – сравнительно новое явление на рынке обработки материалов в машиностроении. Лазер начал применяться в данной сфере менее 20 лет назад, и его трудно назвать общедоступным товаром. Все это обуславливает необходимость в более трудной и более тщательной экспериментальной проверке надежности машин новых моделей.

Получить расчетные показатели надежности намного проще, чем экспериментальную оценку, поэтому нередко предпочитают первый способ. Но замена экспериментов расчетами недопустима, так как может привести к отрицательным технико-экономическим последствиям. Испытания тем более необходимы, что методы расчета развивают и совершенствуют на основе информации, получаемой при испытаниях и эксплуатации изделий. С одной стороны, накопление экспериментального опыта ведет к уточнению расчетных прогнозов надежности, с другой, уточнение результатов расчетов способствует созданию конструкций, надежность которых уже в опытных образцах приближается к заданному уровню. Таким образом можно считать, что расчетные исследования надежности позволяют улучшить методы испытаний, а результаты экспериментальных исследований позволяют уточнить, по крайней мере, граничные условия и условия нагружения.

7.2. ЦЕЛИ И ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ

Испытания двигателей имеют важное значение, как на стадии создания новых конструкций двигателей, так и при их серийном производстве.

Доля трудозатрат на экспериментально-исследовательские работы, направленные на доработку конструкции двигателя с целью

обеспечения соответствия его мощностных и топливно-экономических параметров, уровня выбросов вредных веществ с отработавшими газами, показателей по шуму, вибрации, надежности техническим условиям, может достигать 80 % общего объема работ, требуемых при создании нового образца двигателя.

Стендовые испытания серийно выпускаемого двигателя проводятся с целью контроля соответствия его показателей характеристикам, заявленным производителем.

Целями испытаний являются:

- определение типовых характеристик; исследование рабочего процесса (регулируемых характеристик по составу смеси и зажиганию или выбору системы впрыскивания топлива, теплового баланса, индицирования);
- проведение доводочных работ и лабораторных испытаний с целью выбора оптимальных показателей (степени сжатия, длины впускных каналов, фаз газораспределения, характеристик систем топливоподачи и зажигания), стендовых и дорожных детонационных испытаний, определение равномерности работы цилиндров и внутренних потерь;
- исследование безотказности;
- проверка отдельных систем, узлов и агрегатов.

Исследовательские стендовые испытания двигателей проводятся по индивидуальным программам и методикам, ориентированным на получение требуемой для конкретного этапа работ научно-технической информации, с минимальными затратами трудовых и временных ресурсов. С целью получения экспериментальных данных, сопоставимых с результатами испытаний серийных образцов двигателей, при проведении исследовательских работ на моторных стендах методики проведения испытаний и обработки их результатов базируются на соответствующих стандартах.

Для сопоставимости оценок двигателей по результатам натурных испытаний условия их проведения регламентированы международными стандартами такими, как правила ЕЭК ООН (*ECE*) или стандартами международной организации по стандартизации (ИСО), и национальными стандартами, как правило, соответствующими международным.

Виды, программы и методы стендовых испытаний для серийно изготавливаемых, опытных образцов новых и модернизированных двигателей регламентированы отечественными стандартами (ГОСТ Р). В зависимости от назначения двигателя методы стендовых испытаний различные. В настоящее время действуют стандарты на автомобильные двигатели, тракторные и комбайновые дизели, судовые дизели, тепловозные и промышленные дизели, дизели военных гусеничных машин и др. Отечественные стандарты определяют следующие виды стендовых испытаний поршневых двигателей:

- предварительные, проводимые с целью контроля качества изготовления опытных образцов или опытных партий двигателей, предъявляемых на ведомственные, межведомственные и государственные испытания;
- приемосдаточные, которые проводят с целью контроля качества сборки и регулировки двигателей;
- периодические кратковременные, проводимые с целью контроля соответствия показателей назначения двигателей техническим условиям на них;
- периодические длительные, в ходе которых проводится контроль соответствия показателей безотказности и стабильности параметров двигателей, техническим условиям на двигатели конкретных типов;
- типовые, проводимые после внесения в конструкцию или технологию изготовления двигателя изменений, которые могут повлиять на его показатели, указанные в технических условиях, с целью оценки целесообразности (эффективности) вносимых изменений;
- аттестационные, которые проводят с целью определения технического уровня двигателей, находящихся в производстве, и их сертификации, т.е. подтверждения соответствия установленным требованиям, например, нормам по токсичности, и др.

При проведении испытаний нормативными документами оговаривается комплектация двигателя (наличие или отсутствие обслуживающего двигатель оборудования – вентилятора, генератора, воздухоочистителя, глушителя и др.).

Перед испытаниями двигатель должен пройти обкатку: технологическую при постановке на приемосдаточные испытания или с наработкой определенных моточасов (для тракторных и комбайновых ди-

зелей наработка должна составлять (60-5) ч), перед проведением периодических кратковременных или длительных испытаний. Оговариваются параметры окружающей среды, тип топлива и смазочного материала, температура и давление, поступающих в двигатель топлива, масла и охлаждающей жидкости. При проведении испытаний двигатель должен быть в стабильном прогретом тепловом состоянии, контроль которого ведется по температуре масла и охлаждающей жидкости (в двигателях с жидкостной системой охлаждения).

Испытания двигателей проводят на аттестованных стендах. Испытательный стенд должен иметь оборудование с пределами основной абсолютной погрешности средств измерений Δ для регистрации параметров, приведенными ниже:

- крутящий момент двигателя, Н м $\pm 0,005 M_{\text{max}}$;
- частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} $\pm 0,005 n_{\text{nom}}$
- расход топлива, кг/ч $\pm 0,005 (7_{\text{T ном}})$;
- расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$ $\pm (0,01 \dots 0,02) G_{\text{vном}}$;
- температура отработавших газов, $^{\circ}\text{C}$ ± 10 ;
- температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$ ± 1
- атмосферное давление, кПа $\pm 0,1$.

Полный перечень измеряемых параметров в зависимости от назначения двигателя и вида проводимых испытаний, а также расчетные формулы для обработки результатов испытаний, определения параметров двигателя (мощности, среднего эффективного давления, удельного эффективного расхода топлива и др.) и их приведение к стандартным атмосферным условиям приведены в соответствующих стандартах.

Общие положения проведения испытаний двигателей включают требования по обеспечению следующего:

- стабилизации температурного режима работы двигателя в режимной точке, например, за счет работы двигателя на заданном режиме не менее 5 мин, перед началом измерений;
- устойчивости режимных параметров, например, чтобы на режимной точке частота вращения коленчатого вала вовремя испытаний имела заданное значения, с отклонением не более чем 1 %;
- достоверности регистрируемых величин, например, проведением измерений на каждом режиме не менее двух раз и контролем того, чтобы полученные результаты не отличались более чем на 2 %;

- плавности получаемых характеристик, проведением измерений не менее чем в восьми режимных точках и др.

При проведении испытаний получают типовые характеристики двигателя.

Контроль показателей безотказности и стабильности параметров дизелей при периодических длительных испытаниях осуществляется при помощи нормальных или ускоренных испытаний.

Недоверие к результатам полученным данным при периодических длительных испытаниях, которые осуществлялись при помощи нормальных или ускоренных испытаний, а иногда и эксплуатационным испытаниям вызвано многочисленными случаями несоответствия их результатов и данных эксплуатации. Анализ показал, что эти случаи, как правило, вызваны рядом причин.

Первая из них – неправильный выбор метода или режим испытаний, схемы нагружения, среды в контакте поверхностей недооценка специфических особенностей эксплуатации и т. г

Стендовые испытания на усталость при изгибе коленчатых валов тракторного дизеля дали удовлетворительные результаты, тем не менее в эксплуатации происходили их поломки. Причина, неучтенная при испытаниях отдельных коленчатых валов, заключалась в снижении усталостной прочности из-за нарушении соосности опор в блоках цилиндров. Это существенно снижало усталостную прочность валов в эксплуатации.

Естественно, что ошибки при испытаниях приводят к неправильным оценкам надежности испытываемых изделий, но это не дискредитирует испытания, а лишь подтверждает необходимость тщательной методической проработки выбора метода и системы нагружения.

Вторая причина недоверия, особенно к ускоренным испытаниям, трудности пересчета их нагружающих воздействий по сравнению с эксплуатационными результатами и, как следствие, ошибки в прогнозах эксплуатационной надежности изделий. Определение коэффициентов ускорения или перехода (см.п 13) является одной из задач ускоренных испытаний; пока эта задача не решена, информативность испытаний снижается, а прогнозы требуют осторожности.

Третья причина сомнений в результате ускоренных испытаний заключена в возможном несоответствии условий эксплуатации, на которые ориентированы метод и режим испытаний, и условий, в которых

происходит эксплуатация изделий у ряда потребителей. При стендовых испытаниях элементов машин обычно воспроизводят один из самых тяжелых или самых распространенных вариантов эксплуатации. Иногда используют вариант, сочетающий особенности эксплуатации в различных условиях, но и этот вариант редко является всеобъемлющим. Не исключены, следовательно, неожиданности при эксплуатации изделий в специфических условиях (при нагрузкам, почвам, климату и т. п.), неучтенных при испытаниях. Другими словами, при эксплуатационных испытаниях двигатель в составе трактора испытывает все виды воздействий, от самых легких до самых тяжелых, все виды климатических условий, а также уровень культуры обслуживания, которые никогда не могут быть при стендовых испытаниях.

Четвертая причина недоверия к ускоренным испытаниям заключается в неполноте получаемой информации о надежности. Рассмотрим, например, стендовые испытания выборки агрегатов, причем предположим, что они доводятся до предельного состояния. Возможны два случая: первый – коэффициент ускорения известен, т. е. коэффициент перехода от эксплуатационных испытаний к ускоренным; второй – неизвестен. В случае первого случая результаты испытаний позволяют с точностью, зависящей от объема выборки, оценить эксплуатационный ресурс агрегата; ресурс ряда наименее долговечных элементов агрегата и его безотказность (с учетом указанных ниже ограничений); состояние деталей агрегатов при снятии с испытаний (по результатам технической экспертизы); определить часть видов отказов агрегата; получить сведения о его ремонтпригодности при устранении возникших отказов, а также об объеме и трудоемкости капитального ремонта. Во втором случае оценки эксплуатационного ресурса агрегата и его деталей становятся предположительными, экспертными; остальная информация адекватна первому случаю.

В машиностроении испытания изделий на долговечность принято называть **ресурсными**. Из самого определения **ресурс** – наработка объекта от начала его применения до наступления предельного состояния, следует, что применительно к сложной машине в целом это понятие не имеет смысла [29]. Действительно, трудно себе представить, чтобы после некоторой наработки для всех узлов и деталей двигателя наступило предельное состояние, так как оно наступает для наиболее нагруженных деталей и сопряжений. Тем не менее, понятие

ресурсные испытания двигателя, в целом, применяется и оно правомерно, так как при таких испытаниях выявляют ресурсы его элементов и деталей. Ресурсным испытаниям должны предшествовать исследования для выбора вариантов работы двигателя в составе машины в эксплуатации, для воспроизведения их при стендовых испытаниях, изучение видов отказов в эксплуатации, а также оценка нагруженности изделий и эксперименты для выбора методов и режимов испытаний.

Выше указано, что при ресурсных испытаниях выявляется часть видов отказов агрегата, причем имеется в виду агрегат сложный, многокомпонентный. Было также отмечено, что ресурсные испытания дают обширные сведения о долговечности изделий, но при том же объеме несколько менее информативны в отношении их безотказности. Причина заключается в статистической природе источников отказов и условий их возникновения.

Каждое изделие в известной мере индивидуально. В каждом агрегате данной модели собраны в различных сочетаниях сотни деталей; одноименные детали отличаются друг от друга в пределах допусков на изготовление, кроме того, отдельные детали и сопряжения могут иметь отклонения, незамеченные контролем, или скрытые дефекты в материале. Изделия, изготовленные в соответствии с чертежом, при испытаниях или в эксплуатации будут отказывать в результате нормального развития процессов разрушения, свойственных данной конструкции. Другие изделия, снятые с того же конвейера, но изготовленные с некоторыми нарушениями, могут содержать предпосылки не только ускоренного проявления обычных отказов, но и возникновения таких отказов, которые несвойственны изделию, изготовленного по чертежу без нарушений.

Номенклатура и частота отказов изделий – зависит от режима и продолжительности их работы до предельного состояния. Если для данного изделия оно наступило рано или испытан прекращены ранее достижения предельного состояния, то некоторые виды отказов не успеют проявиться. Если условия и продолжительность испытаний (или эксплуатации) таковы, что благоприятствуют возникновению отказов определенного вида, то они возникнут, в противном случае такие отказы не произойдут. Следовательно, за период работы данного изделия до предельного состояния какие-то отказы, свойственные изделиям этой модели обнаружатся, в то время, как отказы другого вида

останутся невыявленными. При испытаниях второго такого же изделия возможны такие же или другие отказы и т. д. Другими словами, отказы, которые являются статистически редкими событиями вообще могут не произойти.

Методы и режимы стендовых ускоренных (ресурсных) испытаний, цель которых – довести изделие до предельного состояния, в ряде случаев создают условий, вызывающих отказы некоторых видов. Например, при испытании двигателей на стендах нет тряски, обусловленной движением по неровностям, которая в сочетании с вибрациями самого двигателя иногда приводит к ослаблению полумке резьбовых соединений, к течи и поломкам масло- и топливопроводов. В условиях стендовых испытаний не возникают отказы от засорения и загрязнения фильтров, масел, рабочих жидкостей, а, так же, климатических воздействий. Таким образом, стендовые испытания ресурсные испытания, проведенные в обычном (не большом) объеме, выявляют *основные* отказы, но могут выявить *все* виды отказов. Если это не учтено при организации испытаний сложных изделий, то в эксплуатации выявится больше видов отказов, чем при испытаниях, что приведет к пересмотру оценок надежности.

Очевидно при испытании автомобильных и тракторных двигателей на надежность целесообразно ввести показатель воспроизводимости (для двигателей одной марки), который равен отношению числа видов отказов, выявленных при испытаниях двигателя, к числу видов отказов, проявившихся при эксплуатации таких же двигателей. Этот показатель характеризует возможность выявления номенклатуры отказов, свойственных испытываемым двигателям, при данном объеме выборки, методе, режиме и продолжительности испытаний. Коэффициент возрастает с увеличением объема выборки и продолжительности испытаний.

7.3. КРАТКИЙ АНАЛИЗ ИСПЫТАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ. ОБОСНОВАНИЕ ЧИСЛА ОБЪЕКТОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ

В общем комплексе работ по повышению надежности двигателей вопросам разработки оптимальных методов испытаний и экспериментальной оценки показателей надежности придается особое значение в

связи с постоянным ростом требований к техническому уровню изделий и сокращением моральных сроков службы. Под оптимальными методами испытаний следует понимать такие испытания, которые обеспечивают получение всесторонней информации о надежности двигателя при минимальном количестве образцов изделий, а главное – сроках проведения испытаний. Используемые в настоящее время методы испытаний автомобильных и тракторных двигателей на надежность можно классифицировать по ряду признаков.

Прежде всего, по характеру нагрузочных режимов: испытания при нормальных режимах нагружения, по величине и характеру не отличающихся от действительных нагрузок в условиях эксплуатации; испытания при форсированных режимах нагружения, когда нагрузки выбираются большими, чем максимальные эксплуатационные, и могут отличаться от них не только по величине, но и по характеру изменения.

Далее, по характеру условий проведения испытаний: испытания в обычных условиях эксплуатации; полигонные и имитационные испытания на специальных полигонах или путем имитации эксплуатационных режимов; стендовые испытания при форсированных или идентичных эксплуатационных режимах нагружения.

Кроме того, возможно классифицировать по оценке результатов: сравнительные испытания путем получения сопоставленных оценок с изделием-аналогом или эталоном; оценочные испытания при отсутствии эталона (например, испытание двигателей с введенными изменениями в конструкцию и без них).

Наконец, по календарной продолжительности: длительные эксплуатационные; ускоренные, когда ускорение достигается за счет сокращения перерывов в работе изделия, увеличения числа циклов нагружения в единицу времени, форсирования нагрузок, усиления воздействий окружающей и абразивной среды и т. д.

Каждому из перечисленных видов испытаний присущи свои преимущества и недостатки. Стендовые, полигонные, имитационные испытания и испытания при форсированных режимах нагружения дают возможность в значительной степени сокращать календарное время определения показателей надежности по сравнению с длительными эксплуатационными испытаниями при нормальных условиях работы двигателей. В большинстве своем они находят применение на стадиях доводочных работ при выборе лучших материалов для деталей или

конструкций только опытных узлов. С помощью этого достигается значительное сокращение сроков по доводке конструкций и технологии производства двигателей.

К недостаткам ускоренных испытаний относится практическая невозможность воспроизведения всего комплекса воздействий, которым подвергаются узлы и детали в условиях эксплуатации. Этот факт вызывает значительные трудности в определении коэффициентов перехода (или коэффициентов ускорения) от результатов ускоренных испытаний к ожидаемым в условиях эксплуатации, что в конечном итоге снижает точность и достоверность получаемых оценок. Заметим, что хорошая сопоставимость результатов ускоренных испытаний эксплуатационными обеспечивается в случаях наиболее полного приближения режимов работы изделий к действительным, имеющим место при работе в условиях эксплуатации. Поскольку на практике эти условия не обеспечиваются, режимы ускоренных испытаний являются условными и точность коэффициентов ускорения определяется степенью приближения этих режимов к эксплуатационным.

В большинстве случаев ускоренные испытания носят сравнительный характер и оценка эффективности тех или иных мероприятий, внедренных в конструкцию для повышения надежности, производится в сопоставлении с результатами испытаний в тех же условиях образцов-аналогов, по которым накоплен достаточный опыт эксплуатации. При отсутствии аналогов определение коэффициентов ускорения от результатов ускоренных испытаний к ожидаемым в условиях реальной эксплуатации значительно усложняется

Длительные эксплуатационные испытания в нормальных условиях эксплуатации обеспечивают решение поставленных задач и свободны от указанных выше недостатков. Их преимуществом является то, что при испытаниях может быть обеспечена любая наперед заданная точность и достоверность оценок показателей надежности, определены истинные причины отказов и исправностей, выявлены слабые узлы и детали, получены данные для обоснования оптимальной системы обслуживания и ремонта изделий.

Недостатками испытаний в условиях нормальной эксплуатации являются их высокая себестоимость и календарная продолжительность всего комплекса испытаний, тем не менее эксплуатационные испытания в настоящее время являются основным источником информации о

надежности изделий в реальных условиях. Их результаты определяют необходимость разработки и внедрения мероприятий по обеспечению требуемой надежности двигателей как на стадиях отработки конструкции и технологии производства, так и в процессе эксплуатации объектов.

По своему целевому назначению периодические длительные испытания на надежность делят на определительные и контрольные.

Определительные испытания проводят для установления фактических значений показателей надежности вновь разрабатываемых или модернизируемых двигателей. Основными задачами этих испытаний являются оценка степени конструктивной отработки двигателя и его систем, а также определение показателей, характеризующих их безотказность, ремонтпригодность и долговечность в условиях эксплуатации. Для получения достоверной информации на испытания в соответствии с РД 50-690-89 (взамен ГОСТ 7057—81) должно представляться не менее восьми двигателей данного типа. Продолжительность испытания данного вида должна быть не менее заданного ресурса двигателя или времени по ускоренным испытаниям.

Контрольные испытания проводят для оценки соответствия показателей, установленных при расчетах надежности двигателя или его систем, требованиям стандартов и технических условий. Целевым назначением контрольных испытаний является также оценка эффективности проводимых конструкторско-технологических мероприятий по повышению уровня надежности двигателей. При контрольных испытаниях не ставится задача оценки всей номенклатуры показателей надежности, обычно решается задача оценки с определенной вероятностью того, что надежность изделия не ниже некоторого заданного уровня. Соответствие надежности двигателей заданным требованиям оценивается по результатам либо специально проводимых выборочных испытаний серийно выпускаемых двигателей, либо по результатам контрольных испытаний серийных тракторов, на которых эти двигатели установлены. Контрольные испытания проводят в течение 3000 мото-ч не менее, чем на пяти образцах тракторов одного типа.

При изучении показателей надежности наблюдения в эксплуатации за объектами испытаний ведут по одному из предусмотренных РД 50-690-89 (взамен ГОСТ 7057—81) планов:

[NUN]; [NUT]; [NUr]; [NRT]; [NRr],

где N — число изделий, поставленных под наблюдение; U — планы, в которых отказавшие изделия не заменяются новыми; T — установленная продолжительность наблюдения; r — число отказов до возникновения которых ведутся наблюдения; R — планы, в которых отказавшие изделия заменяются новыми или ремонтируются.

Планы наблюдений трактуются РД 50-690-89 следующим образом:

[NUN] — наблюдениям подлежат N объектов, отказавшие объекты новыми не заменяют и не восстанавливают, наблюдения прекращают, когда число отказавших объектов достигнет N ;

[NUr] — наблюдениям подлежат N объектов; отказавшие объекты новыми не заменяют и не восстанавливают; наблюдения прекращают, когда число отказавших объектов достигнет r ;

[NUT] — наблюдениям подлежат N объектов; отказавшие объекты новыми не заменяют и не восстанавливают; наблюдения прекращают по истечении времени T ;

[NRr] — наблюдениям подлежат N объектов; отказавшие объекты заменяют новыми или восстанавливают; наблюдения прекращают, когда число отказавших объектов достигнет r ;

[NRT] — наблюдениям подлежат N объектов; отказавшие объекты заменяют новыми или восстанавливают; наблюдения прекращают по истечении времени T .

При планах [NUN], [NUr] и [NUT] отказавшие изделия могут ремонтироваться, но данные об их отказах после ремонта исключаются из дальнейшего рассмотрения. При планах [NRT] и [NRr] результаты наблюдений за отремонтированными двигателями включаются в общие данные наблюдения до замены. Если время ремонта продолжительно и может повлиять на конечные результаты определения оценок показателей надежности, о результаты наблюдений за отремонтированными изделиями исключаются из дальнейшего рассмотрения. В этом случае должны использоваться планы типа U.

При изучении показателей ремонтпригодности наблюдения ведутся по любому плану, включая данные о восстановлении всех отказавших двигателей.

В общем случае необходимое число двигателей для проведения испытаний зависит от следующих факторов: законов распределения параметров; величины рассеяния результатов испытаний, характеризуемой коэффициентом вариации w , точности оценок, характеризуемой величиной доверительной вероятности оценки β ; средней относительной погрешности оценок эксперимента δ .

Определение объема выборки на практике обычно производится в следующем порядке:

- установление средней ориентировочной величины изучаемого показателя \tilde{X} ;
- установление среднеквадратичного отклонения σ ;
- оценка коэффициента вариации $v = \sigma / \tilde{X}$;
- установление закона распределения, изучаемого показателя;
- выбор необходимой относительной погрешности эксперимента $\delta = \Delta x / \tilde{X}$, определяющей границы возможных значений параметра,

$$\tilde{X}_n(1 - \delta) \leq \tilde{X} \leq \tilde{X}_n(1 + \delta),$$

где \tilde{X} и \tilde{X}_n – среднее выборки генеральной совокупности и выборки, состоящей из n изделий;

- выбор величины доверительной вероятности, характеризующей достоверность относительной точности эксперимента.

Методы расчета, необходимого для испытаний числа двигателей, делятся на параметрические, когда известен вид закона определения исследуемой случайной величины, и непараметрические, когда вид закона распределения неизвестен.

Если вид закона распределения случайной величины неизвестен, то минимальное число двигателей выбирают из условия отсутствия отказов за время t . При этом задаются требуемой вероятностью безотказной работы $P(t)$ в течение некоторого времени t с доверительной вероятностью β . По РД 50-690-89 рекомендуется односторонние доверительные вероятности β , равные 0,80; 0,90; 0,95; 0,99. Число объектов наблюдений находят по табл. 7 для некоторых $P(t)$ и β .

Таблица 7. Число объектов наблюдений

$P(t)$	β			
	0,80	0,90	0,95	0,99
0,500	-	-	-	7
0,800	8	10	13	50
0,900	15	21	30	44
0,950	30	40	60	85
0,980	75	120	140	230
0,990	150	220	280	430
0,995	330	430	600	800

Определение числа объектов испытаний проводится в следующем порядке:

- задаются требуемой минимальной величиной вероятности безотказной работы $P(t)$ в течение времени t с доверительной вероятностью β ;
- по табл. находят соответствующее минимальное число N объектов испытаний.

Пример 37. Определить число N топливных насосов высокого давления, чтобы с доверительной вероятностью $\beta = 0,9$ проверить, что вероятность безотказной работы $P(t)=0,800$ $P(t)$.

Решение. Используя табл. 7, находим $N = 10$.

Результаты проведенных испытаний считают удовлетворительными по точности, если при числе N объектов за время t не отмечено ни одного отказа. Если наблюдается хотя бы один отказ, требуемое значение вероятности безотказной работы не подтверждается и требуется проведение дополнительных испытаний.

При выборе точности оценок и доверительной вероятности учитывают технико-экономические последствия, связанные с потерями, обусловленными появлением отказов из-за недостаточной точности оценок при испытаниях.

Высокую точность оценок (величина относительной ошибки δ не более 0,05 и доверительная вероятность не ниже 0,95) принимают при испытаниях и оценке элементов трактора, определяющих безопасность его эксплуатации. Для всех остальных узлов и агрегатов достоверность оценок принимается в пределах 0,80...0,90 при относительной погрешности 0,10...0,20 [4]. Наибольшая точность принимается для узлов и деталей трактора, отказы которых в работе трудно устранимы или вле-

кут за собой сопутствующие отказы. Для большинства узлов и агрегатов величина доверительной вероятности может быть принята равной 0,80, а относительная ошибка $\delta = 0,10 \%$.

7.4. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Обеспечение требуемой надежности – одна из основных проблем при создании двигателя внутреннего сгорания. Ее особенность состоит в том, что оценка надежности и принятие решения о ее достаточности могут быть осуществлены лишь по истечении весьма длительного времени эксплуатации машины, на которую двигатель будет установлен. В случае выявления недостаточной надежности ДВС требуется не только устранить причину отказов с разработкой новых конструктивных или технологических решений, но и снова провести цикл длительных эксплуатационных испытаний. Этот процесс, называемый доработкой конструкции, как правило, бывает многоцикловым и часто продолжается длительное время. Если ресурс работы двигателя, например, сегодня равен 10...12 тыс. моточасов, что составляет, примерно, 5...6 лет эксплуатации, то за такой срок принимать решение о внедрении новых конструкций невозможно. Только ускорение испытаний является самым эффективным способом создания новых перспективных двигателей или модернизации серийных.

Как было показано в главе 3 понятие «надежность» – интегральное свойство объекта и включает в себя долговечность, безотказность, ремонтпригодность и сохраняемость. Ремонтпригодность и сохраняемость у большинства конструкций ДВС не оказывает определяющего влияния на комплексные показатели надежности. Поэтому на стадии проектирования и технологической подготовки производства основное внимание должно быть направлено на достижение требуемых показателей долговечности и безотказности. Ускоренное определения указанных показателей и сравнительная оценка различных вариантов конструкции возможно только при интенсификации причин отказов, снижение ресурса путем повышения скорости и количества нагружений в единицу времени, увеличение влияния внешней среды, уменьшения перерывов в работе и т.д. Ускоренные испытания получили при конструировании ДВС широкое распространение.

Идея этих методов проста: если для получения достаточно надежных сведений о надежности изделия (элемента, узла, системы) при нормальном условии работы требуется длительное время (зачастую

годы), то нужно ужесточить рабочий режим и тем самым ускорить выработку ресурса. При такой более напряженной работе изделия станут выходить из строя быстрее и удастся получить необходимые сведения за более короткий срок. Сама по себе эта идея очень заманчива. Однако предварительно при таких ускоренных испытаниях предварительно необходимо изучить закономерность ускорения процесса надежности в зависимости от ужесточения режима. Принимаемая при этом исследовании гипотеза инвариантности законов распределения длительности безотказной работы изделия в эксплуатации и на режимах ускоренных испытаний требует серьезной проверки.

При их выборе режимов ускоренных испытаний необходимо прежде всего обеспечить качественное подобие реальных (в эксплуатации) и смоделированных (на стенде) процессов, определяющих возникновение отказов, а также появление отказов, не встречающихся в эксплуатации. Кроме того, на стадии разработки программы и методики ускоренных испытаний необходимо определиться, какое ускорение по выработке надежности получить изделие при ускоренных испытаниях или определиться с коэффициентом ускорения испытаний.

При ускоренных испытаниях на долговечность и безотказность используют следующие коэффициенты:

- ускорения по наработке K_{1n} – отношение наработки (в час или км пробега) изделия в эксплуатации к наработке при ускоренных испытаниях до появления одинаковых отказов или до предельного состояния; характеризует число часов эксплуатации, эквивалентное одному часу испытаний;
- ускорения по времени K_{2t} – отношение календарного времени работы изделия в эксплуатации к календарной продолжительности испытаний до появления одинаковых повреждений, отказов или до предельного состояния;
- перехода K_p – число циклов нагружения при испытаниях, эквивалентное по разрушающему воздействию на изделие одному часу или другой единице наработки в эксплуатации (является величиной, обратной K_{1n}).

При оценке уровня безотказности коэффициент K_{1n} определяют, как отношение наработки изделий в эксплуатации к наработке таких же изделий при испытаниях до возникновения первых отказов, отказов данного вида или одинакового числа характерных отказов данной группы сложности. Аналогично определяют коэффициент ускорения

по времени $K_{2в}$. В зависимости от особенностей конкретной задачи коэффициент ускорения может быть отнесен к определенному показателю надежности, оцениваемому при испытаниях (к долговечности, к средней наработке на отказ, к наработке до первого отказа и т. п.).

Коэффициент ускорения – величина статистическая, зависящая от рассеивания показателей долговечности испытываемого изделия. Точность определения коэффициентов ускорения, как и точность прогнозов эксплуатационной долговечности и безотказности по результатам ускоренных испытаний, зависит от объема имеющейся информации о надежности ДВС в эксплуатации и при испытаниях.

Необходимость в использовании коэффициентов ускорения возникает в случае:

- прогноза эксплуатационной долговечности и безотказности по результатам ускоренных испытаний;
- сопоставления и выбора видов, а также методов испытаний;
- при сравнении режимов испытаний неравнопрочных систем, элементы которых выходят из строя в разное время.

Появление одинаковых повреждений, отказов или признаков предельного состояния – четкий критерий, когда подразумевается возникновение конкретного вида отказа или оговоренного предельного состояния двигателя. Обычно при ускоренных испытаниях ДВС считают, что он достигает предельного состояния, если в ходе испытаний или при заключительной экспертизе были выявлены отказы, классифицируемые как ресурсные, а также если износы деталей таковы, при которых происходит нарушение его работоспособности. Напомним, что неработоспособное состояние – состояние двигателя, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего его способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям нормативно-технической документации. Этот критерий становится менее четким, когда подразумевается общее техническое состояние поршневого двигателя, как сложного агрегата, характеризуемое рядом приблизительных признаков.

Различные детали испытываемого двигателя конструкции, как правило, имеют свои особенности, отличаются по несущей способности, в неодинаковой мере, а также по-разному нагружены, в связи с чем при испытаниях в одном режиме им свойственны различные коэффициенты ускорения.

При разных видах повреждений элементов изделия для оценки их надежности возможно применение различных методов и режимов испытаний, получая соответственно различные величины коэффициентов ускорения.

Величина K_{1n} зависит от различий между эксплуатационным режимом работы изделия и режимом его испытаний. При совпадении этих режимов $K_{1n}=1$, тогда ускорение достигается только более полным использованием календарного времени при испытаниях в сравнении с его использованием в эксплуатации. Если процессы разрушения изделия при испытаниях интенсифицируются, K_{1n} возрастает. В таких случаях сокращение продолжительности испытаний может быть достигнуто как лучшим использованием календарного времени, так и ускорением процессов разрушения.

Наибольшее распространение получили следующие методы ускоренных испытаний ДВС.

1. *Метод увеличения использования времени, а также частоты нагружения ДВС без изменения уровня нагружения и условий работы.* Такие испытания двигателей проводятся на режимах пуска и прогрева. Аналогично проводят испытания пусковых агрегатов, когда они работают не считанные секунды как при пусках ДВС, а десятки часов и непрерывно, например, в условиях запыления. Пыль подается в двигатель с воздухом или с маслом. Точно также круглосуточные испытания двигателей, обеспечивающие наработку 500...800 моточасов в месяц, позволяет интенсифицировать отказы. Метод позволяет значительно сократить время получения показателей безотказности и долговечности.

2. *Метод ускоренных испытаний с использованием эксплуатационных режимов* при уплотнении наиболее тяжелых режимов за счет более полного использования календарного времени. Если двигатель в условиях эксплуатации работает в основном на частичных режимах, то длительность его испытаний можно уменьшить путем изменения характера случайного рассеяния нагрузений в диапазонах, характерных для эксплуатации двигателя конкретного назначения. Этот метод используется при ускоренных испытаниях двигателей на безотказность с увеличением нагружения при номинальном режиме (вместо спектра частичных режимов в реальной эксплуатации), цилиндров высокофорсированных быстроходных двигателей на стойкость против кавитации (при снижении температуры охлаждающей жидкости до 30...40 °С), а также при моделировании работы тракторного дизеля в тяжелых эксплуатационных условиях.

3. *Метод ускоренных испытаний двигателя и его деталей при ужесточении режимов нагружения по сравнению с эксплуатацион-*

ными. Достигается путем увеличения среднего эффективного давления, частоты вращения коленчатого вала, противодействия на выпуске, снижением или повышением температуры охлаждения воды, увеличением зазоров, сменой скорости нагружения и т.д. Так, для ускоренной проверки прочности некоторых элементов поршней (кромок камеры сгорания или кольцевых и межклапанных перемычек) увеличивают жесткость рабочего цикла двигателя $\Delta p / \Delta \phi$, максимального давления сгорания p_z за счет увеличения угла опережения впрыскивания топлива. Для форсирования кавитации гильз цилиндров увеличивают зазор в соединении «поршень-гильза». Желательно, чтобы значение параметров, которые повышают нагружение, не превышало предельных значений, которые могут быть в эксплуатации. Главное – при испытаниях не должны изменяться условия работы деталей и смазки сопряжений, а также охлаждения. Метод достаточно распространен, им пользуются известные фирмы Cummins (США), Leyland (Англия), Comutzu (Япония).

4. *Метод ускоренных испытаний на тяжелых режимах испытаний, что меняют характер нагружения ДВС или их деталей.* Например, для ускоренной проверки термостойкости головок цилиндров тракторных дизелей жидкостного охлаждения используют метод тепловых ударов за счет поочередной подачи в систему охлаждения холодной или горячей воды. Для ускоренной проверки усталостной прочности деталей или элементов камеры сгорания используют циклы с повышенными значениями p_z и $\Delta p / \Delta \phi$. Для ускоренной оценки усталостной прочности поршней огневую поверхность нагревают, а потом охлаждают водой. Более жесткие внешние условия можно также обеспечить за счет увеличения количества пыли, подаваемой с воздухом и маслом, повышением или понижением температуры окружающей среды. При таких испытаниях особенно важно детально сопоставлять отказы при укоренных (модельных) испытаний, а также в эксплуатации и на этой основе корректировать методику испытаний.

5. *Метод использования априорной информации, полученной в условиях эксплуатации, для получения зависимости показателей надежности от технического состояния.* Разновидностью этого метода является метод экстраполяции. Им можно пользоваться, если известны зависимости показателей безотказности или долговечности от технического состояния двигателя. В таком случае прогнозировать долговечность деталей или сопряжений ДВС можно осуществлять еще до того, как они достигли предельного состояния. Так, по изменению

расхода моторного масла на угар и по прорыву газов в картер можно судить об износостойкости маслосъемных колец и гильз цилиндров. Виброакустическим способом можно проследить за изменением зазоров основных соединений двигателя без его разборки и на основе экстраполяции полученной закономерности ускоренного износа прогнозировать долговечность соединений.

6. *Метод использования зависимости износостойкости деталей от скорости их износа.* Сокращение времени испытаний обеспечивается за счет использования известного метода выравнивания скоростей износа.

Предположим, что износ U детали и время t ее изнашивания связаны зависимостью:

$$U = At^\alpha,$$

где A – некоторый коэффициент, определяемый по результатам экспериментальных исследований; α – неслучайный и постоянный для определенного типа деталей показатель степени, определяемый экспериментально.

Величину α можно определить по результатам эксплуатационных или стендовых испытаний на износ (при соответствующих наработках).

При безразборном варианте (например, с помощью радиоактивных изотопов др.) этот метод позволяет быстро определить влияние на износ скоростных или силовых режимов двигателя, характер организации рабочего процесса, степень очищения воздуха или масла и др. Для определения абсолютных значений износа конкретных поверхностей трения возможно использовать, например, метод штучных баз, что дает возможность ускорять испытания без форсирования режимов работы двигателя. Прежде всего, метод распространен при проведении сравнительных испытаний.

7. *Форсирование условий применения специального рабочего цикла ДВС.* Ускорение процесса закоксовывания распылителей форсунок дизелей можно обеспечить в 70...80 раз за счет повышения цикловой подачи топлива на такте расширения. Впрыск дополнительного топлива производится от автономной системы топливоподачи. При этом суммарная цикловая подача на 10...20 % превышает максимальную цикловую подачу в эксплуатации.

Ускорение процесса коксования отверстий распылителей дизельных форсунок при двухфазной подачи топлива достигается за счет проникновения горячих газов с цилиндра ДВС к поверхностям сопловых каналов и под иголку форсунки. Значительную роль играет при этом усиления контакта топлива с кислородом.

Ведущие моторостроительные фирмы большое внимание уделяют организации и проведению ускоренных испытаний на надежность, при этом каждая фирма, как правило, самостоятельно проводит выбор ускоряющих воздействий и циклов нагружения.

Например, фирма Leyland (Англия) испытание дизелей проводит в три этапа (по 500 часов каждый получасовыми циклами нагружения), при чем от этапа к этапу нагрузки возрастают (табл. 8). На первом этапе двигатель испытывается на номинальном режиме N_{enom} , на втором – на режиме максимального крутящего момента $M_{tor.max}$.

Таблица 8. Циклы нагружения дизелей при ускоренных испытаниях фирмы Leyland

Длительность режима, мин	Режимы работы дизеля		
	I этап (500 ч)	II этап (500 ч)	III этап (500 ч)
20	N_{enom}	$M_{tor.max}$	$M_{tor. upr.}$
10	Останов	Останов	Останов
20	N_{enom}	$M_{tor.max}$	$M_{tor. upr.}$
10	Холостой ход	Холостой ход	Холостой ход

На последнем этапе испытаний двигатель форсируют на 5 % по цикловой подаче топлива и на 10 % по частоте вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте форсированного двигателя $M_{tor. upr.}$.

Испытания двигателей на «тепловой удар» фирма Фиат проводит 100-часовыми 10-минутными циклами (табл. 9), при этом температура охлаждающей жидкости постоянно поддерживается на максимальном для эксплуатации уровне 90...95 °С, а температура масла – постоянной в течение каждого цикла, но в каждом новом цикле она изменяется (110, 120, 130 °С), превышая средние эксплуатационные значения.

Таблица 9. Циклы нагружения автомобильных бензиновых двигателей при ускоренных испытаниях ЦПГ фирмы Fiat

Режимы работы	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Температура охлаждающей жидкости, °С
Холостой ход	1000	30
Полное нагружение	5000 (0,9 $n_{ном.}$)	30
Холостой ход	1000	90
Полное нагружение	5000	90
Холостой ход	1000	90
Полное нагружение	5000	30
Холостой ход	1000	30
Полное нагружение	5000	90
Холостой ход	1000	90
Полное нагружение	5000	90

Таковыми же циклами испытываются на безотказность и долговечность автомобильные бензиновые двигатели. Длительность испытаний на каждом режиме одна минута. Одновременно проверяется также надежность газового стыка.

Фирма Comatzu (Япония) с целью определения безотказности и долговечности двигателя проводит стендовые ускоренные испытания для проверки возможности возникновения трещин, схватывания или задиров поверхностей трения или других отказов, а также интенсивного изнашивания пар трения (продолжительность испытаний составляет 1000 ч). Перед началом испытаний двигатель форсируют по среднему эффективному давлению на 15 %, температура охлаждающей жидкости поддерживается на уровне 90...95 °С, испытания ведутся 6-минутными циклами на переменных режимах (табл. 10), что позволяет довести коэффициент ускорения $K_{1n} < 6...9$ по безотказности и до 1,2...4,7 – для оценки долговечности по износам поверхностей трения.

Таблица 10. Циклы нагружений фирмы Comatzu на переменных режимах перед испытанием на надежность

Длительность циклов	Частота вращения коленчатого вала	Значения эффективного крутящего момента
30 с	1,05 n_{xxmin}	0
300 с	1,05 $n_{ном}$	1,05 M_{emax}
30 с	1,05 n_{xxmin}	0

Второе испытание проводят на постоянном режиме работы с целью оценки свойств масла и расхода его на угар.

