

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В. Н. Лой, С. Н. Пищов

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением учреждений высшего
образования Республики Беларусь по образованию
в области природопользования и лесного хозяйства
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальности
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»*

Минск 2012

УДК 630*36:62-192(075.8)
ББК 43.90я73
Л72

Рецензенты:

кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного
аграрно-технического университета;
доктор технических наук, главный конструктор специального
производства ПО «МТЗ», РУП «МТЗ» – начальник УКЭР-2
В. А. Коробкин

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или
ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образо-
вания «Белорусский государственный технологический университет».*

Лой, В. Н.

Л72 Обеспечение надежности машин и оборудования : учеб.-
метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01
«Машины и оборудование лесного комплекса» / В. Н. Лой,
С. Н. Пищов. – Минск : БГТУ, 2012. – 70 с.
ISBN 978-985-530-168-5.

В учебно-методическом пособии даны основные положения науки
о надежности машин и оборудования, причины потери их работоспо-
собности. Приведены методические указания и задания по определе-
нию основных показателей надежности узлов и агрегатов лесных ма-
шин и оборудования. Сформулированы мероприятия по обеспечению
высоких показателей надежности лесных машин и оборудования.

**УДК 630*36:62-192(075.8)
ББК 43.90я73**

ISBN 978-985-530-168-5 © УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2012
© Лой В. Н., Пищов С. Н., 2012

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время лесозаготовительные предприятия Республики Беларусь оснащаются современными многооперационными гидрофицированными лесными машинами с высоким техническим уровнем, который в значительной степени определяется надежностью [1]. Оценка надежности изделия – вопрос, на который должно обращать первостепенное внимание с момента производства до непосредственного использования любого технического устройства, в том числе и лесозаготовительного оборудования [2]. Опыт эксплуатации лесозаготовительных машин показывает, что эффективность их использования зависит в первую очередь от надежности, которая связана с повышением уровня автоматизации, уменьшением затрат на ремонт, снижением убытков от простоев, обеспечением безопасных условий труда оператора. Эти вопросы можно решить только с помощью инженерно-технических работников, которые в совершенстве владеют теоретическими и практическими вопросами надежности машин. Поэтому изучение научных основ надежности стало неотъемлемой частью учебного процесса в технических ВУЗах.

Ряд основных положений науки о надежности базируется на теории прочности и износостойкости деталей и материалов. Однако необходимо отметить, что если инженерные расчеты прочности, особенно с использованием компьютерных технологий моделирования, в настоящее время не проблематичны, то расчет долговечности в теории надежности машин представляет некоторые трудности, особенно с учетом главного критерия – износостойкости. Из-за износа деталей и сопряжений в 80 случаях из 100 оборудование теряет свою работоспособность.

Наука о надежности в настоящее время выделилась в самостоятельную дисциплину, которая изучает закономерности изменения показателей работоспособности изделий с течением времени, а также физическую природу отказов и разрабатывает методы, обеспечивающие необходимую долговечность и безотказность машин. Таким образом обеспечивается научный прогноз поведения машин и разрабатывается теория принятия оптимальных решений для получения требуемого уровня надежности.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Под надежностью понимается свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах все параметры, обеспечивающие требуемые функции в заданных условиях эксплуатации [3]. Надежность как свойство изделия сохранять работоспособность в течение заданного промежутка времени рассматривается как для случая непрерывной работы изделия (безотказность), так и в случае необходимых перерывов для технического обслуживания и ремонта (долговечность).

Во время эксплуатации машина подвергается воздействию внешней среды, влиянию процессов в ней самой, что ухудшает ее начальные характеристики. Данные процессы носят случайный характер, и поэтому для оценки надежности машин применяются методы теории вероятностей и математической статистики. Снижение показателей надежности машин приводит к большим затратам на ремонт, простоям [4, 5].

Надежность рассматривается применительно к техническим системам и их элементам.

Техническая система – совокупность совместно действующих элементов, предназначенная для самостоятельного выполнения заданных функций. Система состоит из элементов – простейших составных частей изделия (деталь, узел, агрегат).

Понятия элемента и системы трансформируются в зависимости от поставленной задачи. В этом смысле лесотехнологическое оборудование, автомобиль или трактор можно рассматривать как системы, состоящие из отдельных элементов (сборочных единиц). Сборочная единица также может рассматриваться как система, состоящая из деталей. При изучении надежности комплекса, например лесосечных машин, отдельная машина (трелевочный трактор, челюстной погрузчик) является элементом системы. Изделия, т. е. системы и их элементы, бывают ремонтируемыми (восстанавливаемыми) и неремонтируемыми (невосстанавливаемыми).

Ремонтируемые изделия: тракторы, автомобили, технологическое оборудование, а также их составные части (рамы, редукторы, отдельные детали и т. д.).

Неремонтируемые изделия: системы и их элементы, не подлежащие ремонту и восстановлению (поршневые кольца, тормоз-

ные накладки, фрикционные накладки сцепления, сальники и т. д.). Простые элементы, изготавливаемые массово, часто не подлежат восстановлению.

В зависимости от технического состояния одни и те же изношенные изделия могут быть восстанавливаемыми или невосстанавливаемыми. Например, коленчатый вал с трещинами (не восстанавливается) и без трещин (восстанавливается).

Обобщенное понятие «продукция» включает понятия изделия и продукта.

Изделие – продукция промышленного производства (штуки, экземпляры). Это могут быть системы и их элементы (трактор, сборочные единицы и детали, технологическое оборудование – гидроманипулятор, коник и т. д.).

Продукт – результат производственного процесса (древесина), измеряемый в килограммах, кубических метрах.

При эксплуатации изделий расходуется их **ресурс**. Для продуктов используется термин «**потребление**», так как в процессе использования продукты расходуются (например, нефтепродукты).

Качество продукции – совокупность свойств, т. е. объективных особенностей, проявляющихся при создании продукции, ее эксплуатации или потреблении, которыми обусловлена пригодность ее удовлетворению определенных потребностей в соответствии с назначением.

Качество лесных машин и оборудования определяется совокупностью присущих им свойств, и, прежде всего, теми из них, которые имеют важное значение для их производства и эксплуатации. Технически прогрессивные и экономически обоснованные нормативные свойства нового технического объекта указываются в техническом задании на его проектирование. Выявляются же они в процессе производства, эксплуатации и ремонта и не остаются постоянными, как и качество самого технического объекта. Новые конструкции машин должны создаваться с учетом степени их прогрессивности, определяемой такими показателями, как производительность, экономичность, конструктивность, технологичность, надежность, эргономичность. При этом должна быть возможность совершенствования основных свойств машин путем их модернизации.

Создаваемое лесопромышленное оборудование должно обеспечивать рост производительности труда с учетом возможного улучшения технико-эксплуатационных показателей оборудования (прежде всего скоростных показателей и грузоподъемности), автоматизации рабочих процессов [6, 7].

Производительность – объем продукции (работы), производимой в единицу времени данным оборудованием. Она зависит от конструктивных особенностей, технологической характеристики оборудования, производственной квалификации рабочих.

Окончательная оценка целесообразности применения нового оборудования должна производиться с учетом его **экономичности**.

Конструктивность лесной машины – это предельно возможная простота и целесообразность ее конструкции с учетом требований стандартизации узлов и деталей, прочности и надежности отдельных деталей, узлов и агрегатов.

Необходимо обеспечивать снижение трудоемкости изготовления деталей и сборки машин и оборудования, технологическую преемственность, т. е. **технологичность** конструкции.

Важное место отводится обеспечению **эстетичности** и **эргономичности** конструкции. Ее эстетичность определяется цельностью, соразмерностью, выразительностью формы изделия при полном соответствии функциям и назначению. Это создает благоприятные психологические условия работы обслуживающего персонала и способствует повышению производительности труда.

Согласно принципам инженерной психологии, конструкция машины должна рассматриваться в совокупности с антропометрическими показателями человека (оператора). Создание оптимального режима работы человека в системе «человек – машина» обеспечивается выполнением требований эргономичности машины. При этом должно соблюдаться удобство ее обслуживания и ремонта.

В обеспечении качества машин важное место отводится **стандартизации**. В ее задачи входит исключение нерационального многообразия видов и типоразмеров продукции. Стандартизация способствует упорядочению деятельности в определенной области, обеспечивает экономию при соблюдении условий эксплуатации и требований техники безопасности. Сущность ее состоит в организации производства стандартных узлов и деталей, которые являются массовыми, при снижении расхода материалов, трудоемкости изготовления и стоимости. Применение стандартизации удешевляет процесс создания машин и оборудования и сокращает их сроки и стоимость, при применении стандартных деталей и узлов отпадает необходимость в их конструировании и изготовлении. При специализированном производстве деталей и узлов упрощается ремонт, улучшается качество машин, повышается их надежность.

Агрегатирование – высшая ступень унификации. Применение этого метода заключается в создании машин путем использования стандартных или унифицированных деталей, узлов и агрегатов, обладающих геометрической и функциональной взаимозаменяемостью. Каждая новая машина создается путем компоновки и переконпоновки из уже имеющихся агрегатов и узлов и представляет собой оригинальную конструкцию.

Используются два способа агрегатирования. Первый – на основе базовой машины путем присоединения к ней отдельных агрегатов, он получил название *способа базового агрегата*. Второй заключается в присоединении друг к другу унифицированных агрегатов, называется *агрегатированием* и широко применяется в различных отраслях машиностроения. Агрегаты – автономные узлы – устанавливаются в различных комбинациях для создания механизмов, выполняющих разные функции. Для успешного применения этого метода необходим налаженный серийный выпуск таких узлов, как редукторы, коробки передач, дифференциальные механизмы и др.

Как агрегатирование, так и способ базового агрегата широко используются при создании машин и оборудования для лесной промышленности. Базовым агрегатом, как правило, служит серийное автомобильное или тракторное шасси. На шасси устанавливается технологическое оборудование различного назначения и конструкции: лебедки, манипуляторы, коники и т. п., а также узлы их привода и механизмы управления. Применение агрегатирования сокращает сроки проектирования машин и оборудования, снижает себестоимость их изготовления, улучшает использование производственных мощностей. Оно ускоряет переход на новые модели машин при повышении их качества, надежности и долговечности.

Надежность – важнейшая составляющая качества. Наука об измерении качества продукции называется *квалиметрией*. Показатель качества продукции – количественная характеристика.