В ГСКБД (Украина, г. Харьков) для оценки термоусталости острых кромок камеры сгорания поршней тракторных дизелей разработан метод ускоренных циклических нагружений. В его основу положена особенность работы дизеля в процессе тяжелых сельскохозяйственных работ. Для стендовых испытаний выбран цикл переменных нагружений длительностью 44 с (сброс нагрузки – 22 с; возрастание – 22 с). За это время мощность меняется от нуля до максимального значения (N_{max}), а частота вращения коленчатого вала – от минимальной частоты вращения на холостом ходу до частоты вращения на номинальном режиме и наоборот. Анализ результатов эксплуатационных и стендовых испытаний показал, что ресурс двигателя 6000 м-ч эквивалентен 10^5 циклов нагружения, что обеспечивает разрушение кромок поршней вследствие усталости до 125 часов, т.е. $K_{1H} = 6000/125 \approx 40 \dots 50$.

Методы ускоренных испытаний широко использует объединение «Автодизель». При разработке методики ускоренных испытаний на износостойкость поршневых колец и гильз цилиндров ставилась задача – обеспечить подобие эпюр износа в эксплуатации и при стендовых испытаниях. Поскольку уменьшение температуры охлаждающей жидкости мало влияло на износ, то для его увеличения применили абразивные частицы, обеспечивающие концентрацию пыли, соответствующую работе двигателя в условиях пыльной бури. Предельно допустимый износ цилиндров достигал после 90...160 ч. испытаний. Форма эпюры износа приблизилась к эпюре эксплуатационного износа при пробеге автомобиля 120...150 тыс. км при обычном запылении воздуха на впуске.

Исследование напряженного состояния бобышек и межкольцевых перемычек проводилось путем нагружения днища поршня гидравлическим путем с давлением от нуля до 11 МПа, а напряжения в бобышках измерялись с помощью тензорезисторов. При стендовых испытаниях увеличивали угол опережения впрыскивания, что приводило к увеличению напряжений в 1,5 раза.

С помощью такой методики проводились испытания поршней на двигателе в течение 250...300 часов.

При выборе необходимой высоты перемычки значение p_z увеличивалось до 12...14 МПа за счет смены угла опережения впрыскивания (при этом одновременно в 2...3 раза возрастает скорость повышения

давления газов в цилиндре). В результате напряжения в перемычке возрастают до 70 %; одновременно на 50...60 °С повышаются температуры в зоне перемычки, что на 25...30 % уменьшает прочность поршневого алюминиевого сплава.

В случае необходимости оценки качества материала или эффективности термообработки для уменьшения времени испытаний высоту перемычки уменьшают на 2...3 мм; при этом $K_{1n} = 25$.

Оценка трещинообразования головок цилиндров в зоне перемычек между клапанами проверялась форсированием температурных напряжений за счет увеличения угла опережения впрыскивания, а также периодической резкой смене температуры охлаждающей жидкости (тепловых ударов) и сменой скоростного и силового режимов работы двигателя. В табл. 11 приведены характеристики циклов нагружения головок цилиндров.

Трещины в перемычках появились уже после 100...150 м-ч испытаний; а после 300 м-ч имели место у 50 % головок. Заметим, что в эксплуатации трещины появлялись после 800 м-ч. Этот способ можно использовать при сравнительных испытаниях ($K_{1n} = 8000/100 = 80$).

Кавитация гильз цилиндров возникает в эксплуатационных условиях только через 2...3 года. Разработан метод его ускорения в 30...40 раз при работе дизеля на холостом ходу за счет увеличения зазора в паре «поршень-гильза цилиндров» до 0,6...0,7 мм и при уменьшении температуры охлаждающей жидкости до 55 °С (максимальная интенсивность кавитации наблюдается как раз при такой температуре охлаждающей жидкости).

Кавитационные разрушения гильз и блоков цилиндров при таких испытаниях возникают после 150 мото-часов. В эксплуатации аналогичные разрушения происходят через 150...200 тыс. км пробега (6000...8000 м-ч), т.е. $K_{1n} \approx 40...50$.

Таблица 11. Циклы нагружения головок цилиндров ОАО «Автодизель»

Режим испытаний	T охл °С	n, мин ⁻¹	N _e , кВт	Длительность, мин
Пуск-прогрев	20...40	1100	холостой ход	1
Номинал	40...90	2100	Неном	25
Охлаждение	90...40	1100	холостой ход	10
Остановка/ промывка системы охлаждения	40...20	-	-	15/60

В НАМИ разработана методика ускоренных испытаний на безотказность автомобильных двигателей, полностью укомплектованных всеми дополнительными агрегатами. Продолжительность испытаний бензиновых двигателей и составляет 200...300 ч для двигателей легковых автомобилей и 300...400 ч – грузовых автомобилей и автобусов, а для дизелей – 350...800 ч в зависимости от их рабочего объема. Испытания на безотказность проводятся циклами, состоящими из режимов, приведенных в табл. 12.

Таблица 12. Циклы НАМИ испытание на безотказность бензиновых двигателей

№№ пп	Частота вращения коленчатого вала	Мощность, крутящий момент (брутто)	Время, мин
1	$n_{id.min} + 300$	0	5
2	n_n	N_n	140
3	$n_{M_{e\max}}$	$M_{e\max}$	20
4	$1,15 n_n$	0	10
5	$n_{id.min} + 300$	0	5
ИТОГО			180

Из табл. 12 следует, что частота вращения на первом и последнем этапе соответствует минимальной частоте вращения коленчатого вала (+300 мин⁻¹); на втором этапе – на номинальном режиме; на третьем – на режиме максимального крутящего момента, а на четвертом – с повышенной на 15 % частоте вращения на номинальном режиме.

Второй тип испытаний дизелей проводится с использованием форсированных режимов. Продолжительность испытаний составляет от 250 до 600 ч. циклами, приведенными в табл. 13.

Опыт отечественного и зарубежного моторостроения показывает, что в качестве ускоряющих воздействий при ускоренных испытаниях дизелей главным образом используют повышение среднего эффективного давления p_e , МПа (эффективного крутящего момента M_e , Н·м) и частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹. Это следует из приведенных выше циклов ускоренных испытаний, принятых на некоторых фирмах.

Таблица 13. Циклы НАМИ испытания дизелей

№№ пп	Частот вращения коленчатого вала	Мощность, крутящий момент (брутто)		Время, с
		Дизели без наддува	Дизели с га- зотурбинным наддувом	
1	$N_{id.min} + 300$	0	0	60
2	$1,05 n_n$	$1,05 N_n$	$1,1 N_n$	300
3	$n_{M_{e max}}$	$M_{e max}$	$M_{e max}$	210
4	$1,15 n_n$	0	0	90
5	$N_{id.min} + 300$	0	0	60
ИТОГО				720

Основываясь на этом опыте, в НИКТИД был разработан ОСТ 23.3.21-87 «Методика ускоренных стендовых испытаний на надежность». На рис. 1 приведены циклограммы нагружения дизелей тракторов и других самоходных сельскохозяйственных машин, а на рис. 2 – для дизелей сельскохозяйственных комбайнов. На рис. 1 и 2 обозначения соответствуют: 1 и 2 – положение органа управления регулятора частоты вращения; 3 и 4 – положение рукоятки гидрораспределителя, а именно, 3 – соответствует рабочему положению; 4 – соответствует нейтральному положению.

Как следует из циклограмм, перерегулировка дизелей для их форсирования (кроме дизелей сельскохозяйственных комбайнов) осуществляется при стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива или с учетом приведения к стандартным условиям по ГОСТ 18509-88 в следующей последовательности:

- устанавливают при номинальной частоте вращения коленчатого вала часовой расход топлива, при котором дизель развивает мощность, равную эксплуатационной плюс половина допуска в сторону увеличения и на этой часовой подаче топлива подсчитывают цикловую подачу топлива;
- увеличивают частоту вращения дизеля по позиции 1 (см циклограмму на рис.61) при положении органа управления частоты вращения, соответствующим полной подаче топлива, таким образом, чтобы она стала больше номинальной на $(5 \pm 1) \%$;
- при частоте вращения дизеля по позиции 2 (холостой ход) устанавливают цикловую подачу топлива на $(5 \pm 1) \%$ больше цикловой подачи по позиции 1;

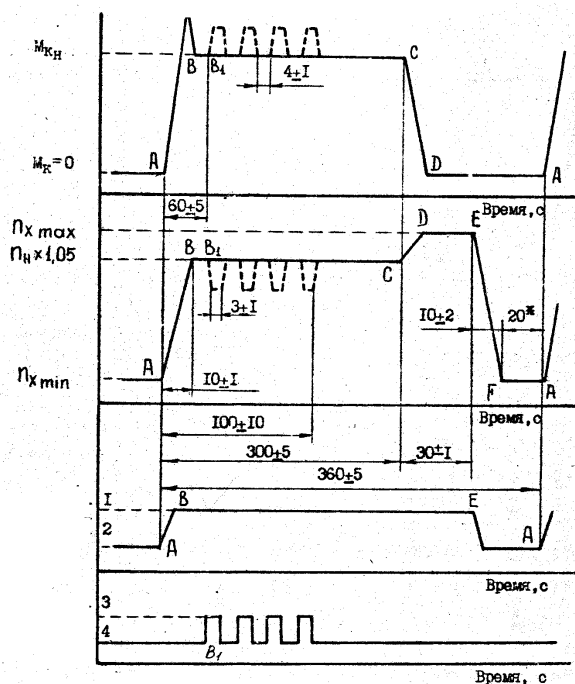


Рис.61. Циклограмма нагружения дизелей тракторов и других самоходных сельскохозяйственных машин

- при необходимости проводят корректировку частоты вращения и цикловой подачи.

На циклограммах (рис. 61 и 62) положение 1 соответствует полной подаче топлива, а 2 – соответствует подаче топлива при частоте вращения, не превышающей минимально устойчивую частоту вращения холостого хода более, чем на 150 мин^{-1} .

При работе на участке *AB* дизель должен выйти на режим максимального крутящего момента. При работе на участке *BC* (при отключении гидронасоса) допускается отклонения частоты вращения от заданной не более 1%. Продолжительность цикла при испытаниях дизелей тракторов и других самоходных сельскохозяйственных машин составляет $(350 \pm 5) \text{ с}$, а при испытаниях дизелей сельскохозяйственных комбайнов – $(1080 \pm 8) \text{ с}$.

Нагружение коленчатого насосом гидросистем проводят в том случае, если последний приводится в действие от носка коленчатого вала и потребляет не менее 10 % эксплуатационной мощности.

Разработанные режимы нагружения дизелей подтвердили высокую эффективность при испытании на безотказность при термоциклических нагрузках для дизелей. В табл. 14 приведены коэффициенты ускорения по данным испытаний.

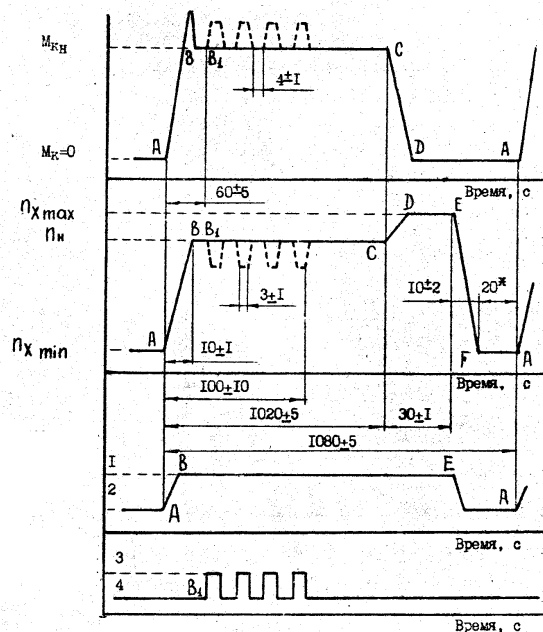


Рис. 62. Циклограмма нагружения дизелей сельскохозяйственных комбайнов

Таблица 14. Коэффициенты ускорения при испытании дизелей по методике НИКТИД

Назначение дизеля для	Коэффициент ускорения
сельскохозяйственных комбайнов	4
универсально-пропашных тракторов, и самоходных сельскохозяйственных машин	10
гусеничных и колесных тракторов общего назначения	8
лесохозяйственных тракторов	8
промышленных тракторов	7

Расчетную наработку за срок службы дизелей сельскохозяйственных комбайнов принимают равной 3000 ч.

Для оценки состояния дизеля и стабильности параметров его работы во время испытаний на циклах не реже, чем через каждые 2 ч измерять и регистрировать стабильность параметров: крутящий момент, частоту вращения коленчатого вала, расход топлива, давление наддува, давление масла в главной масляной магистрали, давление картерных газов, температуру отработавших газов, температуру охлаждающей жидкости на входе и выходе из системы охлаждения дизеля.

Дизель считают выдержавший испытания при отсутствии ресурсных отказов, наработка на отказы второй и третьей группы сложности и (или) на сложный отказ.

Поскольку после ускоренных испытаний дизелей 4С10,5/12, 4СН11/12,5, 8СН15/16, 4СН11/12, 4СН13/14, 4СН12/14 были подтверждены отказы деталей, подверженным теплонапряженному состоянию. Что касается износов, то как показали результаты замеров после испытаний, они составляли 40...50 % от предельных.

В дальнейшем было предложено немного изменить циклограмму нагружения за счет изменения крутящего момента от значения на номинальном режиме до максимального (10 колебаний на продолжительности цикла, рис. 63).

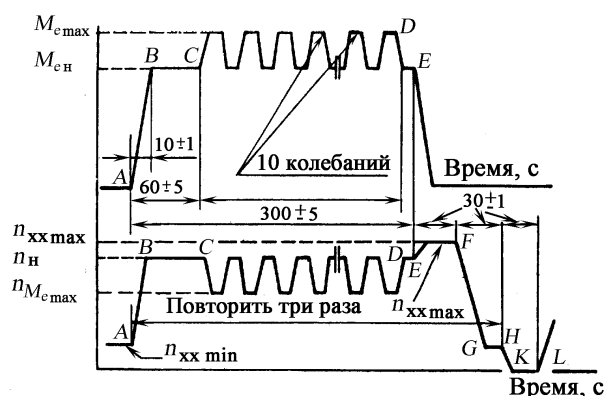


Рис. 63. Модифицированная циклограмма нагружения дизеля при ускоренных испытаниях по методике НИКТИД

7.5. РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ И ИХ УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

7.5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

В данном случае под долговечностью демпферов жидкостных и внутреннего трения подразумевается свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния. Под предельным состоянием для демпферов жидкостного трения понимается дилатансия жидкости ПМС. После этого маховик демпфера вращается вместе с корпусом как единое целое, так как вязкость жидкости ПМС повышается настолько, что она превращается из ньютоновской жидкости в вязко-пластичное тело Бингама. Наличие на носке коленчатого вала значительной массы наоборот увеличивает амплитуду колебаний. Дилатансия происходит при высоких значениях градиента скорости

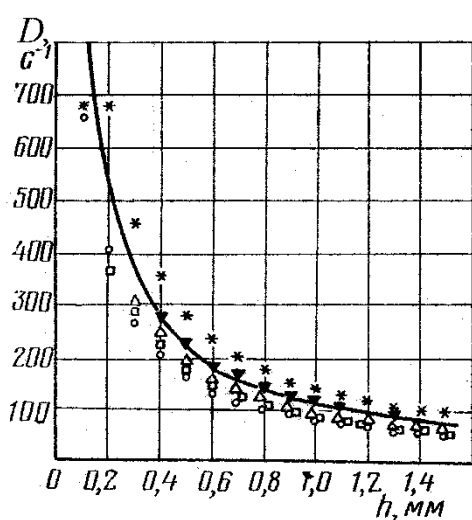


Рис. 64. Зависимость градиента скорости сдвига полиметилсилоксановой жидкости от величины зазора по наружному диаметру маховика для дизелей: O — СМД-60; Δ — СМД-31; □ — СМД-23; ▼ — Д-260Т; * — А-11ТА

что приводит к заклиниванию маховика, а, кроме того, из-за перекосов опорной поверхности маховика могут происходить задиры по его внешней торцевой поверхности. Поэтому по технологическим соображениям, а также в целях повышения надежности работы жидкостного демпфера радиальные и торцевые зазоры выбираются большей вели-

сдвига D в слоях жидкости ПМС под действием крутильных колебаний. По нашим расчетным исследованиям [29] градиент скорости сдвига D полиметилсилоксановой жидкости при варьировании величиной радиального зазора h_p (по наружному диаметру маховика демпфера) достигает критических значений $D > 200 \text{ с}^{-1}$ при зазорах менее $0,35 \dots 0,45 \text{ мм}$.

На рис. 64 приведена обобщенная кривая зависимости $D = f(h)$ для дизелей СМД-60, СМД-31, СМД-23, Д-260Т, А-11ТА, которая показывает, что для дизеля А-11ТА при $h = 0,6 \text{ мм}$ $D = 230 \text{ с}^{-1}$. Следует иметь в виду, что при малых зазорах происходит коробление корпуса при сварке крышки и корпуса,

чины. Однако излишнее их увеличение нерационально, так как в условиях сохранения оптимального демпфирования это сопровождается повышением вязкости ПМС, что нежелательно из-за невозможности применения демпферов с высокой вязкости ПМС в условиях Крайнего Севера, а также увеличения трудоемкости их заправки.

Стендовыми и эксплуатационными испытаниями демпферов крутильных колебаний жидкостного трения для форсированных тракторных и комбайновых дизелей установлено, что гарантированная работа демпфера обеспечивается при зазорах между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика равных: $h_r = 0,8 \dots 1,2$ мм по наружному диаметру (радиальный зазор) и не менее $h_t = 0,2 \dots 0,4$ по внутреннему, а также $0,5 \dots 1,0$ мм на сторону по торцевым поверхностям. Если торцевые поверхности маховика демпфера выбираются коническими [29], то они – по высоте переменные, а на конце торцевой поверхности $h_t = h_r$. При правильном выборе зазоров эффективность демпферов сохраняется на весь срок службы дизеля, так как при этом не происходит дилатансия жидкости ПМС. По данным ГНИХТЭОС [29] для выпускаемых промышленностью полиметилсилоксановых жидкостей $D_{kr} = 250 \dots 300 \text{ с}^{-1}$ в диапазоне динамических вязкостей $\eta_0 = 20 \dots 1500$ Па·с (ПМС-20000 – ПМС-1500000).

Вместе с тем, необходимо учитывать, что при крутильных колебаниях происходят износы подшипников скольжения, на которые устанавливается маховик демпфера. После попадания продуктов износа в силиконовую жидкость, она также постепенно увеличивает вязкость, пока демпфер не перестает эффективно гасить колебания.

Для демпфера внутреннего трения предельное состояние наступает тогда, когда происходит разрушение резинового слоя или его отслоение от маховика и корпуса демпфера.

Несмотря на то, что предельные состояния ДЖ и ДВТ имеют разные физические причины, они снижают амплитуды крутильных колебаний за счет работы моментов сил трения. Действительно, демпфирующие материалы (жидкость ПМС или резиновый слой) необратимо поглощают работы внешних моментов, которая переходит в тепловую энергию и затем рассеивается. Если рассеяние энергии в резиновом слое обуславливается его упругими несовершенствами и проявляется в образовании петли гистерезиса при циклическом деформировании, то в жидкости ПМС – это работа сил трения между слоями.

Мерой рассеяния энергии в резиновом слое является площадь интегральной петли гистерезиса, определяющая в некотором масштабе

величину необратимо рассеянной энергии во всем объеме материала тела за цикл деформирования с известной амплитудой деформации. Однако известно, что при первых нагружениях происходят также резкие изменения величины петли гистерезиса. При первичном нагружении резины эта петля очень значительна и ее площадь достигает иногда 50 % всей площади, лежащей под кривой нагружения. При последующих нагружениях площадь петли гистерезиса уменьшается и достигает минимальной величины после полной стабилизации упругих свойств. Поэтому определить действительное значение рассеиваемой энергии в резиновом слое (в некоторых работах этот показатель получил название «циклической вязкости» при крутильных колебаниях за весь срок работы дизеля в эксплуатации через петлю гистерезиса с достаточной для практических целей погрешностью затруднительно. Заметим, что в течение определенного периода происходит естественное старение резины, после чего она разрушается при малых нагрузках. Долговечность резинового слоя в этой области нагрузок в большей мере зависит от характера немеханических воздействий при эксплуатации – в первую очередь от температуры и среды, в которой демпфер работает. Протекание усталостных кривых для резины, зависимость усталостной прочности от средней деформации, усталостная прочность при сложных напряженных состояниях исследованы недостаточно. Если ДЖ не требует дополнительного ухода и не подлежит восстановлению, то для ДВТ можно восстановить его эффективность после замены резинового слоя.

Теоретически возможно определить работу моментов сил трения в ДЖ за весь срок службы дизеля в эксплуатации, а также имеются данные о долговечности ДЖ в эксплуатации. Другими словами, на этом основании получено косвенное подтверждение, что при определенном значении рассеиваемой энергии наступает дилатансия жидкости ПМС и демпфер теряет свою эффективность.

Поэтому примем следующую гипотезу: потеря эффективности демпферов жидкостных и внутреннего трения происходит тогда, когда полная энергия W_r , рассеиваемая при демпфировании (работа моментов сил трения) – $W_r \geq \bar{W}_r$. Здесь \bar{W}_r – среднее значение энергии в момент потери эффективности образца демпфера из такого же материала в условиях циклического нагружения при крутильных колебаниях.

При определении значения \bar{W}_r экспериментально, учитываем, что величина его имеет рассеяние и может рассматриваться как случайная величина. Как показали результаты экспериментальных исследований,

W_r подчиняется нормальному распределению (выборочный коэффициент вариации $v \leq 0,2$). Тогда предельные значения расчетного значения W_r при заданной вероятности

$$W_{r \max} = \bar{W}_r + z_r s,$$

min

где z_r – квантиль нормального распределения, выбираемый в зависимости от требуемой вероятности P ; s – среднее квадратичное отклонение.

7.5.2. УСКОРЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Для оценки надежности применяются ускоренные ресурсные испытания дизелей, а также их деталей и узлов. Как правило, при их проведении изучается закономерность процесса потери надежности в зависимости от ужесточения режима испытаний и определяются достоверные значения коэффициента ускорения.

Однако любые методы ускорения выработки ресурса дизеля мало влияют на выработку ресурса демпфера крутильных колебаний, так как он по своему назначению эффективно снижает амплитуду колебаний при любом порядке резонирующей гармоники в необходимом диапазоне частоты вращения коленчатого вала [31].

Таким образом, при ускоренных испытаниях дизеля, когда меняется частота вращения коленчатого вала и момент сопротивления, условия работы демпфера крутильных колебаний меняются незначительно. Ускорения при испытаниях демпферов можно получить, если увеличить амплитуду относительных колебаний маховика и корпуса. Это можно осуществить на специальном крутильно-вибрационном стенде безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний [29], компоновочная схема которого приведена на рис.65. Как показали испытания, проведенные в НАТИ [29], безмоторный крутильно-вибрационный стенд полностью имитирует амплитудно-частотную характеристику любого дизеля в эксплуатационном диапазоне режимов работы независимо от его конструктивной схемы (рядный или V-образный).

На станине 1 установлен возбудитель крутильных колебаний 7, выходной вал которого жестко соединен с торсионным валом 6, опирающимся на другом конце на шарикоподшипниковую опору 5. На свободном конце вала 6 установлены: инерционная масса 4, предназначенная для варьирования собственной частоты крутильной системы

стенда, испытуемый образец демпфера 3 и торсиограф 2. Крутильные колебания торсионного вала генерируются возбудителем 7. Ведущий вал его приводится во вращение через клиноременную передачу (шкивы 13 и 9) электродвигателем 11. Привод ведомого вала возбудителя осуществляется также через клиноременную передачу (шкивы 12 и 8) асинхронным электродвигателем 10.

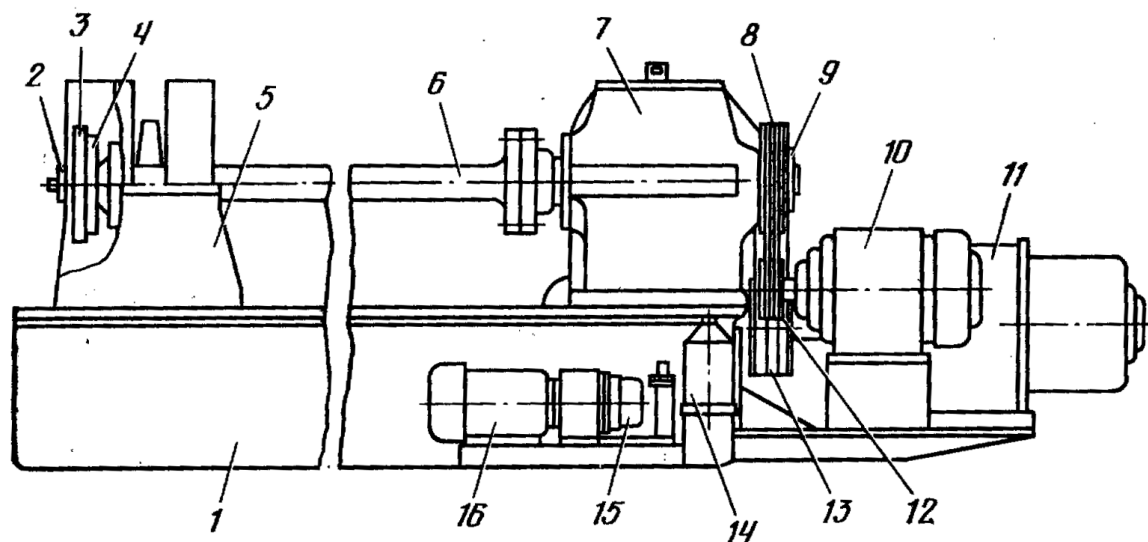


Рис.65. Общий вид крутильно-вибрационного стенда безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний: 1 – станина; 2 – торсиограф; 3 – демпфер; 4 – инерционная масса; 5 – опора; 6 – торсионный вал; 7 – возбудитель крутильных колебаний; 8, 9 – шкивы клиноременной передачи; 10 – дисбалансные массы; 11 – шестерни-сателлиты; 12, 13 – шкивы клиноременной передачи; 14 – масляный фильтр; 15 – масляный насос; 16 – электродвигатель

Система смазки возбудителя – циркуляционная. Масляный насос 15 приводится во вращение электродвигателем 16 через упругую муфту. Масло под давлением подается в полнопоточный двухсекционный масляный фильтр 14, а из него — в возбудитель к подшипникам скольжения его шестерен сателлитов.

Кинематическая схема стенда показана на рис. 66, а кинематика и динамика шестерни-сателлита на рис. 67. От электродвигателя постоянного тока 1 через клиноременную передачу 2 движение передается валу 3, который опирается на подшипники 15, установленные в корпусе 9 возбудителя.

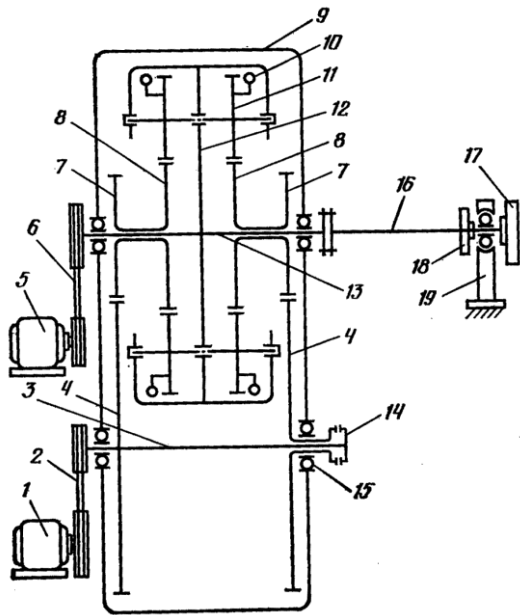


Рис. 66. Кинематическая схема стенда безмоторных ускоренных испытаний демпферов (обозначение в тексте)

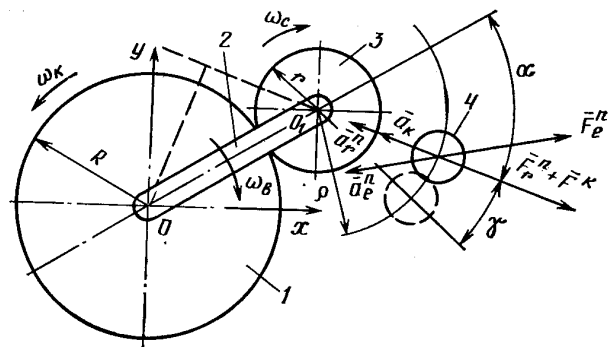


Рис. 67. Кинематика и динамика шестерни-сателлита

На валу 3 установлены две ведущие шестерни 4, которые при монтаже могут быть с помощью зубчатой муфты 14 развернуты относительно друг друга на требуемый угол с шагом 1° . От шестерен 4 движение передается через двойные шестерни 7 и 8 свободно установленным на валу 13 двум рядам шестерен-сателлитов 11 (по 12 шестерен в каждом ряду) со сменными дисбалансными массами 10. Шестерни-сателлиты 11 вращаются в подшипниках скольжения общего водила 12, жестко соединенного с валом 13, который приводится от асинхронного электродвигателя 5 через клиноременную передачу 6.

С валом 13 жестко связан торсионный вал 16, передний конец которого установлен в шарикоподшипниковой опоре 19. На конце вала 16 установлена инерционная масса 18 и испытуемый демпфер 17. Крутильные колебания на торсионном валу 16 возникают вследствие неравномерности крутящего момента, вызванного силами инерции дисбалансных масс 10 сателлитов 11. Определим крутящий момент, действующий на торсионный вал. Ведущая шестерня 1 с радиусом делительной окружности R (рис. 67), вращаясь свободно на оси O , приводит во вращение вокруг оси O_1 , шестерню-сателлит 3, имеющую радиус делительной окружности r .

Одновременно вокруг оси O_1 , приводится во вращение дисбалансная масса 4, центр которой расположен от оси O_1 на расстоянии

ρ . Водило 2 обкатывает шестерню 3 вокруг шестерни 1. Таким образом, шестерня 3 совершает сложное движение: переносное — вращение вместе с водилом с угловой скоростью ω_v вокруг оси O и относительное — вращение с угловой скоростью ω_c вокруг оси O_1 .

Угловая скорость (рад/с)

$$\omega_c = [\omega_v(R+r) + \omega_k R] / r, \quad (7.1)$$

где ω_k — угловая скорость шестерни 1.

В переносном движении (относительное движение — вращение вокруг оси O_1 остановлено) центр масс дисбаланса вращается с ускорением a_e^p (рис. 67). При этом центробежная сила инерции $F_e^p = -ma_e^p$ (m — дисбалансная масса) всегда направлена от центра вращения O и крутящего момента на валу не вызывает.

Остановив в момент времени t_1 водило 2, находим, что относительное движение массы m — равномерное вращение вокруг оси O_1 с ускорением

$$a_r^p = \rho \omega_c^2. \quad (7.2)$$

Так как переносное движение является вращательным, то центр масс получает дополнительное ускорение Кориолиса, направленное, как и a_r^p , к оси O_1 :

$$a_k = 2\omega_v \omega_c \rho, \quad (7.3)$$

Ввиду этого на центр масс m действуют силы инерции $\bar{F}_r^p + \bar{F}^k$, которые вызывают переменный крутящий момент на плече $(R+r)\sin\alpha$ (рис. 67):

$$M_{kr} = m\rho \frac{\omega_v(R+r) + \omega_k R}{r} \left[\frac{\omega_v(R+r) + \omega_k R}{r} + 2\omega_v \right] (R+r)\sin\alpha. \quad (7.4)$$

Шестерни-сателлиты могут устанавливаться таким образом, что центр расположенных рядом масс m может быть смещен на угол γ (рис. 67). С учетом этого суммарный крутящий момент от сил инерции 24 масс m , расположенных в два ряда по 12 шт. в каждом, равен:

$$M_{kr} = 24m\rho \frac{\omega_v(R+r) + \omega_k R}{r} \left[\frac{\omega_v(R+r) + \omega_k R}{r} + 2\omega_v \right] x \quad (7.5)$$

$$x(R+r)\sin\left(\alpha + \frac{\gamma}{2}\right)\cos\frac{\gamma}{2}.$$

При фиксированном угле сдвига шестерен-сателлитов одного ряда относительно другого максимальная амплитуда крутящего момента на валу возникает при $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$. Таким образом, стенд позволяет изменять максимальную амплитуду крутящего момента M_{kr}^a на торсионном валу стенда за счет варьирования дополнительных масс шестерен-сателлитов и частоты вращения n ведущего вала возбуждителя [29].

Номограмма изменения M_{kr}^a при варьировании статического момента $S_c = mgr$ масс m шестерни-сателлита и частоты вращения n ведущего вала возбуждителя представлена на рис. 68.

Реальная крутильная система стенда с распределенными параметрами может быть заменена с достаточной для практики степенью точности эквивалентной расчетной схемой (рис. 69) с сосредоточенными массами, в качестве которых приняты инерционные массы: m_1 , установленная на свободном конце торсионного вала; m_2 – фланцев торсионного и ведомого валов; m_3 – возбуждителя крутильных колебаний и m_4 – шкива привода ведомого вала.

Инерционно-жесткостные параметры элементов крутильной системы определены по известным формулам [31] (моменты инерции сосредоточенных масс I_1, I_2, I_3, I_4 соответственно равны 0,5632; 0,1295; 1,6043; 0,0792 кг·м², а коэффициенты жесткости участков валопроводов $5,340 \cdot 10^5, 30,96 \cdot 10^5, 18,73 \cdot 10^6$ Н·м/рад).

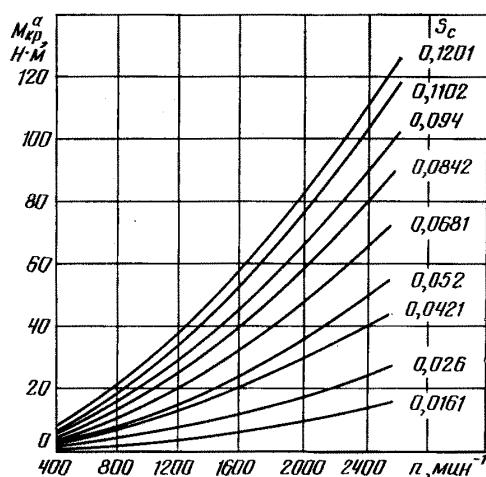


Рис. 68. Номограмма изменения максимальной амплитуды крутящего момента на торсионном валу крутильно-вибрационного стенда

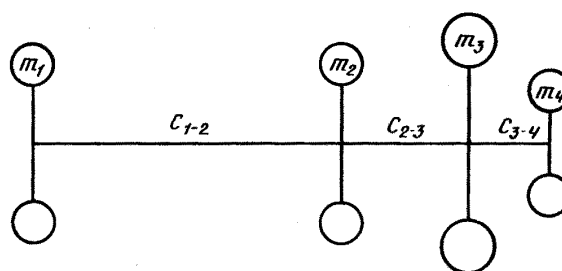


Рис. 69. Эквивалентная расчетная схема крутильной системы стенда безмоторных ускоренных испытаний демпферов

Настройку колебательной системы стенда на собственную частоту наиболее опасной формы колебаний любой конструктивной схемы исследуемого дизеля осуществляется подбором длины торсионного вала b (рис. 65) и момента инерции массы m_1 (меняются величины c_{1-2} и I_1).

Максимальная амплитуда угла закрутки торсионного вала с ДВТ определяется по формуле (3.101), а с ДЖ по формулам:

для демпфера внутреннего трения

$$A_1 = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i}{\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2 + k \xi_0 \omega_c (a_0 - 1)^2}; \quad (7.6)$$

для жидкостного демпфера

$$A_1 = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^4 \vec{a}_i}{\xi \omega_c \sum_{i=1}^4 a_i^2 + \xi_0 I_0 \omega_c^2}, \quad (7.7)$$

где M_k^a - k -я суммарная гармоническая составляющая крутящего момента; $\sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i$ - геометрическая сумма амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам вала двигателя; ξ - коэффициент демпфирования одного цилиндра двигателя [31]; ω_c - круговая частота собственных колебаний эквивалентной крутильной системы; $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^2$ - сумма квадратов амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам вала двигателя; a_0 - относительная амплитуда колебаний маховика демпфера, полученная при расчете собственных колебаний; k - порядок резонирующей гармоники; I_0, ξ_0 - момент инерции маховика демпфера и коэффициент демпфирования последнего.

Коэффициент демпфирования крутильной системы стенда определяется экспериментальным путем на основании осциллограмм затухающих колебаний, регистрируемых торсиографом при импульсном возбуждении системы [31]. Допустимые амплитуды крутящего момента и касательных напряжений на торсионном валу стенда выбираются из условий прочности его при действии переменных напряжений.

Исходя из допустимой амплитуды крутящего момента на торсионном валу стенда, определяем максимально возможную амплитуду угла закрутки свободного конца торсионного вала при частотах, соответствующих собственным частотам наиболее опасной формы колебаний крутильных систем, присущих различным конструктивным схемам дизеля [31].

Количество энергии W_{sth} , рассеиваемой в демпфере за один час работы при безмоторных испытаниях, равен:

$$W_{sth} = 3600 W_{ts} \cdot f_{st} = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_{st} A_{1,st}^2 k = 14400 \pi^3 I_0 f_{st}^3 A_{1,st}^2 k, \quad (7.8)$$

где $f_{st} = f_c$ – частота колебаний крутильной системы стенда, соответствующая собственной частоте колебаний крутильной системы исследуемой конструктивной схемы дизеля, Гц; $A_{1,st}$ – амплитуда колебаний корпуса демпфера при безмоторных стендовых испытаниях, рад.

Количество энергии W_r , рассеиваемой за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации:

$$W_r = 3600 W_{ts} \cdot f_c T_r = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_c A_1^2 k T_r = 14400 \pi^3 I_0 f_c^3 A_1^2 k T_r, \quad (7.9)$$

где T_r – наработка двигателя в реальной эксплуатации за весь срок его службы.

Тогда продолжительность испытаний T_{st} в стендовых условиях (ч):

$$T_{st} = \frac{W_r}{W_{st}} = \left(\frac{A_1}{A_{1,st}} \right)^2 T_r. \quad (7.10)$$

Коэффициент ускорения при безмоторных испытаниях [29]:

$$k_1 = T_r / T_{st} = \left(\frac{A_{1,st}}{A_1} \right)^2. \quad (7.11)$$

Ускорение происходит за счет увеличения амплитуды колебаний корпуса демпфера $A_{1,ст}$ (рис. 70) на торсионном валу. Как следует из приведенных графиков испытания жидкостного демпфера дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) коэффициент ускорения составляет около 9.

Ускоренные безмоторные испытания демпферов крутильных колебаний проводят следующим образом:

- на торсионном валу крутильно-вибрационного стенда за счет варьирования его длины и инерционных масс, устанавливаемых

на свободном конце (см рис. 65), воспроизводят частоту колебаний, соответствующую собственной частоте наиболее опасной формы колебаний исследуемой крутильной системы рассматриваемой конструктивной схемы дизеля;

- за счет варьирования частоты вращения ведущего вала возбуждателя и дисбалансной массы возбуждают крутильные колебания на торсионном валу стенда, обеспечивая усталостную прочность вала;

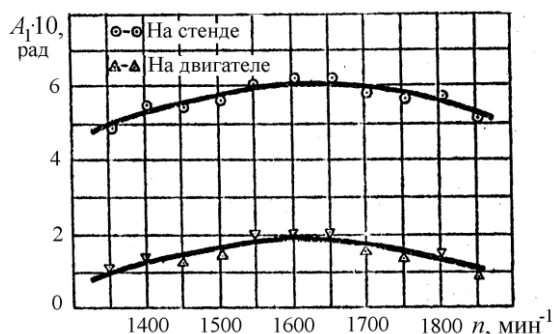


Рис. 70. Графики амплитуд крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения n мин⁻¹ при испытании на стенде (о) и на двигателе (Δ)

жидкости и подшипников скольжения для демпфера жидкостного трения [31], или по состоянию резинового слоя для демпфера внутреннего трения [29], а затем дают заключение о долговечности его работы при заданном ресурсе;

- по результатам испытаний составляют протокол испытаний, где отражены условия их проведения (режим работы стенда и его наработка) и дается заключение о средней долговечности демпфера.

Ускоренные безмоторные испытания демпферов крутильных колебаний позволяют существенно сокращать период создания их долговечной конструкции.

Для демпфера внутреннего трения перед установкой на испытательную машину предварительно определяют предельный угол закрутки, при которой не происходит разрушение резинового слоя [31].

Оценка количество энергии W_r , рассеиваемой в демпфере за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации, полученная по ограниченной выборке N_1 , является точечной, поэтому требуется нахождение доверительных границ: верхней \bar{W}_{rv} и нижней \bar{W}_{rn} . Для распределения Вейбулла т-Гнеденко доверительные границы определяются выражениями [29]

- определяют амплитуду угла закрутки свободного конца торсионного вала с демпфером;

- проводят испытания до наработки T_{st} , определяемой из условия $W_{st} = W_r$, исходя из заданного ресурса T_r дизеля и коэффициента ускорения испытаний;

- при наработке T_{st} подвергают экспертизе демпфер крутильных колебаний и по состоянию полиметилсилоксановой

$$\bar{W}_{\text{m}} = (1 - \xi_{\text{n}}) \bar{W}_{\text{r}}; \quad \bar{W}_{\text{rv}} = (1 - \xi_{\text{v}}) \bar{W}_{\text{r}} \quad (7.12)$$

Входящие в последние формулы относительные отклонения границ ξ_{n} и ξ_{v} находятся по формулам

$$\xi_{\text{n}} = 1 - \left[2N_1 / \chi_{2N_1, \frac{1-\beta}{2}}^2 \right]^{1/m'}; \quad \xi_{\text{v}} = 1 + \left[2N_1 / \chi_{2N_1, \frac{1+\beta}{2}}^2 \right]^{1/m'}$$

где $\chi_{2N_1, \frac{1-\beta}{2}}^2$ и $\chi_{2N_1, \frac{1+\beta}{2}}^2$ – табулированные квантили χ^2 -распределения

с $2N_1$ степенями свободы; β – доверительная вероятность; m' – параметр формы кривой распределения из опытных данных, когда наступает отказ демпфера

$$F(W) = 1 - \exp \left[- (W/W_0)^{m'} \right]; \quad (7.13)$$

где W_0 – масштаб кривой распределения.

Вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$P(W) = 1 - F(W) = \exp(-W/W_0)^{m'}. \quad (7.14)$$

На основании предлагаемой методики был разработан под руководством автора и утвержден РД 23.3.54-87 «Методика ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний жидкостного трения».

7.5.3. ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

7.5.3.1. ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НА ОСНОВЕ МОДИФИЦИРОВАННОЙ ГИПОТЕЗЫ КОРТЕНА-ДОЛАНА

Во время работы двигателей внутреннего сгорания напряжения в сечениях коленчатого вала, где усталость является одним из возможных видов разрушения, непрерывно изменяются. В результате этого для полученного спектра нагружения непосредственное использование кривых усталости становится невозможным, поскольку эти кривые получаются при постоянной амплитуде напряжений цикла [33, 34]. Для расчета долговечности коленчатого вала необходимо выбрать теорию

или гипотезу, подтвержденную экспериментально, которая давала бы возможность получить расчетные оценки в условиях действия спектра нагрузок с помощью кривых усталости, полученных на лабораторных или натуральных образцах при действии напряжений с постоянной амплитудой.

Основное допущение, которое обычно принимается во всех теориях по расчету долговечности детали при действии спектра нагрузок, состоит в том, что воздействие циклических напряжений некоторой заданной амплитуды приводит к усталостному повреждению, величина которого определяется числом циклов воздействия напряжений этой амплитуды, а также полным числом таких циклов до разрушения образца. Считается, что возникшие повреждения остаются неизменными, а воздействие в некоторой последовательности напряжений различной амплитуды приводит к накоплению повреждений, причем полная поврежденность равна сумме приращений поврежденности, производимых воздействием напряжений каждой отдельной амплитуды.

Применительно к коленчатым валам можно считать, что в наиболее нагруженных сечениях (обычно это переходная зона от шатунной шейки в щеку по линии перекрытия) возникают сначала искажения кристаллической решетки, приводящие к появлению по какому-то направлению, в котором действуют наибольшие касательные напряжения, надрывов, постепенно переходящих под действием переменных напряжений в трещину. Под действием переменных напряжений трещина разрастается. Когда полная накопленная поврежденность достигает некоторой критической величины, а трещина существенно ослабляет поперечное сечение, происходит усталостное разрушение.

В работах [33, 34] показана возможность прогнозирования циклической долговечности коленчатых валов по результатам усталостных испытаний. На рис. 71 приведен примерный график усталостной долговечности для деталей. Напряжение σ_{-1N_0} – значение предела выносливости в точке перелома A . Ее наличие связано с изменением механизма преимущественного развития усталости. При высоком уровне напряжений (выше точки A на прямой AB) усталостное разрушение происходит в результате накопления пластических деформаций по плоскостям сдвига.

При малом уровне напряжений (вдоль прямой AD) развиваются диффузионные процессы перемещения дислокаций. Однако, чтобы получить участок усталостной кривой AD требуется проведение трудоемких и длительных испытаний. Обычно для оценки изменения усталостной долговечности коленчатого вала после внесения каких-либо конструктивных или технологических изменений на этапе доводки конструкции двигателя обычно проводят ускоренные испытания, методика проведения которых приводится ниже.

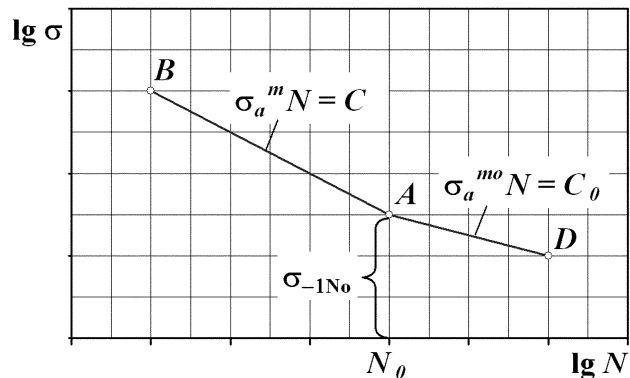


Рис. 71. Примерный график усталостной долговечности при регулярном нагружении

На практике возникают серьезные трудности при выборе поврежденности, возникающей при воздействии напряжений некоторой заданной амплитуды σ_i в течение определенного количества циклов n_i .

Среди предложенных гипотез, которые позволяют оценить поврежденность при воздействии напряжений некоторой заданной амплитуды и просуммировать их для оценки возможности разрушения при действии спектра нагрузок, нами выбрана гипотеза Кортена – Долана [56].

Для оценки числа циклов до разрушения в случае нагружения повторяющимися блоками, в которых чередуются напряжения нескольких разных амплитуд, автором предлагается модифицировать гипотезу Кортена – Долана и вместо напряжений σ_i подставить значения изгибающих моментов M_i . Действительная величина M_i по линии перекрытия может быть определена с высокой точностью для любого режима работы двигателя, а при определении напряжений σ_i водится достаточно большое число поправочных коэффициентов. С учетом погрешностей, которые неизбежно появляются при косвенных измерениях, определение M_i является предпочтительным. Кроме того, при усталостных испытаниях коленчатых валов нагружение производится чистым изгибом [29]. Последнее обстоятельство позволяет экспериментально оценить адекватность предлагаемой модели. После замены σ_i на M_i зависимость Кортена-Долана примет вид:

$$(N_g)_f = \frac{N_1}{\alpha_1 + \alpha_2 (M_2 / M_1)^d + \alpha_3 (M_3 / M_1)^d + \dots + \alpha_i (M_i / M_1)^d}, \quad (7.15)$$

где $(N_g)_f$ – общее число циклов до разрушения в условиях действия изгибающих моментов с изменяющейся амплитудой; d – постоянная материала (для стали $d = 6,2 \dots 6,9$; среднее значение $d_{midl} = 6,57$); N_1 – число циклов до разрушения при действии изгибающего момента с наибольшей амплитудой M_1 ; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i$ – относительные доли числа циклов нагружения с амплитудами M_1, M_2, \dots, M_i соответственно.

Очень важно отметить, что в гипотезе Кортена – Долана можно принять, что изгибающий момент M_1 в эксплуатации вообще не возникает, т.е. $\alpha_1 = 0$. Другими словами, число циклов N_1 до разрушения с постоянной наибольшей амплитудой M_1 можно получить при натуральных испытаниях деталей ДВС.

Для определения ресурса в часах предположим, что за время t_i работы дизеля в эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_i и угловой скоростью вращения вала ω_i в течение всего срока службы (до разрушения) T , на коленчатый вал будет произведено n_i циклов нагружения, которое для четырехтактных двигателей равно

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (7.16)$$

где f_i – плотность вероятности работы двигателя на данном режиме.

Поскольку из (7.15) $(N_g)_f = \sum_{i=1}^k n_i = \frac{900T}{\pi} \sum_{i=1}^k f_i \omega_i$, где суммирование ведется по всем k режимам, то

$$T = \frac{\pi N_1}{900 \sum_{i=1}^k \omega_i f_i \sum_{i=1}^k \alpha_i (M_i / M_1)^d}, \text{ ч.} \quad (7.17)$$

При расчете нагружения учитывалось, что для четырехтактного ДВС за два оборота коленчатого вала нагружение осуществляется один раз.

Моменты M_2, \dots, M_i можно определить, зная распределение времени работы двигателя в эксплуатации. Наиболее вероятные режимы работы тракторных двигателей, необходимые для определения долговечности, приводятся в работе [57]. Авторы представили их в безразмерных координатах угловой скорости вращения коленчатого вала $\bar{\omega} = \omega_i / \omega_{nom}$ (ω_{nom} – угловая скорость на номинальном режиме работы двигателя) и крутящего момента $\bar{M} = M_i / M_{nom}$ (M_{nom} – крутящий момент на номинальном режиме работы двигателя), разбив на условные секторы и присвоив им номера (рис. 72). Если считать, что в точках секторов с координатами $\bar{\omega}_i$ и \bar{M}_i , сосредоточены режимы данного

сектора, то их значение равно статистическому среднему (табл. 15). На основании анализа литературных источников и собственных исследований [57] предложено в соответствии с принятой разбивкой распределение за весь срок службы вероятностных эксплуатационных режимов работы двигателей различных типов тракторов (табл. 16).

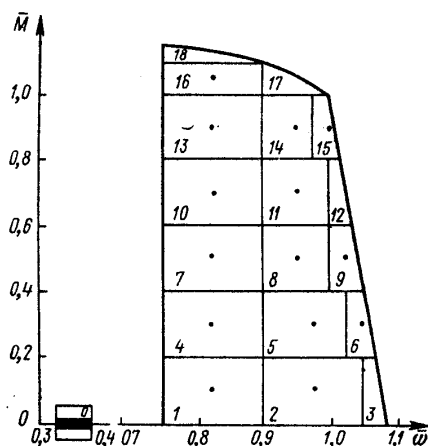


Рис. 72. Разбивка на сектора зоны наиболее вероятных режимов работы тракторных двигателей

Таблица 15

Значение координат в центре секторов

i	$\bar{\omega}$	\bar{M}	i	$\bar{\omega}$	\bar{M}
0	0,350	0	10	0,825	0,70
1	0,825	0,10	11	0,950	0,70
2	0,975	0,10	12	1,025	0,70
3	1,075	0,10	13	0,825	0,90
4	0,825	0,30	14	0,950	0,90
5	0,975	0,30	15	1,000	0,90
6	1,050	0,30	16	0,825	1,10
7	0,825	0,50	17	0,950	1,10
8	0,950	0,50	18	0,825	1,15
9	1,025	0,50			

Заметим, что показанное разбиение носит несколько условный характер, так как предполагает работу двигателя только на регуляторной характеристике. В действительности на некоторых режимах $\bar{M} > 1,15$.

В качестве примера определим долговечность коленчатого вала дизеля Д120, мощностью 22 кВт, номинальная частота вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} . По результатам динамического расчета на номинальном режиме определены нагрузки на КШМ [30]. На основании расчета отдельно взятого кривошипа определен изгибающий момент в левой щеке второго кривошипа, как наиболее нагруженного кривошипа. Его значение равно $M_{izg} = 895 \text{ Н м}$. Расчет долговечности представлен в табл. 17.

Столбцы 1 – 3 аналогичны табл. 15. В столбце 4 приводится значение вероятности режима работы из табл. 16 (в нашем случае для колесного трактора тягового класса 6 кН, на который устанавливается двигатель Д-144).

В столбце 5 подсчитано значение угловых скоростей вращения КВ при наиболее вероятных режимах работы

$$\omega_i = \frac{\pi n_{nom}}{30} \bar{\omega}. \quad (7.18)$$

Таблица 16. Распределение вероятности режима работы в эксплуатации для тракторов различных классов

Номера секторов (рис. 1.20)	Вероятность режима работы f_i , (%) для тракторов классов (кН)						
	6	14	30	50	20	30	40
	Колесные				Гусеничные		
0	25,7	24,5	15,4	11,7	16,7	11,6	9,4
1	1,9	2,1	2,0	1,7	1,4	1,7	2,1
2	4,1	4,3	5,4	4,6	2,1	2,6	3,0
3	6,2	6,7	9,6	8,7	8,3	7,8	4,4
4	1,4	1,9	2,7	2,2	1,9	1,7	0,9
5	2,7	2,8	4,6	4,2	3,8	3,4	2,7
6	7,3	6,9	6,0	5,7	4,6	4,2	3,9
7	1,6	1,8	3,2	2,8	2,2	2,1	1,9
8	2,2	2,7	3,5	3,3	2,9	2,0	1,8
9	11,2	10,3	8,5	9,8	9,6	8,9	9,8
10	1,6	2,1	2,6	2,3	1,9	1,8	1,8
11	3,2	5,3	3,4	3,6	3,8	4,6	3,6
12	11,3	10,3	9,0	10,5	14,4	15,8	17,2
13	0,9	1,2	2,4	1,8	1,6	1,8	1,7
14	2,4	3,1	3,6	2,2	1,9	2,6	2,5
15	11,3	10,2	9,9	12,3	14,2	15,6	18,3
16	0,2	0,8	1,2	0,7	1,3	1,1	1,7
17	0,3	1,5	3,3	5,2	3,5	6,2	8,9
18	0,1	0,3	0,6	1,8	0,4	1,6	1,9

Столбец 6 является произведением данных столбца 5 на вероятность режима работы f_i (столбец 4), деленную на 100 %. Далее, в столбце 7, подсчитаем изгибающий момент, действующий в щеке КВ, при заданном режиме работы. Его значение можно определить, как

$$M_i = M_n \bar{M}, \quad (7.19)$$

где M_n – изгибающий момент, действующего в щеке КВ ДВС на номинальном режиме (для нашего случая $M_n = 895$ Н·м). Далее, подставив полученные значения M_n в формулу (7.19) и учитывая, что при усталостных испытаниях $M_1 = 1925$ Н·м (см. описание испытаний п. 7.5.3.3.), среднее число циклов до разрушения щеки с толщиной $h = 28$ мм (третья – наиболее нагруженная щека) составляет $N_1 = 718120$ [29], приняв показатель степени $d = 6,57$ [56], получим $(N_g)_f = 1,08 \cdot 10^9$ циклов. По формуле (7.15) определим среднее значение долговечности, которая составляет 23937 часов. С учетом погрешностей измеряемых величин можно записать $\bar{T} = 23937 \pm 660$ часов. Полученный результат хорошо согласуется с данными ОАО ВТЗ, полученными в ходе рядовой эксплуатации двигателей.

Таким образом, зная напряженно-деформированное состояние КВ, результаты его усталостных испытаний и режим работы двигателя,

можно уже на стадии проектирования оценить долговечность разрабатываемой конструкции, что позволит снизить затраты на доводку и ремонт двигателя.

Таблица 17. Определение долговечности коленчатого вала дизеля Д-120

i	$\bar{\omega}$	\bar{M}	$f_i, \%$	ω_i, c^{-1}	$f_i \cdot \omega_i / 100, \text{c}^{-1}$	$M_i, \text{H} \cdot \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,350	0,00	25,7	73,304	18,839	0,0
1	0,825	0,10	1,9	172,788	3,283	89,5
2	0,975	0,10	4,1	204,204	8,372	89,5
3	1,075	0,10	6,2	225,147	13,959	89,5
4	0,825	0,30	1,4	172,788	2,419	268,5
5	0,975	0,30	2,7	204,204	5,513	268,5
6	1,050	0,30	7,3	219,911	16,054	268,5
7	0,825	0,50	1,6	172,788	2,765	447,5
8	0,950	0,50	2,2	198,968	4,377	447,5
9	1,025	0,50	11,2	214,675	24,044	447,5
10	0,825	0,70	1,6	172,788	2,765	626,5
11	0,950	0,70	3,2	198,968	6,367	626,5
12	1,025	0,70	11,3	214,675	24,258	626,5
13	0,825	0,90	0,9	172,788	1,555	805,5
14	0,950	0,90	2,4	198,968	4,775	805,5
15	1,000	0,90	11,3	209,440	23,667	805,5
16	0,825	1,10	0,2	172,788	0,346	984,5
17	0,950	1,10	0,3	198,968	0,597	984,5
18	0,825	1,15	0,1	172,788	0,173	1029,3

7.5.3.2. ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Так как нагрузка в условиях эксплуатации носят, как правило, случайный характер, а характеристики сопротивления усталости являются случайными величинами, то трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях.

За время работы двигателя в эксплуатации $t_i = f_i T$ (f_i – плотность вероятности работы на данном режиме) на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_i и угловой скоростью ω_i в течение всего срока службы T на коленчатый вал будет произведено n_i циклов нагружения, определяемое формулой (7.16).

Из уравнения усталостной кривой коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения при заданном уровне нагружения

$$N_i = \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m N_0, \quad (7.20)$$

где m – показатель наклона кривой усталости ($m = \operatorname{ctg} \alpha$) [58]; α – угол наклона левой ветви усталости; $M_{\max i}$ – амплитуда максимального изгибающего момента; $M_{\max 0}$ – предельный изгибающий момент, соответствующий точке перелома усталостной кривой при числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$.

Таким образом, за время t_i двигателя коленчатым валом будет накоплена определенная мера повреждения:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900 \omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m \cdot N_0}. \quad (7.21)$$

Согласно скорректированной линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение вала произойдет тогда, когда сумма накопленных повреждений будет равна:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = a_p, \quad (7.22)$$

$$(M_{\max i} > M_{\max 0})$$

где k – режимы работы двигателя в эксплуатации;

$$a_p = \frac{\zeta M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}{M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}; \quad (7.22)$$

$$\zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m} \quad (M_{\max i} > 0,5 M_{\max 0}); \quad (7.23)$$

$v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{ai}$ – общее число циклов нагружения; v_{ai} – число циклов повторения амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

$$a_p = \zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m}, \quad (7.24)$$

где суммирование распространяется по всем амплитудам нагружения без отбрасывания малых амплитуд.

Из (7.21) следует

$$\frac{900T}{\pi N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\omega_i f_i}{(M_{\max 0}/M_{\max i})^m} = a_p. \quad (7.25)$$

Из выражения (7.25) может быть найдена долговечность коленчатого вала по условию усталостного сопротивления:

$$T = \frac{\pi N_0 a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\omega_i f_i}{(M_{\max 0}/M_{\max i})^m}}. \quad (7.26)$$

7.5.3.3. БЕЗМОТОРНЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Усталостная долговечность измеряется числом циклов нагружения до появления трещины определённого размера или полного разрушения. Статистические данные о причинах поломок коленчатых валов, результаты экспериментальных безмоторных испытаний, а также расчётов свидетельствуют о том, что поломки в эксплуатации происходят в основном от действия циклического переменного изгибающего момента [30]. При испытаниях для определения момента появления усталостной трещины и начала разрушения часто используется понижение частоты собственных колебаний (изгибных колебаний коленчатого вала, установленного на упругие опоры, жесткость которых намного ниже коренных опор). Этот принцип заложен в машине для усталостных испытаний, разработанного под руководством автора в НИКТИДе. схема которой показана на рис. 73.

Машина состоит из станины 1, на которую через упругие пружины 2 устанавливается на крайние коренные шейки коленчатый вал 3. На тех же шейках устанавливают маятники 4, один конец которых жёстко закрепляется на шейках, а на противоположных концах маятников для создания циклических знакопеременных нагрузок устанавливают два инерционных (дисбалансных) вибратора 5, вращающихся с одинаковой угловой скоростью ω и создающих в горизонтальной плоскости две равные силы P . Неуравновешенную силу груза (рис. 73) $P = mr\omega^2 \sin\varphi$ (m – масса неуравновешенного груза вибратора, r и ω – радиус и частота его вращения, $\varphi = \omega t$ – угол поворота при вращении груза m от вертикальной оси Y , t – текущее время) разложим на две составляющие: составляющая параллельная оси коленчатого вала

$P\sin\varphi$ и перпендикулярная ей $P\cos\varphi$ (см. рис.73). Нетрудно заметить, что в этом случае составляющие сил $P\cos\varphi$ уравниваются друг друга, а силы $2P\cdot\sin\varphi$ от каждого вибратора (слева и справа) создают равные и противоположно направленные силы. Эти силы создают момент $M = 2Pl\sin\varphi$ на плече l – длине маятника 4. Этот момент нагружает коленчатый вал чистым изгибом. Так как неуравновешенные грузы вращаются, то и момент при повороте груза на 180° меняет направление. Таким образом, коленчатый вал нагружается чистым изгибом, что вызывает изгиб коленчатого вала по симметричному циклу.

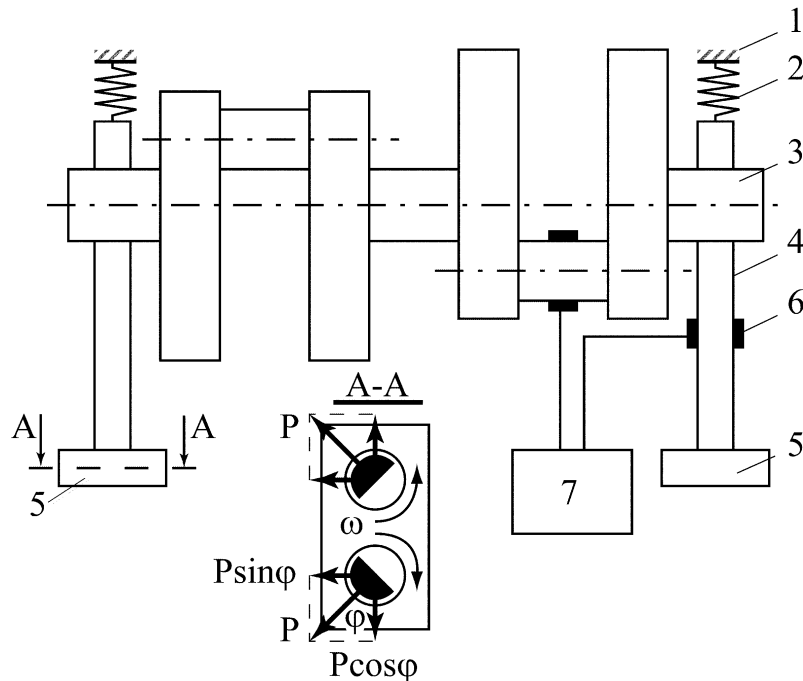


Рис. 73. Схема испытательной машины: 1 – станина; 2 – пружины; 3 – Коренные шейки коленчатого вала; 4 – маятник; 5 – вибраторы; 6 – тензорезисторы; 7 – контрольно-измерительная аппаратура

Для контроля нагружения коленчатого вала на шатунные шейки в плоскости сечения первого кривошипа наклеивались тензорезисторы 6, которые подключались к контрольно-измерительной аппаратуре 7. Перед началом испытаний проводилась градуировка тензорезисторов, наклеенных на шейки коленчатого вала, для чего к обеим концам маятников 4 прикладывалась статическая нагрузка P . Стенд для градуировки тензорезисторов (и соответственно момента нагружения) состоял из жёсткой рамы, опор в виде призм, гидравлического домкрата и динамометра сжатия ДОСМ-3.

Появление и рост усталостной трещины в испытываемом колене коленчатого вала регистрировались по возрастанию величины сигнала,

поступающего от тензорезисторов на контрольно-измерительную аппаратуру. Появление трещины в сечении коленчатого вала снижает частоту его собственных колебаний ω_c . Поскольку испытания проводились в зарезонансном режиме, то снижение ω_c приближало её к частоте вынужденных колебаний ω . Поэтому амплитуда колебаний увеличивалась. Испытания прекращались, если величина сигнала возрастала на 15 % от первоначальной.

Коленчатый вал может быть установлен в испытательной машине так, что нагружаются одновременно все кривошипы или каждый кривошип в отдельности (рис. 74). Величина изгибающего момента, действующего в испытываемом колене, контролируется непрерывно на протяжении всего времени испытаний. В состав системы контроля входят тензорезисторы, наклеенные на шатунной шейке испытуемого колена, тензоусилитель, два осциллографа: электронный (для визуального контроля за величиной сигнала от тензорезистора) и шлейфовый (для периодического контроля за величиной сигнала после градуировки при статическом нагружении).

Привод вибраторов 5 осуществлялся от балансирной машины.

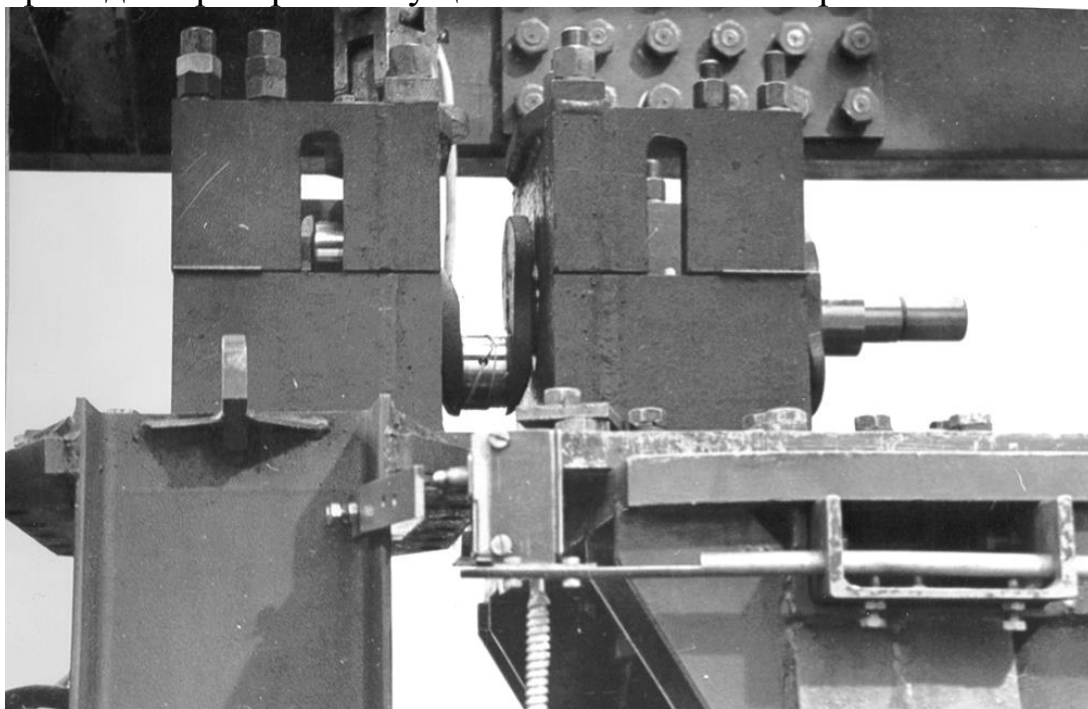


Рис. 74. Коленчатый вал в машине для испытаний

Погрешность определения контролируемых параметров в процессе испытаний не превышала величин, указанных в табл. 18.

При нагружении каждого кривошипа чистым изгибом в его плоскости с моментом $M_{изг}$ разрушение должно произойти по сечению

наименьшей жесткости – от галтели сопряжения шатунной шейки со щекой с выходом на галтель сопряжения коренной шейки и щеки [30]. Пример разрушения коленчатого вала по этому сечению показан на рис. 75.

Для анализа и обработки результатов примем в качестве детерминированной модели усталостной долговечности для коленчатого вала при его нагружении моментом (одноосное напряжённое состояние) зависимость, предложенную И.А. Биргером [58].

Таблица 18. Погрешности измерения контролируемых параметров

№ п/п	Контролируемые параметры	Единица измерения	Погрешность измерения, %
1	Изгибающий момент M_{izg}	Н·м	2...3
2	Частота вращения приводных валов вибраторов, n	мин ⁻¹	1
3	Время работы в нагрузочном режиме	час	0,1
4	Число циклов нагружения, N	цикл	0,01

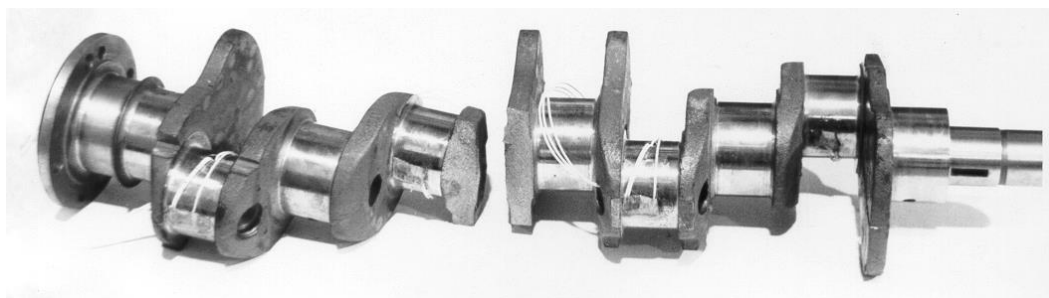


Рис. 75. Пример разрушения по щеке коленчатого вала дизеля Д144

Поскольку разрушение проходит без учета влияния температуры T , то модель примет вид:

$$\sigma_a^m \tilde{N} = C, \quad (7.27)$$

где σ_a – амплитуда переменных напряжений; \tilde{N} – среднее число циклов до разрушения; C и m – параметры испытуемого коленчатого вала, зависящие от материала, технологии изготовления и ряда других факторов [58].

По результатам усталостных испытаний параметры C и m могут быть определены, если проводить испытания при различных значениях амплитудных напряжений σ_{ai} .

Известно, что испытаниям на усталость при постоянной амплитуде переменных напряжений свойствен большой разброс значений

числа циклов до разрушения. Поэтому в уравнении (7.27) под \tilde{N} всегда понимается среднее число циклов до разрушения.

Действительно, используя модель в виде (7.27) и данные по циклической долговечности кривошипов для каких-либо двух значений напряжений σ_{a1} , σ_{a2} и соответствующим им средним значений циклов до разрушения \tilde{N}_1 и \tilde{N}_2 , получим после логарифмирования два уравнения для определения C и m :

$$\begin{aligned} m \lg \sigma_{a1} + \lg \tilde{N}_1 &= \lg C; \\ m \lg \sigma_{a2} + \lg \tilde{N}_2 &= \lg C. \end{aligned} \quad (7.28)$$

Полученные величины C и m позволяют найти предел выносливости при базовом числе циклов $N_6 = 2 \cdot 10^6$ или величину $\sigma_{-1к} = K_\sigma \sigma_a / (\varepsilon_\sigma \beta_\sigma)$. Поскольку номинальное напряжение может быть вычислено, то по данным экспериментальных исследований определяется значение отношения параметров $K_\sigma / (\varepsilon_\sigma \beta_\sigma)$, которое принимается при расчете на стадии проектирования.

7.5.3.4. РЕЗУЛЬТАТЫ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДИЗЕЛЯ Д-144 И ИХ АНАЛИЗ

Приведем результаты усталостных испытаний коленчатого вала дизеля Д144. Конструкция кривошипов этого вала такова, что четвертая и пятая щеки имеют толщину $h = 26$ мм, а остальные – 28 мм, ширина щеки в районе перекрытия 120,45 мм.

Определим перекрытие Δ шатунной шейки [30]:

$$\Delta = \frac{d_{k.sh} + d_{sh.sh.}}{2} - r_{kr.}, \quad (7.29)$$

где $r_{kr.}$ 60 мм – радиус кривошипа; $d_{k.sh.}$ 69 мм – диаметр коренной шейки; $d_{sh.sh.}$ 64 мм – диаметр шатунной шейки.

Определим h_1 по перекрытию [30]:

$$h_1 = \sqrt{h^2 + \Delta^2}. \quad (7.30)$$

Зная ширину щеки в области перекрытия $b = 120,45$ мм, определим момент сопротивления щеки при изгибе

$$W_{из.} = bh_1^2 / 6. \quad (7.31)$$

В соответствии с методикой расчёта щеки коленчатого вала ДВС [30] найдём моменты сопротивления сечений наименьшей жёсткости по каждой щеке, а также величины напряжений в этих сечениях, нагруженных постоянным изгибающим моментом $M_{изг} = 1925$ Н·м, величина

которого в 3,6 раза превышает амплитуду изгибающего момента, действующего при работе дизеля Д144 в эксплуатации. Результаты расчетов по формулам (7.29) - (7.31) сведены в табл. 19.

Испытанию подвергались 10 коленчатых валов и разброс показаний циклической долговечности оказался достаточно большим, поэтому для отбрасывания сомнительных результатов вариационного ряда использовался критерий Н.В. Смирнова [59].

Таблица 19. Результаты расчёта напряжений в щёках коленчатого вала

№ щеки	$M_{изг}$, Н·м	h , мм	h_1 , мм	$W_{щ}$, $м^{-3} \cdot 10^{-6}$	$\sigma_{изг}$, МПа
4, 5	1925	26	27,06	14,70	131,0
1, 2, 3, 6, 7, 8	1925	28	28,98	16,80	115,0

Результаты испытаний коленчатых валов дизеля Д144 приведены в табл. 20. Вместе с тем, как показал анализ результатов, циклическая долговечность коленчатых валов, изготовленных из поковок металла разных плавок, мало отличается друг от друга.

На циклическую долговечность каждого колена наибольшее влияние оказывает радиус галтели r в месте сопряжения щеки и шеек. Так при $r = 4$ мм у седьмой щеки циклическая долговечность ее составляет $\tilde{N} = 743118$ циклов, а при $r = 2,5$ мм у первой щеки – $\tilde{N} = 134915$ циклов. В данном случае при увеличении радиуса галтели r сопряжения щеки и шейки – уменьшается эффективный коэффициент концентрации напряжений, что и приводит к увеличению циклической долговечности.

Таблица 20. Циклическая долговечность при испытаниях на безмоторном стенде коленчатых валов дизеля Д144

Маркировка вала	Размах числа циклов до разрушения по щёкам			
	1-2	3-4	5-6	7-8
А, Б, В	217120...569477	213588...510103	241668...362850	447136...743118
Г, Д, Е	134915...630608	247230...289336	164700...427935	110802...730720

Поэтому после проверки результатов испытаний по критерию Н.В. Смирнова, они были сгруппированы для щёк 1, 2, 3, 6, 7, 8, а также 4, 5 с радиусами галтелей 3,0...4,0 мм. После этого определено среднее значение циклической долговечности: для щёк 4, 5 при номинальном максимальном напряжении $\sigma_{изг} = 131,0$ МПа выборочное среднее число циклов до разрушения составило $\tilde{N} = 334230$ циклов, остальных щёк при номинальном максимальном напряжении $\sigma_{изг} = 115,0$ МПа разрушение происходило при среднем значении циклов $\tilde{N} = 718120$ циклов.

Подставив полученные экспериментальные данные в уравнение (7.35) и прологарифмировав полученные два уравнения, придем к системе уравнений

$$\begin{cases} m \cdot \lg 131,0 + \lg 334230 = \lg C \\ m \cdot \lg 115,0 + \lg 718120 = \lg C. \end{cases} \quad (7.32)$$

После решения системы (7.32) получим: $m = 5,93$; $C = 6,14 \cdot 10^{16}$.

Для числа циклов $N_6 = 2 \cdot 10^6$ на линии перегиба кривой выносливости (при определении условного предела выносливости) можно определить предел выносливости $(\sigma_{-1k})_D$ для коленчатого вала с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений (ККН), коэффициентов масштабного и обработки поверхности:

$$5,93 \lg \sigma_{-1k} + \lg(2 \cdot 10^6) = \lg(6,14 \cdot 10^{16}).$$

Откуда $\sigma_{-1k} = 93,18$ МПа.

Но поскольку $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}}$ [60], то в данном случае

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}} = \frac{400}{93,18} = 4,2.$$

При радиусе галтели $r = 4$ мм и толщине щеки $h = 28$ отношение $r/h = 1,43$ значение ККН для КВ дизеля Д144 при его определении графика из [30] составляет $K_\sigma = 3,98$. Таким образом отличие в расчетном и экспериментальном значениях $(K_\sigma)_D$ равна $\approx 5\%$.

7.5.4. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОРШНЕЙ НА ТЕРМОУСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

На кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ с целью разработку методики расчета поршней дизелей на термоусталостную прочность был разработан безмоторный тепловой стенд, на котором проводились термоциклирование поршней дизелей Д-240 с камерой сгорания типа ЦНИДИ [42]. Конструкцию и сборку проводил аспирант кафедры С.А. Глинкин.

С целью сокращения времени эксперимента и интенсификации процессов накопления повреждений и увеличения уровня напряжений, возникающих в ходе термоциклирования, был выполнен ряд мероприятий, которые позволили:

- увеличить частоту приложения нагрузки на поршень (сокращение времени цикла нагружения);
- увеличение диапазона температур между минимальным и максимальным значением температуры цикла нагружения;
- увеличение радиального перепада температуры по днищу поршня с помощью локального охлаждения кромки КС.

О соответствии процесса моделирования термонагружения поршня можно судить по закону изменения температуры поршня на безмоторном стенде и в реальных условиях работы. Таким образом, в ходе отладочного запуска были установлены временные интервалы для нагрева и охлаждения поршня. Эти временные интервалы определялись на препарированном термопарами образце поршня. Термопары были установлены на глубине 1-2 мм от кромки камеры сгорания, что позволило достаточно точно судить об изменении ее температуры. Все последующие образцы поршней имели по две термопары, установленные на диаметре 80 мм (10 мм от боковой поверхности поршня). Это обеспечило контроль процесса термоциклирования для последующих образцов. На рис.4.2 показаны схема заделки термопар.

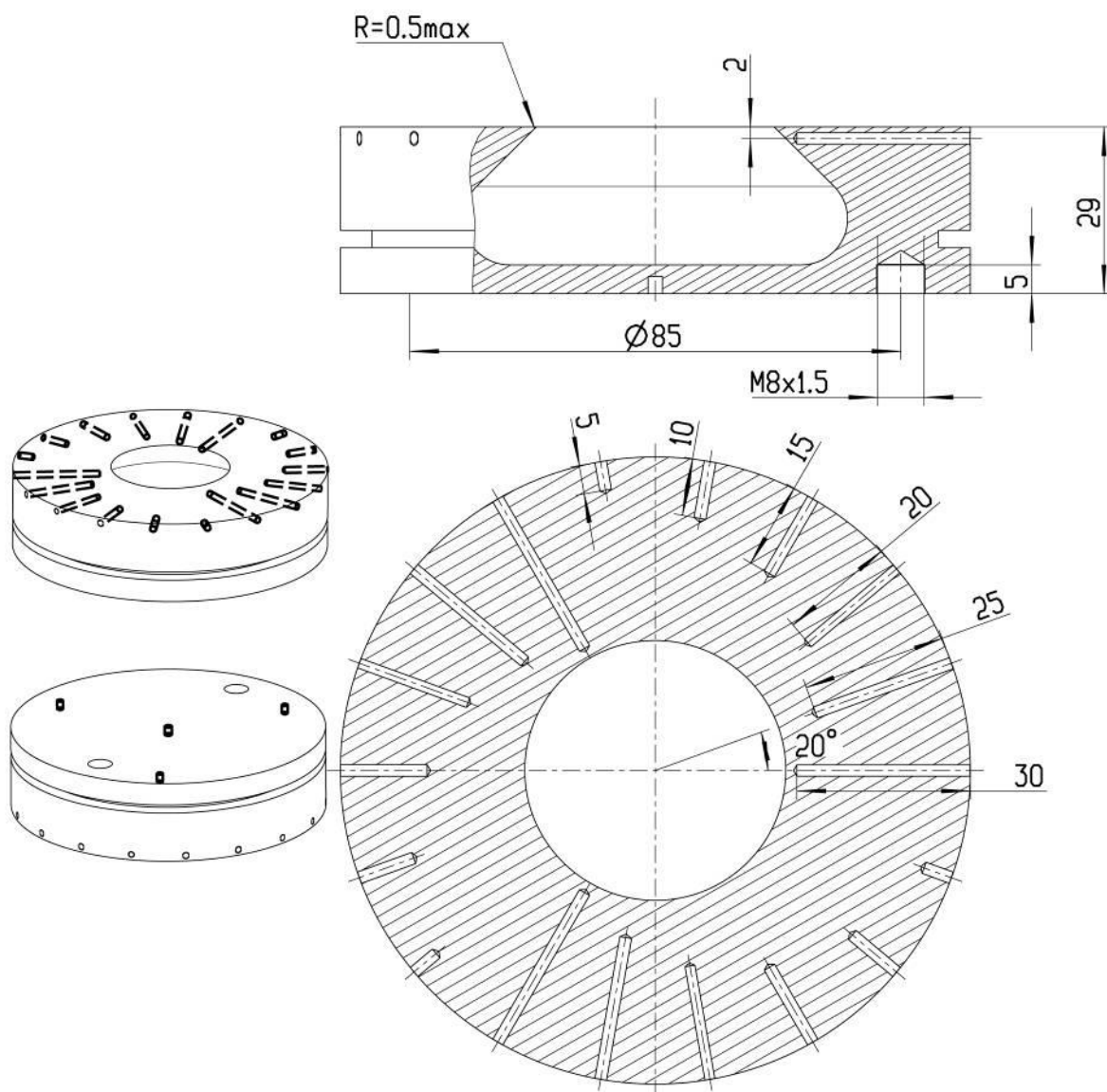


Рис. 76. Схема заделки термопар в головке исследуемого поршня

Измерения температуры в исследуемом диапазоне температур с использованием термоэлектрических преобразователей (термопар) имеет несомненным преимуществом термопар перед резистивными термопреобразователями, так как они имеют нулевое выходное сопротивление, благодаря которому снижаются емкостные наводки на датчик и соединительные провода.