Надежность характеризуется понятиями работоспособности, исправности (неисправности) и отказа [8].

Работоспособность – состояние изделия, при котором оно способно нормально выполнять заданные функции.

Исправность – состояние изделия, при котором оно удовлетворяет всем (не только основным, но и вспомогательным) требованиям. Исправное изделие обязательно работоспособно.

Неисправность – состояние изделия, при котором оно не соответствует хотя бы одному из требований технической докумен-

тации. Трелевочный трактор неисправен, если произошло снижение его производительности, превышающее допустимые пределы. Неисправное изделие может сохранять работоспособность. Например, задний мост трактора, имеющий изношенную шестерню. Мост производит шум, но его эксплуатационные показатели не вышли за пределы, установленные техническими условиями.

Различают неисправности, не приводящие к отказам и приводящие к отказам.

Отказ – событие, заключающееся в полной или частичной утрате работоспособности. Различают отказы функционирования и отказы параметрические.

Появление неисправности не всегда связано с возникновением отказа. Снижение мощности двигателя ниже установленного предела – отказ, т. е. автомобиль неисправен. Подтекание масла – неисправность, но не всегда отказ.

По происхождению отказы делятся на **конструкционные, технологические и эксплуатационные**.

Конструкционные отказы обусловлены несовершенством конструкции изделия (конструкцией валочно-пакетирующей машины, например, не предусмотрена защита агрегатов от возможности ударных нагрузок при валке деревьев). При этом возможно повреждение агрегатов и, как следствие, отказ.

Технологические возникают в результате неправильного применения технологических процессов при изготовлении деталей (отсутствие термообработки, нарушение последовательности сборки при изготовлении, неправильный выбор материалов и т. д.).

Эксплуатационные могут возникнуть как в нормальных условиях эксплуатации, так и при их нарушении (допущение перегрузок, неправильное включение рабочих органов машин и т. д.).

Причиной отказа может быть и нарушение правил технического обслуживания и ремонта. Отказы устраняют заменой деталей, их регулированием или очисткой (электроконтакты, гидросистема, топливопроводы). По сложности отказы делят на простые и сложные.

Простые отказы (обрыв или ослабление болтов и т. п.) устраняются с помощью инструментов и принадлежностей (постоянным комплектом).

Сложные отказы возникают из-за появления предельных износов, трещин и т. д.

По характеру проявления различают постепенные и внезапные, устойчивые и самоустраняющиеся отказы. **Постепенные**

отказы наступают в результате длительного, постепенного изменения параметров элементов. Им предшествуют стуки, нагрев и т. д. Наряду с механическим износом техника подвергается старению. *Износ* и *старение* – основные причины появления постепенных отказов. Их можно прогнозировать и предупреждать своевременной заменой деталей и узлов.

При *внезапных отказах* полная потеря работоспособности наступает неожиданно, мгновенно. Наступают они при нагрузках, превышающих прочность изделия.

Отказы могут быть *самоустраняющимися* (высыхание увлажнившихся тормозов), *устойчивыми* (увеличенный зазор в тормозах, который устраняется персоналом), *независимыми* (по любым причинам, но не вследствие другого отказа), *зависимыми* (когда причиной его является другой отказ: например, неисправность свечи зажигания приводит к отказу в работе всей системы зажигания и двигателя в целом).

По последствиям различают *опасные* и *безопасные* отказы.

Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

Наработка – продолжительность или объем выполненной работы объекта.

Безотказность – свойство изделия непрерывно сохранять работоспособность в течение заданной наработки. Это свойство особенно важно для машин, отказ в работе которых связан с опасностью для людей, с остановкой большого комплекса машин (например, отказ челюстного погрузчика в системе лесосечных машин), с остановкой автоматизированной линии и т. д.

Долговечность – свойство изделия длительно сохранять работоспособность до предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов. При достижении предельного состояния дальнейшая эксплуатация изделия невозможна вследствие снижения эффективности и безопасности. Для невосстанавливаемых изделий понятия безотказности и долговечности практически совпадают.

Ремонтпригодность – приспособленность изделия к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов и повреждений. Поддержание и восстановление работоспособности производится путем технического обслуживания и ремонтов. Это свойство важно с точки зрения огромных затрат на ремонт машин, так как от приспособленности конструкции оборудования к тех-

ническому обслуживанию и ремонту снижается время пребывания его в неработоспособном состоянии.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности при хранении и транспортировке. Сохраняемость важна для приборов, а также периодически заменяемого оборудования – аккумуляторов.

Применяют различные показатели надежности.

Для оценки безотказности используют *вероятность безотказной работы*, т. е. вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ не возникнет. Различают *среднюю наработку до отказа* и *среднюю наработку на отказ*. Первое – математическое ожидание наработки до отказа невозстанавливаемого изделия. Второе – отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Важный показатель – **интенсивность отказов**. Он отражает надежность восстанавливаемых изделий и представляет собой отношение среднего числа отказавших в единицу времени объектов к числу объектов, оставшихся работоспособными.

Для восстанавливаемых изделий применяется параметр **потока отказов** – показатель надежности восстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольно малую его наработку к значению этой наработки.

Основными показателями долговечности являются технический ресурс и срок службы изделия.

Технический ресурс – суммарная наработка изделия от начала его эксплуатации (или возобновления эксплуатации после ремонта) до предельного состояния (состояния, когда изделие не способно выполнять свои функции в соответствии с назначением). Различают ресурс до первого ремонта, межремонтный, назначенный, средний ресурс. Ресурс оговаривается в технической документации на оборудование и выражается его пробегом, а также в единицах времени и в единицах выпуска продукции. Для восстанавливаемых изделий понятия ресурса и наработки до отказа совпадают.

Срок службы – календарная наработка до предельного состояния (измеряется обычно в годах). Для лесозаготовительных тракторов используют понятие технического ресурса в часах, для автомобилей и автопоездов – пробег в километрах.

Показатели долговечности разделяют: на гамма-процентные, средние до текущего (капитального) ремонта, полные, средние до списания. **Гамма-процентные** – имеют в среднем обусловленное число

γ процентов изделий данного типа или превышают его. Гамма-процентный ресурс является основным расчетным показателем подшипников качения, для которых наиболее часто используют 90%-ный ресурс. Если отказ представляет опасность для людей, принимают 100%-ный ресурс. Для агрегатов тракторов берут 80%-ный ресурс. Этот показатель количественно характеризует случаи ранних разрушений и может быть определен до завершения испытаний всех образцов. Гамма-процентный ресурс определяет долговечность оборудования при заданной вероятности сохранения его работоспособности.

Показателями ремонтпригодности и сохраняемости выступают: среднее время восстановления работоспособного состояния, вероятность восстановления работоспособного состояния в заданное время, сроки сохраняемости (средний и гамма-процентный).

Широко используются комплексные показатели:

коэффициент технического использования – отношение математического ожидания времени работоспособного состояния оборудования за некоторый период эксплуатации к сумме математических ожиданий времени работоспособного состояния и всех простоев для ремонтов и технического обслуживания;

коэффициент готовности – отношение математических ожиданий времени нахождения в работоспособном состоянии к математическим ожиданиям суммы этого времени и времени внеплановых ремонтов. Коэффициент готовности оборудования характеризует вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме тех периодов, в которых эксплуатация не предусматривается.

В период эксплуатации лесозаготовительных машин и оборудования, а также при их техническом обслуживании и ремонте накапливается информация об их техническом состоянии и характере отказов, которая используется для оценки и изучения показателей надежности. При этом определяется среднее время безотказной работы деталей до появления дефектов, фактическая надежность в заданном интервале наработки, оценивается целесообразность профилактических осмотров и замены деталей, эффективность конструкторско-технологических улучшений и т. д.

В общем случае оценка характеристик надежности включает: сбор и систематизацию статистических данных об отказах, изучение физической сущности отказов, построение математических моделей процессов отказов и определение вида функций распределения, анализ надежности деталей.

ЗАДАНИЯ

Задание 1. Расчет надежности подшипников качения

Требуется:

- 1) рассчитать динамическую грузоподъемность подшипника качения;
- 2) определить вероятность безотказной работы подшипника качения в заданных условиях эксплуатации;
- 3) установить резервы повышения заданного ресурса работы подшипника.

Методические указания по выполнению задания

Вероятность безотказной работы подшипника качения L_h отождествляется с вероятностью выполнения следующего условия:

$$PL^{1/p} < \bar{C},$$

где P – динамическая эквивалентная нагрузка; L – заданный ресурс в миллионах оборотов; p – показатель степени, $p = 3$ для шарикоподшипников и $p = 10/3$ для роликоподшипников; \bar{C} – динамическая грузоподъемность.

При решении задачи динамическая эквивалентная нагрузка рассматривается как случайная величина. Среднее значение динамической грузоподъемности в соответствии с ГОСТ 18855-82 принимается равным:

$$\bar{C} = 1,46 \cdot C_{90} \text{ – для роликовых подшипников;}$$

$$\bar{C} = 1,52 \cdot C_{90} \text{ – для шариковых подшипников;}$$

где C_{90} – 90%-ная динамическая грузоподъемность.

При решении задачи полагаем, что динамическая эквивалентная нагрузка и динамическая грузоподъемность распределены по нормальному закону (или близкому к нормальному закону) распределения. Тогда вероятность безотказной работы определяется по квантили нормированного нормального распределения

$$U_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 \cdot V_c^2 + V_p^2}},$$

где \bar{n} – коэффициент запаса по средним нагрузкам; V_c и V_p – коэффициенты вариации динамической грузоподъемности и динамической нагрузки. При решении задачи данные коэффициенты принимаются равными: $V_c = 0,25$ – для роликовых подшипников, $V_c = 0,27$ – для шариковых подшипников; $V_p = 0,12$.

Коэффициент запаса по средним нагрузкам \bar{n} определяется по формуле

$$\bar{n} = \frac{\bar{C}}{\bar{P} \cdot L^{1/p}},$$

где \bar{P} – среднее значение динамической эквивалентной нагрузки, Н; L – заданный ресурс в миллионах оборотов, определяемый по формуле

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot 10^{-6},$$

где L_h – требуемый ресурс, ч.

Далее по таблицам нормального распределения (табл. П1 приложения) в зависимости от полученного значения квантили U_p находится вероятность безотказной работы рассчитываемого подшипника P_L .