Созданный безмоторный тепловой стенд (БТС) состоит из следующих узлов и систем (рис.77):

- газовая система, которая содержит газовый баллон со сжатым газом, установленный в жестком каркасе, а также понижающий редуктор и регулятор расхода газа;

- механизм перемещения поршней, который включает мотор-редуктор и тележку с поршнем, которые соединены с помощью системы рычагов;

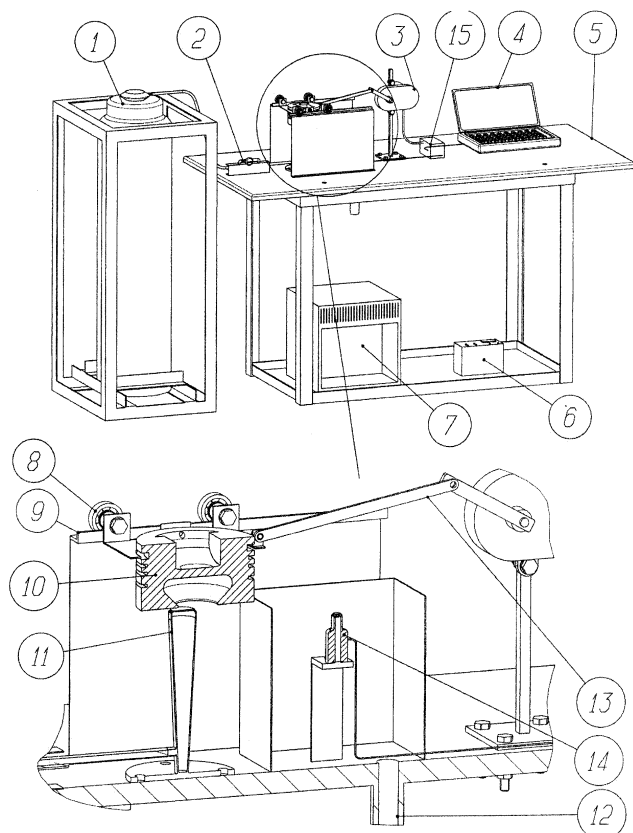


Рис. 77. Схема БТС: 1-газовый баллон; 2-шланг подвода газа и регулятор расхода газа; 3-мотор-редуктор; 4-персональный компьютер; 5-основание; 6-источник питания; 7-потенциометр КСП-6; 8-тележка; 9-направляющая тележки; 10-исследуемый поршень; 11-газовая горелка; 12-бачок отвода охлаждающей жидкости; 13-кривошипно-шатунный механизм привода тележки; 14-распылитель (форсунка) охлаждающей жидкости; 15- блок-реле автоматического управления.

тока в подводящей магистрали, газовый баллон снабжен понижающим редуктором РСГ-1, так что на выходе из баллона давление газа составляет порядка 1-1,2 МПа. Расход газа составил от 100-150 л/час в зависимости от положения запорного клапана на подводящей магистрали. Уплотнение штуцера выполнено с помощью паронитовой прокладки диаметром $\frac{1}{2}$ дюйма. Шланг подвода газа 2 изготовлен из вулканизированной резины армированный капроновыми нитями. Газовый шланг

- система водяного охлаждения, представляющая собой распылитель и электромагнитный клапан, который управляется автоматически;

- система электропитания, состоящая из источника питания, который обеспечивает стабилизированным напряжением мотор-редуктор и электромагнитный клапан;

- система автоматического управления, которая состоит из блок-реле, персонального компьютера и программы управления.

Схема БТС показана на рис.77.

Газовый баллон 1 емкостью 50 л установлен в жестком каркасе, предотвращающим его раскачивание и опрокидывание. Для контроля давления на выходе из баллона и создания стабильного газового по-

снабжен регулятором расхода газа, что позволяет устанавливать величину тепловой мощности подводимого к поршню с газом. На выходе из газовой горелки имеем газоздушную смесь из пропан-бутана и воздуха. Конечной точкой системы подачи газа является газовый рассекатель, установленный таким образом, чтобы геометрический центр камеры сгорания совпадал с геометрическим центром газовой горелки. Рассекатель газовой горелки подобран таким образом, чтобы обеспечить равномерность распределения горячей смеси по днищу поршня, и тем самым максимально приблизить условия эксперимента к условиям работы поршня на двигателе. Нагрев поршня до заданной температуры, которая определяется по результатам расчетных исследований. Для поршня дизеля Д-240 температура кромки КС за время цикла нагружения бы-

ла подвержена колебанию температуры от 225 °С до 375 °С. Время нагрева составляло 39 с.

Механизм перемещения поршня состоит из мотор-редуктора 3, тележки 8, направляющих 9 и системы рычагов, образующих кривошипно-шатунный механизм. Мотор-редуктор 3 состоит из электродвигателя постоянного тока на постоянных магнитах и редуктора, объединенных в одном корпусе. Он жестко закреплен на кронштейне, при этом ось вращения вала редуктора находится на одной линии с осями подшипников качения тележки. Вращение вала двигателя передается на червячную передачу для увеличения, крутящего момента. Частота вращения вала мотор редуктора используемого в ходе эксперимента составляла 25 мин⁻¹. Номинальная паспортная мощность двигателя 10 Вт. Напряжение питания 12 В постоянного тока при силе тока от 2 до 4 А. Ход поршня, представляющий собой расстояние из одной крайней точки до другой, равнялся 150 мм (рис.78).

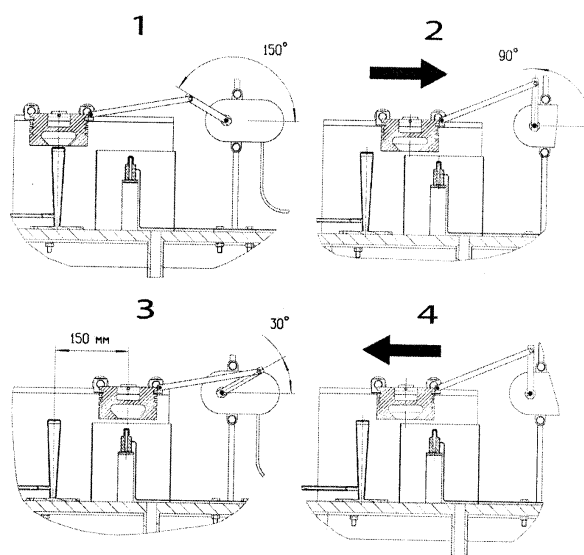


Рис.78. Схематичное представление работы БТС: 1 – нагрев образца до заданной температуры; 2– движение образца в зону охлаждения; 3– зона охлаждения; 4– возвращение в зону нагрева, замыкание цикла

В системе охлаждение предусмотрено принудительное охлаждение днища поршня. Время охлаждения составляло 9 с. Использование воздушно-водяной смеси в качестве охлаждающего тела применяется, например, на Минском моторном заводе, для проведения термоциклических испытаний поршней. Основное назначение системы охлаждения – обеспечение требуемого перепада температур в головке поршня. Система водяного охлаждения состоит из распылителя охлаждающей жидкости 14 и защитного кожуха 12 с отверстием для отвода охлаждающей жидкости (см. рис. 77). В качестве распылителя используется форсунка двигателя. Форсунка установлена таким образом, чтобы обеспечить равномерность распыла охлаждающей жидкости на днище поршня. Распыливание охлаждающей жидкости начинается только тогда, когда ось поршня совпадает с осью распылителя (поршень занимает крайнее положение).

Система электроснабжения состоит из источника питания 6, который обеспечивает стабилизированным напряжением мотор-редуктор 3 и распылитель охлаждающей жидкости 14, которым служит форсунка автомобильного двигателя.

Система автоматического управления (САУ) предназначена для регулируемого перемещения поршней из зоны нагрева в зону охлаждения. САУ позволяет контролировать и изменять режим циклического нагружения поршня в зависимости от целей эксперимента и состоит из:

- блок-реле, управляющий перемещением поршня в течение цикла;
- персонального компьютера и программы управления блоком-реле.

На рис. 79 приведен общий вид БТС.



Рис. 79. БТС для исследования термостойкости поршней

На текстолитовой плате смонтированы два электромагнитных реле. Питание реле происходит с внешнего разъема персонального компьютера USB напряжением +5В. Автоматизация испытаний происходит благодаря периодическому замыканию контактов

электромагнитных реле, коммутирующих напряжение, подаваемое источником питания 6. Для этого была разработана специальная программа управления с помощью пакета программ Microsoft Visual Studio 2008 [42].

7.5.4.1. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

По результатам термометрирования кромки КС поршня был определен временной интервал цикла термонагружения. Время цикла термонагружения составило 42 секунды. Температура кромки КС за время цикла нагружения была подвержена колебанию температуры от 225 °С до 375 °С. Изменение температуры в характерных точках образца поршня приведено на рис.80.

Регистрацию образования трещин проводили микроскопом МБП-3М через каждые 50...250 циклов, в зависимости от интенсивности возникновения трещин, а также их их пространственное расположение.

Появление первых трещин длиной 0,5...1 мм на кромке КС было замечено уже после 600...700 циклов. На кромках КС испытываемых образцов поршней, многочисленные трещины образовывались в радиальном направлении.

Зарождение и распространение трещин происходило без явных резких скачков, тем не менее, все-таки можно выделить диапазон циклов, в котором происходило некоторое увеличение

количества трещин. Это циклы нагружения в районе 500, 1500, 2500 циклов. Тем не менее, приращение суммарной длины трещин было приблизительно постоянным $dl/dN = \text{const}$. Это связано с тем что, несмотря на появление новых трещин, скорость развития уже существующих трещин в близлежащей зоне несколько снижается, за счет этого фактора график изменения суммарной длины трещин не имеет резких скачков. Помимо трещин можно отметить достаточно большое количество пор, образовавшихся на поверхности кромки КС поршня.

Максимальная длина трещины, полученная в ходе эксперимента, составила 13 мм. Несколько трещин имела раскрытие порядка 0,2...0,4 мм.

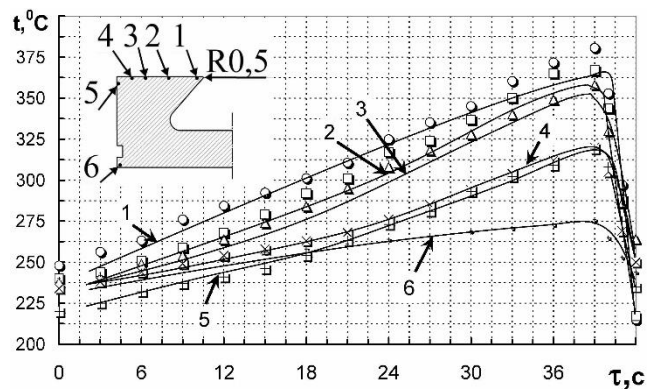


Рис. 80. Изменение температуры характерных точек поршня в цикле термонагружения: 1,2,3,4,5 и 6 – соответственно точки, показывающие местоположение термопар; радиальное расстояние от кромки, соответственно 1– в 1...2 мм от кромки КС; 2– в 10 мм; 3– в 15 мм; 4– в 25 мм; 5– в 35 мм; 6– термопара на противоположной днищу стороне

Рассматривая перемещение берегов трещин по трем различным направлениям [42], приходим к следующему заключению:

- величина перемещения берегов трещины, как трещина отрыва, имеет явно превалирующее значение;
- трещин продольного и поперечного сдвигов берегов трещин не наблюдалось.

Следовательно, большинство дефектов, возникших в кромке КС, представляют собой трещину отрыва (симметричное деформирование) [42].

Низкая сопротивляемость циклическим воздействиям температур, исследуемых образцов поршней, обусловлена наличием в структуре их материала кристаллов кремния, являющихся локальными концентраторами напряжения.

Результаты эксперимента, иллюстрирующие развитие трещин в поршне, приведены на рис. 81.

На рис. 82 показана скорость роста трещины, достигшей по истечении времени испытаний длины 13 мм. Эта диаграмма наглядно иллюстрирует законы роста усталостной трещины в кромке поршня под воздействием температурных нагрузок.

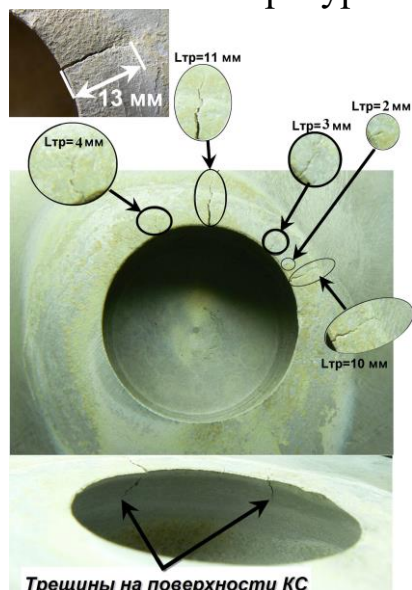


Рис.81. Развитие трещин на кромке камеры сгорания

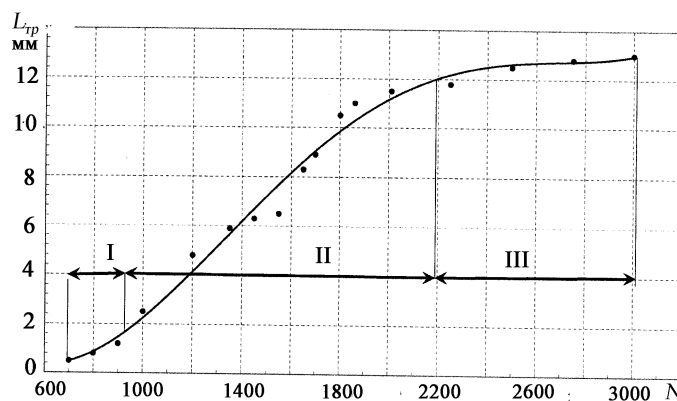


Рис. 82. Условные этапы развития усталостной трещины в поршне

Условно можно разбить весь процесс роста усталостной трещины в теле поршня на три этапа: а) I– этап возникновения трещин на кромке КС; II– этап интенсивного роста трещины со скоростью, превышающей скорость на этапе I; III – этап замедления скорости роста

трещины (а иногда и остановки), связанный, прежде всего с конструктивными размерами КС поршня.

В ходе эксперимента было установлено, что полученная кривая зависимости суммарной длины трещин от циклов термонагружения достаточно точно описывается уравнением вида (рис. 82):

$$L_{\Sigma} = 253e^{(-3375/N)},$$

где L_{Σ} – суммарная длина трещин; e – основание натурального логарифма; N – количество циклов нагружения.

Анализ скорости роста трещины в кромке КС показывает, что приращение суммарной длины трещин было приблизительно постоянным $dl/dN = \text{const}$. Это связано с тем что, несмотря на замедление роста трещин по мере приближения к некоторому условному диаметру $D_{осн}$ (рис.83) (область А – область уменьшения скорости роста трещины), скорости развития уже существующих трещин небольшой длины в близлежащей зоне переходят в зону II (рис.82). За счет этого фактора график изменения суммарной длины трещин не имеет резких скачков.

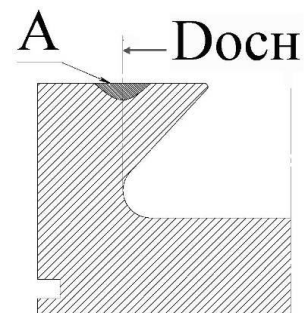


Рис. 83. Область замедления скорости роста трещины

7.5.5. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ НА ТЕРМОУСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Для термоциклического нагружения головок цилиндров поршневых двигателей на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» был разработан стенд [61].

Безмоторный стенд, принцип работы которого изложен ниже, позволяет создавать произвольный по продолжительности режим термоциклического нагружения головки цилиндров (ГЦ). При этом исследуемая ГЦ подвергается неизотермическому термоциклическому нагружению. Нагрев ГЦ со стороны огневого днища осуществляется тепловым потоком, создаваемым галогенными лампами, а в охлаждение осуществляется помощью обдува воздухом. Трехмерная модель БС приведена на рис. 84, а его общий вид на рис. 85.

Стенд устроен следующим образом: на жестком основании 1 с помощью четырех шпилек смонтирована нижняя плита 2, корпус 3 с ложементами для галогенных ламп 4, а также верхняя плита 5. Плита 2, корпус 3 и плита 5 во время работы охлаждаются проточной водой. Галогенные лампы 4 КГ230-2000-5 общей мощностью 30 кВт уложены

продольно в два ряда, причем в верхнем ряду расположено девять ламп, а в нижнем шесть. В плите 5 сделано отверстие, через которое тепло излучаемое лампами поступает на исследуемую деталь. При этом для использования отраженного света отверстие выполнено коническим. Верхняя крышка плиты 2 выполнена из алюминиевого сплава и отполирована для лучшего отражения потока, излучаемого лампами. На плите 5 установлено проставочное кольцо 6, опорный бурт которого по форме полностью повторяет бурт гильзы цилиндра двигателя. Для создания градиента между центральной и периферийной зоной головки цилиндра внутри кольца 6 проложена медная трубка 7, которая охлаждается проточной водой. Для определения количества отведенного тепла во время проведения эксперимента измерялся расход воды, проходящей через трубку 7 с помощью ротаметра LZM-15G, а также температура на входе и выходе из неё. Исследуемая головка цилиндра 8 установлена на плите 5 с помощью четырех шпилек, для которых момент затяжки гаек равен 110 Н·м. Место контакта трубки 7 и днища головки 8 покрывалось теплопроводной пастой КПТ-8.

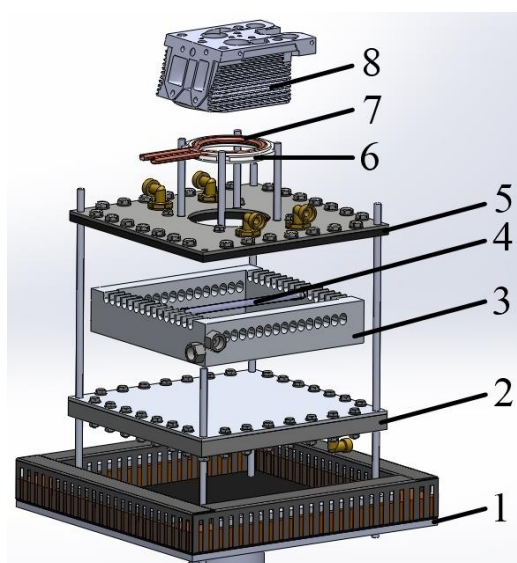


Рис. 84. Трехмерная модель БС: 1 – жесткое основание; 2 – нижняя плита; 3 – корпус; 4 – галогенные лампы; 5 – верхняя плита; 6 – проставочное кольцо; 7 – медная трубка; 8 – головка цилиндра



Рис. 85. Общий вид безмоторного стенда

Электрическая схема БС приведена на рис. 86. Галогенные лампы 1 подключены к реле 2 ВДН-20044.ЗДЗ рассчитанному на максимальный ток нагрузки 200 А с помощью четырех шин. Реле 2 управляется ПИД-регулятором 3 ТРМ-251 который связан с компьютером через автоматический преобразователь интерфейсов 4 USB/RS-485 АС4. Обратную связь с ПИД-регулятором 3 обеспечивает хромель-алюмелевая термопара 6, которая установлена на днище исследуемой головки на глубине 1 мм от огневой поверхности.

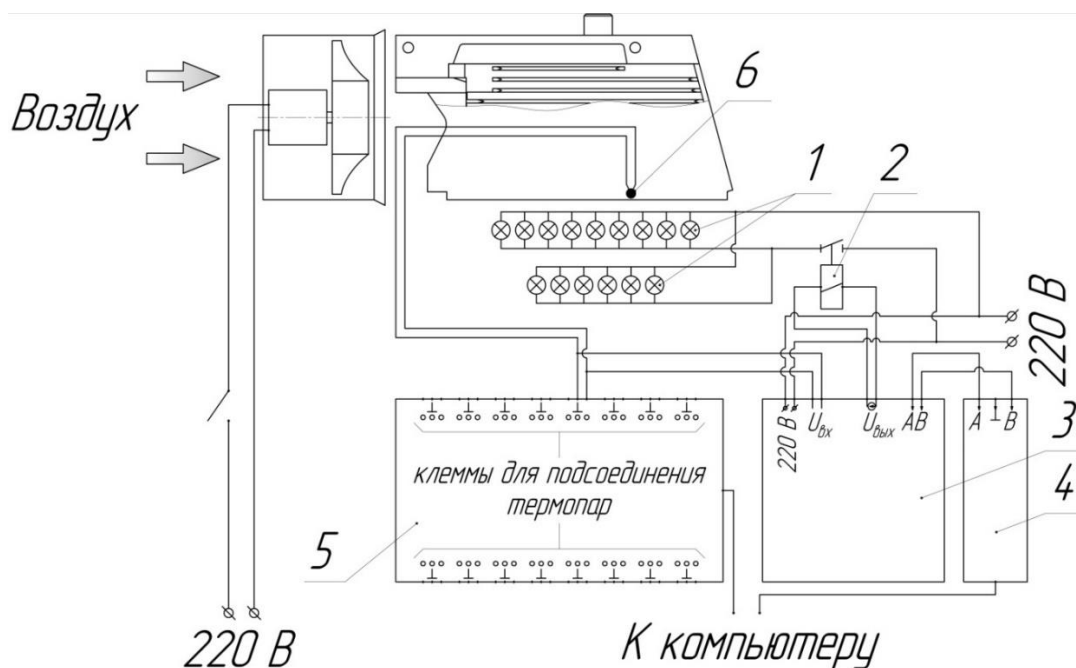


Рис. 86. Электрическая схема БС: 1 – галогенные лампы; 2 – реле; 3 – ПИД-регулятор; 4 – автоматический преобразователь интерфейсов; 5 – цифровой многоканальный самописец; 6 – термопара

Прибор ТРМ-251 представляет собой одноканальный регулятор, который может работать по заданной программе в режиме ПИД или двухпозиционного регулирования. Основные функции ТРМ-251:

- измерение сигнала, поступающего от термопары;
- цифровая фильтрация для уменьшения влияния на результат измерения промышленных импульсных помех;
- коррекция измеренных значений для устранения погрешности термопары;
- отображение на встроенном светодиодном цифровом индикаторе температуры ГЦ и текущих значений параметров программы технолога;

- регулирование температуры ГЦ по ПИД- или двухпозиционному закону;
- регулирование физического параметра в соответствии с программой технолога;
- использование резервной термопары в случае неисправности основной;
- передача в сеть через RS-485 текущих значений температуры ГЦ, а также выходного сигнала регулятора, регистратора, устройства сигнализации и параметров программы технолога;
- программирование и управление работой с помощью компьютера по сети через RS-485;
- формирование аварийного сигнала при выходе температуры ГЦ за допустимые пределы;
- переход в аварийное состояние при неисправности термопары или при разрыве контура регулирования;
- сохранение заданных программируемых параметров в энергонезависимой памяти при отключении напряжения питания.

Структурная схема ТРМ-251 приведена на рис. 87 и состоит из:

- двух универсальных входа для подключения термопар – основной и резервной (вход 1 и 2);
- регулятора, предназначенный для поддержания заданного значения температуры ГЦ;
- модуля сигнализации, предназначенный для формирования аварийного сигнала;
- регистратора, предназначенный для регистрации температуры ГЦ;
- три выходных элемента;
- программу технолога;
- коммуникационный интерфейс RS-485.

ТРМ-251 подключен к компьютеру через автоматический преобразователь интерфейсов АС4, который предназначен для взаимного электрического преобразования сигналов интерфейсов USB и RS-485 с автоматическим определением направления передачи данных и обеспечением гальванической изоляции входов между собой.

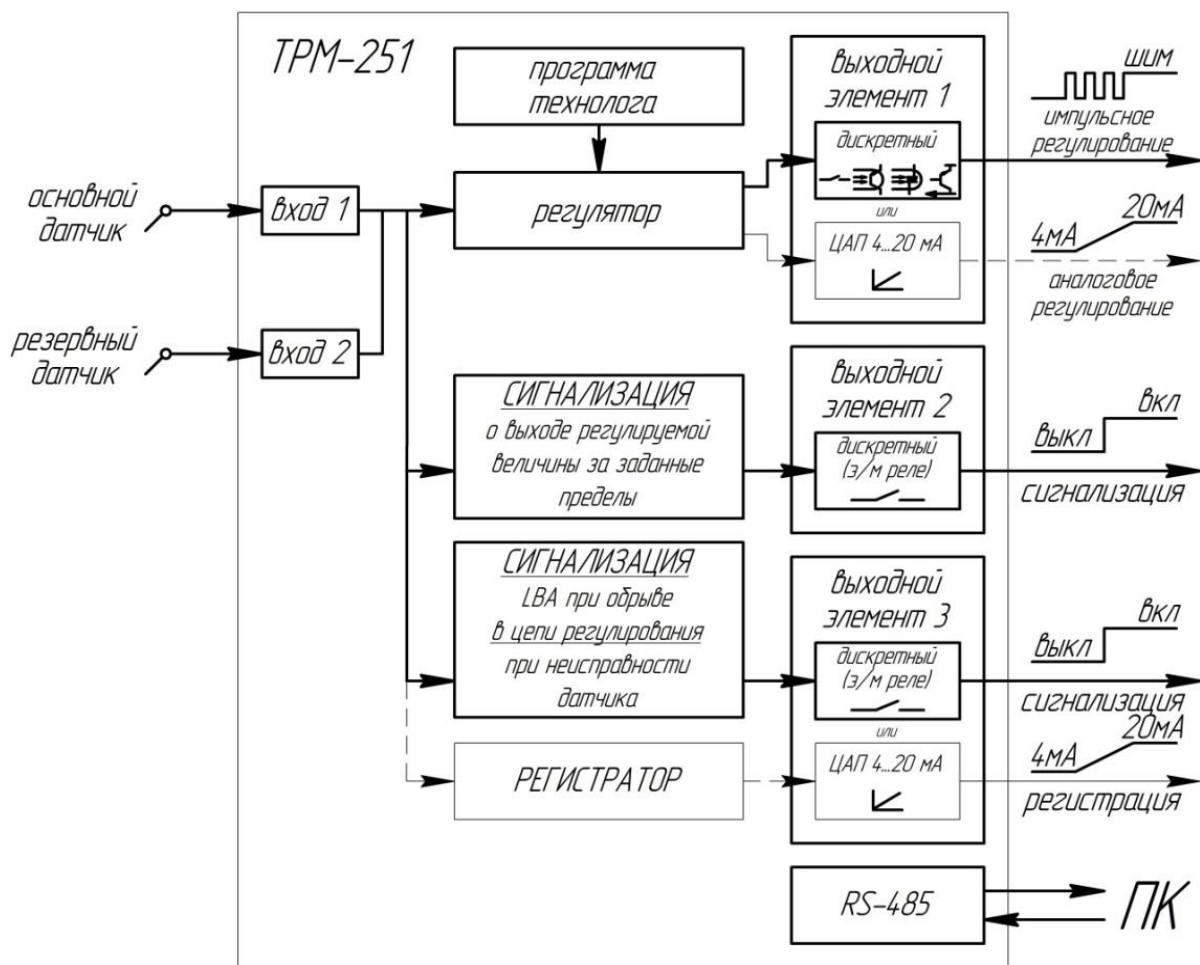


Рис. 87. Структурная схема ПИД-регулятора ТРМ-251

В программе «Конфигуратор ТРМ-251» настраиваются такие параметры ПИД-регулятора ТРМ-251 как: тип датчика, режим работы регулятора, тип выходного элемента и т.д. При этом 3 программы технолога состоят из 5 шагов, на каждом из которых можно задать необходимый уровень температур, время роста и выдержки, а также параметры перехода на следующую программу. Таким образом, ПИД-регулятор ТРМ-251 позволяет в автоматическом режиме осуществить процесс термоциклирования ГЦ в виде блока нагружения с различным уровнем температур и времени выдержки.

Для обеспечения надежной коммутации токов нагрузки до 200 А использовалось однофазное реле ВДН-20044.ZD3 – полупроводниковый прибор, выполненный по гибридной технологии, содержащий в своем составе мощные силовые ключи на тиристорных структурах. Управляется данное реле сигналом в диапазоне 3...32 В, который генерируется прибором ТРМ-251. Для охлаждения реле были использован

радиатор, при этом соединение этих элементов осуществлено с помощью двух винтов, а место контакта покрывалось теплопроводной пастой КПТ-8. Радиатор дополнительно охлаждался вентилятором. Температурное состояние реле контролировалось с помощью термопары, сигнал с которой передавался на цифровой мультиметр.

Для исследования температурного поля на днище одной из ГЦ были установлены семнадцать термопар на глубине 1 мм от огневой поверхности. Все термопары были подключены к цифровому многоканальному самописцу 5 S-Recorder-L, который преобразовывал аналоговый сигнал в цифровой и передавал его на компьютер.

Цифровой многоканальный самописец S-Recorder-L представляет собой внешнее устройство, подключаемое к компьютеру через USB-порт и предназначен для усиления (от 1 до 200 раз) и непрерывной многоканальной регистрации на жесткий диск компьютера и одновременного визуального наблюдения на экране монитора сигналов, поступаемых с термопар. При этом максимальная частота опроса составляет 100 кГц. Данный прибор управляется программой «S-Recorder».

7.5.5.1. ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ТЕРМОЦИКЛИРОВАНИЮ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ

Программой экспериментального исследования термоциклирования головок цилиндров предусматривалось:

- определение температурных полей огневого днища для установления адекватности нагружения ГЦ на безмоторном стенде и при стендовых испытаниях дизеля;
- выбор цикла нагружения на БС;
- экспериментальное исследование термоусталостной долговечности ГЦ двигателя 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) для проверки сходимости результатов расчетных и экспериментальных исследований.

При экспериментальном исследовании температурных полей огневого днища ГЦ оценочными параметрами являлись температуры в выделенных точках, перепады температур в радиальном направлении от центра огневого днища к периферии, а также число циклов до появления усталостных трещин при тепловом нагружении.

При расчетном исследовании ТНДС ГЦ оценочными параметрами являлись интенсивность напряжения для каждой схемы нагруже-

ния с учетом полученных при термометрировании температурных полей, как новых граничных условий. Определение ТНДС ГЦ проводилось с использованием МКЭ.

Исследуемые ГЦ (рис. 88) устанавливались на безмоторный стенд и с помощью галогенных ламп нагревались до температуры 240 °С. В ходе исследования был использован комплект, состоящий из четырех ГЦ. Для изучения температурных полей в одну ГЦ было установлено семнадцать хромель-алюмелевых термоэлектрических преобразователей (термопар). Три оставшихся ГЦ использовались для исследования термоусталостной прочности и были оснащены каждая по одной термопаре для контроля режима нагружения.

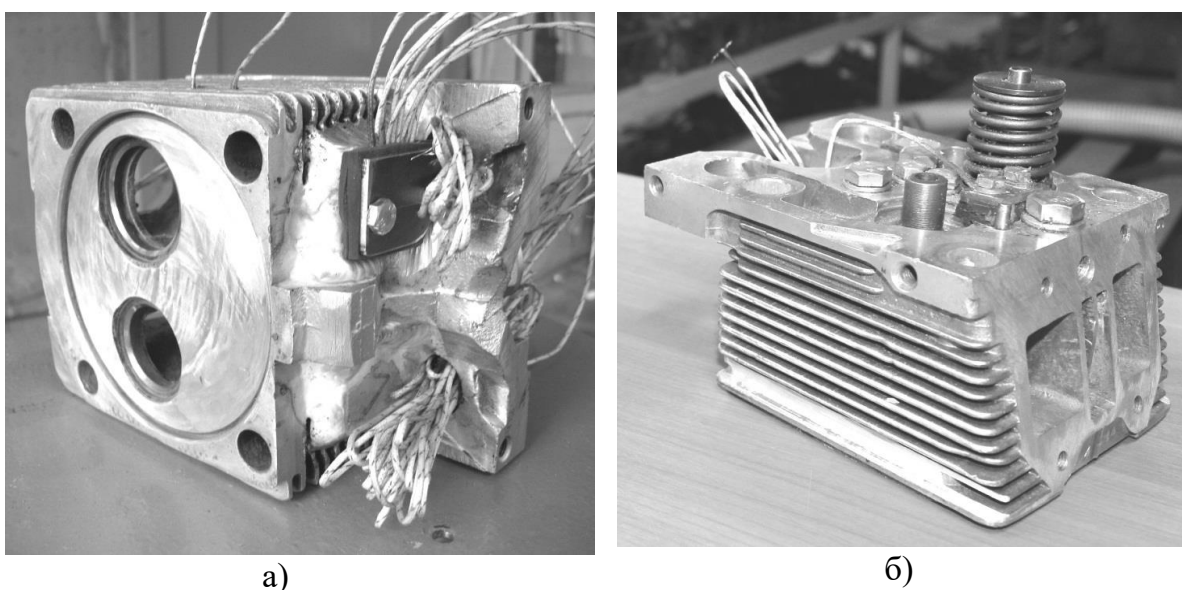


Рис. 88. Исследуемые ГЦ: а – ГЦ с 17 термопарами; б – ГЦ с 1 термопарой

Измерение температур в точках огневого днища осуществлялось с помощью термопар, сигнал с которых поступал на цифровой многоканальный самописец S-Recorder-L.

Боковые перемещения нижней плиты ГЦ регистрировались в 8 точках нижней плиты с помощью индикатора часового типа, установленного на стойке с электромагнитным фиксатором в течение нагрева через каждые 30 °С. В результате эксперимента были получены зависимости перемещений в 8 точках боковой поверхности нижней плиты ГЦ от температуры в межклапанной перемычке.

Увеличение частоты и скорости приложения температурной нагрузки, а также температурных напряжений за счет увеличения момента затяжки крепежных шпилек ГЦ, позволило интенсифицировать

процесс накопления повреждений, тем самым сократив время эксперимента. При этом по характеру изменения температур в ГЦ можно судить о соответствии процессов нагружения при моделировании на безмоторном стенде и при эксплуатации двигателя.

Наиболее простым и доступным средством измерения температуры являются термопары, при этом их несомненным преимуществом перед резистивными термопреобразователями является нулевое выходное сопротивление, благодаря которому снижаются емкостные наводки на датчик и соединительные провода. Запись результатов термометрирования производилась на цифровой многоканальный самописец S-Recorder-L (относительная погрешность 3 %).

Измерение перемещений проводили с помощью индикатора часового типа SPI 26-333-5 с ценой деления 0,01 мм (диапазон измерений: 0-2 мм, класс точности: 1), установленной на стойке с электромагнитным фиксатором Central 3D105.

Регистрацию изменения длины трещины проводили с помощью цифрового микроскопа Microview USB Digimicro 2MP через каждые 100...250 циклов.

Появление трещин длиной 0,5...1 мм произошло на межклапанных перемычках после 3670...3830 циклов. Рост трещин происходил со стороны выпускного канала. Полное разрушение межклапанных перемычек произошло через

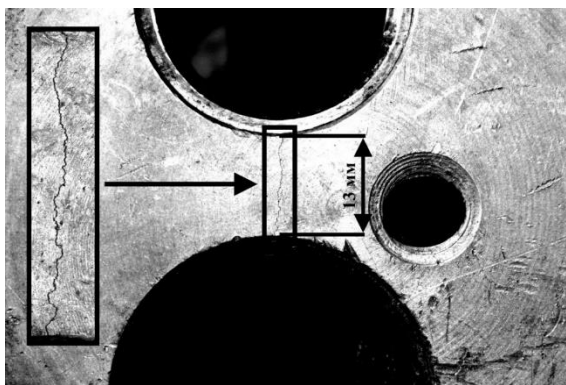


Рис. 89. Трещина на межклапанной перемычке ГЦ, наблюдаемая в ходе эксперимента

430...500 циклов после появления трещин. Длины трещин, полученные в ходе эксперимента, составили 13 мм, а их раскрытие порядка 0,2 мм. Трещина на межклапанной перемычке, наблюдаемая в ходе эксперимента, представлена на рис. 89.

Появление трещины в межклапанной перемычке соответствует и расчетным данным. Наиболее нагретой является центральная часть ГЦ, а именно район межклапанной перемычки и форсуночного отверстия (240 °С). Температура огневого днища по мере удаления от центра к периферии падает, при этом большие значения наблюдаются со стороны выпускного канала (в центре – 240°С, сторона впускного канала – 153°С, сторона выпускного канала – 196°С, по ходу охлаждающего воздуха – 169°С и 185°С).

Вопросы для самопроверки

1. Какова роль испытаний в управлении надежностью?
2. Какая цель испытаний на надежность?
3. Назовите виды испытаний на надежность.
4. Какое число объектов выбирается при испытаниях?
5. Что такое ускоренные испытания, с какой целью они проводятся?
6. Что такое коэффициент ускорения и как он определяется?
7. Какие типичные ошибки при ускоренных испытаниях.
8. Как можно провести ускоренные испытания демпферов крутильных колебаний?
9. В чем суть гипотезы Кортена-Долана по определению долговечности деталей.
10. Почему предлагаемый метод расчета коленчатого вала называется вероятностным?
11. Опишите безмоторный стенд для ускоренных испытаний коленчатых валов.
12. Почему от действия температуры возникают напряжения в сечениях поршня?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Процесс конструирования автомобильных и тракторных двигателей заключается в инженерной разработке конструкции и его систем. От конструктора требуется, чтобы каждый вновь создаваемый двигатель имел высокие значения основных показателей, главными из которых являются экономичность, надежность, материалоемкость, доступность изготовления и простота обслуживания при условии обеспечения экологических (природоохранных) характеристик. Как показывают данные статистического анализа, мощность силовых установок транспортных средств и тракторов возрастает в зависимости от их назначения в среднем на 60...80 % за каждые 10 лет. Понятно, что проблема обеспечения надежности при таком размахе часто отступает на второй план. Чтобы это не случилось необходимо, чтобы на стадии проектирования с учетом широкого использования информационных технологий обращалось внимание на решение следующих задач: прогнозирование долговечности основных систем и деталей поршневого двигателя; оценка надежности его по ограниченной информации, полученной по результатам испытаний; обеспечение надежности двигателя в эксплуатации. Первая из этих задач может быть выполнена как раз на этапе создания двигателя. Для этого требуется высокая подготовленность конструктора и испытателя, несмотря на то, что, в принципе, конструктивные и технологические методы обеспечения надежности и безопасности разработаны и применяются в достаточной мере. Задача обеспечения надежности таких сложных систем, как поршневой двигатель, на этапе их эксплуатации требует своего решения.

Материал, изложенный в учебнике изучается студентами направления 13.04.03 – энергетическое машиностроение, направленность – двигатели внутреннего сгорания. Излагаемый материал поможет им в подготовке выпускных квалификационных работ и в дальнейшей работе по специальности.

Заранее благодарим читателей, которые выскажут свои замечания и пожелания по дальнейшему улучшению излагаемых в пособии разделов, и просим направлять их по адресу:

600000, Владимир, ул. Горького, 87, кафедра ТД и ЭУ.

E-mail: hotz@mail.ru

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования [Текст]. –М.: Машиностроение. 1986. – 224 с.
2. Межгосударственный стандарт. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [Текст]. ГОСТ 14846-2020. –М.: ИПК Изд-во стандартов. 2020 – 41 с.
3. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний [Текст]. ГОСТ 18509-88. – М.: Изд-во стандартов. 1988 – 70 с.
4. Николаенко А.В., Хватов В.Н. Расчет и экспериментальная оценка надежности автотракторных дизелей [Текст]. Л.: Агропромиздат, Ленингр. отд-ние. 1985. 136 с.
5. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание [Текст]. ГОСТ 20793-2009. М.: Стандартиформ. 2011. – 18 с.
6. Косточкин В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок [Текст]: учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 272 с.
7. Управление качеством продукции. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. ГОСТ15467-79. М.: Стандартиформ. 2009. – 20 с.
8. Половко А.М., Гуров С.В. Основы теории надежности [Текст]. – 2 изд., перераб. и доп. СПб.: БХВ-Петербург. 2006. 704 с.
9. Острейковский В.А. Теория надежности: Учеб. для вузов [Текст]. М.: Высш. шк., 2003. 463 с.
10. Половко А.М., Гуров С.В. Основы теории надежности. Практикум [Текст]. СПб.: БХВ-Петербург. 2006. 560 с.
11. Шор Б.Ф., Кузьмин Ф.Н. Таблицы для анализа и контроля надежности [Текст]. М.: Советское радио, 1968. 268 с.
12. Гнеденко В.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности [Текст]. М.: Наука. 1965. 558 с.
13. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики [Текст]. М.: Наука, 1965. 512 с.
14. Пронилов А.С. Параметрическая надежность машин [Текст]. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.

15. Никсон Ф. Роль руководства предприятия в обеспечении качества и надежности [Текст]. М.: Изд-во стандартов, 1990, 231 с.
16. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов [Текст]. М.: Машиностроение, 1982, 181 с.+
17. Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство [Текст]: ГОСТ Р 15.201.2003. – М.: Изд-во «Росстандарт России», 2003 – 14 с.
18. Единая система конструкторской документации. Основные положения. Эскизный проект [Текст]. ГОСТ 2.119-73. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 5 с.
19. Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей [Текст]. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1977, 248 с.
20. Григорьев М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания [Текст]. М.: Машиностроение, 1983, 148 с.
21. Биргер И.А. Техническая диагностика [Текст]. М.: Машиностроение, 1978. 234 с.
22. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]. Т. IV-14. Под общ. Ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение. 2013. 784 с.
23. Нейченко В.Г. К вопросу имитации эксплуатационных нагрузок на крюке трактора при ускоренных ресурсных испытаниях [Текст]// Тракторы и сельхозмашины, 1970, №12, С. 11-12.
24. Болотин А.А. О характере нагрузки на двигатель и силовую передачу трактора [Текст]// Тракторы и сельхозмашины, 1969, №11, С. 15-19.
25. Анисимов Г.М. Исследование нагруженности тракторного трелевочного трактора в неустановившемся режиме [Текст]. Автореф. дис... канд. техн. наук. Ленинград, 1967. 24 с.
26. Логвин В.А. Разработка методов и технических средств ускоренной оценки надежности подшипников скольжения тракторных двигателей [Текст]. Автореф. дис... канд. техн. наук. Харьков, 1988. 18 с.
27. Кудряш А.П. Надежность и рабочий процесс транспортного дизеля [Текст]. Киев: Наукова думка, 1981. 136 с.

28. Хрушков П.П. Влияние эксплуатационных режимов тракторного двигателя на износостойкость основных его деталей [Текст]./Записки ЛСХИ, 1971. Т. 174, вып. 3, С. 70...74.

29. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Владимир, 2004. 30 с.

30. Гоц А.Н. Конструирование двигателей. Порядок проектирования. Расчет коленчатого вала [Текст]. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2021. – 172 с.

31. Гоц А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебное пособие – 2-е изд., испр. и доп.– М.: ФОРУМ ИНФРА-М, 2018. – 208 с.

32. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spaliniowych. – Motoryzacja, 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51 – 55.

33. Серенсен С.В. Усталость материалов и элементов конструкций [Текст]. Т. 2. Киев: Наукова думка, 1985. – 226 с.

34. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст]. М.: Машиностроение, 1968 – 256 с.

35. Гоц А.Н., Некрасов С.И., Булыгин Ю.С. Повышение эффективности стопорения шатунных болтов двигателей А-41, А-О1М, СМД-60/62 и СМД-72 [Текст]//Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1985. – № 3.– С. 24-28.

36. Прыгунов М.П. Исследование и разработка методики оценки долговечности головок цилиндров тракторных дизелей с воздушным охлаждением [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2013. 18 с.

37. Захаров А.А. Повышение долговечности головок блока цилиндров дизелей при восстановлении путем применения деконцентраторов напряжений[Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 – Саратов, 2005. – 207 с.

38. Трофимов В.Б. Повышение надежности головки цилиндра двигателя 8ЧВН15/16 [Текст]// Двигателестроение. – 2003. – №3. – С. 19-21.

39. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Тимофеев В.Е. Напряженное состояние алюминиевой головки цилиндра тракторного двигателя [Текст]// Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1974. – №12. – С. 75-78.

40. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности [Текст]. Под ред. А.Ф. Шеховцова / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. – К.: Техника, 1992. – 272 с.

41. Горбунов В.П. Исследование тепловой напряженности головки цилиндра тракторного дизеля с воздушным охлаждением и непосредственным впрыском топлива [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 – М., 1972. – 30 с.

42. Гоц А.Н., Глинкин С.А. Прогнозирование долговечности поршней двигателей внутреннего сгорания [Текст]. Saarbrücken: Lambert Academic Publishing. 2017. 150 с.

43. Колмаков В.И. Повышение надежности дизелей, форсированных наддувом [Текст]: Дис. ... канд.техн.наук: 05.04.02. – М., 1986. – 244 с.

44. Лазарев Е.А, Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля [Текст]//Двигателестроение. – 1988. – № 7. – С.3-5.

45. Чайнов Н.Д. Модель расчета температурного поля осесимметричных деталей цилиндропоршневой группы дизелей [Текст]// Известия ВУЗов. Машиностроение.1986.– №9.– С.77-91.

46. Овсянников М.К., Давыдов Г.А. Тепловая напряженность судовых дизелей [Текст]. Л.: Судостроение, 1975.–237с.

47. Гоц А.Н., Фомин В.К., Папонов С.В., Балюк Б.К. Повышение надежности поршня дизеля с воздушным охлаждением [Текст]// Двигателестроение. 1988.– №10.–С.40-43.

48. Семенов Б.Н., Иванченко Н.Н. Задачи повышения топливной экономичности [Текст]//Двигателестроение.–1990.– №11.–С. 3-7.

49. Кавтарадзе Р.З Локальный теплообмен в поршневых двигателях [Текст]. Учеб. пособие для вузов – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 472 с.

50. Дзыбал Л.Т., Леховицер М.А., Платонов В.Н., Прозоров В.П.. Внедрение жидкоштампованных поршней из сплава АЛ25 для дизелей 6Ч 12/14 и 6ЧН 12/14 [Текст]// Двигателестроение – №6.–1985.–С.43-47.

51. Рожанский В.А., Кухаренок Г.М. Влияние параметров камеры сгорания на показатели рабочего цикла дизеля Д-240 [Текст]// Тракторы и сельхозмашины. – 1974. – №9. – С.11-12.

52. Металлургия алюминия [Текст]// Ю.В. Борисоглебский, Г.В. Галевский, Н.М. Кулагин, М.Я. Минцис, Г.А. Сиразутдинов.– Новосибирск: Наука, РАН.–1999.–438 с.

53. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков [Текст]// А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева.– М.:НИЦ Инженер», 2000.–332 с.

54. Трофимов В.Б. Повышение надежности головки цилиндра двигателя 8ЧВН15/16 [Текст]// Двигателестроение. – 2003. – №3. – С. 19-21.

55. Тринёв А.В., Гончар П.Д. Использование локального воздушного охлаждения для улучшения теплонапряженного состояния головки цилиндров форсированного автотракторного дизеля [Текст]// Всеукраинский научно-технический журнал ДВС. – 2004. – №1. – С. 75-78.

56. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение: Пер. с англ. – М.: Мир. – 1984. – 624 с.

57. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии проектирования//Двигателестроение. – 1985. – № 8. – С. 17-20.

58. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности// Проблемы прочности летательных аппаратов: сб. ст.; Под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. – М.: Машиностроение. – 1985. – 280 с.

59. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: машиностроение, 1985. – 232 с.

60. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие. – 3-у изд., исп. и доп.– М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2017. – 208 с.

Приложения

Нормальное распределение

Т а б л и ц а 1

Значения $\Phi_0(x)$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,	3989	3989	3989	3988	3986	3984	3982	3980	3977	3973
0,1	0,	3970	3965	3961	3956	3951	3945	3939	3932	3925	3918
0,2	0,	3910	3902	3894	3885	3876	3867	3857	3847	3836	3825
0,3	0,	3814	3802	3790	3778	3765	3752	3739	3725	3712	3697
0,4	0,	3683	3668	3653	3637	3621	3605	3589	3572	3555	3538
0,5	0,	3521	3503	3485	3467	3448	3429	3410	3391	3372	3352
0,6	0,	3332	3312	3292	3271	3251	3230	3209	3187	3166	3144
0,7	0,	3123	3101	3079	3056	3034	3011	2989	2966	2943	2920
0,8	0,	2897	2874	2850	2827	2803	2780	2756	2732	2709	2685
0,9	0,	2661	2637	2613	2589	2565	2541	2516	2492	2468	2444
1,0	0,	2420	2396	2371	2347	2323	2299	2275	2251	2227	2203
1,1	0,	2179	2155	2131	2107	2083	2059	2036	2012	1989	1965
1,2	0,	1942	1919	1895	1872	1849	1826	1804	1781	1758	1736
1,3	0,	1714	1691	1669	1647	1626	1604	1582	1561	1539	1518
1,4	0,	1497	1476	1456	1435	1415	1394	1374	1354	1334	1315
1,5	0,	1295	1276	1257	1238	1219	1200	1182	1163	1145	1127
1,6	0,	1109	1092	1074	1057	1040	1023	1006	0989	0973	0957
1,7	0,0	9405	9246	9089	8933	8780	8628	8478	8329	8183	8038
1,8	0,0	7895	7754	7614	7477	7341	7206	7074	6943	6814	6687
1,9	0,0	6562	6438	6316	6195	6077	5959	5844	5730	5618	5508
2,0	0,0	5399	5292	5186	5082	4980	4879	4780	4682	4586	4491
2,1	0,0	4398	4307	4217	4128	4041	3955	3871	3788	3706	3626
2,2	0,0	3547	3470	3394	3319	3246	3174	3103	3034	2965	2898
2,3	0,0	2833	2768	2705	2643	2582	2522	2463	2406	2349	2294
2,4	0,0	2239	2186	2134	2083	2033	1984	1936	1888	1842	1797
2,5	0,0	1753	1709	1667	1625	1585	1545	1506	1468	1431	1394
2,6	0,0	1358	1324	1289	1256	1223	1191	1160	1130	1100	1071
2,7	0,0	1042	1014	0987	0961	0935	0909	0885	0861	0837	0814
2,8	0,00	7915	7696	7483	7274	7071	6873	6679	6491	6307	6127
2,9	0,00	5952	5782	5616	5454	5296	5143	4993	4847	4705	4567
3,0	0,00	4432	4301	4173	4049	3928	3810	3695	3584	3475	3370
3,	0,00	4432	3267	2384	1723	1232	0873	0612	0425	0292	0199
4,	0,0 ³	1338	0893	0589	0385	0249	0160	0101	0064	0040	0024
5,	0,0 ⁵	1487	0897	0536	0317	0186	0108	0062	0035	0020	0011

Т а б л и ц а 2

Значения $F_0(x)$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,	5000	5040	5080	5120	5160	5199	5239	5279	5319	5359
0,1	0,	5398	5438	5478	5517	5557	5596	5636	5675	5714	5753
0,2	0,	5793	5832	5871	5910	5948	5987	6026	6064	6103	6141
0,3	0,	6179	6217	6255	6293	6331	6368	6406	6443	6480	6517
0,4	0,	6554	6591	6628	6664	6700	6736	6772	6808	6844	6879
0,5	0,	6915	6950	6985	7019	7054	7088	7123	7157	7190	7224
0,6	0,	7257	7291	7324	7357	7389	7422	7454	7486	7517	7549
0,7	0,	7580	7611	7642	7673	7704	7734	7764	7794	7823	7852
0,8	0,	7881	7910	7939	7967	7995	8023	8051	8078	8106	8133
0,9	0,	8159	8186	8212	8238	8264	8289	8315	8340	8365	8389
1,0	0,	8413	8438	8461	8485	8508	8531	8554	8577	8599	8621
1,1	0,	8643	8665	8686	8708	8729	8749	8770	8790	8810	8830
1,2	0,	8849	8869	8888	8907	8925	8944	8962	8980	8997	9015
1,3	0,9	0320	0490	0658	0824	0988	1149	1308	1466	1621	1774
1,4	0,9	1924	2073	2220	2364	2507	2647	2785	2922	3056	3189
1,5	0,9	3319	3448	3574	3699	3822	3943	4062	4179	4295	4408
1,6	0,9	4520	4630	4738	4845	4950	5053	5154	5254	5352	5449
1,7	0,9	5543	5637	5728	5818	5907	5994	6080	6164	6246	6327
1,8	0,9	6407	6485	6562	6637	6712	6784	6856	6926	6995	7062
1,9	0,9	7128	7193	7257	7320	7381	7441	7500	7558	7615	7670
2,0	0,9	7725	7778	7831	7882	7932	7982	8030	8077	8124	8169
2,1	0,9	8214	8257	8300	8341	8382	8422	8461	8500	8537	8574
2,2	0,9	8610	8645	8679	8713	8745	8778	8809	8840	8870	8899
2,3	0,9	8928	8956	8983	9010	9036	9061	9086	9111	9134	9158
2,4	0,99	1802	2024	2240	2451	2656	2857	3053	3244	3431	3613
2,5	0,99	3790	3963	4132	4297	4457	4614	4766	4915	5060	5201
2,6	0,99	5339	5473	5603	5731	5855	5975	6093	6207	6319	6427
2,7	0,99	6533	6636	6736	6833	6928	7020	7110	7197	7282	7365
2,8	0,99	7445	7523	7599	7673	7744	7814	7882	7948	8012	8074
2,9	0,99	8134	8193	8250	8305	8359	8411	8462	8511	8559	8605
3,0	0,99	8650	8694	8736	8777	8817	8856	8893	8930	8965	8999

Продолжение табл. 2

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3,0	0,99	8650	8694	8736	8777	8817	8856	8893	8930	8965	8999
3,1	0,9 ³	0324	0646	0957	1260	1553	1836	2112	2378	2636	2886
3,2	0,9 ³	3129	3363	3590	3810	4024	4230	4429	4623	4810	4991
3,3	0,9 ³	5166	5335	5499	5658	5811	5959	6103	6242	6376	6505
3,4	0,9 ³	6631	6752	6869	6982	7091	7197	7299	7398	7493	7585
3,5	0,9 ³	7674	7760	7842	7922	7999	8074	8146	8215	8282	8347
3,6	0,9 ³	8409	8469	8527	8583	8637	8689	8739	8787	8834	8879
3,7	0,9 ³	8922	8964	9004	9043	9080	9116	9150	9184	9216	9247
3,8	0,9 ⁴	2765	3052	3327	3593	3848	4094	4331	4558	4777	4988
3,9	0,9 ⁴	5190	5385	5573	5753	5926	6092	6252	6406	6554	6696
4,0	0,9 ⁴	6833	6964	7090	7211	7327	7439	7546	7649	7748	7843
4,1	0,9 ⁴	7934	8022	8106	8186	8264	8338	8409	8477	8542	8605
4,2	0,9 ⁴	8665	8723	8778	8832	8882	8931	8978	9023	9066	9107
4,3	0,9 ⁵	1460	1837	2198	2544	2876	3193	3497	3788	4066	4332
4,4	0,9 ⁵	4588	4832	5065	5288	5502	5706	5902	6089	6268	6439
4,5	0,9 ⁵	6602	6759	6908	7051	7187	7318	7442	7561	7675	7784
4,6	0,9 ⁵	7888	7987	8081	8172	8258	8340	8419	8494	8566	8634
4,7	0,9 ⁵	8699	8761	8821	8877	8931	8983	9032	9079	9124	9166
4,8	0,9 ⁶	2067	2454	2822	3173	3508	3827	4131	4420	4696	4958
4,9	0,9 ⁶	5208	5446	5673	5888	6094	6289	6475	6652	6821	6981
5,0	0,9 ⁶	7134	7278	7416	7548	7672	7791	7904	8011	8113	8210
5,1	0,9 ⁶	8302	8389	8472	8551	8626	8698	8765	8830	8891	8949
5,2	0,9 ⁷	004	056	105	152	197	240	280	318	354	388
5,3	0,9 ⁷	421	452	481	509	539	560	584	606	628	648
5,4	0,9 ⁷	667	685	702	718	734	748	762	775	787	799
5,5	0,9 ⁷	810	821	831	840	849	857	865	873	880	886
5,6	0,9 ⁷	893	899	905	910	915	920	924	929	933	936
5,7	0,9 ⁸	40	44	47	50	53	55	58	60	63	65
5,8	0,9 ⁸	67	69	71	72	74	75	77	78	79	81
5,9	0,9 ⁸	82	83	84	85	86	87	87	88	89	90
6,0	0,9 ⁸	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 3

Значения функции $f_1(y)$

y	$f_1(y)$	y	$f_1(y)$	y	$f_1(y)$	y	$f_1(y)$
-6,0	6,158	-3,0	3,283	0,0	0,798	3,0	0,0 ² 444
-5,9	6,061	-2,9	3,190	0,1	0,735	3,1	0,0 ² 327
-5,8	5,963	-2,8	3,098	0,2	0,675	3,2	0,0 ² 239
-5,7	5,866	-2,7	3,006	0,3	0,617	3,3	0,0 ² 172
-5,6	5,769	-2,6	2,914	0,4	0,562	3,4	0,0 ² 123
-5,5	5,672	-2,5	2,823	0,5	0,509	3,5	0,0 ³ 873
-5,4	5,574	-2,4	2,732	0,6	0,459	3,6	0,0 ³ 612
-5,3	5,477	-2,3	2,641	0,7	0,412	3,7	0,0 ³ 425
-5,2	5,380	-2,2	2,552	0,8	0,368	3,8	0,0 ³ 292
-5,1	5,283	-2,1	2,462	0,9	0,326	3,9	0,0 ³ 199
-5,0	5,186	-2,0	2,373	1,0	0,288	4,0	0,0 ³ 134
-4,9	5,090	-1,9	2,285	1,1	0,252	4,1	0,0 ⁴ 893
-4,8	4,993	-1,8	2,197	1,2	0,219	4,2	0,0 ⁴ 589
-4,7	4,897	-1,7	2,110	1,3	0,190	4,3	0,0 ⁴ 385
-4,6	4,800	-1,6	2,024	1,4	0,163	4,4	0,0 ⁴ 249
-4,5	4,704	-1,5	1,939	1,5	0,139	4,5	0,0 ⁴ 160
-4,4	4,608	-1,4	1,854	1,6	0,117	4,6	0,0 ⁴ 101
-4,3	4,512	-1,3	1,770	1,7	0,0984	4,7	0,0 ⁵ 637
-4,2	4,417	-1,2	1,688	1,8	0,0819	4,8	0,0 ⁵ 396
-4,1	4,321	-1,1	1,606	1,9	0,0676	4,9	0,0 ⁵ 244
-4,0	4,226	-1,0	1,525	2,0	0,0552	5,0	0,0 ⁵ 149
-3,9	4,130	-0,9	1,446	2,1	0,0448	5,1	0,0 ⁶ 897
-3,8	4,035	-0,8	1,367	2,2	0,0360	5,2	0,0 ⁶ 536
-3,7	3,940	-0,7	1,290	2,3	0,0286	5,3	0,0 ⁶ 317
-3,6	3,846	-0,6	1,215	2,4	0,0226	5,4	0,0 ⁶ 186
-3,5	3,751	-0,5	1,141	2,5	0,0176	5,5	0,0 ⁶ 108
-3,4	3,657	-0,4	1,069	2,6	0,0136	5,6	0,0 ⁷ 618
-3,3	3,563	-0,3	0,998	2,7	0,0105	5,7	0,0 ⁷ 351
-3,2	3,470	-0,2	0,929	2,8	0,0 ⁷ 794	5,8	0,0 ⁷ 198
-3,1	3,376	-0,1	0,863	2,9	0,0 ⁷ 596	5,9	0,0 ⁷ 110
-3,0	3,283	0,0	0,798	3,0	0,0 ² 444	6,0	0,0 ⁸ 61

Т а б л и ц а 4

Квантили нормального распределения u_p

p		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,50	0,0	0000	0251	0501	0752	1002	1253	1504	1755	2005	2256
0,51	0,0	2507	2758	3008	3259	3510	3761	4012	4263	4513	4764
0,52	0,0	5015	5266	5517	5768	6020	6271	6522	6773	7024	7276
0,53	0,0	7527	7778	8030	8281	8533	8784	9036	9288	9540	9791
0,54	0,	1004	1030	1055	1080	1105	1130	1156	1181	1206	1231
0,55	0,	1257	1282	1307	1332	1358	1383	1408	1434	1459	1484
0,56	0,	1510	1535	1560	1586	1611	1637	1662	1687	1713	1738
0,57	0,	1764	1789	1815	1840	1866	1891	1917	1942	1968	1993
0,58	0,	2019	2045	2070	2096	2121	2147	2173	2198	2224	2250
0,59	0,	2275	2301	2327	2353	2378	2404	2430	2456	2482	2508
0,60	0,	2533	2559	2585	2611	2637	2663	2689	2715	2741	2767
0,61	0,	2793	2819	2845	2871	2898	2924	2950	2976	3002	3029
0,62	0,	3055	3081	3107	3134	3160	3186	3213	3239	3266	3292
0,63	0,	3319	3345	3372	3398	3425	3451	3478	3505	3531	3558
0,64	0,	3585	3611	3638	3665	3692	3719	3745	3772	3799	3826
0,65	0,	3853	3880	3907	3934	3961	3989	4016	4043	4070	4097
0,66	0,	4125	4152	4179	4207	4234	4261	4289	4316	4344	4372
0,67	0,	4399	4427	4454	4482	4510	4538	4565	4593	4621	4649
0,68	0,	4677	4705	4733	4761	4789	4817	4845	4874	4902	4930
0,69	0,	4959	4987	5015	5044	5072	5101	5129	5158	5187	5215
0,70	0,	5244	5273	5302	5330	5359	5388	5417	5446	5476	5505
0,71	0,	5534	5563	5592	5622	5651	5681	5710	5740	5769	5799
0,72	0,	5828	5858	5888	5918	5948	5978	6008	6038	6068	6098
0,73	0,	6128	6158	6189	6219	6250	6280	6311	6341	6372	6403
0,74	0,	6433	6464	6495	6526	6557	6588	6620	6651	6682	6713
0,75	0,	6745	6776	6808	6840	6871	6903	6935	6967	6999	7031
0,76	0,	7063	7095	7128	7160	7192	7225	7257	7290	7323	7356
0,77	0,	7388	7421	7454	7488	7521	7554	7588	7621	7655	7688
0,78	0,	7722	7756	7790	7824	7858	7892	7926	7961	7995	8030
0,79	0,	8064	8099	8134	8169	8204	8239	8274	8310	8345	8381
0,80	0,	8416	8452	8488	8524	8560	8596	8633	8669	8705	8742

Продолжение табл. 4

p		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,80	0,	8416	8452	8488	8524	8560	8596	8633	8669	8705	8742
0,81	0,	8779	8816	8853	8890	8927	8965	9002	9040	9078	9116
0,82	0,	9154	9192	9230	9269	9307	9346	9385	9424	9463	9502
0,83	0,	9542	9581	9621	9661	9701	9741	9782	9822	9863	9904
0,84	—	0,994	0,999	1,003	1,007	1,011	1,015	1,019	1,024	1,028	1,032
0,85	—	1,036	1,041	1,045	1,049	1,054	1,058	1,063	1,067	1,071	1,076
0,86	—	1,080	1,085	1,089	1,094	1,098	1,103	1,108	1,112	1,117	1,122
0,87	—	1,126	1,131	1,136	1,141	1,146	1,150	1,155	1,160	1,165	1,170
0,88	—	1,175	1,180	1,185	1,190	1,195	1,200	1,206	1,211	1,216	1,221
0,89	—	1,227	1,232	1,237	1,243	1,248	1,254	1,259	1,265	1,270	1,276
0,90	—	1,282	1,287	1,293	1,299	1,305	1,311	1,317	1,323	1,329	1,335
0,91	—	1,341	1,347	1,353	1,359	1,366	1,372	1,379	1,385	1,392	1,398
0,92	—	1,405	1,412	1,419	1,426	1,433	1,440	1,447	1,454	1,461	1,468
0,93	—	1,476	1,483	1,491	1,499	1,506	1,514	1,522	1,530	1,538	1,546
0,94	—	1,555	1,563	1,572	1,580	1,589	1,598	1,607	1,616	1,626	1,635
0,95	—	1,645	1,655	1,665	1,675	1,685	1,695	1,706	1,717	1,728	1,739
0,96	—	1,751	1,762	1,774	1,787	1,799	1,812	1,825	1,838	1,852	1,866
0,97	—	1,881	1,896	1,911	1,927	1,943	1,960	1,977	1,995	2,014	2,034
0,98	—	2,054	2,075	2,097	2,120	2,144	2,170	2,197	2,226	2,257	2,290
0,99	—	2,326	2,366	2,409	2,457	2,512	2,576	2,652	2,748	2,878	3,090
0,991	—	2,366	2,370	2,374	2,378	2,382	2,387	2,391	2,395	2,400	2,404
0,992	—	2,409	2,414	2,418	2,423	2,428	2,432	2,437	2,442	2,447	2,452
0,993	—	2,457	2,462	2,468	2,473	2,478	2,484	2,489	2,495	2,501	2,506
0,994	—	2,512	2,518	2,524	2,530	2,536	2,543	2,549	2,556	2,562	2,569
0,995	—	2,576	2,583	2,590	2,597	2,605	2,612	2,620	2,628	2,636	2,644
0,996	—	2,652	2,661	2,669	2,678	2,687	2,697	2,706	2,716	2,727	2,737
0,997	—	2,748	2,759	2,770	2,782	2,794	2,807	2,820	2,834	2,848	2,863
0,998	—	2,878	2,894	2,911	2,929	2,948	2,968	2,989	3,011	3,036	3,062
0,999	—	3,090	3,121	3,156	3,195	3,239	3,291	3,353	3,432	3,540	3,719
p	u_p	p	u_p	p	u_p	p	u_p	p	u_p	p	u_p
0,94	3,719	0,95	4,265	0,96	4,753	0,97	5,199	0,98	5,612	0,99	5,998
0,945	3,891	0,955	4,417	0,965	4,892	0,975	5,327	0,985	5,731	—	—

Экспоненциальное распределение

Т а б л и ц а 5

Значения функции $\exp(-x)$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,	—	9900	9802	9704	9608	9512	9418	9324	9231	9139
0,1	0,	9048	8958	8869	8781	8694	8607	8521	8437	8353	8270
0,2	0,	8187	8106	8025	7945	7866	7788	7710	7634	7558	7483
0,3	0,	7408	7334	7261	7189	7118	7047	6977	6907	6839	6771
0,4	0,	6703	6636	6570	6505	6440	6376	6313	6250	6188	6126
0,5	0,	6065	6005	5945	5886	5827	5770	5712	5655	5599	5543
0,6	0,	5488	5433	5379	5326	5273	5220	5168	5117	5066	5016
0,7	0,	4966	4916	4867	4819	4771	4724	4677	4630	4584	4538
0,8	0,	4493	4449	4404	4360	4317	4274	4232	4189	4148	4107
0,9	0,	4066	4025	3985	3945	3906	3867	3829	3791	3753	3716
1,0	0,	3679	3642	3606	3570	3534	3499	3465	3430	3396	3362
1,1	0,	3329	3296	3263	3230	3198	3166	3135	3104	3073	3042
1,2	0,	3012	2982	2952	2923	2894	2865	2836	2808	2780	2753
1,3	0,	2725	2698	2671	2645	2618	2592	2567	2541	2516	2491
1,4	0,	2466	2441	2417	2393	2369	2346	2322	2299	2276	2254
1,5	0,	2231	2209	2187	2165	2144	2122	2101	2080	2060	2039
1,6	0,	2019	1999	1979	1959	1940	1920	1901	1882	1864	1845
1,7	0,	1827	1809	1791	1773	1755	1738	1720	1703	1686	1670
1,8	0,	1653	1636	1620	1604	1588	1572	1557	1541	1526	1511
1,9	0,	1496	1481	1466	1451	1437	1423	1409	1395	1381	1367
2,0	0,	1353	1340	1327	1313	1300	1287	1275	1262	1249	1237
2,1	0,	1225	1212	1200	1188	1177	1165	1153	1142	1130	1119
2,2	0,	1108	1097	1086	1075	1065	1054	1043	1033	1023	1013
2,3	0,	1003	0993	0983	0973	0963	0954	0944	0935	0926	0916
2,4	0,0	9072	8981	8892	8804	8716	8629	8544	8458	8374	8291
2,5	0,0	8208	8127	8046	7966	7887	7808	7730	7654	7577	7502
2,6	0,0	7427	7354	7280	7208	7136	7065	6995	6925	6856	6788
2,7	0,0	6721	6654	6587	6522	6457	6393	6329	6266	6204	6142
2,8	0,0	6081	6020	5961	5901	5843	5784	5727	5670	5614	5558
2,9	0,0	5502	5448	5393	5340	5287	5234	5182	5130	5079	5029
3,0	0,0	4979	4929	4880	4832	4784	4736	4689	4642	4596	4550

Продолжение табл. 5

<i>x</i>		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3,1	0,0	4505	4460	4416	4372	4328	4285	4243	4200	4159	4117
3,2	0,0	4076	4036	3996	3956	3916	3877	3839	3801	3763	3725
3,3	0,0	3688	3652	3615	3579	3544	3508	3474	3439	3405	3371
3,4	0,0	3337	3304	3271	3239	3206	3175	3143	3112	3081	3050
3,5	0,0	3020	2990	2960	2930	2901	2872	2844	2816	2788	2760
3,6	0,0	2732	2705	2678	2652	2625	2599	2573	2548	2522	2497
3,7	0,0	2472	2448	2423	2399	2375	2352	2328	2305	2282	2260
3,8	0,0	2237	2215	2193	2171	2149	2128	2107	2086	2065	2044
3,9	0,0	2024	2004	1984	1964	1945	1925	1906	1887	1869	1850
4,0	0,0	1832	1813	1795	1777	1760	1742	1725	1708	1691	1674
4,1	0,0	1657	1641	1624	1608	1592	1576	1561	1545	1530	1515
4,2	0,0	1500	1485	1470	1455	1441	1426	1412	1398	1384	1370
4,3	0,0	1357	1343	1330	1317	1304	1291	1278	1265	1253	1241
4,4	0,0	1228	1216	1203	1191	1180	1168	1156	1145	1133	1122
4,5	0,0	1111	1100	1089	1078	1067	1057	1046	1036	1025	1015
4,6	0,0	1005	0995	0985	0975	0966	0956	0947	0937	0928	0919
4,7	0,00	9095	9005	8915	8826	8739	8652	8566	8480	8396	8312
4,8	0,00	8230	8148	8067	7986	7907	7828	7750	7673	7597	7521
4,9	0,00	7447	7372	7299	7226	7155	7083	7013	6943	6874	6806
5,0	0,00	6738	6671	6604	6539	6474	6409	6346	6282	6220	6158
<i>x</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>x</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>x</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>x</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
1	3,679	1	6	2,479	3	20	2,061	9	70	3,975	31
2	1,353	1	7	9,119	4	30	9,358	14	80	1,805	35
3	4,979	2	8	3,355	4	40	4,248	18	90	8,194	40
4	1,832	2	9	1,234	4	50	1,929	22	100	3,720	44
5	6,738	3	10	4,540	5	60	8,757	27	—	—	—

$$e^{-x} = a \cdot 10^{-b}$$

Т а б л и ц а 6.

Квантили экспоненты z_p

p	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,00	—	6,908	6,215	5,809	5,521	5,298	5,116	4,962	4,828	4,711
0,01	4,605	4,510	4,423	4,343	4,269	4,200	4,135	4,075	4,017	3,963
0,02	3,912	3,863	3,817	3,772	3,730	3,689	3,650	3,612	3,576	3,540
0,03	3,507	3,474	3,442	3,411	3,381	3,352	3,324	3,297	3,270	3,244
0,04	3,219	3,194	3,170	3,147	3,124	3,101	3,079	3,058	3,037	3,016
0,05	2,996	2,976	2,957	2,937	2,919	2,900	2,882	2,865	2,847	2,830
0,06	2,813	2,797	2,781	2,765	2,749	2,733	2,718	2,703	2,688	2,674
0,07	2,659	2,645	2,631	2,617	2,604	2,590	2,577	2,564	2,551	2,538
0,08	2,526	2,513	2,501	2,489	2,477	2,465	2,453	2,442	2,430	2,419
0,09	2,408	2,397	2,386	2,375	2,364	2,354	2,343	2,333	2,323	2,313
0,10	2,303	2,293	2,283	2,273	2,263	2,254	2,244	2,235	2,226	2,216
0,11	2,207	2,198	2,189	2,180	2,172	2,163	2,154	2,146	2,137	2,129
0,12	2,120	2,112	2,104	2,096	2,087	2,079	2,071	2,064	2,056	2,048
0,13	2,040	2,033	2,025	2,017	2,010	2,002	1,995	1,988	1,981	1,973
0,14	1,966	1,959	1,952	1,945	1,938	1,931	1,924	1,917	1,911	1,904
0,15	1,897	1,890	1,884	1,877	1,871	1,864	1,858	1,852	1,845	1,839
0,16	1,833	1,826	1,820	1,814	1,808	1,802	1,796	1,790	1,784	1,778
0,17	1,772	1,766	1,760	1,754	1,749	1,743	1,737	1,732	1,726	1,720
0,18	1,715	1,709	1,704	1,698	1,693	1,687	1,682	1,677	1,671	1,666
0,19	1,661	1,655	1,650	1,645	1,640	1,635	1,630	1,625	1,620	1,614
0,20	1,609	1,604	1,599	1,595	1,590	1,585	1,580	1,575	1,570	1,565
0,21	1,561	1,556	1,551	1,546	1,542	1,537	1,532	1,528	1,523	1,519
0,22	1,514	1,510	1,505	1,501	1,496	1,492	1,487	1,483	1,478	1,474
0,23	1,470	1,465	1,461	1,457	1,452	1,448	1,444	1,440	1,435	1,431
0,24	1,427	1,423	1,419	1,415	1,411	1,407	1,402	1,398	1,394	1,390
0,25	1,386	1,382	1,378	1,374	1,370	1,366	1,363	1,359	1,355	1,351
0,26	1,347	1,343	1,339	1,336	1,332	1,328	1,324	1,321	1,317	1,313
0,27	1,309	1,306	1,302	1,298	1,295	1,291	1,287	1,284	1,280	1,277
0,28	1,273	1,269	1,266	1,262	1,259	1,255	1,252	1,248	1,245	1,241
0,29	1,238	1,234	1,231	1,228	1,224	1,221	1,217	1,214	1,211	1,207
0,30	1,204	1,201	1,197	1,194	1,191	1,187	1,184	1,181	1,178	1,174

Продолжение табл. 6.

<i>p</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,31	1,171	1,168	1,165	1,162	1,158	1,155	1,152	1,149	1,146	1,143
0,32	1,139	1,136	1,133	1,130	1,127	1,124	1,121	1,118	1,115	1,112
0,33	1,109	1,106	1,103	1,100	1,097	1,094	1,091	1,088	1,085	1,082
0,34	1,079	1,076	1,073	1,070	1,067	1,064	1,061	1,058	1,056	1,053
0,35	1,050	1,047	1,044	1,041	1,038	1,036	1,033	1,030	1,027	1,024
0,36	1,022	1,019	1,016	1,013	1,011	1,008	1,005	1,002	1,000	0,997
0,37	0,994	0,992	0,989	0,986	0,984	0,981	0,978	0,976	0,973	0,970
0,38	0,968	0,965	0,962	0,960	0,957	0,955	0,952	0,949	0,947	0,944
0,39	0,942	0,939	0,936	0,934	0,931	0,929	0,926	0,924	0,921	0,919
0,40	0,916	0,914	0,911	0,909	0,906	0,904	0,901	0,899	0,896	0,894
0,41	0,892	0,889	0,887	0,884	0,882	0,879	0,877	0,875	0,872	0,870
0,42	0,868	0,865	0,863	0,860	0,858	0,856	0,853	0,851	0,849	0,846
0,43	0,844	0,842	0,839	0,837	0,835	0,832	0,830	0,828	0,826	0,823
0,44	0,821	0,819	0,816	0,814	0,812	0,810	0,807	0,805	0,803	0,801
0,45	0,799	0,796	0,794	0,792	0,790	0,787	0,785	0,783	0,781	0,779
0,46	0,777	0,774	0,772	0,770	0,768	0,766	0,764	0,761	0,759	0,757
0,47	0,755	0,753	0,751	0,749	0,747	0,744	0,742	0,740	0,738	0,736
0,48	0,734	0,732	0,730	0,728	0,726	0,724	0,722	0,719	0,717	0,715
0,49	0,713	0,711	0,709	0,707	0,705	0,703	0,701	0,699	0,697	0,695
0,50	0,693	0,691	0,689	0,687	0,685	0,683	0,681	0,679	0,677	0,675
0,51	0,673	0,671	0,669	0,667	0,666	0,664	0,662	0,660	0,658	0,656
0,52	0,654	0,652	0,650	0,648	0,646	0,644	0,642	0,641	0,639	0,637
0,53	0,635	0,633	0,631	0,629	0,627	0,625	0,624	0,622	0,620	0,618
0,54	0,616	0,614	0,612	0,611	0,609	0,607	0,605	0,603	0,601	0,600
0,55	0,598	0,596	0,594	0,592	0,591	0,589	0,587	0,585	0,583	0,582
0,56	0,580	0,578	0,576	0,574	0,573	0,571	0,569	0,567	0,566	0,564
0,57	0,562	0,560	0,559	0,557	0,555	0,553	0,552	0,550	0,548	0,546
0,58	0,545	0,543	0,541	0,540	0,538	0,536	0,534	0,533	0,531	0,529
0,59	0,528	0,526	0,524	0,523	0,521	0,519	0,518	0,516	0,514	0,512
0,60	0,511	0,509	0,508	0,506	0,504	0,503	0,501	0,499	0,498	0,496
0,61	0,494	0,493	0,491	0,489	0,488	0,486	0,485	0,483	0,481	0,480
0,62	0,478	0,476	0,475	0,473	0,472	0,470	0,468	0,467	0,465	0,464
0,63	0,462	0,460	0,459	0,457	0,456	0,454	0,453	0,451	0,449	0,448
0,64	0,446	0,445	0,443	0,442	0,440	0,439	0,437	0,435	0,434	0,432
0,65	0,431	0,429	0,428	0,426	0,425	0,423	0,422	0,420	0,419	0,417

Продолжение табл. 6.

p		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,66	0,	416	414	412	411	409	408	406	405	403	402
0,67	0,	400	399	397	396	395	393	392	390	389	387
0,68	0,	386	384	383	381	380	378	377	375	374	373
0,69	0,	371	370	368	367	365	364	362	361	360	358
0,70	0,	357	355	354	352	351	350	348	347	345	344
0,71	0,	342	341	340	338	337	335	334	333	331	330
0,72	0,	328	327	326	324	323	322	320	319	317	316
0,73	0,	315	313	312	311	309	308	307	305	304	302
0,74	0,	301	300	298	297	296	294	293	292	290	289
0,75	0,	288	286	285	284	282	281	280	278	277	276
0,76	0,	274	273	272	271	269	268	267	265	264	263
0,77	0,	261	260	259	257	256	255	254	252	251	250
0,78	0,	248	247	246	245	243	242	241	240	238	237
0,79	0,	236	234	233	232	231	229	228	227	226	224
0,80	0,	223	222	221	219	218	217	216	214	213	212
0,81	0,	211	209	208	207	206	205	203	202	201	200
0,82	0,	198	197	196	195	194	192	191	190	189	188
0,83	0,	186	185	184	183	182	180	179	178	177	176
0,84	0,	174	173	172	171	170	168	167	166	165	164
0,85	0,	163	161	160	159	158	157	155	154	153	152
0,86	0,	151	150	149	147	146	145	144	143	142	140
0,87	0,	139	138	137	136	135	134	132	131	130	129
0,88	0,	128	127	126	124	123	122	121	120	119	118
0,89	0,	117	115	114	113	112	111	110	109	108	106
0,90	0,	105	104	103	102	101	100	099	098	097	095
0,91	0,0	943	932	921	910	899	888	877	867	856	845
0,92	0,0	834	823	812	801	790	780	769	758	747	736
0,93	0,0	726	715	704	694	683	672	661	651	640	629
0,94	0,0	619	608	598	587	576	568	555	545	534	524
0,95	0,0	513	502	492	481	471	460	450	440	429	419
0,96	0,0	408	398	387	377	367	356	346	336	325	315
0,97	0,0	305	294	284	274	263	253	243	233	222	212
0,98	0,0	202	192	182	172	161	151	141	131	121	111
0,99	0,0	100	090	080	070	060	050	040	030	020	010

$$p > 0,99 \quad z_p = 1 - p$$

p	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}
z_p	9,210	11,51	13,82	16,12	18,42	20,72

Т а б л и ц а 7

Значения T , удовлетворяющие условию $P = \exp\left(-\frac{\tau}{T}\right)$

$P \backslash \tau$	1	2	3	4	5	6
0,995	200	400	600	800	1000	1200
0,99	100	200	300	400	500	600
0,98	50	100	150	200	250	300
0,97	33	66	98	131	164	197
0,96	25	49	74	98	123	147
0,95	19	39	59	78	97	117
0,94	16	32	48	65	81	97
0,93	14	28	41	55	69	83
0,92	12	24	36	48	60	72
0,91	11	21	32	42	53	64
0,90	9,5	19	29	38	48	57
0,85	6,1	12	18	25	31	37
0,80	4,5	9,0	13	18	22	27
0,75	3,5	6,9	10	14	17	21
0,70	2,8	5,6	8,4	11	14	17

$P \backslash \tau$	7	8	9	10	20	30
0,995	1400	1600	1800	2000	4000	6000
0,99	700	800	900	1000	2000	3000
0,98	350	400	450	500	1000	1500
0,97	230	262	295	328	656	984
0,96	172	196	221	245	490	735
0,95	136	156	175	195	390	585
0,94	113	129	145	162	323	485
0,93	96	110	124	138	275	413
0,92	84	96	108	120	240	360
0,91	74	85	95	106	212	318
0,90	67	76	86	95	190	286
0,85	43	49	55	61	123	184
0,80	31	36	40	45	90	135
0,75	24	28	31	35	69	104
0,70	20	22	25	28	56	84