Исходные данные для выполнения задания приведены в табл. П4 приложения.

Контрольные вопросы

1. Понятие динамической эквивалентной нагрузки и способы ее определения для подшипников качения различной конструкции.
2. Факторы, влияющие на вероятность безотказной работы подшипника качения.
3. Определение квантили нормированного нормального распределения вероятности безотказной работы.
4. Пути повышения заданного ресурса работы подшипников качения.

Задание 2. Определение показателей надежности поршневых пальцев двигателя внутреннего сгорания

Требуется:

- 1) определить вид и параметры функции распределения наработки до отказа поршневых пальцев;

2) построить графики плотности распределения наработки до отказа $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$;

3) определить технический ресурс T_p поршневых пальцев, отвечающий допустимой интенсивности отказов $\lambda(t)$;

4) определить вероятность отказа поршневых пальцев при заданной наработке.

Методические указания по выполнению задания

В процессе работы двигателя внутреннего сгорания происходит износ поршневого пальца в сопряжении «поршневой палец – шатун». Время достижения предельного износа t_i поршневых пальцев определяется в процессе наблюдения 10 двигателей, результаты наблюдения представлены в табл. 1. При выполнении задания исходные данные наблюдения выбираются из табл. П5 приложения в соответствии с вариантом.

Таблица 1

Наработка до предельного износа поршневых пальцев ДВС

Наработка	Номер двигателя									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_i, \text{ч}$	510	600	720	630	810	660	900	560	700	760

Поскольку отказ является следствием механического износа, интегральная функция распределения наработки до отказа будет описываться нормальным законом распределения в виде

$$F(t_i, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = 0,5 + \Phi(U),$$

где $\Phi(U)$ – функция Лапласа; t_i – значение случайной величины, ч; \bar{t}_m – среднее значение случайной величины, ч; σ – среднее квадратическое отклонение случайной величины, ч.

Среднее значение \bar{t}_m и среднеквадратическое отклонение σ определяются по формулам:

$$\bar{t}_m = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{n};$$

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(t_i - \bar{t}_m)^2}{n-1},$$

где n – количество наблюдаемых деталей.

Результаты расчетов по определению параметров функции наработки до отказа приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов параметров функции наработки до отказа

Номер двигателя	Наработка t_i , ч	$t_i - \bar{t}_m$	$(t_i - \bar{t}_m)^2$
1	510	-175	30 625
2	560	-125	15 625
3	600	-85	7 225
4	630	-55	3 025
5	660	-25	625
6	700	15	225
7	720	35	1 225
8	760	75	5 625
9	810	125	15 625
10	900	215	46 225
Σ	6 850	-	126 050

В соответствии с исходными данными среднее значение \bar{t}_m и среднеквадратическое отклонение σ равны:

$$\bar{t}_m = \frac{6850}{10} = 685 \text{ ч}; \quad \sigma^2 = \frac{126050}{10-1} = 14006 \text{ ч}; \quad \sigma = 118 \text{ ч}.$$

Таким образом, функция распределения наработки до отказа описывается выражением

$$F(t_i, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t_i - 685}{118}\right).$$

Для построения графиков плотности распределения наработки до отказа $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$ необходимо воспользоваться следующими аналитическими зависимостями:

$$f(t_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right)^2} = \frac{1}{\sigma} \varphi\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = \frac{1}{\sigma} \varphi(U_i);$$

$$\lambda(t_i) = \frac{f(t_i)}{1 - F(t_i)} = \frac{\frac{1}{\sigma} \varphi\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right)}{0,5 - \Phi\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right)} = \frac{\frac{1}{\sigma} \varphi(U_i)}{0,5 - \Phi(U_i)},$$

где $\Phi(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^U e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ и $\varphi(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}U^2}$ – функция Лапласа и ее производная; U – нормальный аргумент.

Для построения графиков определяются значения наработки t_i , далее по ним определяются значения U_i :

$$U_i = \frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}.$$

Затем по таблицам функции нормального распределения и ее плотности (табл. П2 и П3 приложения) определяются соответствующие значения $\Phi(U)$ и $\varphi(U)$.

Результаты вычислений представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчета плотности распределения наработки до отказа $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$

Наработка		U_i	$\varphi(U_i)$	$f(t_i) \cdot 10^{-4},$ 1/ч	$\Phi(U_i)$	$\lambda(t_i) \cdot 10^{-4},$ 1/ч
Функция	$t_i, \text{ч}$					
$\bar{t}_m - 4\sigma$	213	-4	0,0001	0,008	-0,49997	0,008
$\bar{t}_m - 3\sigma$	331	-3	0,0044	0,373	-0,49865	0,373
$\bar{t}_m - 2\sigma$	449	-2	0,0540	4,576	-0,47725	4,682
$\bar{t}_m - \sigma$	567	-1	0,2420	20,508	-0,34135	24,461
\bar{t}_m	685	0	0,3989	33,805	0	67,610
$\bar{t}_m + \sigma$	803	1	0,2420	20,508	0,34135	129,265
$\bar{t}_m + 2\sigma$	921	2	0,0540	4,576	0,47725	201,142
$\bar{t}_m + 3\sigma$	1039	3	0,0044	0,373	0,49865	276,296
$\bar{t}_m + 4\sigma$	1157	4	0,0001	0,008	0,49997	266,666

На рис. 1 приведены графики плотности распределения наработки до отказа $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$, построенные по данным расчета (табл. 3).

Определение количества деталей, отказавших к моменту времени t_1, t_2 и t_3 , сводится к нахождению функции $F(t)$.

Ход вычислений приведен в табл. 4 (значения наработок t_1, t_2 и t_3 в задании принимаются по табл. П5 в соответствии с вариантом).

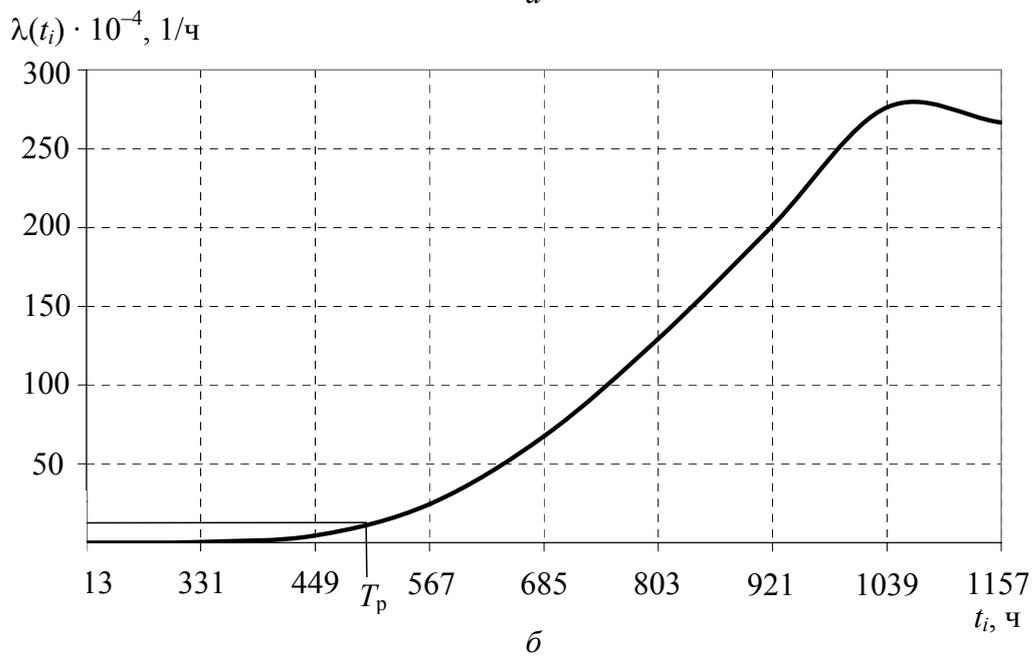
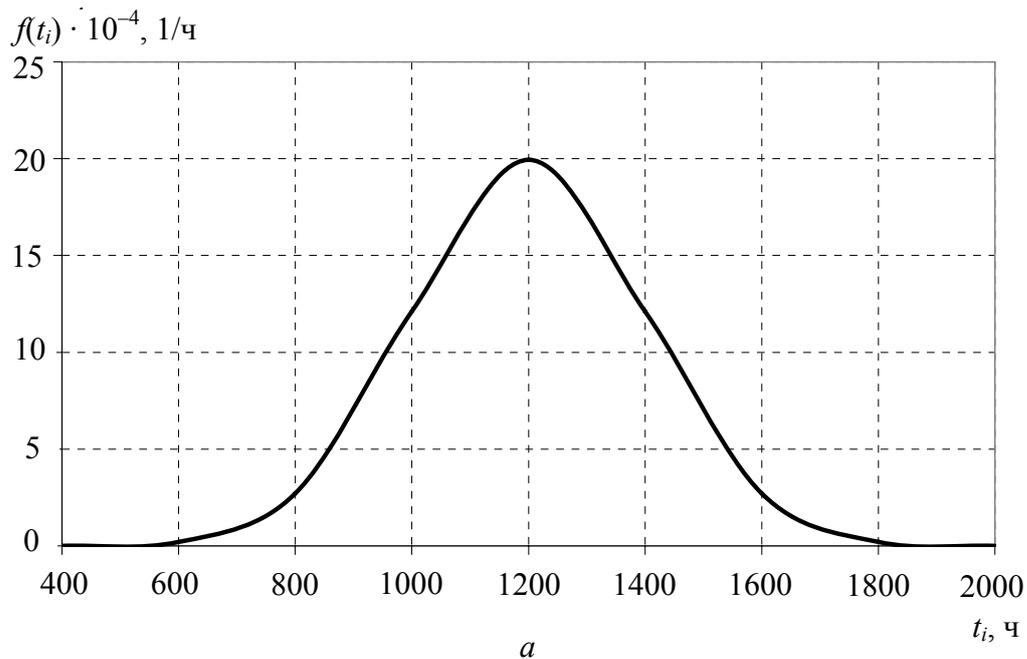


Рис. 1. Графики плотности распределения наработки до отказа и интенсивности отказов (*b*) поршневых пальцев

4

Определение вероятности отказа деталей при заданной наработке

Наработка $t, \text{ч}$	$U_i = \frac{t - \bar{t}_m}{\sigma}$	$\Phi(U)$	$F(t) = 0,5 - \Phi(U)$
$t_1 = 235$	-3,813	-0,49993	0,00007
$t_2 = 500$	-1,568	-0,44179	0,05821
$t_3 = 1000$	2,669	0,49621	0,99621

Технический ресурс T_p , отвечающий допустимой интенсивности отказов $\lambda(t) = 10 \cdot 10^{-4}$ 1/ч (в задании принимается в соответствии с вариантом по табл. П5), определяется по графику интенсивности отказов $\lambda(t)$ (рис. 1, б). Для этого на данном графике необходимо провести горизонтальную линию, соответствующую заданному значению интенсивности отказов. Точка пересечения с кривой $\lambda(t)$ отражает искомое значение технического ресурса T_p .