Таблица 8

Значения показателя x в выражении $\lambda_{\text{ср}} = 10^{-x} \frac{1}{\text{час}} = \frac{1-p(t_p)}{nt_p}$

$P(t_p)$	0,90	0,99	0,9 ³	0,9 ⁴	0,9 ⁵
t_p , час					
$n=100$					
1	3	4	5	6	7
100	5	6	7	8	9
10 ⁴	7	8	9	10	11
$n=1000$					
1	4	5	6	7	8
100	6	7	8	9	10
10 ⁴	8	9	10	11	12
$n=10^4$					
1	5	6	7	8	9
100	7	8	9	10	11
10 ⁴	9	10	11	12	13
$n=10^5$					
1	6	7	8	9	10
100	8	9	10	11	12
10 ⁴	10	11	12	13	14
$n=10^6$					
1	7	8	9	10	11
100	9	10	11	12	13
10 ⁴	11	12	13	14	15

Таблица 9

Значения $\frac{K_{\Gamma}(t)}{K_{\Gamma 0}}$

$$\left(x = \frac{T_B}{T}, z = \frac{t}{T_B}\right)$$

$z \backslash x$	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
0	1,010	1,020	1,030	1,050	1,100
0,2	1,008	1,016	1,024	1,041	1,080
0,4	1,007	1,013	1,020	1,033	1,064
0,6	1,005	1,011	1,016	1,027	1,052
0,8	1,004	1,009	1,013	1,022	1,041
1,0	1,004	1,007	1,011	1,017	1,033
1,2	1,003	1,006	1,009	1,014	1,027
1,4	1,002	1,005	1,007	1,012	1,021
1,6	1,002	1,004	1,006	1,009	1,017
1,8	1,002	1,003	1,005	1,008	1,014
2,0	1,001	1,003	1,004	1,006	1,011
2,5	1,001	1,002	1,002	1,004	1,006
3,0	1,000	1,001	1,001	1,002	1,004
3,5	—	1,001	1,001	1,001	1,002
4,0	—	1,000	1,000	1,001	1,001

$z \backslash x$	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80
0	1,200	1,300	1,400	1,600	1,800
0,2	1,157	1,231	1,302	1,436	1,558
0,4	1,124	1,178	1,228	1,316	1,389
0,6	1,097	1,138	1,173	1,230	1,271
0,8	1,077	1,106	1,130	1,167	1,190
1,0	1,060	1,082	1,099	1,121	1,132
1,2	1,047	1,063	1,075	1,088	1,092
1,4	1,037	1,049	1,056	1,064	1,064
1,6	1,029	1,037	1,043	1,046	1,045
1,8	1,023	1,029	1,032	1,034	1,031
2,0	1,018	1,022	1,024	1,024	1,022
2,5	1,010	1,012	1,012	1,011	1,009
3,0	1,005	1,006	1,006	1,005	1,004
3,5	1,003	1,003	1,003	1,002	1,001
4,0	1,001	1,002	1,001	1,001	1,001

Распределение Вейбулла

Т а б л и ц а 10

Значения $P(t)$ для распределения Вейбулла

$\frac{t}{a}$ \ b	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,1	0,4519	0,5321	0,6058	0,6716	0,7289	0,7779
0,2	0,4268	0,4844	0,5395	0,5914	0,6394	0,6834
0,3	0,4121	0,4557	0,4982	0,5391	0,5783	0,6153
0,4	0,4015	0,4349	0,4678	0,5000	0,5313	0,5615
0,5	0,3934	0,4187	0,4439	0,4687	0,4931	0,5170
0,6	0,3867	0,4054	0,4240	0,4426	0,4609	0,4790
0,7	0,3810	0,3941	0,4072	0,4202	0,4332	0,4460
0,8	0,3761	0,3843	0,3925	0,4007	0,4088	0,4170
0,9	0,3718	0,3756	0,3795	0,3834	0,3873	0,3911
1,0	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679
1,1	0,3644	0,3609	0,3574	0,3539	0,3504	0,3469
1,2	0,3612	0,3545	0,3478	0,3411	0,3344	0,3277
1,3	0,3582	0,3486	0,3390	0,3293	0,3198	0,3102
1,4	0,3555	0,3431	0,3308	0,3185	0,3063	0,2941
1,5	0,3530	0,3381	0,3232	0,3085	0,2938	0,2793
1,6	0,3506	0,3334	0,3162	0,2991	0,2823	0,2656
1,7	0,3484	0,3289	0,3096	0,2904	0,2715	0,2529
1,8	0,3463	0,3247	0,3034	0,2822	0,2614	0,2410
1,9	0,3443	0,3208	0,2975	0,2745	0,2520	0,2300
2,0	0,3424	0,3170	0,2920	0,2673	0,2431	0,2197
2,1	0,3406	0,3135	0,2867	0,2604	0,2348	0,2100
2,2	0,3389	0,3101	0,2817	0,2539	0,2269	0,2009
2,3	0,3373	0,3069	0,2770	0,2477	0,2195	0,1924
2,4	0,3357	0,3038	0,2724	0,2419	0,2124	0,1843
2,5	0,3342	0,3009	0,2681	0,2363	0,2057	0,1768

Продолжение табл. 10

$\frac{t}{a}$ \ b	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,1	0,8191	0,8534	0,8817	0,9048	0,9236	0,9389
0,2	0,7232	0,7589	0,7906	0,8187	0,8434	0,8651
0,3	0,6502	0,6827	0,7129	0,7408	0,7665	0,7899
0,4	0,5906	0,6185	0,6451	0,6703	0,6942	0,7168
0,5	0,5403	0,5631	0,5852	0,6065	0,6272	0,6471
0,6	0,4969	0,5145	0,5318	0,5488	0,5655	0,5817
0,7	0,4588	0,4715	0,4841	0,4966	0,5089	0,5211
0,8	0,4251	0,4332	0,4413	0,4493	0,4573	0,4653
0,9	0,3950	0,3989	0,4027	0,4066	0,4104	0,4143
1,0	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679
1,1	0,3434	0,3399	0,3364	0,3329	0,3294	0,3259
1,2	0,3211	0,3144	0,3078	0,3012	0,2946	0,2881
1,3	0,3007	0,2913	0,2819	0,2725	0,2633	0,2541
1,4	0,2821	0,2701	0,2583	0,2466	0,2351	0,2237
1,5	0,2650	0,2508	0,2368	0,2231	0,2097	0,1966
1,6	0,2492	0,2331	0,2173	0,2019	0,1869	0,1724
1,7	0,2346	0,2168	0,1995	0,1827	0,1665	0,1510
1,8	0,2211	0,2018	0,1832	0,1653	0,1482	0,1321
1,9	0,2086	0,1880	0,1683	0,1496	0,1319	0,1153
2,0	0,1970	0,1753	0,1547	0,1353	0,1172	0,1005
2,1	0,1862	0,1636	0,1423	0,1225	0,1042	0,0875
2,2	0,1761	0,1527	0,1309	0,1108	0,0925	0,0761
2,3	0,1667	0,1427	0,1205	0,1003	0,0821	0,0661
2,4	0,1579	0,1334	0,1109	0,0907	0,0728	0,0573
2,5	0,1497	0,1248	0,1022	0,0821	0,0646	0,0496

Продолжение табл. 10

$\frac{t}{a}$ \ b	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
0,1	0,9511	0,9610	0,9689	0,9752	0,9802	0,9843
0,2	0,8839	0,9003	0,9144	0,9267	0,9372	0,9463
0,3	0,8114	0,8308	0,8485	0,8644	0,8788	0,8918
0,4	0,7380	0,7579	0,7765	0,7939	0,8101	0,8252
0,5	0,6662	0,6846	0,7022	0,7190	0,7351	0,7504
0,6	0,5976	0,6132	0,6283	0,6430	0,6573	0,6712
0,7	0,5331	0,5450	0,5567	0,5683	0,5796	0,5908
0,8	0,4732	0,4811	0,4889	0,4967	0,5044	0,5121
0,9	0,4181	0,4220	0,4258	0,4296	0,4334	0,4373
1,0	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679
1,1	0,3224	0,3189	0,3155	0,3120	0,3085	0,3051
1,2	0,2815	0,2751	0,2686	0,2622	0,2558	0,2495
1,3	0,2450	0,2360	0,2271	0,2184	0,2097	0,2012
1,4	0,2125	0,2016	0,1908	0,1803	0,1700	0,1600
1,5	0,1838	0,1713	0,1593	0,1476	0,1364	0,1256
1,6	0,1585	0,1450	0,1321	0,1199	0,1082	0,0973
1,7	0,1362	0,1222	0,1090	0,0966	0,0850	0,0743
1,8	0,1168	0,1026	0,0894	0,0772	0,0661	0,0561
1,9	0,0999	0,0858	0,0729	0,0613	0,0509	0,0418
2,0	0,0852	0,0714	0,0591	0,0482	0,0388	0,0307
2,1	0,0725	0,0593	0,0477	0,0377	0,0293	0,0223
2,2	0,0616	0,0490	0,0383	0,0293	0,0219	0,0160
2,3	0,0522	0,0404	0,0306	0,0226	0,0162	0,0114
2,4	0,0441	0,0332	0,0243	0,0173	0,0119	0,0079
2,5	0,0372	0,0271	0,0192	0,0131	0,0087	0,0055

Продолжение табл. 10

$\frac{t}{a}$ \ b	1,9	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,1	0,9875	0,9900	0,9968	0,9990	0,9997	0,9999
0,2	0,9541	0,9608	0,9823	0,9920	0,9964	0,9984
0,3	0,9035	0,9139	0,9519	0,9734	0,9853	0,9919
0,4	0,8392	0,8521	0,9038	0,9380	0,9603	0,9747
0,5	0,7650	0,7788	0,8380	0,8825	0,9154	0,9394
0,6	0,6846	0,6977	0,7566	0,8057	0,8459	0,8784
0,7	0,6018	0,6126	0,6637	0,7096	0,7505	0,7865
0,8	0,5197	0,5273	0,5642	0,5993	0,6326	0,6639
0,9	0,4411	0,4449	0,4637	0,4824	0,5008	0,5189
1,0	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679	0,3679
1,1	0,3016	0,2982	0,2811	0,2642	0,2476	0,2313
1,2	0,2432	0,2369	0,2065	0,1776	0,150	0,1257
1,3	0,1928	0,1845	0,1456	0,1111	0,0817	0,0575
1,4	0,1503	0,1409	0,0984	0,0643	0,0389	0,0215
1,5	0,1153	0,1054	0,0636	0,0342	0,0160	0,0063
1,6	0,0869	0,0773	0,0392	0,0166	0,0056	0,0014
1,7	0,0645	0,0556	0,0231	0,0074	0,0017	0,0002
1,8	0,0471	0,0392	0,0129	0,0029	0,0004	—
1,9	0,0339	0,0271	0,0069	0,0010	—	—
2,0	0,0239	0,0183	0,0035	0,0003	—	—
2,1	0,0167	0,0122	0,0017	—	—	—
2,2	0,0114	0,0079	0,0008	—	—	—
2,3	0,0077	0,0050	0,0003	—	—	—
2,4	0,0051	0,0032	0,0001	—	—	—
2,5	0,0033	0,0019	—	—	—	—

Таблица 11

Квантили распределения Вейбулла t_p/a

p	b				
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,001	15 730	628	125	47,7	25,1
0,002	9 270	441	96,3	38,6	21,0
0,005	4 230	259	64,6	28,1	16,1
0,010	2 070	162	45,5	21,2	12,7
0,020	916	94,3	30,3	15,3	9,71
0,030	530	65,5	23,0	12,3	8,09
0,040	346	49,2	18,6	10,4	7,02
0,050	241	38,8	15,5	8,97	6,23
0,060	176	31,4	13,3	7,92	5,61
0,070	133	26,1	11,5	7,07	5,10
0,080	103	21,9	10,1	6,38	4,69
0,090	81,0	18,7	9,00	5,80	4,33
0,100	64,7	16,1	8,05	5,30	4,02
0,200	10,8	4,89	3,29	2,59	2,21
0,300	2,53	1,86	1,59	1,45	1,36
0,400	0,646	0,747	0,804	0,840	0,864
0,500	0,160	0,295	0,400	0,480	0,543
0,600	0,0347	0,107	0,186	0,261	0,326
0,700	0 ² 577	0,0322	0,0760	0,127	0,176
0,800	0 ³ 553	0 ² 674	0,0235	0,0498	0,0821
0,900	0 ⁴ 130	0 ³ 552	0 ² 360	0,0112	0,0235
0,910	0 ⁵ 746	0 ³ 382	0 ² 273	0 ² 889	0,0195
0,920	0 ⁴ 403	0 ³ 253	0 ² 201	0 ² 695	0,0159
0,930	0 ⁵ 201	0 ³ 159	0 ² 142	0 ² 527	0,0126
0,940	0 ⁶ 907	0 ⁴ 937	0 ³ 952	0 ² 383	0 ² 968
0,950	0 ⁸ 355	0 ⁴ 501	0 ³ 596	0 ² 263	0 ² 708
0,960	0 ⁶ 113	0 ⁴ 234	0 ³ 337	0 ² 167	0 ² 484
0,970	0 ⁷ 262	0 ⁵ 883	0 ³ 162	0 ³ 928	0 ² 297
0,980	0 ⁸ 336	0 ⁵ 224	0 ⁴ 580	0 ³ 408	0 ² 150
0,990	0 ⁹ 102	0 ⁶ 218	0 ⁴ 101	0 ³ 101	0 ³ 467
0,995	0 ¹¹ 316	0 ⁷ 217	0 ⁵ 179	0 ⁴ 252	0 ³ 147
0,998	0 ¹³ 323	0 ⁸ 101	0 ⁶ 180	0 ⁵ 401	0 ⁴ 318
0,999	0 ¹⁴ 100	0 ⁹ 100	0 ⁷ 317	0 ⁵ 100	0 ⁴ 100

Продолжение табл. 11

$b \backslash p$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,001	15,8	11,2	8,56	6,91	5,79	5,01
0,002	13,6	9,81	7,61	6,21	5,26	4,58
0,005	10,8	8,04	6,38	5,30	4,55	4,01
0,010	8,86	6,75	5,46	4,60	4,01	3,57
0,020	7,02	5,50	4,55	3,91	3,46	3,12
0,030	6,00	4,80	4,03	3,51	3,13	2,81
0,040	5,31	4,31	3,66	3,22	2,89	2,65
0,050	4,79	3,94	3,38	3,00	2,71	2,49
0,060	4,38	3,64	3,16	2,81	2,56	2,36
0,070	4,04	3,40	2,96	2,66	2,43	2,26
0,080	3,76	3,18	2,80	2,53	2,32	2,16
0,090	3,51	3,00	2,65	2,41	2,22	2,08
0,100	3,29	2,84	2,53	2,30	2,13	2,00
0,200	1,97	1,81	1,70	1,61	1,54	1,49
0,300	1,30	1,26	1,23	1,20	1,18	1,17
0,400	0,883	0,896	0,907	0,916	0,924	0,930
0,500	0,592	0,632	0,665	0,693	0,717	0,737
0,600	0,383	0,432	0,474	0,511	0,543	0,571
0,700	0,229	0,276	0,318	0,357	0,392	0,424
0,800	0,117	0,153	0,189	0,223	0,256	0,287
0,900	0,0402	0,0600	0,0821	0,105	0,129	0,153
0,910	0,0343	0,0523	0,0725	0,0943	0,117	0,140
0,920	0,0288	0,0448	0,0633	0,0834	0,105	0,126
0,930	0,0236	0,0377	0,0542	0,0726	0,0921	0,112
0,940	0,0188	0,0309	0,0454	0,0619	0,0797	0,0984
0,950	0,0144	0,0244	0,0369	0,0513	0,0672	0,0842
0,960	0,0104	0,0183	0,0286	0,0408	0,0546	0,0696
0,970	0 ² 682	0,0127	0,0207	0,0305	0,0418	0,0545
0,980	0 ² 379	0 ² 762	0,0131	0,0202	0,0288	0,0387
0,990	0 ² 140	0 ² 318	0 ² 602	0,0100	0,0153	0,0216
0,995	0 ³ 519	0 ² 134	0 ² 279	0 ² 502	0 ² 812	0,0121
0,998	0 ³ 140	0 ³ 424	0 ² 100	0 ² 200	0 ² 352	0 ² 564
0,999	0 ⁴ 518	0 ³ 178	0 ³ 464	0 ² 100	0 ² 187	0 ² 316

Продолжение табл. 11

$b \backslash p$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
0,001	4,42	3,98	3,63	3,35	3,12	2,93
0,002	4,08	3,69	3,38	3,13	2,93	2,76
0,005	3,61	3,29	3,04	2,84	2,67	2,52
0,010	3,24	2,98	2,77	2,60	2,46	2,34
0,020	2,86	2,65	2,48	2,35	2,23	2,13
0,030	2,63	2,45	2,31	2,19	2,09	2,01
0,040	2,46	2,30	2,18	2,08	1,99	1,91
0,050	2,33	2,19	2,08	1,99	1,91	1,84
0,060	2,22	2,09	1,99	1,91	1,84	1,77
0,070	2,12	2,01	1,92	1,84	1,78	1,72
0,080	2,04	1,94	1,85	1,78	1,72	1,67
0,090	1,97	1,87	1,80	1,73	1,68	1,63
0,100	1,90	1,81	1,74	1,68	1,63	1,59
0,200	1,44	1,41	1,37	1,35	1,32	1,30
0,300	1,15	1,14	1,13	1,12	1,12	1,11
0,400	0,935	0,939	0,943	0,947	0,950	0,953
0,500	0,754	0,770	0,783	0,795	0,806	0,816
0,600	0,596	0,619	0,639	0,657	0,674	0,688
0,700	0,452	0,479	0,503	0,525	0,545	0,564
0,800	0,315	0,343	0,368	0,392	0,414	0,435
0,900	0,177	0,200	0,223	0,245	0,266	0,286
0,910	0,163	0,185	0,207	0,229	0,249	0,269
0,920	0,148	0,170	0,191	0,212	0,232	0,252
0,930	0,133	0,154	0,174	0,194	0,214	0,233
0,940	0,118	0,137	0,156	0,176	0,195	0,213
0,950	0,102	0,120	0,138	0,156	0,174	0,192
0,960	0,0854	0,102	0,119	0,135	0,152	0,169
0,970	0,0682	0,0826	0,0975	0,113	0,128	0,144
0,980	0,0497	0,0616	0,0742	0,0873	0,101	0,114
0,990	0,0290	0,0374	0,0465	0,0564	0,0668	0,0776
0,995	0,0170	0,0228	0,0293	0,0365	0,0444	0,0528
0,998	0 ² 840	0,0118	0,0159	0,0206	0,0259	0,0317
0,999	0 ² 493	0 ² 720	0,0100	0,0133	0,0172	0,0216

Продолжение табл. 11

$b \backslash p$	1,9	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,001	2,77	2,63	2,17	1,90	1,74	1,62
0,002	2,62	2,49	2,08	1,84	1,69	1,58
0,005	2,40	2,30	1,95	1,74	1,61	1,52
0,010	2,23	2,15	1,84	1,66	1,55	1,46
0,020	2,05	1,98	1,73	1,58	1,48	1,41
0,030	1,94	1,87	1,65	1,52	1,43	1,37
0,040	1,85	1,79	1,60	1,48	1,40	1,34
0,050	1,78	1,73	1,55	1,44	1,37	1,32
0,060	1,72	1,68	1,51	1,41	1,34	1,29
0,070	1,67	1,63	1,48	1,39	1,32	1,28
0,080	1,63	1,59	1,45	1,36	1,30	1,26
0,090	1,59	1,55	1,42	1,34	1,29	1,25
0,100	1,55	1,52	1,40	1,32	1,27	1,23
0,200	1,29	1,27	1,21	1,17	1,15	1,13
0,300	1,10	1,10	1,08	1,06	1,05	1,05
0,400	0,955	0,957	0,966	0,971	0,975	0,978
0,500	0,825	0,833	0,864	0,885	0,901	0,912
0,600	0,702	0,715	0,764	0,799	0,825	0,845
0,700	0,581	0,597	0,662	0,709	0,745	0,773
0,800	0,454	0,472	0,549	0,607	0,651	0,687
0,900	0,306	0,325	0,407	0,472	0,526	0,570
0,910	0,289	0,307	0,389	0,455	0,509	0,554
0,920	0,270	0,289	0,370	0,437	0,492	0,537
0,930	0,251	0,269	0,350	0,417	0,473	0,519
0,940	0,231	0,249	0,329	0,396	0,452	0,499
0,950	0,209	0,226	0,305	0,372	0,428	0,476
0,960	0,186	0,202	0,278	0,344	0,401	0,450
0,970	0,159	0,175	0,247	0,312	0,369	0,418
0,980	0,128	0,142	0,210	0,272	0,328	0,377
0,990	0,0888	0,100	0,159	0,216	0,269	0,317
0,995	0,0616	0,0708	0,120	0,171	0,220	0,266
0,998	0,0380	0,0448	0,0833	0,126	0,169	0,212
0,999	0,0264	0,0316	0,0631	0,100	0,139	0,178

Т а б л и ц а 12

Значения $af(t)$ для распределения Вейбулла

$\frac{t}{a}$ \ b	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
0,1	0,6714	1,0695	1,1724	1,0821	0,9048	0,7109
0,2	0,3511	0,6213	0,7805	0,8376	0,8187	0,7524
0,3	0,2388	0,4441	0,5976	0,6949	0,7408	0,7451
0,4	0,1811	0,3466	0,4861	0,5943	0,6703	0,7161
0,5	0,1458	0,2841	0,4093	0,5174	0,6065	0,6760
0,6	0,1220	0,2405	0,3526	0,4559	0,5488	0,6303
0,7	0,1048	0,2082	0,3087	0,4051	0,4966	0,5823
0,8	0,0919	0,1832	0,2736	0,3624	0,4493	0,5340
0,9	0,0817	0,1634	0,2448	0,3259	0,4066	0,4868
1,0	0,0736	0,1472	0,2207	0,2943	0,3679	0,4415
1,1	0,0669	0,1337	0,2003	0,2668	0,3329	0,3986
1,2	0,0613	0,1223	0,1828	0,2425	0,3012	0,3585
1,3	0,0565	0,1125	0,1676	0,2211	0,2725	0,3213
1,4	0,0524	0,1041	0,1543	0,2020	0,2466	0,2871
1,5	0,0489	0,0967	0,1425	0,1850	0,2231	0,2558
1,6	0,0458	0,0903	0,1320	0,1697	0,2019	0,2273
1,7	0,0430	0,0845	0,1227	0,1560	0,1827	0,2015
1,8	0,0406	0,0793	0,1143	0,1436	0,1653	0,1782
1,9	0,0384	0,0747	0,1067	0,1323	0,1496	0,1573
2,0	0,0364	0,0705	0,0999	0,1221	0,1353	0,1386
2,1	0,0346	0,0667	0,0936	0,1128	0,1225	0,1218
2,2	0,0330	0,0633	0,0879	0,1044	0,1108	0,1069
2,3	0,0315	0,0601	0,0827	0,0966	0,1003	0,0937
2,4	0,0302	0,0572	0,0779	0,0896	0,0907	0,0819
2,5	0,0289	0,0545	0,0735	0,0831	0,0821	0,0716

Продолжение табл. 12

$\frac{t}{a}$ \ b	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	4,0
0,1	0,5356	0,3919	0,2808	0,1980	0,0300	0,0040
0,2	0,6621	0,5645	0,4700	0,3843	0,1190	0,0319
0,3	0,7186	0,6716	0,6127	0,5484	0,2628	0,1071
0,4	0,7354	0,7330	0,7136	0,6817	0,4502	0,2495
0,5	0,7264	0,7590	0,7758	0,7788	0,6619	0,4697
0,6	0,6998	0,7572	0,8028	0,8372	0,8702	0,7590
0,7	0,6616	0,7341	0,7995	0,8577	1,0432	1,0791
0,8	0,6160	0,6951	0,7711	0,8437	1,1506	1,3597
0,9	0,5664	0,6453	0,7234	0,8007	1,1722	1,5130
1,0	0,5150	0,5886	0,6622	0,7358	1,1036	1,4715
1,1	0,4639	0,5286	0,5927	0,6560	0,9591	1,2314
1,2	0,4142	0,4680	0,5195	0,5686	0,7674	0,8691
1,3	0,3670	0,4089	0,4467	0,4798	0,5635	0,5052
1,4	0,3228	0,3530	0,3770	0,3944	0,3782	0,2355
1,5	0,2821	0,3012	0,3127	0,3162	0,2310	0,0855
1,6	0,2450	0,2543	0,2550	0,2474	0,1278	0,0233
1,7	0,2116	0,2125	0,2046	0,1890	0,0637	0,0046
1,8	0,1817	0,1758	0,1616	0,1410	0,0285	—
1,9	0,1552	0,1441	0,1257	0,1028	0,0114	—
2,0	0,1320	0,1170	0,0963	0,0733	0,0040	—
2,1	0,1117	0,0942	0,0728	0,0511	0,0013	—
2,2	0,0941	0,0752	0,0542	0,0348	—	—
2,3	0,0789	0,0595	0,0398	0,0232	—	—
2,4	0,0659	0,0467	0,0288	0,0151	—	—
2,5	0,0548	0,0364	0,0206	0,0097	—	—

Таблица 13

Значения $a \lambda(t)$ для распределения Вейбулла

$\frac{t}{a}$ \ b	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
0,1	1,2618	1,5925	1,5071	1,2680	1	0,7571
0,2	0,7248	1,0506	1,1421	1,1037	1	0,8697
0,3	0,5240	0,8238	0,9712	1,0179	1	0,9433
0,4	0,4164	0,6932	0,8657	0,9609	1	0,9990
0,5	0,3482	0,6061	0,7917	0,9188	1	1,0447
0,6	0,3009	0,5434	0,7361	0,8861	1	1,0835
0,7	0,2659	0,4955	0,6922	0,8592	1	1,1174
0,8	0,2391	0,4572	0,6561	0,8366	1	1,1476
0,9	0,2175	0,4262	0,6259	0,8170	1	1,1750
1,0	0,2001	0,4001	0,5999	0,7999	1	1,2001
1,1	0,1854	0,3778	0,5774	0,7849	1	1,2231
1,2	0,1729	0,3585	0,5578	0,7713	1	1,2444
1,3	0,1621	0,3416	0,5403	0,7590	1	1,2645
1,4	0,1527	0,3268	0,5247	0,7479	1	1,2834
1,5	0,1446	0,3135	0,5102	0,7376	1	1,3011
1,6	0,1374	0,3019	0,4970	0,7280	1	1,3184
1,7	0,1307	0,2910	0,4852	0,7196	1	1,3344
1,8	0,1250	0,2810	0,4743	0,7116	1	1,3490
1,9	0,1197	0,2721	0,4639	0,7037	1	1,3643
2,0	0,1148	0,2637	0,4547	0,6965	1	1,3791
2,1	0,1104	0,2561	0,4457	0,6895	1	1,3920
2,2	0,1064	0,2493	0,4375	0,6837	1	1,4047
2,3	0,1026	0,2426	0,4298	0,6769	1	1,4175
2,4	0,0994	0,2365	0,4227	0,6717	1	1,4293
2,5	0,0960	0,2306	0,4157	0,6659	1	1,4435

Продолжение табл. 13.

$\frac{t}{a}$ \ b	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	4,0
0,1	0,5573	0,4019	0,2853	0,2	0,0300	0,0040
0,2	0,7354	0,6092	0,4967	0,4	0,1200	0,0320
0,3	0,8649	0,7770	0,6870	0,6	0,2700	0,1080
0,4	0,9703	0,9233	0,8648	0,8	0,4800	0,2560
0,5	1,0611	1,0556	1,0338	1,0	0,7500	0,5000
0,6	1,1412	1,1776	1,1961	1,2	1,0801	0,8641
0,7	1,2139	1,2917	1,3532	1,4	1,4701	1,3721
0,8	1,2804	1,3994	1,5058	1,6	1,9199	2,0480
0,9	1,3422	1,5021	1,6542	1,8	2,4299	2,9158
1,0	1,3998	1,5999	1,7999	2,0	2,9997	3,9997
1,1	1,4547	1,6942	1,9426	2,2	3,6302	5,3238
1,2	1,5056	1,7849	2,0822	2,4	4,3209	6,9141
1,3	1,5551	1,8723	2,2202	2,6	5,0720	8,7861
1,4	1,6012	1,9578	2,3563	2,8	5,8818	10,9535
1,5	1,6468	2,0407	2,4896	3,0	6,7544	13,5714
1,6	1,6897	2,1209	2,6208	3,2	7,6988	16,6429
1,7	1,7316	2,1998	2,7537	3,4	8,6081	23,0000
1,8	1,7710	2,2772	2,8806	3,6	9,8276	—
1,9	1,8089	2,3507	3,0072	3,8	11,4000	—
2,0	1,8487	2,4274	3,1368	4,0	13,3333	—
2,1	1,8836	2,4987	3,2646	4,2	—	—
2,2	1,9204	2,5666	3,3875	4,4	—	—
2,3	1,9530	2,6327	3,4912	4,6	—	—
2,4	1,9849	2,6994	3,6456	4,8	—	—
2,5	2,0221	2,7786	3,7455	5,0	—	—

Т а б л и ц а 14

Коэффициенты для распределения Вейбулла

b	K_b	C_b	v
0,2	120	1900	15,83
0,3	8,86	46,9	5,29
0,4	3,32	10,4	3,14
0,5	2,00	4,47	2,24
0,6	1,50	2,61	1,74
0,7	1,27	1,86	1,46
0,8	1,13	1,43	1,26
0,9	1,05	1,17	1,11
1,0	1,00	1,00	1,00
1,1	0,965	0,878	0,910
1,2	0,941	0,787	0,837
1,3	0,924	0,716	0,775
1,4	0,911	0,659	0,723
1,5	0,903	0,612	0,678
1,6	0,897	0,574	0,640
1,7	0,892	0,540	0,605
1,8	0,889	0,512	0,575
1,9	0,887	0,485	0,547
2,0	0,886	0,463	0,523
2,1	0,886	0,441	0,498
2,2	0,886	0,425	0,480
2,3	0,886	0,409	0,461
2,4	0,887	0,394	0,444
2,5	0,887	0,380	0,428
3,0	0,893	0,326	0,365
3,5	0,900	0,285	0,316
4,0	0,906	0,255	0,281

$t_{cp} = a K_b, \quad \sigma(t) = a C_b$

Таблица 15

Значения W_p для распределения Вейбулла

$p \backslash b$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,5	0,0 ² 133	0,0333	0,1205	0,2403	0,3620
0,6	0,0 ³ 290	0,0120	0,0562	0,1305	0,2176
0,7	0,0 ⁴ 481	0,0 ² 364	0,0229	0,0636	0,1196
0,8	0,0 ⁵ 461	0,0 ³ 761	0,0 ² 708	0,0249	0,0547
0,9	0,0 ⁶ 108	0,0 ⁴ 623	0,0 ² 108	0,0 ² 555	0,0157
0,95	0,0 ⁸ 296	0,0 ⁵ 566	0,0 ³ 180	0,0 ² 132	0,0 ² 472
0,96	0,0 ⁹ 941	0,0 ⁵ 264	0,0 ³ 102	0,0 ³ 835	0,0 ² 323
0,97	0,0 ⁹ 218	0,0 ⁶ 997	0,0 ⁴ 488	0,0 ³ 464	0,0 ² 198
0,98	0,0 ¹⁰ 281	0,0 ⁶ 254	0,0 ⁴ 175	0,0 ³ 204	0,0 ² 100
0,99	0,0 ¹² 858	0,0 ⁷ 247	0,0 ⁵ 304	0,0 ⁴ 505	0,0 ³ 312
0,995	0,0 ¹³ 263	0,0 ⁸ 244	0,0 ⁶ 536	0,0 ⁴ 126	0,0 ⁴ 980
0,998	0,0 ¹⁵ 268	0,0 ⁹ 114	0,0 ⁷ 539	0,0 ⁵ 200	0,0 ⁴ 212
0,999	0,0 ¹⁷ 833	0,0 ¹⁰ 113	0,0 ⁸ 955	0,0 ⁶ 500	0,0 ⁵ 667

$p \backslash b$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,5	0,4665	0,5598	0,6326	0,6932	0,7426	0,7830
0,6	0,3016	0,3822	0,4507	0,5108	0,5627	0,6071
0,7	0,1806	0,2439	0,3024	0,3567	0,4059	0,4501
0,8	0,0924	0,1358	0,1796	0,2232	0,2651	0,3045
0,9	0,0317	0,0531	0,0780	0,1054	0,1340	0,1629
0,95	0,0113	0,0216	0,0351	0,0513	0,0696	0,0895
0,96	0,0 ² 819	0,0162	0,0272	0,0408	0,0566	0,0740
0,97	0,0 ² 537	0,0113	0,0197	0,0305	0,0433	0,0579
0,98	0,0 ² 298	0,0 ² 674	0,0125	0,0202	0,0298	0,0411
0,99	0,0 ² 110	0,0 ² 281	0,0 ² 573	0,0100	0,0159	0,0230
0,995	0,0 ³ 408	0,0 ² 118	0,0 ² 264	0,0 ² 501	0,0 ² 840	0,0129
0,998	0,0 ³ 110	0,0 ³ 375	0,0 ³ 951	0,0 ² 200	0,0 ² 365	0,0 ² 599
0,999	0,0 ⁴ 408	0,0 ³ 158	0,0 ⁴ 441	0,0 ² 100	0,0 ² 189	0,0 ² 336

Продолжение табл. 15

$p \backslash b$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
0,5	0,8164	0,8449	0,8673	0,8866	0,9037	0,9177
0,6	0,6456	0,6794	0,7076	0,7326	0,7552	0,7745
0,7	0,4897	0,5256	0,5569	0,5853	0,6113	0,6344
0,8	0,3414	0,3760	0,4074	0,4366	0,4639	0,4889
0,9	0,1917	0,2200	0,2471	0,2731	0,2983	0,3222
0,95	0,1102	0,1315	0,1528	0,1741	0,1954	0,2160
0,96	0,0924	0,1117	0,1313	0,1509	0,1709	0,1903
0,97	0,0738	0,0907	0,1080	0,1257	0,1437	0,1618
0,98	0,0538	0,0676	0,0822	0,0973	0,1129	0,1287
0,99	0,0314	0,0411	0,0516	0,0629	0,0749	0,0873
0,99 ⁸	0,0184	0,0250	0,0324	0,0407	0,0498	0,0594
0,99 ⁸	0,00909	0,0130	0,0176	0,0230	0,0290	0,0357
0,999	0,00534	0,00790	0,0111	0,0148	0,0193	0,0243

$p \backslash b$	1,9	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,5	0,9297	0,9398	0,9736	0,9910	1,0007	1,0071
0,6	0,7917	0,8067	0,8618	0,8952	0,9171	0,9332
0,7	0,6552	0,6741	0,7465	0,7942	0,8277	0,8530
0,8	0,5120	0,5332	0,6187	0,6792	0,7238	0,7586
0,9	0,3449	0,3664	0,4583	0,5289	0,5841	0,6288
0,95	0,2362	0,2557	0,3436	0,4162	0,4756	0,5253
0,96	0,2094	0,2280	0,3136	0,3855	0,4456	0,4962
0,97	0,1795	0,1970	0,2789	0,3497	0,4098	0,4612
0,98	0,1446	0,1604	0,2368	0,3050	0,3644	0,4161
0,99	0,1001	0,1131	0,1790	0,2417	0,2986	0,3495
0,995	0,0694	0,0799	0,1355	0,1916	0,2447	0,2937
0,998	0,0428	0,0505	0,0939	0,1411	0,1882	0,2335
0,999	0,0298	0,0357	0,0711	0,1120	0,1544	0,1963

Таблица 16

Значения $y = \lg(-\lg p)$

p	0	1	2	3	4
$y > 0$					
0,00	—	0,477	0,431	0,402	0,380
0,01	0,301	0,292	0,283	0,276	0,268
0,02	0,230	0,225	0,219	0,214	0,209
0,03	0,183	0,179	0,174	0,171	0,167
0,04	0,145	0,142	0,139	0,136	0,132
0,05	0,114	0,111	0,108	0,106	0,103
0,06	0,087	0,084	0,082	0,079	0,077
0,07	0,062	0,060	0,058	0,056	0,053
0,08	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032
0,09	0,019	0,017	0,015	0,013	0,012
$y < 0$					
0,10	0,000	0,002	0,004	0,006	0,007
0,11	0,018	0,020	0,022	0,024	0,025
0,12	0,036	0,038	0,039	0,041	0,043
0,13	0,053	0,054	0,056	0,057	0,059
0,14	0,069	0,070	0,072	0,073	0,075
0,15	0,084	0,086	0,087	0,089	0,090
0,16	0,099	0,101	0,102	0,104	0,105
0,17	0,114	0,115	0,117	0,118	0,119
0,18	0,128	0,129	0,131	0,132	0,134
0,19	0,142	0,143	0,145	0,146	0,147
0,20	0,156	0,157	0,158	0,160	0,161
0,21	0,169	0,170	0,172	0,173	0,174
0,22	0,182	0,183	0,185	0,186	0,187
0,23	0,195	0,196	0,198	0,199	0,200
0,24	0,208	0,209	0,210	0,212	0,213
0,25	0,220	0,222	0,223	0,224	0,225
0,26	0,233	0,234	0,235	0,236	0,238
0,27	0,245	0,246	0,248	0,249	0,250
0,28	0,257	0,259	0,260	0,261	0,262
0,29	0,270	0,271	0,272	0,273	0,274
0,30	0,282	0,283	0,284	0,285	0,286
0,31	0,294	0,295	0,296	0,297	0,298

Продолжение табл. 16

p	5	6	7	8	9
$y > 0$					
0,00	0,362	0,347	0,333	0,322	0,311
0,01	0,261	0,254	0,248	0,242	0,236
0,02	0,205	0,200	0,196	0,191	0,187
0,03	0,163	0,159	0,156	0,152	0,149
0,04	0,129	0,126	0,123	0,120	0,117
0,05	0,100	0,098	0,095	0,092	0,090
0,06	0,074	0,072	0,070	0,067	0,065
0,07	0,051	0,049	0,047	0,045	0,042
0,08	0,030	0,028	0,026	0,023	0,021
0,09	0,010	0,008	0,006	0,004	0,002
$y < 0$					
0,10	0,009	0,011	0,013	0,015	0,017
0,11	0,027	0,029	0,031	0,032	0,034
0,12	0,044	0,046	0,048	0,049	0,051
0,13	0,061	0,062	0,064	0,065	0,067
0,14	0,076	0,078	0,080	0,081	0,083
0,15	0,092	0,093	0,095	0,096	0,098
0,16	0,107	0,108	0,109	0,111	0,112
0,17	0,121	0,122	0,124	0,125	0,127
0,18	0,135	0,136	0,138	0,139	0,141
0,19	0,149	0,150	0,152	0,153	0,154
0,20	0,162	0,164	0,165	0,166	0,168
0,21	0,175	0,177	0,178	0,179	0,181
0,22	0,189	0,190	0,191	0,192	0,194
0,23	0,201	0,203	0,204	0,205	0,206
0,24	0,214	0,215	0,217	0,218	0,219
0,25	0,227	0,228	0,229	0,230	0,232
0,26	0,239	0,240	0,241	0,243	0,244
0,27	0,251	0,252	0,254	0,255	0,256
0,28	0,263	0,265	0,266	0,267	0,268
0,29	0,276	0,277	0,278	0,279	0,280
0,30	0,288	0,289	0,290	0,291	0,292
0,31	0,300	0,301	0,302	0,303	0,304

Продолжение табл. 16

p	0	1	2	3	4
$y < 0$					
0,31	0,294	0,295	0,296	0,297	0,298
0,32	0,306	0,307	0,308	0,309	0,310
0,33	0,317	0,319	0,320	0,321	0,322
0,34	0,329	0,330	0,332	0,333	0,334
0,35	0,341	0,342	0,343	0,345	0,346
0,36	0,353	0,354	0,355	0,356	0,358
0,37	0,365	0,366	0,367	0,368	0,369
0,38	0,377	0,378	0,379	0,380	0,381
0,39	0,388	0,390	0,391	0,392	0,393
0,40	0,400	0,401	0,403	0,404	0,405
0,41	0,412	0,413	0,414	0,416	0,417
0,42	0,424	0,425	0,426	0,427	0,429
0,43	0,436	0,437	0,438	0,440	0,441
0,44	0,448	0,449	0,450	0,451	0,453
0,45	0,460	0,461	0,462	0,464	0,465
0,46	0,472	0,473	0,474	0,476	0,477
0,47	0,484	0,485	0,487	0,488	0,489
0,48	0,496	0,498	0,499	0,500	0,501
0,49	0,509	0,510	0,511	0,513	0,514
0,50	0,521	0,523	0,524	0,525	0,526
0,51	0,534	0,535	0,537	0,538	0,539
0,52	0,547	0,548	0,549	0,551	0,552
0,53	0,560	0,561	0,562	0,563	0,565
0,54	0,573	0,574	0,575	0,576	0,578
0,55	0,586	0,587	0,588	0,590	0,591
0,56	0,599	0,600	0,602	0,603	0,604
0,57	0,612	0,614	0,615	0,616	0,618
0,58	0,626	0,627	0,629	0,630	0,632
0,59	0,640	0,641	0,643	0,644	0,646
0,60	0,654	0,655	0,657	0,658	0,660
0,61	0,668	0,670	0,671	0,673	0,674
0,62	0,683	0,684	0,686	0,687	0,689
0,63	0,697	0,699	0,700	0,702	0,704
0,64	0,713	0,714	0,716	0,717	0,719
0,65	0,728	0,730	0,731	0,732	0,734

Продолжение табл. 16

p	5	6	7	8	9
$y < 0$					
0,31	0,300	0,301	0,302	0,303	0,304
0,32	0,311	0,313	0,314	0,315	0,316
0,33	0,323	0,325	0,326	0,327	0,328
0,34	0,335	0,336	0,338	0,339	0,340
0,35	0,347	0,348	0,349	0,351	0,352
0,36	0,359	0,360	0,361	0,362	0,364
0,37	0,371	0,372	0,373	0,374	0,375
0,38	0,382	0,384	0,385	0,386	0,387
0,39	0,394	0,395	0,397	0,398	0,399
0,40	0,406	0,407	0,408	0,410	0,411
0,41	0,418	0,419	0,420	0,422	0,423
0,42	0,430	0,431	0,432	0,433	0,435
0,43	0,442	0,443	0,444	0,446	0,447
0,44	0,454	0,455	0,456	0,458	0,459
0,45	0,466	0,467	0,468	0,470	0,471
0,46	0,478	0,479	0,481	0,482	0,483
0,47	0,480	0,492	0,493	0,494	0,495
0,48	0,503	0,504	0,505	0,506	0,508
0,49	0,515	0,516	0,518	0,519	0,520
0,50	0,528	0,529	0,530	0,532	0,533
0,51	0,540	0,542	0,543	0,544	0,545
0,52	0,553	0,554	0,556	0,557	0,558
0,53	0,566	0,567	0,568	0,570	0,571
0,54	0,579	0,580	0,582	0,583	0,584
0,55	0,592	0,594	0,595	0,596	0,598
0,56	0,606	0,607	0,608	0,610	0,611
0,57	0,619	0,621	0,622	0,623	0,625
0,58	0,633	0,634	0,636	0,637	0,638
0,59	0,647	0,648	0,650	0,651	0,652
0,60	0,661	0,663	0,664	0,665	0,667
0,61	0,676	0,677	0,678	0,680	0,681
0,62	0,690	0,692	0,693	0,694	0,696
0,63	0,705	0,706	0,708	0,710	0,711
0,64	0,720	0,722	0,723	0,725	0,726
0,65	0,736	0,737	0,739	0,740	0,742

Продолжение табл. 16

p	0	1	2	3	4
$y < 0$					
0,66	0,744	0,745	0,747	0,748	0,750
0,67	0,760	0,761	0,763	0,764	0,766
0,68	0,776	0,778	0,779	0,781	0,783
0,69	0,793	0,795	0,796	0,798	0,800
0,70	0,810	0,812	0,813	0,815	0,817
0,71	0,827	0,829	0,831	0,833	0,835
0,72	0,846	0,847	0,849	0,851	0,853
0,73	0,864	0,866	0,868	0,870	0,872
0,74	0,883	0,885	0,887	0,889	0,891
0,75	0,903	0,905	0,907	0,909	0,912
0,76	0,924	0,926	0,928	0,930	0,932
0,77	0,945	0,947	0,949	0,952	0,954
0,78	0,967	0,969	0,971	0,974	0,976
0,79	0,990	0,992	0,994	0,997	0,999
0,80	1,014	1,016	1,019	1,021	1,023
0,81	1,039	1,041	1,043	1,046	1,049
0,82	1,064	1,067	1,070	1,073	1,075
0,83	1,092	1,095	1,097	1,100	1,103
0,84	1,121	1,124	1,127	1,130	1,133
0,85	1,151	1,154	1,157	1,160	1,164
0,86	1,184	1,187	1,190	1,194	1,197
0,87	1,218	1,222	1,225	1,229	1,233
0,88	1,256	1,260	1,264	1,268	1,271
0,89	1,296	1,300	1,305	1,308	1,312
0,90	1,339	1,344	1,349	1,354	1,359
0,91	1,387	1,393	1,397	1,403	1,408
0,92	1,441	1,446	1,452	1,458	1,465
0,93	1,502	1,507	1,514	1,521	1,527
0,94	1,570	1,578	1,585	1,593	1,600
0,95	1,652	1,662	1,670	1,680	1,688
0,96	1,752	1,762	1,775	1,785	1,799
0,97	1,879	1,893	1,910	1,924	1,943
0,98	2,056	2,081	2,102	2,131	2,155
0,99	2,357	2,409	2,456	2,509	2,585

Продолжение табл. 16

p	5	6	7	8	9
$y < 0$					
0,66	0,752	0,753	0,755	0,756	0,758
0,67	0,768	0,769	0,771	0,773	0,774
0,68	0,784	0,786	0,788	0,789	0,791
0,69	0,801	0,803	0,805	0,806	0,808
0,70	0,819	0,820	0,822	0,824	0,826
0,71	0,836	0,838	0,840	0,842	0,844
0,72	0,855	0,857	0,859	0,860	0,862
0,73	0,874	0,876	0,878	0,879	0,881
0,74	0,893	0,895	0,897	0,899	0,901
0,75	0,913	0,915	0,917	0,920	0,922
0,76	0,934	0,936	0,939	0,941	0,943
0,77	0,956	0,958	0,960	0,963	0,965
0,78	0,978	0,980	0,983	0,985	0,988
0,79	1,002	1,004	1,006	1,009	1,011
0,80	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036
0,81	1,052	1,054	1,057	1,059	1,062
0,82	1,078	1,080	1,084	1,086	1,089
0,83	1,106	1,109	1,112	1,115	1,118
0,84	1,135	1,139	1,142	1,145	1,148
0,85	1,167	1,171	1,173	1,177	1,180
0,86	1,201	1,204	1,208	1,211	1,215
0,87	1,237	1,240	1,243	1,248	1,251
0,88	1,275	1,279	1,283	1,287	1,292
0,89	1,317	1,321	1,326	1,331	1,335
0,90	1,363	1,368	1,373	1,378	1,383
0,91	1,413	1,419	1,425	1,429	1,435
0,92	1,470	1,476	1,483	1,488	1,495
0,93	1,535	1,542	1,548	1,556	1,564
0,94	1,609	1,618	1,627	1,635	1,644
0,95	1,699	1,708	1,719	1,730	1,740
0,96	1,810	1,824	1,836	1,851	1,863
0,97	1,959	1,975	1,996	2,013	2,036
0,98	2,180	2,215	2,244	2,284	2,319
0,99	2,658	2,770	2,886	3,046	3,398

Гамма-распределение

Т а б л и ц а 17

Плотность вероятности гамма-распределения $f(x)$

$x \backslash m$	2	3	4	5	6	7	8
0,4	0,0819	0,02819	0,03546	0,04273	0,05109	0,07364	0,08104
0,8	0,134	0,0268	0,02357	0,03357	0,04286	0,05191	0,06109
1,2	0,165	0,0494	0,02988	0,02148	0,03178	0,04178	0,05152
1,6	0,180	0,0719	0,0192	0,02383	0,03613	0,04818	0,05935
2,0	0,184	0,0920	0,0307	0,02766	0,02153	0,03255	0,04365
2,4	0,181	0,108	0,0434	0,0130	0,02312	0,03624	0,03107
2,8	0,173	0,121	0,0564	0,0197	0,02553	0,02129	0,03258
3,2	0,162	0,129	0,0689	0,0276	0,02882	0,02235	0,03538
3,6	0,149	0,134	0,0803	0,0362	0,0130	0,02390	0,02100
4,0	0,135	0,135	0,0900	0,0450	0,0180	0,02601	0,02172
4,4	0,122	0,134	0,0983	0,0541	0,0238	0,02872	0,02274
4,8	0,109	0,131	0,104	0,0630	0,0301	0,0120	0,02413
5,2	0,0966	0,126	0,109	0,0707	0,0368	0,0159	0,02592
5,6	0,0851	0,119	0,111	0,0779	0,0436	0,0203	0,02814
6,0	0,0747	0,112	0,112	0,0840	0,0504	0,0252	0,0108
6,4	0,0652	0,104	0,111	0,0890	0,0570	0,0304	0,0139
6,8	0,0567	0,0964	0,109	0,0929	0,0632	0,0358	0,0174
7,2	0,0492	0,0885	0,106	0,0956	0,0688	0,0413	0,0212
7,6	0,0426	0,0807	0,102	0,0971	0,0738	0,0467	0,0254
8,0	0,0366	0,0732	0,0977	0,0977	0,0781	0,0521	0,0298
8,4	0,0315	0,0661	0,0926	0,0972	0,0817	0,0572	0,0343
8,8	0,0270	0,0594	0,0871	0,0959	0,0844	0,0619	0,0389
9,2	0,0231	0,0532	0,0815	0,0938	0,0863	0,0661	0,0435
9,6	0,0198	0,0474	0,0758	0,0910	0,0874	0,0699	0,0479
10	0,0168	0,0421	0,0702	0,0877	0,0877	0,0731	0,0522
12	0,02744	0,0223	0,0446	0,0669	0,0803	0,0803	0,0688
14	0,02319	0,0112	0,0261	0,0456	0,0639	0,0745	0,0745
16	0,02134	0,02537	0,0143	0,0286	0,0458	0,0611	0,0698
18	0,03555	0,02250	0,02750	0,0169	0,0304	0,0455	0,0586
20	0,03227	0,02114	0,02378	0,02946	0,0189	0,0315	0,0450
24	0,04369	0,03222	0,03888	0,02267	0,02640	0,0128	0,0219
28	0,05582	0,04408	0,03190	0,03666	0,02186	0,02434	0,02868

Т а б л и ц а 18.

Функция $P_0(x)$ для гамма-распределения

$m \backslash x$	2	3	4	5	6	7	8
0,4	0,982	0,999	1	—	—	—	—
0,8	0,938	0,992	0,999	—	—	—	—
1,2	0,878	0,977	0,997	1	—	—	—
1,6	0,809	0,953	0,991	0,999	1	—	—
2,0	0,736	0,920	0,981	0,996	0,999	—	—
2,4	0,663	0,879	0,966	0,992	0,998	1	—
2,8	0,592	0,834	0,946	0,986	0,997	0,999	—
3,2	0,525	0,783	0,921	0,976	0,994	0,999	1
3,6	0,463	0,731	0,891	0,964	0,990	0,997	0,999
4,0	0,406	0,677	0,857	0,947	0,983	0,995	0,999
4,4	0,355	0,623	0,819	0,928	0,975	0,993	0,998
4,8	0,308	0,570	0,779	0,904	0,964	0,988	0,997
5,2	0,267	0,518	0,736	0,877	0,951	0,983	0,995
5,6	0,231	0,469	0,692	0,848	0,935	0,976	0,992
6,0	0,199	0,423	0,647	0,815	0,916	0,966	0,988
6,4	0,171	0,380	0,603	0,781	0,895	0,955	0,983
6,8	0,147	0,340	0,558	0,744	0,871	0,942	0,977
7,2	0,126	0,303	0,515	0,706	0,844	0,927	0,969
7,6	0,107	0,269	0,473	0,668	0,816	0,909	0,960
8,0	0,0916	0,238	0,433	0,629	0,785	0,889	0,949
8,4	0,0780	0,210	0,395	0,590	0,753	0,867	0,936
8,8	0,0663	0,185	0,359	0,551	0,720	0,844	0,921
9,2	0,0563	0,163	0,326	0,513	0,686	0,818	0,905
9,6	0,0477	0,143	0,294	0,476	0,651	0,791	0,887
10	0,0404	0,125	0,265	0,440	0,616	0,762	0,867
12	0,0174	0,0620	0,151	0,285	0,446	0,606	0,744
14	0,0 ² 730	0,0296	0,0818	0,173	0,301	0,450	0,599
16	0,0 ² 302	0,0138	0,0424	0,0996	0,191	0,313	0,453
18	0,0 ² 123	0,0 ² 623	0,0212	0,0550	0,116	0,207	0,324
20	—	0,0 ² 277	0,0103	0,0292	0,0671	0,130	0,220
24	—	—	0,0 ² 229	0,0 ² 760	0,0203	0,0458	0,0895
28	—	—	—	0,0 ² 181	0,0 ² 553	0,0142	0,0316

Таблица 19

Функция $\lambda_0(x)$ для гамма-распределения

$x \backslash m$	2	3	4	5	6	7	8
0,4	0,0834	0,02820	0,03546	0,04273	0,05109	0,07364	0,08104
0,8	0,143	0,0270	0,02358	0,03357	0,04286	0,05191	0,06109
1,2	0,188	0,0505	0,02991	0,02148	0,03178	0,04178	0,05152
1,6	0,222	0,0754	0,0194	0,02384	0,03613	0,04818	0,05935
2,0	0,250	0,100	0,0313	0,02769	0,02153	0,03255	0,04365
2,4	0,273	0,123	0,0448	0,0131	0,02313	0,03624	0,03107
2,8	0,292	0,145	0,0596	0,0200	0,02555	0,02129	0,03258
3,2	0,308	0,165	0,0747	0,0283	0,02888	0,02235	0,03538
3,6	0,322	0,183	0,0901	0,0375	0,0131	0,02392	0,02100
4,0	0,332	0,199	0,105	0,0475	0,0183	0,02604	0,02172
4,4	0,344	0,215	0,120	0,0583	0,0244	0,02878	0,02275
4,8	0,354	0,230	0,134	0,0697	0,0312	0,0122	0,02414
5,2	0,362	0,243	0,148	0,0806	0,0387	0,0162	0,02595
5,6	0,368	0,254	0,160	0,0918	0,0466	0,0208	0,02820
6,0	0,375	0,265	0,173	0,103	0,0550	0,0261	0,0109
6,4	0,381	0,274	0,184	0,114	0,0636	0,0318	0,0141
6,8	0,386	0,284	0,195	0,125	0,0725	0,0380	0,0178
7,2	0,390	0,292	0,206	0,135	0,0815	0,0445	0,0219
7,6	0,398	0,300	0,216	0,145	0,0904	0,0514	0,0265
8,0	0,399	0,308	0,226	0,155	0,0995	0,0586	0,0314
8,4	0,403	0,315	0,234	0,165	0,108	0,0660	0,0366
8,8	0,407	0,321	0,243	0,174	0,117	0,0734	0,0422
9,2	0,410	0,326	0,250	0,183	0,126	0,0808	0,0481
9,6	0,415	0,331	0,258	0,191	0,134	0,0883	0,0540
10	0,418	0,337	0,265	0,199	0,142	0,0960	0,0602
12	0,428	0,360	0,296	0,235	0,180	0,132	0,0924
14	0,437	0,378	0,319	0,264	0,212	0,166	0,124
16	0,444	0,389	0,337	0,287	0,240	0,195	0,154
18	0,451	0,401	0,354	0,307	0,262	0,220	0,181
20	—	—	0,367	0,324	0,282	0,242	0,204
24	—	—	0,388	0,351	0,315	0,280	0,245
28	—	—	—	0,368	0,336	0,306	0,275

Т а б л и ц а 20

Квантили хи-квадрат распределения $\frac{\chi_p}{k}$

$k \backslash p$	0,001	0,005	0,010	0,025	0,05	0,10	0,20	0,30
1	0,0 ⁵²	0,0 ⁴⁴	0,0 ³²	0,0 ²¹	0,0 ²⁴	0,016	0,064	0,148
2	0,001	0,005	0,010	0,025	0,052	0,106	0,223	0,356
3	0,008	0,024	0,038	0,072	0,117	0,195	0,335	0,475
4	0,023	0,052	0,074	0,121	0,178	0,266	0,412	0,549
5	0,042	0,082	0,111	0,166	0,229	0,322	0,469	0,600
6	0,064	0,113	0,145	0,206	0,272	0,367	0,512	0,638
7	0,085	0,141	0,177	0,241	0,310	0,405	0,546	0,667
8	0,107	0,168	0,206	0,272	0,342	0,436	0,574	0,691
9	0,128	0,193	0,232	0,300	0,369	0,463	0,598	0,710
10	0,148	0,216	0,256	0,325	0,394	0,487	0,618	0,727
11	0,167	0,237	0,278	0,347	0,416	0,507	0,635	0,741
12	0,184	0,256	0,298	0,367	0,436	0,525	0,651	0,753
13	0,201	0,274	0,316	0,385	0,453	0,542	0,664	0,764
14	0,217	0,291	0,333	0,402	0,469	0,556	0,676	0,773
15	0,232	0,307	0,349	0,418	0,484	0,570	0,687	0,781
16	0,246	0,321	0,363	0,432	0,498	0,582	0,697	0,789
17	0,260	0,335	0,377	0,445	0,510	0,593	0,706	0,796
18	0,272	0,348	0,390	0,457	0,522	0,604	0,714	0,802
19	0,285	0,360	0,402	0,469	0,532	0,613	0,722	0,808
20	0,296	0,372	0,413	0,480	0,543	0,622	0,729	0,813
22	0,317	0,393	0,434	0,499	0,561	0,638	0,742	0,823
24	0,337	0,412	0,452	0,517	0,577	0,652	0,753	0,831
26	0,355	0,429	0,469	0,532	0,592	0,665	0,762	0,838
28	0,371	0,445	0,484	0,547	0,605	0,676	0,791	0,845
30	0,386	0,460	0,498	0,560	0,616	0,687	0,779	0,850

Продолжение табл. 20

$k \backslash p$	0,001	0,005	0,010	0,025	0,05	0,10	0,20	0,30
35	0,420	0,491	0,529	0,588	0,642	0,708	0,795	0,862
40	0,448	0,518	0,554	0,611	0,663	0,726	0,809	0,872
45	0,472	0,540	0,576	0,630	0,680	0,741	0,820	0,880
50	0,494	0,560	0,594	0,647	0,695	0,754	0,829	0,886
55	0,512	0,577	0,610	0,662	0,708	0,765	0,837	0,892
60	0,529	0,592	0,625	0,675	0,720	0,774	0,844	0,897
70	0,558	0,618	0,649	0,697	0,739	0,790	0,856	0,905
80	0,582	0,640	0,669	0,714	0,755	0,803	0,865	0,911
90	0,602	0,658	0,686	0,729	0,768	0,814	0,873	0,917
100	0,619	0,673	0,701	0,742	0,779	0,824	0,879	0,921
120	0,648	0,699	0,724	0,763	0,798	0,839	0,890	0,929
140	0,671	0,719	0,743	0,780	0,812	0,850	0,898	0,934
160	0,690	0,736	0,758	0,793	0,824	0,860	0,905	0,939
180	0,706	0,749	0,771	0,804	0,833	0,868	0,910	0,942
200	0,719	0,761	0,782	0,814	0,841	0,874	0,915	0,945
250	0,746	0,785	0,804	0,832	0,858	0,887	0,924	0,951
300	0,767	0,802	0,820	0,846	0,870	0,897	0,931	0,956
350	0,783	0,816	0,833	0,857	0,879	0,904	0,936	0,959
400	0,796	0,827	0,843	0,866	0,887	0,911	0,940	0,962
450	0,807	0,837	0,852	0,874	0,893	0,916	0,944	0,964
500	0,816	0,845	0,859	0,880	0,898	0,920	0,946	0,966
750	0,848	0,872	0,884	0,901	0,917	0,934	0,956	0,972
1000	0,868	0,889	0,899	0,914	0,928	0,943	0,962	0,976
5000	0,939	0,949	0,954	0,961	0,967	0,974	0,983	0,989
∞	1	1	1	1	1	1	1	1

Продолжение табл. 20

$k \backslash p$	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99	0,995	0,999
1	0,275	0,455	0,71	1,07	1,64	2,71	3,84	5,02	6,64	7,88	10,8
2	0,511	0,693	0,92	1,20	1,61	2,30	3,00	3,69	4,61	5,30	6,91
3	0,623	0,789	0,98	1,22	1,55	2,08	2,60	3,12	3,78	4,28	5,42
4	0,688	0,839	1,01	1,22	1,50	1,94	2,37	2,79	3,32	3,72	4,62
5	0,731	0,870	1,03	1,21	1,46	1,85	2,21	2,57	3,02	3,35	4,10
6	0,762	0,891	1,04	1,21	1,43	1,77	2,10	2,41	2,80	3,09	3,74
7	0,785	0,907	1,04	1,20	1,40	1,72	2,01	2,29	2,64	2,90	3,47
8	0,803	0,918	1,04	1,19	1,38	1,67	1,94	2,19	2,51	2,74	3,27
9	0,817	0,927	1,05	1,18	1,36	1,63	1,88	2,11	2,41	2,62	3,10
10	0,830	0,934	1,05	1,18	1,34	1,60	1,83	2,05	2,32	2,52	2,96
11	0,840	0,940	1,05	1,17	1,33	1,57	1,79	1,99	2,25	2,43	2,84
12	0,848	0,945	1,05	1,17	1,32	1,55	1,75	1,94	2,18	2,36	2,74
13	0,856	0,949	1,05	1,16	1,31	1,52	1,72	1,90	2,13	2,29	2,66
14	0,863	0,953	1,05	1,16	1,30	1,50	1,69	1,87	2,08	2,24	2,58
15	0,869	0,956	1,05	1,15	1,29	1,49	1,67	1,83	2,04	2,19	2,51
16	0,874	0,959	1,05	1,15	1,28	1,47	1,64	1,80	2,00	2,14	2,45
17	0,879	0,961	1,05	1,15	1,27	1,46	1,62	1,78	1,97	2,10	2,40
18	0,883	0,963	1,05	1,14	1,26	1,44	1,60	1,75	1,93	2,06	2,35
19	0,887	0,965	1,05	1,14	1,26	1,43	1,59	1,73	1,90	2,03	2,31
20	0,890	0,967	1,05	1,14	1,25	1,42	1,57	1,71	1,88	2,00	2,27
22	0,897	0,970	1,05	1,13	1,24	1,40	1,54	1,67	1,83	1,95	2,19
24	0,902	0,972	1,05	1,13	1,23	1,38	1,52	1,64	1,79	1,90	2,13
26	0,907	0,974	1,05	1,12	1,22	1,37	1,50	1,61	1,76	1,86	2,08
28	0,911	0,976	1,04	1,12	1,22	1,35	1,48	1,59	1,72	1,82	2,03
30	0,915	0,978	1,04	1,12	1,21	1,34	1,46	1,57	1,70	1,79	1,99

Продолжение табл. 20

$k \backslash p$	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99	0,995	0,999
1	0,275	0,455	0,71	1,07	1,64	2,71	3,84	5,02	6,64	7,88	10,8
2	0,511	0,693	0,92	1,20	1,61	2,30	3,00	3,69	4,61	5,30	6,91
3	0,623	0,789	0,98	1,22	1,55	2,08	2,60	3,12	3,78	4,28	5,42
4	0,688	0,839	1,01	1,22	1,50	1,94	2,37	2,79	3,32	3,72	4,62
5	0,731	0,870	1,03	1,21	1,46	1,85	2,21	2,57	3,02	3,35	4,10
6	0,762	0,891	1,04	1,21	1,43	1,77	2,10	2,41	2,80	3,09	3,74
7	0,785	0,907	1,04	1,20	1,40	1,72	2,01	2,29	2,64	2,90	3,47
8	0,803	0,918	1,04	1,19	1,38	1,67	1,94	2,19	2,51	2,74	3,27
9	0,817	0,927	1,05	1,18	1,36	1,63	1,88	2,11	2,41	2,62	3,10
10	0,830	0,934	1,05	1,18	1,34	1,60	1,83	2,05	2,32	2,52	2,96
11	0,840	0,940	1,05	1,17	1,33	1,57	1,79	1,99	2,25	2,43	2,84
12	0,848	0,945	1,05	1,17	1,32	1,55	1,75	1,94	2,18	2,36	2,74
13	0,856	0,949	1,05	1,16	1,31	1,52	1,72	1,90	2,13	2,29	2,66
14	0,863	0,953	1,05	1,16	1,30	1,50	1,69	1,87	2,08	2,24	2,58
15	0,869	0,956	1,05	1,15	1,29	1,49	1,67	1,83	2,04	2,19	2,51
16	0,874	0,959	1,05	1,15	1,28	1,47	1,64	1,80	2,00	2,14	2,45
17	0,879	0,961	1,05	1,15	1,27	1,46	1,62	1,78	1,97	2,10	2,40
18	0,883	0,963	1,05	1,14	1,26	1,44	1,60	1,75	1,93	2,06	2,35
19	0,887	0,965	1,05	1,14	1,26	1,43	1,59	1,73	1,90	2,03	2,31
20	0,890	0,967	1,05	1,14	1,25	1,42	1,57	1,71	1,88	2,00	2,27
22	0,897	0,970	1,05	1,13	1,24	1,40	1,54	1,67	1,83	1,95	2,19
24	0,902	0,972	1,05	1,13	1,23	1,38	1,52	1,64	1,79	1,90	2,13
26	0,907	0,974	1,05	1,12	1,22	1,37	1,50	1,61	1,76	1,86	2,08
28	0,911	0,976	1,04	1,12	1,22	1,35	1,48	1,59	1,72	1,82	2,03
30	0,915	0,978	1,04	1,12	1,21	1,34	1,46	1,57	1,70	1,79	1,99

Логарифмически нормальное распределение

Т а б л и ц а 21

Значения $f(y)$ для логарифмически нормального распределения
($y_m = 1$, логарифмы десятичные)

$y \backslash \sigma_s$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
0,1	—	—	0,0 ³ 103	0,0 ² 695	0,0666	0,243	0,541
0,2	—	0,0 ³ 246	0,0217	0,149	0,403	0,694	0,946
0,3	—	0,0193	0,168	0,454	0,725	0,910	1,009
0,4	0,0 ² 217	0,133	0,461	0,741	0,892	0,945	0,939
0,5	0,0524	0,430	0,769	0,911	0,930	0,892	0,830
0,6	0,316	0,827	0,982	0,965	0,891	0,803	0,719
0,7	0,884	1,140	1,067	0,937	0,813	0,707	0,617
0,8	1,504	1,291	1,049	0,862	0,722	0,614	0,529
0,9	1,814	1,272	0,962	0,766	0,630	0,530	0,453
1,0	1,721	1,138	0,844	0,665	0,544	0,456	0,390
1,1	1,370	0,949	0,716	0,568	0,467	0,393	0,336
1,2	0,955	0,753	0,593	0,481	0,400	0,338	0,291
1,3	0,608	0,581	0,484	0,404	0,342	0,292	0,252
1,4	0,357	0,428	0,390	0,338	0,292	0,252	0,220
1,5	0,198	0,311	0,312	0,282	0,249	0,220	0,192
1,6	0,106	0,223	0,248	0,235	0,213	0,190	0,169
1,7	0,0543	0,158	0,196	0,196	0,183	0,166	0,149
1,8	0,0276	0,111	0,155	0,163	0,157	0,145	0,132
1,9	0,0135	0,0773	0,122	0,136	0,135	0,127	0,117
2,0	0,0 ² 653	0,0537	0,0961	0,114	0,116	0,112	0,104
2,1	0,0 ² 317	0,0372	0,0757	0,0952	0,100	0,0981	0,0925
2,2	0,0 ² 150	0,0258	0,0597	0,0797	0,0869	0,0867	0,0828
2,3	0,0 ³ 713	0,0178	0,0471	0,0669	0,0754	0,0767	0,0742
2,4	—	0,0126	0,0373	0,0562	0,0656	0,0680	0,0667
2,5	—	0,0 ² 857	0,0294	0,0474	0,0571	0,0605	0,0601
2,6	—	0,0 ² 590	0,0234	0,0400	0,0498	0,0539	0,0542
2,7	—	0,0 ² 408	0,0186	0,0338	0,0436	0,0482	0,0491
2,8	—	0,0 ² 290	0,0148	0,0287	0,0383	0,0431	0,0445
2,9	—	0,0 ² 200	0,0118	0,0243	0,0336	0,0386	0,0404
3,0	—	0,0 ² 145	0,0 ² 941	0,0207	0,0296	0,0347	0,0368

Т а б л и ц а 22

Значения $\lambda(y)$ для логарифмически нормального распределения
($y_m = 1$, логарифмы десятичные)

y \ σ_2	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
0,1	—	—	0,03 ¹⁰	0,02 ⁷¹	0,067	0,25	0,55
0,2	—	0,03 ²⁵	0,021	0,15	0,41	0,74	1,05
0,3	—	0,016	0,17	0,47	0,79	1,05	1,26
0,4	0,02 ²⁵	0,13	0,48	0,82	1,07	1,23	1,33
0,5	0,052	0,44	0,86	1,11	1,25	1,32	1,35
0,6	0,32	0,91	1,21	1,33	1,36	1,36	1,34
0,7	0,95	1,42	1,51	1,49	1,43	1,37	1,31
0,8	1,87	1,89	1,75	1,60	1,47	1,36	1,28
0,9	2,85	2,30	1,93	1,67	1,49	1,35	1,24
1,0	3,78	2,64	2,06	1,72	1,49	1,33	1,21
1,1	4,59	2,90	2,16	1,75	1,48	1,30	1,17
1,2	5,25	3,11	2,23	1,76	1,47	1,28	1,14
1,3	5,79	3,26	2,28	1,77	1,46	1,25	1,11
1,4	6,21	3,40	2,32	1,77	1,44	1,23	1,08
1,5	6,54	3,49	2,34	1,76	1,42	1,20	1,05
1,6	6,84	3,56	2,35	1,75	1,40	1,17	1,02
1,7	6,98	3,61	2,35	1,73	1,38	1,15	0,99
1,8	7,22	3,65	2,35	1,71	1,35	1,13	0,97
1,9	7,29	3,66	2,34	1,69	1,33	1,10	0,94
2,0	7,34	3,67	2,33	1,68	1,31	1,08	0,92
2,1	7,41	3,68	2,31	1,66	1,29	1,06	0,90
2,2	7,46	3,67	2,29	1,63	1,27	1,04	0,88
2,3	7,50	3,65	2,26	1,62	1,25	1,02	0,86
2,4	—	3,63	2,24	1,59	1,23	1,00	0,84
2,5	—	3,61	2,22	1,57	1,21	0,98	0,83
2,6	—	3,58	2,20	1,56	1,19	0,96	0,81
2,7	—	3,56	2,19	1,54	1,17	0,95	0,79
2,8	—	3,54	2,18	1,51	1,15	0,93	0,78
2,9	—	3,53	2,15	1,49	1,14	0,91	0,76
3,0	—	3,49	2,12	1,47	1,12	0,90	0,75

Т а б л и ц а 23

**Характеристики логарифмически нормального распределения
(логарифмы натуральные)**

σ_1	v_y	A	B	C	S_k	E_x
0	0	1,000	1,000	0,500	0	0
0,05	0,050	1,001	1,004	0,510	0,150	0,040
0,10	0,100	1,005	1,015	0,520	0,302	0,162
0,15	0,151	1,011	1,034	0,530	0,456	0,372
0,20	0,202	1,020	1,062	0,540	0,614	0,678
0,25	0,254	1,032	1,098	0,550	0,778	1,096
0,30	0,307	1,046	1,145	0,560	0,950	1,645
0,35	0,361	1,063	1,202	0,570	1,130	2,353
0,40	0,417	1,083	1,271	0,580	1,322	3,260
0,45	0,474	1,107	1,355	0,590	1,528	4,417
0,50	0,533	1,133	1,455	0,599	1,750	5,898
0,55	0,594	1,163	1,574	0,608	1,993	7,803
0,60	0,658	1,197	1,716	0,618	2,260	11,02
0,65	0,725	1,235	1,885	0,627	2,556	13,51
0,70	0,795	1,277	2,085	0,637	2,888	17,79
0,75	0,869	1,325	2,325	0,646	3,263	23,54
0,80	0,947	1,377	2,612	0,655	3,689	31,35
0,85	1,029	1,435	2,956	0,665	4,179	42,19
0,90	1,117	1,499	3,370	0,674	4,745	51,74
0,95	1,211	1,570	3,872	0,683	5,407	79,19
1,0	1,311	1,649	4,482	0,691	6,185	110,9
1,1	1,534	1,831	6,141	0,709	8,213	229,6
1,2	1,795	2,054	8,671	0,726	11,12	515,2
1,3	2,102	2,328	12,62	0,742	15,60	1263
1,4	2,470	2,664	18,92	0,758	22,47	3401
1,5	2,913	3,080	29,22	0,773	33,47	10080
1,6	3,455	3,597	46,53	0,788	51,60	32830

Т а б л и ц а 24

Коэффициент вариации для логарифмически нормального
распределения (логарифмы десятичные)

σ_2	v_y	σ_2	v_y	σ_2	v_y	σ_2	v_y
0,01	0,023	0,26	0,656	0,51	1,671	0,76	4,516
0,02	0,046	0,27	0,686	0,52	1,788	0,77	4,711
0,03	0,069	0,28	0,718	0,53	1,853	0,78	4,917
0,04	0,092	0,29	0,750	0,54	1,921	0,79	5,134
0,05	0,116	0,30	0,782	0,55	1,993	0,80	5,363
0,06	0,138	0,31	0,816	0,56	2,069	0,81	5,606
0,07	0,162	0,32	0,849	0,57	2,145	0,82	5,860
0,08	0,186	0,33	0,884	0,58	2,226	0,83	6,131
0,09	0,210	0,34	0,920	0,59	2,310	0,84	6,414
0,10	0,233	0,35	0,957	0,60	2,399	0,85	6,716
0,11	0,257	0,36	0,994	0,61	2,488	0,86	7,036
0,12	0,281	0,37	1,033	0,62	2,584	0,87	7,370
0,13	0,307	0,38	1,073	0,63	2,685	0,88	7,727
0,14	0,331	0,39	1,113	0,64	2,789	0,89	8,105
0,15	0,356	0,40	1,155	0,65	2,897	0,90	8,505
0,16	0,382	0,41	1,199	0,66	3,012	0,91	8,929
0,17	0,407	0,42	1,244	0,67	3,135	0,92	9,378
0,18	0,433	0,43	1,290	0,68	3,258	0,93	9,854
0,19	0,459	0,44	1,338	0,69	3,388	0,94	10,36
0,20	0,486	0,45	1,388	0,70	3,527	0,95	10,90
0,21	0,513	0,46	1,439	0,71	3,672	0,96	11,46
0,22	0,541	0,47	1,492	0,72	3,825	0,97	12,07
0,23	0,568	0,48	1,547	0,73	3,985	0,98	12,72
0,24	0,597	0,49	1,604	0,74	4,153	0,99	13,41
0,25	0,626	0,50	1,663	0,75	4,327	1,00	14,13

Биномиальное распределение

Т а б л и ц а 25

Значения $P = \text{Вер} (m \leq m') = \sum_{i=0}^{m'} C_n^i p^i (1-p)^{n-i}$, умноженные
на 10^4

n	m' \ p	p						
		0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
5	0	9510	9039	8587	8153	7738	7339	6957
	1	9980	9962	9915	9852	9774	9681	9575
	2	—	—	9997	9994	9988	9980	9969
	3	—	—	—	—	—	—	9999
10	0	9044	8171	7374	6648	5987	5386	4840
	1	9957	9838	9655	9418	9139	8824	8483
	2	9999	9991	9972	9938	9885	9812	9717
	3	—	—	9999	9996	9990	9980	9964
	4	—	—	—	—	9999	9998	9997
15	0	8601	7386	6333	5421	4633	3953	3367
	1	9904	9647	9270	8809	8290	7738	7168
	2	9996	9970	9906	9797	9638	9429	9171
	3	—	9998	9992	9976	9945	9896	9825
	4	—	—	9999	9998	9994	9986	9972
	5	—	—	—	—	—	9999	9997
20	0	8179	6676	5438	4420	3585	2901	2342
	1	9831	9401	8802	8103	7358	6605	5869
	2	9990	9929	9790	9561	9245	8850	8390
	3	—	9994	9973	9926	9841	9710	9529
	4	—	—	9997	9990	9974	9944	9893
	5	—	—	—	9999	9997	9991	9981
	6	—	—	—	—	—	9999	9997
30	0	7397	5455	4010	2939	2146	1563	1134
	1	9639	8794	7731	6612	5535	4555	3694
	2	9967	9783	9399	8831	8122	7324	6488
	3	9998	9971	9881	9694	9392	8974	8450
	4	9999	9996	9982	9937	9844	9685	9447
	5	—	—	9997	9989	9967	9921	9838
	6	—	—	—	9999	9994	9983	9960
	7	—	—	—	—	9999	9997	9992
	8	—	—	—	—	—	9999	9999

Продолжение табл. 25

n	m' \ p	p						
		0,08	0,09	0,10	0,20	0,30	0,40	0,5
5	0	6591	6240	5905	3277	1681	778	31
	1	9466	9326	9185	7373	5282	3370	187
	2	9955	9937	9914	9421	8369	6826	500
	3	9998	9997	9995	9933	9692	9130	812
	4	—	—	—	9997	9976	9898	968
10	0	4344	3894	3487	1074	282	60	1
	1	8121	7746	7361	3758	1493	464	10
	2	9599	9460	9298	6778	3828	1673	54
	3	9942	9912	9872	8791	6496	3823	171
	4	9994	9990	9984	9672	8497	6331	377
	5	—	9999	9999	9936	9527	8338	623
	6	—	—	—	9991	9894	9452	828
	7	—	—	—	9999	9984	9877	945
	8	—	—	—	—	9999	9983	989
	9	—	—	—	—	—	9999	999
15	0	2863	2430	2059	352	47	5	
	1	6597	6035	5490	1671	353	52	
	2	8870	8531	8159	3980	1268	271	3
	3	9727	9601	9445	6482	2969	905	17
	4	9950	9918	9873	8358	5155	2173	59
	5	9993	9987	9978	9389	7216	4032	150
	6	9999	9999	9997	9819	8689	6098	303
	7	—	—	—	9958	9500	7869	500
	8	—	—	—	9992	9848	9050	696
	9	—	—	—	9999	9963	9662	849
	10	—	—	—	—	9993	9907	940
	11	—	—	—	—	9999	9981	983
	12	—	—	—	—	—	9997	996
	13	—	—	—	—	—	—	999

Продолжение табл. 25

n	p								
	m'		0,08	0,09	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
20	0		1887	1516	1216	115	8	0	0
	1		5169	4516	3917	692	76	5	0
	2		7879	7334	6769	2061	355	36	2
	3		9294	9007	8670	4114	1071	160	13
	4		9817	9710	9568	6296	2375	510	59
	5		9962	9932	9887	8042	4164	1256	207
	6		9994	9987	9976	9133	6080	2500	577
	7		9999	9998	9996	9679	7723	4159	1316
	8		—	—	9999	9900	8867	5956	2517
	9		—	—	—	9974	9520	7553	4119
	10		—	—	—	9994	9829	8725	5881
	11		—	—	—	9999	9949	9435	7483
	12		—	—	—	—	9987	9790	8684
	13		—	—	—	—	9997	9935	9423
14		—	—	—	—	—	9984	9793	
30	0		820	591	424	12	0	0	0
	1		2958	2343	1837	105	3	0	0
	2		5654	4855	4114	442	21	0	0
	3		7842	7175	6474	1227	93	3	0
	4		9126	8723	8245	2552	302	15	0
	5		9707	9519	9268	4275	766	57	2
	6		9918	9848	9742	6070	1595	172	7
	7		9980	9959	9922	7608	2814	435	26
	8		9996	9990	9980	8713	4315	940	81
	9		9999	9998	9995	9389	5888	1763	214
	10		—	—	9999	9744	7304	2915	494
	11		—	—	—	9905	8407	4311	1002
	12		—	—	—	9969	9155	5785	1808
	13		—	—	—	9991	9599	7145	2923
	14		—	—	—	9998	9831	8246	4278
	15		—	—	—	—	9936	9029	5722
	16		—	—	—	—	9979	9519	7077
	17		—	—	—	—	9994	9798	8192
18		—	—	—	—	9998	9917	8998	

Таблица 26

Значения $P'_n = 1 - (1 - p)^n$, умноженные на 10^4

$p \backslash n$	2	3	4	5	6	7
0,01	199	297	394	490	585	679
0,02	396	588	776	961	1142	1319
0,03	591	873	1147	1413	1670	1920
0,04	784	1153	1507	1846	2172	2486
0,05	975	1426	1855	2262	2649	3017
0,06	1164	1694	2193	2661	3101	3515
0,07	1351	1956	2520	3043	3530	3983
0,08	1536	2213	2836	3409	3937	4422
0,09	1719	2464	3143	3760	4321	4832
0,10	1900	2710	3439	4095	4686	5217
0,11	2079	2950	3726	4416	5030	5577
0,12	2256	3185	4003	4723	5356	5913
0,13	2431	3415	4271	5016	5664	6228
0,14	2604	3639	4530	5296	5954	6521
0,15	2775	3859	4780	5563	6229	6794
0,16	2944	4073	5021	5818	6487	7049
0,17	3111	4282	5254	6061	6731	7286
0,18	3276	4486	5479	6293	6960	7507
0,19	3439	4686	5695	6513	7176	7712
0,20	3600	4880	5904	6723	7379	7903
0,21	3759	5070	6105	6923	7569	8080
0,22	3916	5255	6299	7113	7748	8243
0,23	4071	5435	6485	7293	7916	8395
0,24	4224	5610	6664	7465	8073	8536
0,25	4375	5781	6836	7627	8220	8665
0,26	4524	5948	7001	7781	8358	8785
0,27	4671	6110	7160	7927	8487	8895
0,28	4816	6268	7313	8065	8607	8997
0,29	4959	6421	7459	8196	8719	9091
0,30	5100	6570	7599	8319	8824	9177
0,31	5239	6715	7733	8436	8921	9255
0,32	5376	6856	7862	8546	9011	9328