Контрольные вопросы

1. По какому закону описывается функция распределения наработки до отказа?
2. Понятие допустимой интенсивности отказов $\lambda(t)$.
3. Способы определения вероятности отказа деталей при заданной наработке.
4. Последовательность определения технического ресурса T_p , отвечающего допустимой интенсивности отказов $\lambda(t)$.

Задание 3. Определение показателей надежности вала турбокомпрессора

Требуется:

- 1) определить тип и оценить параметры распределения времени безотказной работы;
- 2) определить ресурс валов T_p , обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$;
- 3) построить графики функций распределения наработки до отказа $f(t)$ и интенсивности отказов $\lambda(t)$;
- 4) по заданному уровню надежности ($R = 0,99$) определить допустимую величину отказов $[\lambda(T_p)]$ и зону недопустимых наработок валов;
- 5) рассчитать количество запасных валов, которое потребуется для ремонта 100 двигателей с наработкой $T = 1500$ ч.

Методические указания по выполнению задания

Признаком отказа вала турбокомпрессора является уменьшение диаметра его шейки вследствие износа трением. Результаты дефектации характеризуются данными, приведенными в табл. 5. Исходные данные для выполнения задания приведены в табл. П6 приложения.

Результаты дефектации валов турбокомпрессоров

Номер ремонта, i	1	2
Наработка вала с начала эксплуатации до момента ремонта, t_i , ч	800	1100
Число дефектных валов, обнаруженных при дефектации при i -том ремонте, μ_i , шт.	23	285
Исходная совокупность валов, наблюдаемая при последовательных дефектациях, N , шт.	1000	1000

Процесс изнашивания вала турбокомпрессора характеризуется нормальным распределением времени безотказной работы с функцией распределения, имеющей вид:

$$F(t_i, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t_i - \bar{t}_m}{\sigma}\right).$$

Для оценки параметров распределения используются данные дефектации (табл. 5):

$$\begin{cases} F(800, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{800 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = \frac{23}{1000} = 0,023, \\ F(1100, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{1100 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = \frac{23 + 285}{1000} = 0,308. \end{cases}$$

Данную систему уравнений можно переписать в следующем виде:

$$\begin{cases} 0,5 + \Phi\left(\frac{800 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = 0,023, \\ 0,5 + \Phi\left(\frac{1100 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = 0,308. \end{cases}$$

Преобразовав систему, получим следующий вид:

$$\begin{cases} \Phi\left(\frac{800 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = -0,477, \\ \Phi\left(\frac{1100 - \bar{t}_m}{\sigma}\right) = -0,192. \end{cases}$$

Из таблиц функции Лапласа (табл. П2 приложения) находим, что значениям функции $\Phi(U)$, равным 0,477 и 0,192, соответствуют аргументы 2 и 0,5. С учетом нечетности функции $\Phi(U)$ можно записать:

$$\begin{cases} \frac{800 - \bar{t}_m}{\sigma} = -2, \\ \frac{1100 - \bar{t}_m}{\sigma} = -0,5. \end{cases}$$

В результате решения полученной системы уравнений можно определить среднее значение и среднеквадратическое отклонение случайной величины, которые для данного примера равны соответственно $\bar{t}_m = 1200$ ч и $\sigma = 200$ ч. Функция распределения наработки до отказа в этом случае выглядит следующим образом:

$$F(t_i, \bar{t}_m, \sigma) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t_i - 1200}{200}\right).$$

Ресурс валов турбокомпрессоров T_p , обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$, может быть определен по формуле

$$R = 1 - F(t_i, \bar{t}_m, \sigma),$$

или

$$R = 1 - \left[0,5 + \Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) \right].$$

Приняв $R = 0,99$ и произведя соответствующие преобразования, уравнение можно записать в следующем виде:

$$0,5 - \Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) = 0,99,$$

откуда

$$\Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) = -0,49.$$

Из таблиц функции Лапласа (табл. П2) находим, что значению функции $\Phi(U)$, равному 0,49, соответствует аргумент 2,33. С учетом нечетности функции $\Phi(U)$ можно записать:

$$\frac{T_p - 1200}{200} = -2,33.$$

В результате решения этого уравнения получено, что технический ресурс валов T_p , обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$, равен 734 ч.

Результаты расчета значений плотности распределения наработки до отказа $f(t)$ и интенсивности отказов $\lambda(t)$ приведены в табл. 6. Значения $f(t)$ и $\lambda(t)$ определены по произвольным значениям времени наработки t_i аналогично предыдущему примеру.

По данным табл. 6 строятся графики распределения времени безотказной работы $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$ (рис. 2).

Для вычисления допустимой величины отказов $\lambda(T_p)$ по заданному уровню надежности $R = 0,99$ используется выражение

$$\lambda(T_p) = \frac{f(T_p)}{1 - F(T_p)} = \frac{\frac{1}{\sigma} \varphi\left(\frac{T_p - \bar{t}_m}{\sigma}\right)}{0,5 - \Phi\left(\frac{T_p - \bar{t}_m}{\sigma}\right)}$$

Таблица 6

Результаты расчета времени безотказной работы $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$

Наработка		U_i	$\varphi(U_i)$	$f(t_i) \cdot 10^{-4}$, 1/ч	$\Phi(U_i)$	$\lambda(t_i) \cdot 10^{-4}$, 1/ч
Функция	t_i , ч					
$\bar{t}_m - 4\sigma$	400	-4	0,0001	0,005	-0,49997	0,005
$\bar{t}_m - 3\sigma$	600	-3	0,0044	0,220	-0,49865	0,220
$\bar{t}_m - 2\sigma$	800	-2	0,0540	2,700	-0,47725	2,763
$\bar{t}_m - \sigma$	1000	-1	0,2420	12,100	-0,34135	14,381
\bar{t}_m	1200	0	0,3989	19,945	0	39,890
$\bar{t}_m + \sigma$	1400	1	0,2420	12,100	0,34135	76,268
$\bar{t}_m + 2\sigma$	1600	2	0,5040	2,700	0,47725	118,681
$\bar{t}_m + 3\sigma$	1800	3	0,0044	0,220	0,49865	162,962
$\bar{t}_m + 4\sigma$	2000	4	0,0001	0,005	0,49997	166,666

Учитывая, что ресурс валов, обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$, равен $T_p = 734$ ч, можно записать следующее уравнение:

$$\lambda(734) = \frac{\frac{1}{200} \varphi\left(\frac{734 - 1200}{200}\right)}{0,5 - \Phi\left(\frac{734 - 1200}{200}\right)} = \frac{\frac{1}{200} \cdot 0,0264}{0,99} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ 1/ч.}$$

Зона недопустимых наработок, отвечающая уровню $\lambda(T_p)$, находится на графике интенсивности отказов (рис. 2, б) правее абсциссы точки пересечения графика $f = \lambda(t_i)$ и прямой $\lambda(T_p) = 1,33 \cdot 10^{-4}$ 1/ч (зона недопустимых наработок заштрихована).

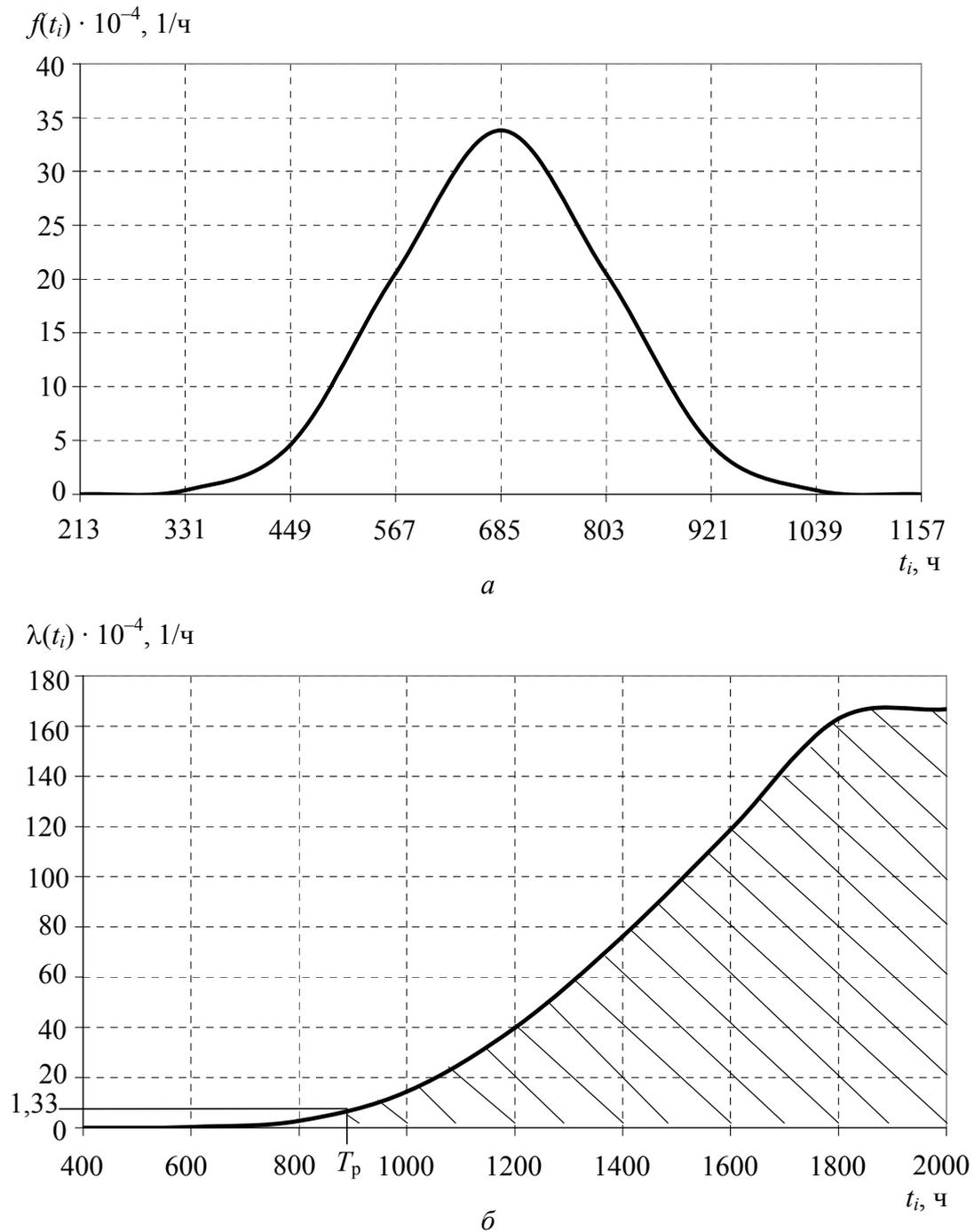


Рис. 2. Графики распределения времени безотказной работы (а) и интенсивности отказов (б)

Количество запасных валов, необходимое для ремонта двигателей с наработкой 1500 ч, вычисляется по формуле

$$M = n \cdot F(1500, \bar{t}_m, \sigma),$$

где $n = 100$ – количество ремонтируемых двигателей.

Подставив в формулу конкретные значения величин, получим:

$$M = 100 \left[0,5 + \Phi \left(\frac{1500 - 1200}{200} \right) \right] = 100 \cdot 0,933 = 93,3 \text{ шт.}$$

Таким образом, для ремонта 100 двигателей с наработкой 1500 часов необходимо 94 запасных вала.

Контрольные вопросы

1. Перечислите параметры, используемые для оценки параметров распределения времени безотказной работы вала турбокомпрессора.

2. Методы определения зоны недопустимых наработок, отвечающей заданному уровню интенсивности отказов $\lambda(T_p)$.

3. Укажите параметры, влияющие на характер зависимостей плотности распределения наработки до отказа $f(t)$ и интенсивности отказов $\lambda(t)$.

4. Как определить технический ресурс валов T_p , обеспечивающий заданный уровень надежности?

Задание 4. Определение усталостной долговечности коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания

Требуется:

1) определить вид и оценить параметры распределений усталостной долговечности каждой из двух групп валов;

2) оценить эффективность введенной доработки.

Методические указания по выполнению задания

Отказ коленчатого вала поршневого двигателя определяется возникновением усталостной трещины на шлице. Для предотвращения дефекта на части двигателей введено азотирование шлиц. В задании это группа валов, обозначенная индексом Б. Группа валов с неазотированными шлицами обозначена индексом А. Исходные данные, по которым проводится расчет усталостной долговечности,

приведены в табл. 7. При выполнении задания необходимо принимать исходные данные, которые приведены в табл. П7 приложения.

Таблица 7

Данные дефектации коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания

Величины	Группа А	Группа Б
Время работы деталей до 1-го ремонта, t_1 , ч	300	300
Время работы деталей до 2-го ремонта, t_2 , ч	600	600
Число деталей N_1 , продефектованных при наработке t_1 , шт.	32	53
Число деталей N_2 , продефектованных при наработке t_2 , шт.	10	33
Число годных деталей из N_1 , ν_1 , шт.	21	47
Число годных деталей из N_2 , ν_2 , шт.	6	21

Отказ (трещина) является следствием накопления усталостных повреждений. Распределение времени безотказной работы подчиняется логарифмическому закону. Его интегральная функция имеет следующий вид:

$$F(t, \mu, \sigma_\mu) = 0,5 + \Phi\left(\frac{\lg t - \mu}{\sigma_\mu}\right),$$

где μ и σ_μ – параметры распределения (μ – среднее; σ_μ – стандартное распределение логарифма времени безотказной работы).

В то же время, с учетом того что $\frac{\nu_i}{N_i}$ оценивает вероятность отсутствия дефекта в промежутке $0 - t_i$:

$$F(t, \mu, \sigma_\mu) = 1 - \frac{\nu_i}{N_i};$$

$$F(t, \mu, \sigma_\mu) = 1 - \frac{\nu_1 \cdot \nu_2}{N_1 \cdot N_2}.$$

Параметры распределения для группы валов А оцениваются следующим образом:

$$\begin{cases} F(300, \mu, \sigma_\mu) = 1 - \frac{21}{32} = 0,345, \\ F(600, \mu, \sigma_\mu) = 1 - \frac{21 \cdot 6}{32 \cdot 10} = 0,606. \end{cases}$$

Полученную систему уравнений можно переписать в виде:

$$\begin{cases} 0,5 + \Phi\left(\frac{\lg 300 - \mu}{\sigma_\mu}\right) = 0,345, \\ 0,5 + \Phi\left(\frac{\lg 600 - \mu}{\sigma_\mu}\right) = 0,606. \end{cases}$$

После произведения необходимых преобразований система уравнений примет следующий вид:

$$\begin{cases} \Phi\left(\frac{\lg 300 - \mu}{\sigma_\mu}\right) = -0,155, \\ \Phi\left(\frac{\lg 600 - \mu}{\sigma_\mu}\right) = 0,106. \end{cases}$$

Учитывая тот факт, что $\Phi(-U) = -\Phi(U)$, и используя таблицы функции Лапласа (табл. П2 приложения), находим:

$$\begin{cases} \frac{\lg 300 - \mu}{\sigma_\mu} = -0,4, \\ \frac{\lg 600 - \mu}{\sigma_\mu} = 0,27. \end{cases}$$

В результате решения данной системы получим: $\mu = 2,656$ и $\sigma_\mu = 0,45$.

Аналогичные вычисления проводятся для валов группы Б, в результате которых определяются значения $\mu = 2,283$ и $\sigma_\mu = 0,284$.

Сравнение работоспособности валов групп А и Б производится с использованием графиков интенсивности отказов $\lambda(t)$, которая определяется по зависимости

$$\lambda(t_i) = \frac{M}{\sigma_\mu} \cdot \frac{\varphi(u_i)}{0,5 - \Phi(u_i)},$$

где $M = \lg e = 0,4343$; $u_i = \frac{\lg t_i - \mu}{\sigma_\mu}$.

На рис. 3 приведены графики интенсивности отказов.

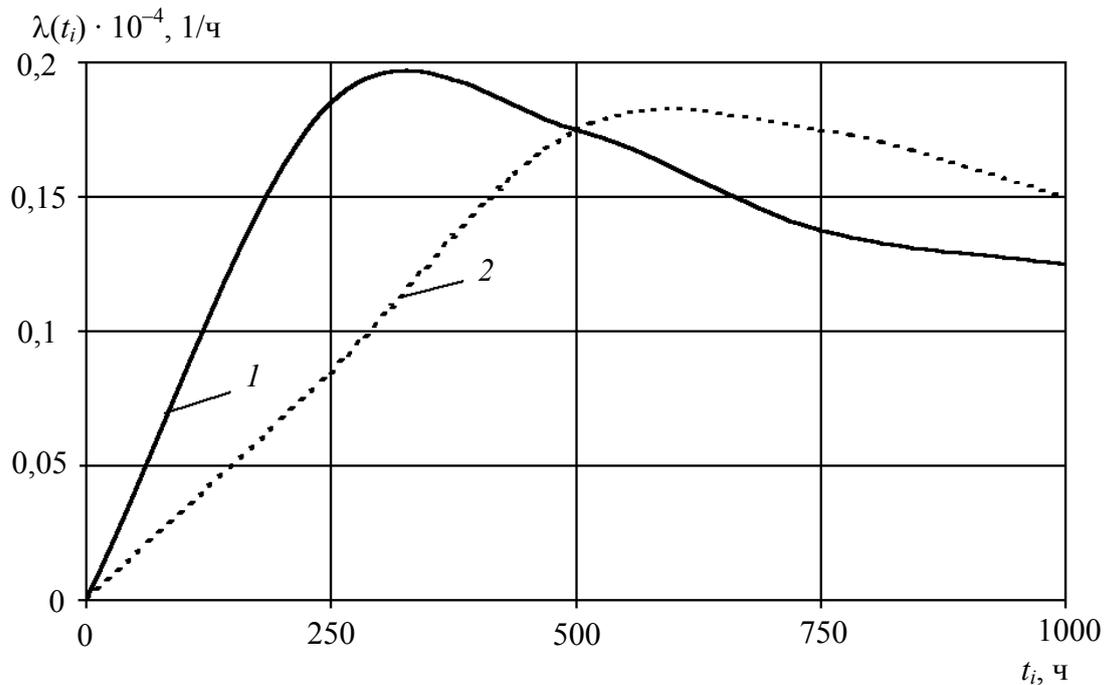


Рис. 3. Графики интенсивности отказов колеччатых валов различных групп:
1 – группа А; 2 – группа Б

Из графиков видно, что $\lambda(t)$ вначале растет, а затем убывает. Для деталей группы А максимум приходится на период 200–300 ч, группы Б – 500–700 ч. Далее примерно после 1100 до 2000 ч интенсивность отказов изменяется незначительно.

По деталям группы А можно сделать вывод, что если после 300–500 ч работы колеччатый вал не имел усталостной трещины на шлицах, то в дальнейшем его работоспособность будет возрастать.

Это показывает, что не всегда замена работавших деталей на новые повышает их надежность: колеччатый вал, отработавший 700–900 ч, оказывается менее склонным к образованию усталостной трещины, чем новый с наработкой 100–200 ч. Подобное изменение интенсивности отказов имеют валы группы Б (с азотированными шлицами).

Таким образом, если работоспособность валов с не азотированными шлицами после первого ремонта увеличивается, то у валов с азотированными шлицами она снижается в промежутке между первым и вторым ремонтами. Азотирование шлиц повысило надежность колеччатых валов новых двигателей и снизило их надежность в промежутке между ремонтами. Такое положение сохраняется до 500 ч (точка пересечения кривых 1 и 2). С наработкой 500 ч и выше не азотированные валы работают лучше.

Контрольные вопросы

1. Особенности вида и параметров распределения усталостной долговечности коленчатых валов двигателя.
2. Способы повышения усталостной долговечности коленчатых валов двигателя.
3. Каким образом производится сравнение работоспособности валов различных групп?
4. Какими показателями оценивается эффективность введенной доработки валов?