Продолжение табл. 26'

$p \backslash n$	2	3	4	5	6	7
0,33	5511	6992	7985	8650	9095	9394
0,34	5644	7125	8103	8748	9174	9455
0,35	5775	7254	8215	8840	9246	9510
0,36	5904	7379	8322	8926	9313	9560
0,37	6031	7499	8425	9008	9375	9606
0,38	6156	7617	8522	9084	9432	9648
0,39	6279	7730	8615	9155	9485	9686
0,40	6400	7840	8704	9222	9533	9720
0,41	6519	7946	8788	9285	9578	9751
0,42	6636	8049	8868	9344	9619	9779
0,43	6751	8148	8944	9398	9657	9805
0,44	6864	8244	9017	9449	9692	9827
0,45	6975	8336	9085	9497	9723	9848
0,46	7084	8425	9150	9541	9752	9866
0,47	7191	8511	9211	9582	9778	9883
0,48	7296	8593	9269	9620	9802	9897
0,49	7399	8674	9324	9655	9824	9910
0,50	7500	8750	9375	9688	9844	9922
0,51	7599	8824	9424	9718	9862	9932
0,52	7696	8894	9469	9745	9878	9941
0,53	7791	8962	9512	9771	9892	9949
0,54	7884	9027	9552	9794	9905	9956
0,55	7975	9089	9590	9816	9917	9963
0,56	8064	9148	9625	9835	9927	9968
0,57	8151	9205	9658	9853	9937	9973
0,58	8236	9259	9689	9870	9945	9977
0,59	8319	9311	9717	9884	9953	9981
0,60	8400	9360	9744	9898	9959	9984
0,61	8479	9407	9769	9910	9965	9986
0,62	8556	9451	9792	9921	9970	9989
0,63	8631	9494	9813	9931	9974	9991
0,64	8704	9533	9832	9939	9978	9992
0,65	8775	9571	9850	9948	9982	9994

Продолжение табл. 26

$p \backslash n$	2	3	4	5	6	7
0,66	8844	9607	9866	9955	9985	9995
0,67	8911	9641	9881	9961	9987	9996
0,68	8976	9672	9895	9966	9989	9997
0,69	9039	9702	9908	9971	9991	9997
0,70	9100	9730	9919	9976	9993	9998
0,71	9159	9756	9929	9980	9994	9998
0,72	9216	9781	9939	9983	9995	9999
0,73	9271	9803	9947	9986	9996	—
0,74	9324	9824	9954	9988	9997	—
0,75	9375	9844	9961	9990	9998	—
0,76	9424	9862	9967	9992	9998	—
0,77	9471	9878	9972	9994	9999	—
0,78	9516	9894	9977	9995	9999	—
0,79	9559	9907	9981	9996	—	—
0,80	9600	9920	9984	9997	—	—
0,81	9639	9931	9987	9997	—	—
0,82	9676	9942	9989	9998	—	—
0,83	9711	9951	9992	9999	—	—
0,84	9744	9959	9993	—	—	—
0,85	9775	9966	9995	—	—	—
0,86	9804	9973	9996	—	—	—
0,87	9831	9978	9997	—	—	—
0,88	9856	9983	9998	—	—	—
0,89	9879	9987	9998	—	—	—
0,90	9900	9990	9999	—	—	—
0,91	9919	9993	—	—	—	—
0,92	9936	9995	—	—	—	—
0,93	9951	9997	—	—	—	—
0,94	9964	9998	—	—	—	—
0,95	9975	9999	—	—	—	—
0,96	9984	—	—	—	—	—
0,97	9991	—	—	—	—	—
0,98	9996	—	—	—	—	—

Т а б л и ц а 27

Значения K в уравнении $1 - (1 - p)^n = (1 + 0,001 K) \cdot (1 - e^{-np})$

np \ n	5	10	15	20	30	50	100
0	0	0	0	0	0	0	0
0,10	9	5	3	2	1	1	0
0,20	19	9	6	4	2	2	1
0,30	27	13	8	6	4	3	1
0,40	34	17	10	8	5	3	2
0,50	41	20	12	10	6	4	2
0,60	47	23	15	11	7	4	2
0,70	52	25	16	12	8	5	2
0,80	57	27	17	13	8	5	3
0,90	60	29	19	14	9	6	3
1,00	64	30	20	15	9	6	3
1,20	68	32	21	16	10	6	3
1,40	70	34	22	16	11	6	3
1,60	71	34	22	17	11	6	3
1,80	69	33	22	16	11	6	3
2,00	67	32	22	16	11	6	3
2,20	63	31	20	15	10	6	3
2,40	58	29	19	14	10	6	3
2,60	53	27	18	14	9	5	2
2,80	47	25	17	13	8	5	2
3,00	42	23	15	12	8	5	2
3,50	29	17	12	9	6	4	2
4,00	18	12	9	7	5	3	1
4,50	11	9	6	5	4	2	1
5,00	7	6	4	4	3	2	1
6,00	—	2	2	2	1	1	0
7,00	—	1	1	1	1	0	0
8,00	—	0	0	0	0	0	0

Таблица 28
Биномиальные коэффициенты

$$C_n^m$$

$m \backslash n$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	6	10	15	21	28	36	45	55	66
3	4	10	20	35	56	84	120	165	220
4	1	5	15	35	70	126	210	330	495
5	—	1	6	21	56	126	252	462	792
6	—	—	1	7	28	84	210	462	924

$m \backslash n$	13	14	15	16	17	18
2	78	91	105	120	136	153
3	286	364	455	560	680	816
4	715	1 001	1 365	1 820	2 380	3 060
5	1 287	2 002	3 003	4 368	6 188	8 568
6	1 716	3 003	5 005	8 008	12 376	18 564
7	1 716	3 432	6 435	11 440	19 448	31 824
8	1 287	3 003	6 435	12 870	24 310	43 758
9	715	2 002	5 005	11 440	24 310	48 620

$m \backslash n$	19	20	21	22
2	171	190	210	231
3	969	1 140	1 330	1 540
4	3 876	4 845	5 985	7 315
5	11 628	15 504	20 349	26 334
6	27 132	38 760	54 264	74 613
				170 544
7	50 388	77 520	116 280	
8	75 582	125 970	203 490	319 770
9	92 378	167 960	293 930	497 420
10	92 378	184 756	352 716	646 646
11	75 582	167 960	352 716	705 432

$$C_n^0 = 1$$

$$C_n^1 = n$$

$$C_n^m = C_n^{n-m}$$

Таблица 29

Значения $p(x) = \frac{a^x}{x!} e^{-a}$

$x \backslash a$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007
0	9 990	9 980	9 970	9 960	9 950	9 940	9 930
1	0 ³ 999	0 ² 200	0 ² 299	0 ³ 398	0 ² 498	0 ² 596	0 ² 695
2	0 ⁶ 50	0 ⁵ 200	0 ⁵ 449	0 ⁵ 797	0 ⁴ 124	0 ⁴ 179	0 ⁴ 243
3	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁷ 4	0 ⁷ 6

$x \backslash a$	0,008	0,009	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050
0	9 920	9 910	9 900	9 802	9 704	9 608	9 512
1	0 ² 794	0 ² 892	0 ² 990	0 196	0 291	0 384	0 476
2	0 ⁴ 317	0 ⁴ 401	0 ⁴ 495	0 ³ 196	0 ³ 437	0 ³ 769	0 ² 119
3	0 ⁷ 8	0 ⁶ 12	0 ⁶ 16	0 ⁵ 131	0 ⁵ 437	0 ⁴ 102	0 ⁴ 198
4	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 10	0 ⁶ 25

$x \backslash a$	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,20	0,30
0	9418	9324	9231	9139	9048	8187	7408
1	0565	0653	0738	0823	0905	1637	2222
2	0 ² 170	0 ² 228	0 ² 295	0 ² 370	0 ² 452	0164	0333
3	0 ⁴ 339	0 ⁴ 533	0 ⁴ 788	0 ³ 111	0 ³ 151	0 ² 109	0 ² 333
4	0 ⁶ 51	0 ⁶ 93	0 ⁵ 158	0 ⁵ 250	0 ⁵ 377	0 ⁴ 546	0 ³ 250
5	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁷ 4	0 ⁷ 8	0 ⁵ 218	0 ⁴ 150
6	—	—	—	—	—	0 ⁷ 7	0 ⁶ 75

$x \backslash a$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	6703	6065	5488	4966	4493	4066	3679
1	2681	3033	3293	3476	3595	3659	3679
2	0536	0758	0988	1217	1438	1647	1839
3	0 ² 715	0126	0198	0284	0383	0494	0613
4	0 ³ 715	0 ² 158	0 ² 296	0 ² 497	0 ² 767	0111	0153
5	0 ⁴ 572	0 ³ 158	0 ³ 356	0 ³ 696	0 ² 123	0 ² 200	0 ² 307
6	0 ⁵ 381	0 ⁴ 132	0 ⁴ 356	0 ⁴ 811	0 ³ 164	0 ³ 300	0 ³ 511
7	0 ⁶ 22	0 ⁶ 94	0 ⁵ 305	0 ⁵ 811	0 ⁴ 187	0 ⁴ 386	0 ⁴ 730
8	—	0 ⁷ 6	0 ⁶ 23	0 ⁶ 71	0 ⁵ 187	0 ⁵ 434	0 ⁵ 912
9	—	—	—	0 ⁷ 6	0 ⁶ 17	0 ⁶ 43	0 ⁵ 101
10	—	—	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 10

Для малых a

$$p(0) = 1 - a, \quad p(1) = a(1 - a), \quad p(2) = \frac{1}{2} a^2$$

Продолжение табл. 29

$x \backslash a$	2	3	4	5	6	7	8
0	1353	0498	0183	0 ² 674	0 ² 248	0 ³ 912	0 ³ 335
1	2707	1494	0733	0337	0149	0 ² 638	0 ² 268
2	2707	2240	1465	0842	0446	0223	0107
3	1804	2240	1954	1404	0892	0521	0286
4	0902	1680	1954	1755	1339	0912	0573
5	0361	1008	1563	1755	1606	1277	0916
6	0120	0504	1042	1462	1606	1490	1221
7	0 ² 344	0216	0595	1044	1377	1490	1396
8	0 ³ 859	0 ² 810	0298	0653	1033	1304	1396
9	0 ³ 191	0 ² 270	0132	0363	0688	1014	1241
10	0 ⁴ 382	0 ³ 810	0 ² 529	0181	0413	0710	0993
11	0 ⁵ 694	0 ³ 221	0 ² 192	0 ² 824	0225	0452	0722
12	0 ⁵ 116	0 ⁴ 525	0 ³ 642	0 ² 343	0113	0263	0481
13	0 ⁶ 18	0 ⁴ 127	0 ³ 197	0 ² 132	0 ² 520	0142	0296
14	0 ⁷ 3	0 ⁵ 273	0 ⁴ 564	0 ³ 472	0 ² 223	0 ² 709	0169
15	—	0 ⁶ 55	0 ⁴ 150	0 ³ 157	0 ³ 891	0 ² 331	0 ² 903
16	—	0 ⁶ 10	0 ⁵ 376	0 ⁴ 491	0 ³ 334	0 ² 145	0 ² 451
17	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 88	0 ⁴ 144	0 ³ 118	0 ³ 596	0 ² 212
18	—	—	0 ⁶ 20	0 ⁵ 401	0 ⁴ 393	0 ³ 232	0 ³ 944
19	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁵ 106	0 ⁴ 124	0 ⁴ 854	0 ³ 397
20	—	—	—	0 ⁶ 26	0 ⁵ 373	0 ⁴ 299	0 ³ 159
21	—	—	—	0 ⁷ 6	0 ⁵ 106	0 ⁵ 997	0 ⁴ 606
22	—	—	—	0 ⁷ 1	0 ⁶ 29	0 ⁵ 317	0 ⁴ 220
23	—	—	—	—	0 ⁷ 8	0 ⁶ 97	0 ⁵ 766
24	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 28	0 ⁵ 255
25	—	—	—	—	—	0 ⁷ 8	0 ⁶ 82
26	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 25
27	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 7
28	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2

Продолжение табл. 29

$x \backslash a$	9	10	11	12	13	14	15
0	0 ³ 123	0 ⁴ 454	0 ⁴ 167	0 ⁵ 614	0 ⁵ 226	0 ⁶ 83	0 ⁶ 31
1	0 ² 111	0 ³ 454	0 ³ 184	0 ⁴ 737	0 ⁴ 294	0 ⁴ 116	0 ⁵ 459
2	0 ² 500	0 ² 227	0 ² 101	0 ³ 442	0 ³ 191	0 ⁴ 815	0 ⁴ 344
3	0150	0 ² 757	0 ² 370	0 ² 177	0 ³ 828	0 ³ 380	0 ³ 172
4	0337	0189	0102	0 ² 531	0 ² 269	0 ² 133	0 ³ 645
5	0607	0378	0224	0127	0 ² 699	0 ² 373	0 ² 194
6	0911	0631	0411	0255	0152	0 ² 870	0 ² 484
7	1171	0901	0646	0437	0281	0174	0104
8	1318	1126	0888	0655	0457	0304	0194
9	1318	1251	1085	0874	0661	0473	0324
10	1186	1251	1194	1048	0859	0663	0486
11	0970	1137	1194	1144	1015	0844	0663
12	0728	0948	1094	1144	1099	0984	0829
13	0504	0729	0926	1056	1099	1060	0956
14	0324	0521	0728	0905	1021	1060	1024
15	0194	0347	0534	0724	0885	0989	1024
16	0109	0217	0367	0543	0719	0866	0960
17	0 ² 579	0128	0237	0383	0550	0713	0847
18	0 ² 289	0 ² 709	0145	0255	0397	0554	0706
19	0 ² 137	0 ² 373	0 ² 840	0161	0272	0409	0557
20	0 ³ 617	0 ² 187	0 ² 462	0 ² 968	0177	0286	0418
21	0 ³ 264	0 ³ 889	0 ² 242	0 ² 553	0109	0191	0299
22	0 ³ 108	0 ³ 404	0 ² 121	0 ² 302	0 ² 646	0121	0204
23	0 ⁴ 423	0 ³ 176	0 ³ 578	0 ² 157	0 ² 365	0 ² 738	0133
24	0 ⁴ 159	0 ⁴ 732	0 ³ 265	0 ³ 787	0 ² 198	0 ² 431	0 ² 830
25	0 ⁵ 571	0 ⁴ 293	0 ³ 117	0 ³ 378	0 ² 103	0 ² 241	0 ² 498
26	0 ⁵ 198	0 ⁴ 113	0 ⁴ 494	0 ³ 174	0 ³ 514	0 ² 130	0 ² 287
27	0 ⁶ 66	0 ⁵ 417	0 ⁴ 201	0 ⁴ 775	0 ³ 248	0 ³ 674	0 ² 160
28	0 ⁶ 21	0 ⁵ 149	0 ⁵ 790	0 ⁴ 332	0 ³ 115	0 ³ 337	0 ³ 855
29	0 ⁷ 7	0 ⁶ 51	0 ⁵ 300	0 ⁴ 137	0 ⁴ 515	0 ³ 163	0 ³ 442
30	0 ⁷ 2	0 ⁶ 17	0 ⁵ 110	0 ⁵ 550	0 ⁴ 223	0 ⁴ 759	0 ³ 221
31	—	0 ⁷ 6	0 ⁶ 39	0 ⁵ 213	0 ⁵ 936	0 ⁴ 343	0 ³ 107
32	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 13	0 ⁶ 80	0 ⁵ 380	0 ⁴ 150	0 ⁴ 502
33	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 29	0 ⁵ 150	0 ⁵ 636	0 ⁴ 228

Продолжение табл. 29

$x \backslash a$	16	17	18	19	20	22	24
0	0 ⁶ 11	0 ⁷ 4	0 ⁷ 2	0 ⁷ 1	—	—	—
1	0 ⁵ 180	0 ⁶ 70	0 ⁶ 27	0 ⁶ 11	0 ⁷ 4	0 ⁷ 1	—
2	0 ⁴ 144	0 ⁵ 598	0 ⁵ 247	0 ⁵ 101	0 ⁶ 41	0 ⁷ 7	0 ⁷ 1
3	0 ⁴ 768	0 ⁴ 339	0 ⁴ 148	0 ⁵ 640	0 ⁵ 275	0 ⁶ 50	0 ⁷ 9
4	0 ³ 307	0 ³ 144	0 ⁴ 666	0 ⁴ 304	0 ⁴ 137	0 ⁵ 272	0 ⁶ 52
5	0 ³ 983	0 ³ 490	0 ³ 240	0 ³ 116	0 ⁴ 550	0 ⁴ 120	0 ⁵ 250
6	0 ² 262	0 ² 139	0 ³ 719	0 ³ 366	0 ³ 183	0 ⁴ 439	0 ⁴ 100
7	0 ² 599	0 ² 337	0 ² 185	0 ³ 994	0 ³ 523	0 ³ 138	0 ⁴ 343
8	0120	0 ² 716	0 ² 416	0 ² 236	0 ² 131	0 ³ 380	0 ³ 103
9	0213	0135	0 ² 833	0 ² 498	0 ² 291	0 ³ 928	0 ³ 275
10	0341	0230	0150	0 ² 947	0 ² 582	0 ² 204	0 ³ 660
11	0496	0355	0245	0164	0106	0 ² 408	0 ² 144
12	0661	0504	0368	0259	0176	0 ² 749	0 ² 288
13	0814	0658	0509	0378	0271	0127	0 ² 531
14	0930	0800	0655	0514	0387	0199	0 ² 911
15	0992	0906	0786	0650	0516	0292	0146
16	0992	0963	0884	0772	0646	0401	0219
17	0934	0963	0936	0863	0760	0520	0309
18	0830	0909	0936	0911	0844	0635	0412
19	0699	0814	0887	0911	0888	0735	0520
20	0559	0692	0798	0866	0888	0809	0624
21	0426	0560	0684	0783	0846	0847	0713
22	0310	0433	0560	0676	0769	0847	0778
23	0216	0320	0438	0559	0669	0810	0812
24	0144	0226	0328	0442	0557	0743	0812
25	0 ² 920	0154	0237	0336	0446	0654	0779
26	0 ² 566	0101	0164	0246	0343	0553	0719
27	0 ² 335	0 ² 634	0109	0173	0254	0451	0639
28	0 ² 192	0 ² 385	0 ² 702	0117	0181	0354	0548
29	0 ² 106	0 ² 226	0 ² 436	0 ² 769	0125	0269	0453
30	0 ³ 564	0 ² 128	0 ² 261	0 ² 487	0 ² 834	0197	0363
31	0 ³ 291	0 ³ 701	0 ² 152	0 ² 298	0 ² 538	0140	0281
32	0 ³ 146	0 ³ 373	0 ³ 854	0 ² 177	0 ² 336	0 ² 961	0211
33	0 ⁴ 706	0 ³ 192	0 ³ 466	0 ² 102	0 ² 204	0 ² 641	0153

Таблица 30

$$\text{Значения } q(x) = \sum_{i=x}^{\infty} \frac{1}{i!} a^i e^{-a}$$

$x \backslash a$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007
1	0 ³ 999	0 ² 200	0 ² 300	0 ² 399	0 ² 499	0 ² 598	0 ² 698
2	0 ⁶ 50	0 ⁵ 200	0 ⁵ 449	0 ⁵ 798	0 ⁴ 125	0 ⁴ 179	0 ⁴ 244
3	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁷ 4	0 ⁷ 6

$x \backslash a$	0,008	0,009	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050
1	0 ² 797	0 ² 896	0 ² 995	0 ¹ 98	0 ² 96	0 ³ 92	0 ⁴ 88
2	0 ⁴ 318	0 ⁴ 403	0 ⁴ 497	0 ³ 197	0 ³ 441	0 ³ 779	0 ² 121
3	0 ⁷ 8	0 ⁶ 12	0 ⁶ 17	0 ⁵ 131	0 ⁵ 440	0 ⁴ 104	0 ⁴ 201
4	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 10	0 ⁶ 25

$x \backslash a$	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,20	0,30
1	0 ⁵ 82	0 ⁶ 76	0 ⁷ 69	0 ⁸ 61	0 ⁹ 52	1 ⁸ 13	2 ⁵ 92
2	0 ² 173	0 ² 234	0 ² 303	0 ² 382	0 ² 468	0 ¹ 75	0 ³ 69
3	0 ⁴ 344	0 ⁴ 542	0 ⁴ 804	0 ³ 114	0 ³ 155	0 ² 115	0 ² 360
4	0 ⁶ 51	0 ⁶ 95	0 ⁵ 160	0 ⁵ 254	0 ⁵ 385	0 ⁴ 568	0 ³ 266
5	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁷ 5	0 ⁷ 8	0 ⁵ 226	0 ⁴ 158
6	—	—	—	—	—	0 ⁷ 7	0 ⁶ 78

$x \backslash a$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	3 ² 97	3 ⁹ 35	4 ⁵ 12	5 ⁰ 34	5 ⁵ 07	5 ⁹ 34	6 ³ 21
2	0 ⁶ 16	0 ⁹ 02	1 ² 19	1 ⁵ 58	1 ⁹ 12	2 ² 75	2 ⁶ 42
3	0 ² 793	0 ¹ 44	0 ² 31	0 ³ 41	0 ⁴ 74	0 ⁶ 29	0 ⁸ 03
4	0 ³ 776	0 ² 175	0 ² 336	0 ² 575	0 ² 908	0 ¹ 35	0 ¹ 90
5	0 ⁴ 612	0 ³ 172	0 ³ 394	0 ³ 786	0 ² 141	0 ² 234	0 ² 366
6	0 ⁵ 404	0 ⁴ 142	0 ⁴ 388	0 ⁴ 900	0 ³ 184	0 ³ 343	0 ³ 594
7	0 ⁶ 23	0 ⁵ 100	0 ⁵ 329	0 ⁵ 888	0 ⁴ 207	0 ⁴ 434	0 ⁴ 832
8	—	0 ⁷ 6	0 ⁶ 24	0 ⁶ 76	0 ⁵ 205	0 ⁵ 482	0 ⁴ 102
9	—	—	—	0 ⁷ 5	0 ⁶ 18	0 ⁶ 48	0 ⁵ 113
10	—	—	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 11

Для малых a

$$q(1) = a \left(1 - \frac{a}{2}\right), \quad q(2) = \frac{1}{2} a^2$$

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	2	3	4	5	6	7	8
1	8647	9502	9817	9933	9975	9991	9997
2	5940	8009	9084	9596	9826	9927	9970
3	3233	5768	7619	8753	9380	9704	9862
4	1429	3528	5665	7350	8488	9182	9576
5	0527	1847	3712	5595	7149	8270	9004
6	0166	0839	2149	3840	5543	6993	8088
7	0 ² 453	0335	1107	2378	3937	5503	6866
8	0 ² 110	0119	0511	1334	2560	4013	5470
9	0 ³ 237	0 ³ 380	0214	0681	1528	2709	4075
10	0 ⁴ 465	0 ² 110	0 ² 813	0318	0839	1695	2834
11	0 ⁵ 831	0 ³ 292	0 ² 284	0137	0426	0985	1841
12	0 ⁵ 136	0 ⁴ 714	0 ³ 915	0 ² 545	0201	0533	1119
13	0 ⁶ 21	0 ⁴ 162	0 ³ 274	0 ² 202	0 ² 883	0270	0638
14	0 ⁷ 3	0 ⁵ 340	0 ⁴ 763	0 ³ 698	0 ² 363	0128	0342
15	—	0 ⁶ 67	0 ⁴ 199	0 ³ 226	0 ² 140	0 ² 572	0173
16	—	0 ⁶ 12	0 ⁵ 489	0 ⁴ 690	0 ³ 509	0 ² 241	0 ² 823
17	—	0 ⁷ 2	0 ⁵ 113	0 ⁴ 199	0 ³ 175	0 ³ 958	0 ² 372
18	—	—	0 ⁶ 25	0 ⁵ 542	0 ⁴ 569	0 ³ 362	0 ² 159
19	—	—	0 ⁷ 5	0 ⁵ 140	0 ⁴ 176	0 ³ 130	0 ³ 650
20	—	—	—	0 ⁶ 35	0 ⁵ 518	0 ⁴ 444	0 ³ 253
21	—	—	—	0 ⁷ 8	0 ⁵ 146	0 ⁴ 145	0 ⁴ 940
22	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 39	0 ⁵ 453	0 ⁴ 334
23	—	—	—	—	0 ⁶ 10	0 ⁵ 135	0 ⁴ 114
24	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 39	0 ⁵ 373
25	—	—	—	—	—	0 ⁶ 11	0 ⁵ 117
26	—	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 36
27	—	—	—	—	—	—	0 ⁶ 10
28	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 3

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	9	10	11	12	13	14	15
1	9999	—	—	—	—	—	—
2	9988	9995	9998	9999	—	—	—
3	9938	9972	9988	9995	9998	9999	—
4	9788	9897	9951	9977	9989	9995	9998
5	9450	9707	9849	9924	9963	9982	9991
6	8843	9329	9625	9797	9893	9945	9972
7	7932	8699	9214	9542	9741	9858	9924
8	6761	7798	8568	9105	9460	9684	9820
9	5443	6672	7680	8450	9002	9379	9626
10	4126	5421	6595	7576	8342	8906	9301
11	2940	4170	5401	6528	7483	8243	8815
12	1970	3032	4207	5384	6468	7400	8152
13	1242	2084	3113	4240	5369	6415	7324
14	0739	1355	2187	3185	4270	5355	6368
15	0415	0835	1460	2280	3249	4296	5343
16	0220	0487	0926	1556	2364	3306	4319
17	0111	0270	0559	1013	1645	2441	3359
18	0 ² 532	0143	0322	0630	1095	1728	2511
19	0 ² 243	0 ² 719	0177	0374	0698	1174	1805
20	0 ² 106	0 ² 345	0 ² 929	0213	0427	0765	1248

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	9	10	11	12	13	14	15
20	0 ² 106	0 ² 345	0 ² 929	0213	0427	0765	1248
21	0 ³ 439	0 ² 159	0 ² 467	0116	0250	0479	0830
22	0 ³ 175	0 ³ 700	0 ² 225	0 ² 607	0141	0288	0531
23	0 ⁴ 668	0 ³ 296	0 ² 104	0 ² 305	0 ² 762	0167	0327
24	0 ⁴ 245	0 ³ 120	0 ³ 464	0 ² 147	0 ² 397	0 ² 933	0195
25	0 ⁵ 865	0 ⁴ 470	0 ³ 199	0 ³ 686	0 ² 199	0 ² 502	0112
26	0 ⁵ 294	0 ⁴ 177	0 ⁴ 820	0 ³ 308	0 ³ 966	0 ² 261	0 ² 618
27	0 ⁶ 96	0 ⁵ 642	0 ⁴ 327	0 ³ 133	0 ³ 452	0 ² 131	0 ² 331
28	0 ⁶ 31	0 ⁵ 225	0 ⁴ 126	0 ⁴ 558	0 ³ 204	0 ³ 635	0 ² 172
29	0 ⁷ 9	0 ⁶ 76	0 ⁵ 468	0 ⁴ 226	0 ⁴ 894	0 ³ 298	0 ³ 861
30	0 ⁷ 3	0 ⁶ 25	0 ⁵ 169	0 ⁵ 887	0 ⁴ 379	0 ³ 136	0 ³ 418
31	—	0 ⁷ 8	0 ⁶ 59	0 ⁵ 337	0 ⁴ 156	0 ⁴ 599	0 ³ 197
32	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 20	0 ⁵ 124	0 ⁵ 621	0 ⁴ 257	0 ⁴ 903
33	—	—	0 ⁷ 7	0 ⁶ 45	0 ⁵ 240	0 ⁴ 107	0 ⁴ 402
34	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 15	0 ⁶ 90	0 ⁵ 432	0 ⁴ 174
35	—	—	—	0 ⁷ 5	0 ⁶ 33	0 ⁵ 170	0 ⁵ 730
36	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 12	0 ⁶ 65	0 ⁵ 299
37	—	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 24	0 ⁵ 119
38	—	—	—	—	—	0 ⁷ 9	0 ⁶ 46
39	—	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 18
40	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 6
41	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	16	17	18	19	20	22	24
4	9999	—	—	—	—	—	—
5	9996	9998	9999	—	—	—	—
6	9986	9993	9997	9998	9999	—	—
7	9960	9979	9990	9995	9997	9999	—
8	9900	9946	9971	9985	9992	9998	—
9	9780	9874	9929	9961	9979	9994	9998
10	9567	9739	9846	9911	9950	9985	9996
11	9226	9509	9696	9817	9892	9965	9989
12	8730	9153	9451	9653	9786	9924	9975
13	8069	8650	9083	9394	9610	9849	9946
14	7255	7991	8574	9016	9339	9722	9893
15	6325	7192	7919	8503	8951	9523	9802
16	5333	6285	7133	7852	8435	9231	9656
17	4340	5323	6249	7080	7789	8830	9437
18	3407	4360	5314	6216	7030	8310	9129
19	2577	3450	4378	5305	6186	7675	8717
20	1878	2637	3491	4394	5297	6940	8197
21	1318	1945	2693	3528	4409	6131	7574
22	0892	1385	2009	2745	3563	5284	6861
23	0582	0953	1449	2069	2794	4436	6083
24	0367	0633	1011	1510	2125	3626	5272
25	0223	0406	0683	1067	1568	2883	4460
26	0131	0252	0446	0731	1122	2229	3681
27	0 ² 746	0152	0282	0486	0779	1676	2962
28	0 ² 411	0 ² 883	0173	0313	0525	1225	2323

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	16	17	18	19	20	22	24
29	0 ² 219	0 ² 498	0103	0195	0343	0871	1775
30	0 ² 113	0 ² 273	0 ² 594	0118	0218	0602	1321
31	0 ³ 567	0 ² 145	0 ² 333	0 ² 698	0135	0405	0958
32	0 ³ 276	0 ³ 747	0 ² 181	0 ² 400	0 ² 809	0265	0678
33	0 ³ 131	0 ³ 375	0 ³ 960	0 ² 223	0 ² 473	0169	0467
34	0 ⁴ 601	0 ³ 183	0 ³ 494	0 ² 121	0 ² 269	0105	0314
35	0 ⁴ 269	0 ⁴ 866	0 ³ 248	0 ³ 637	0 ² 149	0 ² 636	0206
36	0 ⁴ 117	0 ⁴ 400	0 ³ 121	0 ³ 327	0 ³ 804	0 ² 376	0132
37	0 ⁵ 498	0 ⁴ 180	0 ⁴ 575	0 ³ 164	0 ³ 423	0 ² 216	0 ² 821
38	0 ⁵ 206	0 ⁵ 791	0 ⁴ 267	0 ⁴ 802	0 ³ 217	0 ² 121	0 ² 501
39	0 ⁶ 83	0 ⁵ 339	0 ⁴ 121	0 ⁴ 382	0 ³ 109	0 ³ 667	0 ² 298
40	0 ⁶ 33	0 ⁵ 142	0 ⁵ 534	0 ⁴ 178	0 ⁴ 532	0 ³ 357	0 ² 173
41	0 ⁶ 13	0 ⁶ 58	0 ⁵ 230	0 ⁵ 809	0 ⁴ 254	0 ³ 187	0 ³ 987
42	0 ⁷ 5	0 ⁶ 23	0 ⁶ 97	0 ⁵ 360	0 ⁴ 119	0 ⁴ 958	0 ⁵ 549
43	0 ⁷ 2	0 ⁷ 9	0 ⁶ 40	0 ⁵ 156	0 ⁵ 543	0 ⁴ 480	0 ³ 299
44	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 16	0 ⁶ 66	0 ⁵ 242	0 ⁴ 235	0 ³ 159
45	—	—	0 ⁷ 6	0 ⁶ 28	0 ⁵ 106	0 ⁴ 113	0 ⁴ 830
46	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 11	0 ⁶ 45	0 ⁵ 530	0 ⁴ 424
47	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 19	0 ⁵ 244	0 ⁴ 212
48	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁷ 8	0 ⁵ 110	0 ⁴ 104
49	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 49	0 ⁵ 502
50	—	—	—	—	—	0 ⁶ 21	0 ⁵ 237
51	—	—	—	—	—	0 ⁷ 9	0 ⁵ 110
52	—	—	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 50
53	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 22
54	—	—	—	—	—	—	0 ⁶ 10
55	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 4
56	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	26	28	30	32	34	36	38
34	0751	1495	2555	3850	5228	6530	7635
35	0528	1121	2027	3208	4546	5885	7086
36	0363	0822	1574	2621	3883	5222	6490
37	0244	0589	1196	2099	3256	4558	5862
38	0160	0413	0890	1648	2681	3913	5216
39	0103	0283	0648	1268	2166	3301	4570
40	0 ² 643	0190	0463	0956	1717	2737	3941
41	0 ³ 394	0125	0323	0707	1336	2229	3343
42	0 ² 236	0 ² 801	0221	0512	1019	1783	2789
43	0 ² 139	0 ² 504	0148	0364	0763	1401	2288
44	0 ³ 798	0 ² 311	0 ² 974	0253	0561	1081	1845
45	0 ³ 450	0 ² 188	0 ² 627	0173	0404	0819	1462
46	0 ³ 248	0 ² 111	0 ² 396	0116	0286	0609	1139
47	0 ³ 134	0 ³ 644	0 ² 245	0 ² 762	0199	0445	0872
48	0 ⁴ 711	0 ³ 367	0 ² 149	0 ² 491	0136	0320	0657
49	0 ⁴ 370	0 ³ 205	0 ³ 887	0 ² 311	0 ² 908	0225	0486
50	0 ⁴ 189	0 ³ 112	0 ³ 519	0 ² 193	0 ² 597	0156	0353
52	0 ⁵ 464	0 ⁴ 318	0 ³ 168	0 ³ 708	0 ² 245	0 ² 712	0178
54	0 ⁵ 106	0 ⁵ 840	0 ⁴ 507	0 ³ 242	0 ³ 937	0 ² 303	0 ² 836
56	0 ⁶ 23	0 ⁵ 207	0 ⁴ 143	0 ⁴ 770	0 ³ 335	0 ² 121	0 ² 368
58	0 ⁷ 5	0 ⁶ 48	0 ⁵ 375	0 ⁴ 229	0 ³ 112	0 ³ 451	0 ² 152
60	—	0 ⁶ 10	0 ⁶ 93	0 ⁵ 641	0 ⁴ 352	0 ³ 158	0 ³ 590
62	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 21	0 ⁵ 168	0 ⁴ 104	0 ⁴ 520	0 ³ 215
64	—	—	0 ⁷ 5	0 ⁶ 42	0 ⁵ 288	0 ⁴ 161	0 ⁴ 741
66	—	—	—	0 ⁶ 10	0 ⁶ 75	0 ⁵ 470	0 ⁴ 240
68	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 19	0 ⁵ 130	0 ⁵ 736
70	—	—	—	—	0 ⁷ 4	0 ⁶ 34	0 ⁵ 213
72	—	—	—	—	—	0 ⁷ 8	0 ⁶ 59
74	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 15
76	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 4

Продолжение табл. 30

$x \backslash a$	40	43	46	49	52	55	60
49	0925	1986	3484	5190	6799	8083	9350
50	0703	1604	2967	4621	6279	7678	9156
52	0387	1000	2062	3528	5184	6752	8649
54	0200	0586	1353	2556	4090	5716	7976
56	0 ² 968	0323	0838	1755	3075	4642	7145
58	0 ² 440	0168	0490	1142	2199	3606	6192
60	0 ² 188	0 ² 818	0270	0703	1494	2673	5172
62	0 ³ 756	0 ² 377	0141	0409	0964	1889	4151
64	0 ³ 287	0 ² 164	0 ² 692	0226	0590	1271	3196
66	0 ³ 103	0 ³ 672	0 ² 322	0118	0343	0814	2355
68	0 ⁴ 347	0 ³ 261	0 ² 142	0 ² 585	0189	0496	1660
70	0 ⁴ 111	0 ⁴ 958	0 ³ 593	0 ² 275	0 ² 993	0288	1118
72	0 ⁵ 336	0 ⁴ 334	0 ³ 235	0 ² 123	0 ² 495	0159	0719
74	0 ⁶ 97	0 ⁴ 110	0 ⁴ 885	0 ³ 522	0 ² 235	0 ² 836	0442
76	0 ⁶ 26	0 ⁵ 347	0 ⁴ 317	0 ³ 211	0 ² 106	0 ² 419	0260
78	0 ⁷	0 ⁵ 104	0 ⁴ 108	0 ⁴ 810	0 ³ 457	0 ² 201	0146
80	0 ⁷ 2	0 ⁶ 30	0 ⁵ 350	0 ⁴ 297	0 ³ 188	0 ³ 916	0 ² 782
82	—	0 ⁷ 8	0 ⁵ 108	0 ⁴ 104	0 ⁴ 736	0 ³ 400	0 ² 401
84	—	0 ⁷ 2	0 ⁶ 32	0 ⁵ 347	0 ⁴ 276	0 ³ 167	0 ² 197
86	—	—	0 ⁷ 9	0 ⁵ 111	0 ⁵ 987	0 ⁴ 664	0 ³ 927
88	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 34	0 ⁵ 338	0 ⁴ 254	0 ³ 418
90	—	—	—	0 ⁶ 10	0 ⁵ 111	0 ⁵ 928	0 ³ 181
92	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 35	0 ⁵ 325	0 ⁴ 748
94	—	—	—	—	0 ⁶ 11	0 ⁵ 110	0 ⁴ 298
96	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁶ 35	0 ⁴ 114
98	—	—	—	—	—	0 ⁶ 11	0 ⁵ 419
100	—	—	—	—	—	0 ⁷ 3	0 ⁵ 148
102	—	—	—	—	—	—	0 ⁶ 51
104	—	—	—	—	—	—	0 ⁶ 17
106	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 5
108	—	—	—	—	—	—	0 ⁷ 2

Продолжение табл. 30

$a = 70$		$a = 80$		$a = 90$		$a = 100$	
x	q	x	q	x	q	x	q
81	1066	92	1012	102	1141	113	1072
82	0871	93	0836	103	0958	114	0905
83	0705	94	0684	104	0798	115	0759
84	0565	95	0555	105	0659	116	0632
85	0448	96	0446	106	0540	117	0522
86	0352	97	0356	107	0439	118	0428
87	0274	98	0281	108	0354	119	0349
88	0211	99	0220	109	0284	120	0282
89	0161	100	0171	110	0225	121	0227
90	0121	101	0132	111	0177	122	0181
91	0 ² 908	102	0100	112	0139	123	0143
92	0 ² 672	103	0 ² 760	113	0108	124	0112
93	0 ² 493	104	0 ² 570	114	0 ² 828	125	0 ² 877
94	0 ² 358	105	0 ² 424	115	0 ² 632	126	0 ² 680
95	0 ² 258	106	0 ² 312	116	0 ² 479	127	0 ² 523
96	0 ² 184	107	0 ² 228	117	0 ² 360	128	0 ² 399
97	0 ² 130	108	0 ² 165	118	0 ² 268	130	0 ² 228
98	0 ³ 906	109	0 ² 119	119	0 ² 199	132	0 ² 127
99	0 ³ 627	110	0 ³ 847	121	0 ² 106	134	0 ³ 685
100	0 ³ 430	111	0 ³ 599	123	0 ³ 553	136	0 ³ 360
101	0 ³ 293	112	0 ³ 420	125	0 ³ 279	138	0 ³ 184
102	0 ³ 197	114	0 ³ 201	127	0 ³ 136	140	0 ⁴ 916
103	0 ³ 132	116	0 ⁴ 932	129	0 ⁴ 648	142	0 ⁴ 444
105	0 ⁴ 571	118	0 ⁴ 418	131	0 ⁴ 299	144	0 ⁴ 210
107	0 ⁴ 239	120	0 ⁴ 182	133	0 ⁴ 134	146	0 ⁵ 964
109	0 ⁵ 964	122	0 ⁵ 767	135	0 ⁵ 584	148	0 ⁵ 432
111	0 ⁵ 376	124	0 ⁵ 313	137	0 ⁵ 247	150	0 ⁵ 189
113	0 ⁵ 142	126	0 ⁵ 124	139	0 ⁵ 102	152	0 ⁶ 80
115	0 ⁶ 52	128	0 ⁶ 48	141	0 ⁶ 41	154	0 ⁶ 33
117	0 ⁶ 18	130	0 ⁶ 18	143	0 ⁶ 16	156	0 ⁶ 14
119	0 ⁷ 6	132	0 ⁷ 7	145	0 ⁷ 6	158	0 ⁷ 5
121	0 ⁷ 2	134	0 ⁷ 2	147	0 ⁷ 2	160	0 ⁷ 2

Учебное издание

ГОЦ Александр Николаевич

НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ
И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебник

Издается в авторской редакции

Подписано в печать 14.06.22.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 22,32. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.