Задание 5. Расчет надежности зубчатых передач

Требуется:

- 1) установить критерии, которые влияют на вероятность безотказной работы зубчатой передачи в заданных условиях;
- 2) выполнить расчет вероятности безотказной работы по критериям сопротивления усталости при контакте и изгибе для прямозубой цилиндрической передачи.

Методические указания по выполнению задания

Вероятность безотказной работы P зубчатой передачи определяется как произведение вероятностей безотказной работы по отдельным критериям. Для широкого круга зубчатых передач, у которых наиболее опасны усталостные разрушения, вероятность безотказной работы равна:

$$P = P_H \cdot P_F,$$

где P_H и P_F – вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости при контакте и изгибе соответственно.

Простое перемножение вероятностей вследствие коррелированности различных критериев работоспособности приводит к занижению вероятности безотказной работы. Для уточненных расчетов вероятность безотказной работы вычисляется по следующей зависимости:

$$\frac{1}{P} = \left(\frac{1}{P_H} + \frac{1}{P_F} \right) - 1.$$

Для примера рассмотрим расчет вероятностей безотказной работы по критериям сопротивления усталости при контакте и изгибе для прямозубой цилиндрической передачи.

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления контактной усталости P_H определяется по таблице в зависимости от величины U_p , равной:

$$U_p = - \frac{\bar{n}_H - 1}{\sqrt{\bar{n}_H^2 \cdot V_{H \lim}^2 + V_{\sigma H}^2}},$$

где \bar{n}_H – коэффициент запаса прочности по средним напряжениям, определяемый по формуле

$$\bar{n}_H = \frac{\bar{\sigma}_{H \lim}}{\bar{\sigma}_H},$$

где $\bar{\sigma}_{H \lim}$ – среднее значение предела выносливости; $\bar{\sigma}_H$ – среднее значение контактных напряжений.

Коэффициент вариации предела выносливости $V_{H \lim}$ определяется по формуле

$$V_{H \lim} = \sqrt{(V_{H \lim}^0)^2 + 0,05^2},$$

где $V_{H \lim}^0$ – коэффициент вариации длительного предела выносливости базового образца, принимается равным 0,09.

Коэффициент вариации контактного напряжения $V_{\sigma H}$ определяется по формуле

$$V_{\sigma H} = 0,5V_{H\Sigma},$$

где $V_{H\Sigma}$ – коэффициент вариации коэффициента нагрузки, определяемый по формуле

$$V_{H\Sigma} = \sqrt{V_A^2 + V_{H\beta}^2 + V_{HV}^2 + V_{H\alpha}^2},$$

где V_A – коэффициент вариации коэффициента внешней нагрузки, в расчетах принимается равным 0,1; $V_{H\beta}$, V_{HV} – коэффициенты вариации частных коэффициентов нагрузки, определяемые по формулам:

$$V_{H\beta} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\bar{K}_{H\beta} - 1}{\bar{K}_{H\beta}};$$

$$V_{HV} = 0,17 \cdot \frac{\bar{K}_{HV} - 1}{\bar{K}_{HV}} \text{ при твердости поверхностей зубьев } HB \geq 350;$$

$$V_{HV} = 0,23 \cdot \frac{\bar{K}_{HV} - 1}{\bar{K}_{HV}} \text{ при твердости поверхностей зубьев } HB \leq 350;$$

где $\bar{K}_{H\beta}$ – среднее значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки по ширине венца; \bar{K}_{HV} – среднее значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Коэффициент вариации $V_{H\alpha}$ коэффициента распределения нагрузки между зубьями $\bar{K}_{H\alpha}$ выбирается по табл. 8.

Таблица 8

Коэффициент вариации $V_{H\alpha}$ коэффициента распределения нагрузки между зубьями $\bar{K}_{H\alpha}$

$\bar{K}_{H\alpha}$	1–0,95	0,95–0,9	0,9–0,85	0,85–0,8	более 0,8
$V_{H\alpha}$	0	0,05	0,08	0,05	0

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости по изгибу P_F определяется по табл. П1 приложения в зависимости от квантили нормированного нормального распределения U_p , равного:

$$U_p = - \frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot V_{F \lim}^2 + V_{\sigma F}^2}},$$

где \bar{n}_F – коэффициент запаса прочности по средним напряжениям, определяемый по формуле

$$\bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F \lim}}{\bar{\sigma}_F},$$

где $\bar{\sigma}_F$ – среднее значение напряжения изгиба в опасном сечении зуба; $\bar{\sigma}_{F \lim}$ – среднее значение предела выносливости, определяемое по формуле:

$$\bar{\sigma}_{F \lim} = \bar{\sigma}_{F \lim}^0 \cdot K_Z \cdot K_{FL} \cdot K_i,$$

где K_Z – коэффициент, учитывающий многоэлементность (многозубность) зубчатого колеса, выбирается по табл. 9; K_{FL} – коэффициент долговечности ($K_{FL} = 1$); K_i – корректирующий коэффициент ($K_i = 1$).

Таблица 9

Значения коэффициентов K_Z и a_Z в зависимости от среднего значения предела выносливости материала зубчатого колеса

$\bar{\sigma}_{F \lim}^0$	0,08	0,10	0,12	0,14
K_Z	0,85–0,80	0,80–0,75	0,77–0,70	0,75–0,65
a_Z	0,62–0,54	0,65–0,57	0,68–0,60	0,70–0,66

Среднее значение предела выносливости зубьев базового образца $\bar{\sigma}_{F\text{lim}}^0$ вычисляется по формуле

$$\bar{\sigma}_{F\text{lim}}^0 = (1,35 HB + 100) \frac{1}{1 + U'_p V_{F\text{lim}}^0},$$

где HB – твердость материала колес зубчатой передачи; U'_p – квантиль нормированного нормального распределения, зависящая от вероятности неразрушения определяемого предела выносливости, в расчетах принимается равной 0,84–1,28.

Коэффициент вариации предела выносливости $V_{F\text{lim}}$ определяется по формуле

$$V_{F\text{lim}} = \sqrt{(a_Z \cdot V_{F\text{lim}}^0)^2 + 0,14^2},$$

где a_Z – коэффициент, учитывающий многоэлементность зубчатого колеса, определяется по табл. 9; $V_{F\text{lim}}^0$ – коэффициент вариации предела выносливости базового образца, принимается равным 0,09.

При выполнении задания необходимо принимать исходные данные, которые приведены в табл. П8 приложения.

Контрольные вопросы

1. Способы оценки вероятности безотказной работы зубчатой передачи.
2. Факторы, влияющие на вероятность безотказной работы зубчатой передачи.
3. Определение вероятности безотказной работы по критерию сопротивления контактной усталости.

Задание 6. Расчет надежности резьбовых соединений

Требуется:

- 1) выполнить вероятностный расчет работоспособности и надежности резьбового соединения;
- 2) определить среднее значение силы затяжки;
- 3) определить среднее значение действующего напряжения в резьбовом соединении.

Методические указания по выполнению задания

Вероятностный расчет работоспособности и надежности резьбового соединения сводится к оценке вероятности P безотказной работы соединения, в простейшем предположении равной произведению вероятностей безотказной работы по основным критериям: нераскрытию стыка P_1 , статической прочности болтов P_2 и сопротивления усталости P_3 :

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3.$$

Вероятность безотказной работы по критерию нераскрытия стыка P_1 определяется по табл. П1 приложения в зависимости от величины U_{p1} , равной:

$$U_{p1} = - \frac{\bar{n}_1 - 1}{\sqrt{\bar{n}_1^2 \cdot V_{\text{зат}}^2 + V_F^2}},$$

где $V_{\text{зат}} = 0,09$ – коэффициент вариации силы затяжки; $V_F = 0,1$ – коэффициент вариации силы, раскрывающей стык; \bar{n}_1 – коэффициент запаса нераскрытия стыка по средним нагрузкам:

$$\bar{n}_1 = \frac{\bar{F}_{\text{зат}}}{\beta_c \bar{F}(1 - \chi)},$$

где $\bar{F}_{\text{зат}}$ и \bar{F} – среднее значение силы затяжки и максимальной силы нагрузки цикла, Н; $\beta_c = 1,1$ – коэффициент, учитывающий возможное ослабление затяжки вследствие стыков; $\chi = 0,2$ – коэффициент основной нагрузки.

Среднее значение силы затяжки определяется по формуле

$$\bar{F}_{\text{зат}} = \frac{0,5 \bar{\sigma}_t \pi d_p^2}{4},$$

где $\bar{\sigma}_t$ – среднее значение предела текучести материала болта, МПа; d_p – диаметр болта, мм.

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности стыка P_2 определяется по табл. П1 приложения в зависимости от величины U_{p2} , равной:

$$U_{p2} = - \frac{\bar{n}_2 - 1}{\sqrt{\bar{n}_2^2 V_{\sigma t}^2 + V_{\text{зат}}^2}},$$

где $V_{\sigma t} = 0,06$ – коэффициент вариации предела текучести материала болта; \bar{n}_2 – коэффициент запаса прочности по средним напряжениям:

$$\bar{n}_2 = \frac{\bar{\sigma}_t}{\bar{\sigma}_{\text{рас}}},$$

где $\bar{\sigma}_{\text{рас}}$ – среднее значение расчетного напряжения:

$$\bar{\sigma}_{\text{рас}} = \frac{4}{\pi d_p^2} (1,3 \bar{F}_{\text{зат}} + \chi \bar{F}).$$

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости P_3 определяется по табл. П1 приложения в зависимости от величины U_{p3} , равной:

$$U_{p3} = - \frac{\bar{n}_3 - 1}{\sqrt{\bar{n}_3^2 \cdot V_{-1\partial}^2 + V_F^2}},$$

где $V_F = 0,1$ – коэффициент вариации силы; $V_{-1\partial}$ – коэффициент вариации предела выносливости:

$$V_{-1\partial} = \sqrt{V_{\partial}^2 + V_{\text{пл}}^2 + V_{\alpha}^2},$$

где $V_{\partial} = 0,06-0,08$ – коэффициент вариации предела выносливости деталей одной плавки; $V_{\text{пл}} = 0,08$ – коэффициент среднего предела выносливости по плавкам; $V_{\alpha} = 0,023$ – коэффициент концентрации напряжений.

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям определяется по формуле

$$\bar{n}_3 = \frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}}{\sigma_{\alpha}},$$

где $\bar{\sigma}_{-1\partial}$ – среднее значение предела выносливости болта, МПа:

$$\bar{\sigma}_{-1\partial} = \bar{\sigma}_{-1} \frac{\varepsilon_{\sigma}}{\bar{k}_{\sigma}} \beta \beta_{\text{уп}},$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – среднее значение предела выносливости гладкого образца, МПа; $\varepsilon_{\sigma} = 1,0$ – коэффициент влияния абсолютных размеров; $\bar{k}_{\sigma} = 3,0$ – среднее значение коэффициента концентрации напря-

жений; $\beta = 1,5-1,6$ – коэффициент соединения; $\beta_{уп} = 1,2-1,3$ – коэффициент технологического упрочнения.

Среднее значения действующего напряжения определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_\alpha = \frac{4}{\pi_p^2} \left[0,5\chi\bar{F} + \frac{\Psi}{k_\sigma} (\bar{F}_{зат} + 0,5\chi\bar{F}) \right],$$

где $\psi = 0,1$ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

При выполнении задания необходимо принимать исходные данные, которые приведены в табл. П9 приложения.

Контрольные вопросы

1. На чем основан вероятностный расчет работоспособности и надежности резьбового соединения?

2. По каким критериям оценивается вероятность безотказной работы резьбового соединения?

3. Параметры и характеристики материала болта, влияющие на среднее значение силы затяжки.

4. Мероприятия, позволяющие повысить вероятность безотказной работы резьбового соединения по критерию статической прочности стыка.

Задание 7. Расчет надежности накладок сцепления лесовозного сортиментовоза

Требуется:

1) установить характерные отказы для муфты сцепления лесовозных автопоездов;

2) определить ресурс накладок сцепления лесовозного сортиментовоза при эксплуатации в заданных условиях;

3) найти среднюю долговечность фрикционных накладок муфты сцепления.

Методические указания по выполнению задания

Сцепления тракторов и автомобилей служат для передачи крутящего момента двигателя, временного отсоединения двигателя от трансмиссии и плавного их соединения. Такая необходимость возникает при трогании с места, переключении передач,

кратковременной остановке машины, а также при получении малых (ползучих) скоростей. Сцепления устанавливают между двигателем и коробкой передач.

Конструкция сцеплений должна обеспечивать следующие основные требования: надежно передавать крутящий момент двигателя ведущему валу трансмиссии; обеспечивать полное (чистое) включение и выключение сцепления; ведомая часть сцепления должна обладать небольшим моментом инерции, чтобы максимально снижать ударные нагрузки на зубья шестерен; поддерживать допустимый тепловой режим работы во избежание перегрева и обгорания поверхностей трения; надежно предохранять детали трансмиссии от перегрузок; обеспечивать гашение высокочастотных крутильных колебаний, вызываемых работой двигателя; сцепление должно быть легким и удобным в управлении.

По способу передачи крутящего момента сцепления делятся на фрикционные, гидравлические и электрические. В практике современного лесного автотракторостроения распространение получили первые два типа сцеплений. Электрические муфты не используются, так как из-за остаточного магнетизма в них трудно обеспечить чистоту выключения. Механические дисковые сцепления тракторов и автомобилей делятся по некоторым основным признакам (рис. 4).

По роду трения дисковые сцепления делятся на сухие и мокрые. Диски первых работают в сухих корпусах без смазки, а диски мокрых сцеплений работают в масле. Они сложнее, но имеют больший моторесурс. Для тракторов с мощностью двигателя до 100 кВт целесообразно применять сухие сцепления, а свыше 100 кВт – мокрые.



Рис. 4. Классификация автотракторных сцеплений

По числу ведомых дисков сцепления разделяются на однодисковые, двухдисковые и многодисковые. На сухих муфтах применяют не более двух дисков, а на мокрых – не более пяти. Это объясняется неравномерностью распределения давления по поверхности дисков.

По типу нажимного устройства различают сцепления постоянно замкнутые, если нажимной механизм пружинного типа, и постоянно разомкнутые, когда нажимной механизм рычажно-пружинного типа. В первых давление создается пружинами, постоянно прижимающими диски друг к другу. В рычажно-пружинных сцеплениях давление на диски создается нажимным механизмом и сохраняется за счет сил упругих деформаций рычажной системы механизма включения.

Редко встречающиеся полуцентробежные муфты, в которых давление создается нажатием пружин и центробежными силами специальных грузов, также относятся к постоянно замкнутым сцеплениям. В настоящее время постоянно разомкнутые муфты в качестве главных сцеплений не применяются.

Выбор сцепления определяется типом и назначением машины в целом и условиями ее эксплуатации. Важным фактором надежности работы сцепления является тепловой режим. Для отвода и рассеивания тепла применяют массивные ведущие диски, вентиляционные отверстия, оребрение поверхностей, предохранение трущихся деталей от попадания абразива.

На лесовозных автомобилях и трелевочных тракторах применяют постоянно замкнутые сцепления. Сцепление (рис. 5) устанавливают в корпусе 11 на маховике 1 (традиционная компоновка).

К ведущей части сцепления относится маховик, ведущий диск 12 и соединенный с ними нажимной диск 3. Ведомая часть состоит из ведомого диска 2 и вала 5. Ведомый и нажимной диски прижимаются к маховику пружинами 4, упирающимися в кожух ведущего диска 12. Пружины (от 9 до 19 штук) создают нажимное усилие 8–10 кН. При отпущенной педали управления 9 пружины прижимают поверхности трения друг к другу, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым. Диски разъединяются механизмом управления. В него входят педаль управления 9, рычаг управления 10, выжимная муфта 8 с подшипником, выжимные рычаги 7, закрепленные шарнирно на стойках, и тяги 6, соединенные с нажимным диском. При нажатии на педаль выжимная муфта поворачивает рычаги 7, нажимной диск 3 отводится от маховика,

преодолевая силу нажимных пружин, и сцепление выключается (не передает крутящий момент). Однодисковые муфты отличаются высокой «чистотой» выключения (зазор между поверхностями дисков 0,8–1 мм). Их использование, как правило, ограничено до $M_e = 700\text{--}800\text{ Н}\cdot\text{м}$. Зазор А необходим для компенсации износа трущихся поверхностей. В случае их износа рычаги 7 не должны упираться в выжимную муфту 8. Это вызовет снижение сжатия нажимных дисков и соответственно момента трения муфты, а также быстрый износ выжимного подшипника.

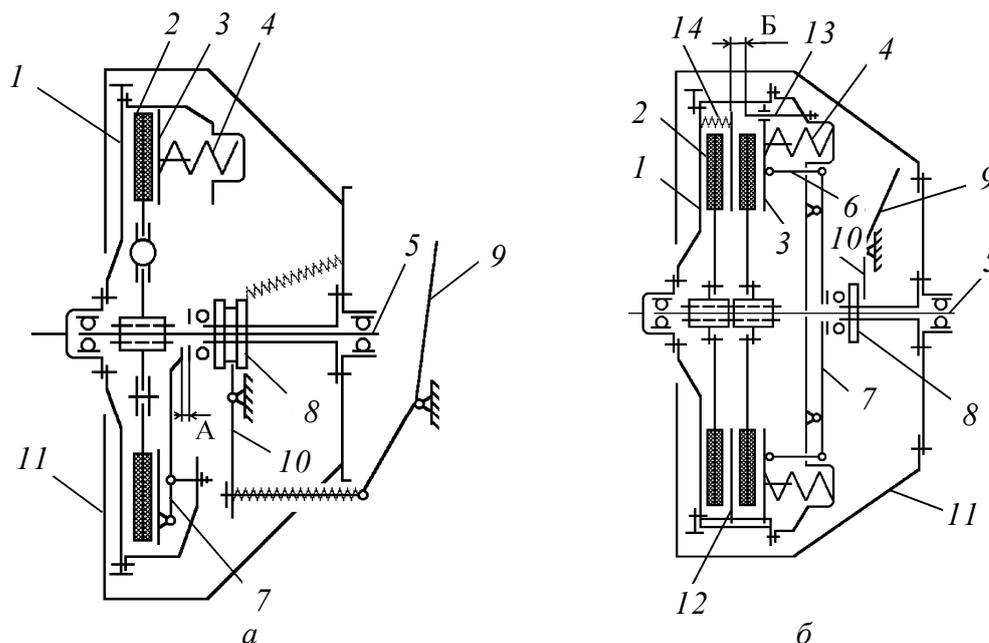


Рис. 5. Схемы муфт сцепления: *а* – однодисковые; *б* – двухдисковые; 1 – маховик; 2 – ведомый диск; 3 – нажимной диск; 4, 14 – пружины; 5 – вал; 6 – тяги; 7 – выжимные рычаги; 8 – выжимная муфта; 9 – педаль управления; 10 – рычаг управления; 11 – корпус; 12 – ведущий диск; 13 – регулировочный винт; А = 2–4 мм; Б = 1–2 мм

Принцип работы двухдискового сцепления аналогичен принципу работы однодискового сцепления. Двухдисковые сцепления обеспечивают более плавное включение, но в них труднее осуществить необходимую чистоту отключения. Возможные перекосы и заклинивание дисков 2 и 12 (рис. 5, *б*) на валу могут привести к неполному выключению сцепления. Чтобы этого не произошло, ведущий диск 12 от маховика отжимается пружинами 14, а его перемещение вправо ограничено винтом 13. Таким образом, оба ведомых диска оказываются незажатыми, и сцепление при правильной регулировке достаточно чисто разъединяет двигатель и трансмиссию.

В качестве фрикционных элементов применяются накладки на основе полиамидных, углеродных волокон, стекловолокна и металлокерамики.

Фрикционные накладки сцепления являются одним из наименее надежных его элементов. Для этих деталей характерны отказы как по причине абразивного износа, так и вследствие усталостного разрушения (растрескивание, выкрашивание) поверхностей трения.

Показателем нагруженности накладок сцепления является работа трения (буксования). Определим ресурс накладок сцепления лесовозного сортиментовоза следующих исходных данных:

- 1) максимальный крутящий момент двигателя $M_d = 802 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- 2) частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте $n = 2100 \text{ об./мин}$ составит

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2100}{30} = 219,8 \text{ рад/мин};$$

- 3) масса порожнего и груженого сортиментовоза $G_a^0 = 9200 \text{ кг}$, $G_a^r = 19\,200 \text{ кг}$;

- 4) радиус колеса $r_k = 0,542 \text{ м}$;

- 5) коэффициент сопротивления качению $f_1 = 0,01$ – для асфальтированного покрытия, $f_1 = 0,025$ – для лесовозной дороги;

- 6) общее передаточное число трансмиссии на первой передаче $i_{\text{общ}} = 86,5$;

- 7) толщина изнашиваемой части накладок $h = 4 \text{ мм}$;

- 8) износостойкость материала накладок $j = 6 \cdot 10^5 \text{ кН}\cdot\text{м/мм}\cdot\text{м}^2$;

- 9) эффективная площадь трения фрикционных накладок $F = 0,122 \text{ м}^2$;

- 10) коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по различным типам дорог (движение по асфальту 86% от общего пробега $\alpha_i = 0,86$, движение по лесовозной дороге 14% от общего пробега $\alpha_i = 0,14$);

- 11) интенсивность пользования сцеплением на различных участках дороги (движение по асфальту $n_i = 0,9$, движение по лесовозной дороге $n_i = 7,3$).

При выполнении задания необходимо принимать исходные данные, которые приведены в табл. П10 приложения.

Работа трения (буксования) для порожнего и груженого автомобиля с учетом того, что для автомобильного сцепления определяющим нагрузочным режимом является трогание, находится по формулам:

$$W_i^0 = \frac{0,56 \cdot I_{\text{ак}}^0 \cdot M_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}^2}{0,95 \cdot M_{\text{д}} - M_{\text{ак}}^0};$$

$$W_i^{\Gamma} = \frac{0,56 \cdot I_{\text{ак}}^{\Gamma} \cdot M_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}^2}{0,95 \cdot M_{\text{д}} - M_{\text{ак}}^{\Gamma}},$$

где $M_{\text{д}}$ – максимальный крутящий момент двигателя; $\omega_{\text{д}}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте.

Параметры, определяющие долговечность муфты сцепления порожнего и груженого автомобиля, определяются по формулам:

$$I_{\text{ак}}^0 = \frac{g \cdot G_{\text{а}}^0 \cdot r_{\text{к}}^2}{i_{\text{общ}}^2}; \quad M_{\text{ак}}^0 = \frac{g \cdot G_{\text{а}}^0 \cdot f_1 \cdot r_{\text{к}}}{i_{\text{общ}}};$$

$$I_{\text{ак}}^{\Gamma} = \frac{g \cdot G_{\text{а}}^{\Gamma} \cdot r_{\text{к}}^2}{i_{\text{общ}}^2}; \quad M_{\text{ак}}^{\Gamma} = \frac{g \cdot G_{\text{а}}^{\Gamma} \cdot f_1 \cdot r_{\text{к}}}{i_{\text{общ}}},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; $G_{\text{а}}^0$ и $G_{\text{а}}^{\Gamma}$ – соответственно масса порожнего и груженого автомобиля, кг; $r_{\text{к}}$ – радиус колеса, м; f_1 – коэффициент сопротивления качению; $i_{\text{общ}}$ – общее передаточное число трансмиссии на первой передаче.

Параметры, определяющие долговечность муфты сцепления порожнего и груженого автомобиля:

$$I_{\text{ак}}^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,542^2}{86,5^2} = 3,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{\text{ак}}^{\Gamma} = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,542^2}{86,5^2} = 7,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

– для асфальтированного покрытия дороги:

$$M_{\text{ак}}^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,01 \cdot 0,542}{86,5} = 5,65 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ак}}^{\Gamma} = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,01 \cdot 0,542}{85,6} = 11,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– для лесовозной дороги:

$$M_{\text{ак}}^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,025 \cdot 0,542}{86,5} = 14,14 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ак}}^{\Gamma} = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,025 \cdot 0,542}{85,6} = 29,81 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Работа сил трения для порожнего и груженого автомобиля для различных условий движения:

– для асфальтированного покрытия дороги:

$$W_i^0 = \frac{0,56 \cdot 3,54 \cdot 802 \cdot 219,8^2}{0,95 \cdot 802 - 5,65} = 101\,567,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$W_i^{\Gamma} = \frac{0,56 \cdot 7,4 \cdot 802 \cdot 219,8^2}{0,95 \cdot 802 - 11,8} = 214\,057,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– для лесовозной дороги:

$$W_i^0 = \frac{0,56 \cdot 3,54 \cdot 802 \cdot 219,8^2}{0,95 \cdot 802 - 14,14} = 103\,551,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$W_i^{\Gamma} = \frac{0,56 \cdot 7,4 \cdot 802 \cdot 219,8^2}{0,95 \cdot 802 - 29,81} = 219\,323,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За критерий долговечности накладок сцепления принимается безразмерный критерий q_0 , не учитывающий интенсивность движения:

$$q_0 = \frac{1}{h \cdot j \cdot F} \left[\eta \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot W_i^{\Gamma} + (1 - \eta) \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot W_i^0 \right],$$

где h – толщина изнашиваемой части накладок, мм; j – износостойкость материала накладок, кН·м/мм·м²; F – эффективная площадь трения фрикционных накладок, м²; $\eta = 0,5$ – коэффициент пробега; α_i – коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по различным типам дорог.

Критерий долговечности накладок сцепления q_0 :

$$q_0 = \frac{1}{4 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 0,122} [0,5(0,86 \cdot 214\,057,4 + 0,14 \cdot 219\,323,4) + (1 - 0,5)(0,86 \cdot 101\,567,7 + 0,14 \cdot 103\,551,8)] = 0,540.$$

Корреляционное уравнение долговечности фрикционных накладок сцепления записывается в виде

$$q_0 = 0,014(T - 1900) - 0,335 \lg N_{\text{ц}} - 0,491,$$

где T – год выпуска муфты сцепления (в задании принимается текущий год, например 2012); $N_{\text{ц}}$ – число циклов муфты сцепления, тыс. циклов.

Из данного уравнения, выразив $\lg N_{\text{ц}}$, можно определить количество циклов муфты сцепления:

$$\lg N_{\text{ц}} = \frac{0,014(2004 - 1900) - 0,0491 - 0,540}{0,355} = 2,44.$$

Откуда $N_{\text{ц}} = 275,42$ тыс. циклов.

Средняя долговечность фрикционных накладок определяется по формуле

$$\bar{L} = \frac{N_{\text{ц}}}{\sum_{i=1}^k \alpha_i n_i},$$

где n_i – интенсивность пользования сцеплением на различных участках дороги.

Средняя долговечность фрикционных накладок:

$$\bar{L} = \frac{275,42}{0,86 \cdot 0,9 + 0,14 \cdot 7,3} = 153,2 \text{ тыс. км.}$$

Для определения среднеквадратического значения ресурса фрикционных накладок используется корреляционное уравнение

$$\sigma_L = 0,678 \bar{L} - 12,9.$$

Среднеквадратическое значение ресурса фрикционных накладок:

$$\sigma_L = 0,678 \cdot 153,2 - 12,9 = 90,97 \text{ тыс. км.}$$

Так как ресурс накладок сцепления имеет нормальное распределение, то искомое распределение запишется в виде

$$f(L) = \frac{c}{\sigma_L \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{L - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2 \right],$$

где $c = 1,02$ – коэффициент усечения.

По приведенной методике производится расчет показателей надежности муфты сцепления для условий движения по асфальту и по лесовозной дороге, а также расчет (табл. 10) и построение кривой (рис. 6) распределения ресурса накладок сцепления $f(L)$ по пяти точкам в интервале L от 0 до $0,5\bar{L} + \bar{L}$.

Таблица 10

Результаты расчета параметров кривой распределения ресурса накладок сцепления лесовозного сортиментовоза

Ресурс, L , тыс. км	$f(L)$
0,00	0,0011
45,96	0,0022
91,92	0,0036
137,88	0,0044
183,84	0,0042
229,80	0,0031
275,76	0,0018
321,72	0,0008

По полученным результатам делаются выводы и устанавливаются мероприятия, позволяющие улучшить показатели надежности муфты сцепления для различных условий движения и повысить ресурс накладок сцепления лесовозного сортиментовоза.

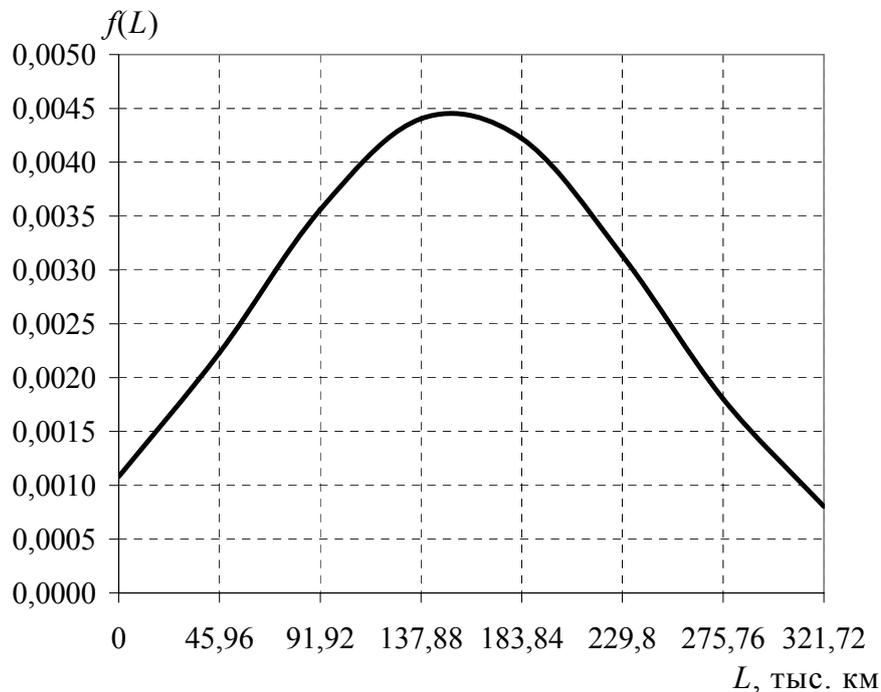


Рис. 6. Распределение ресурса накладок сцепления лесовозного сортиментовоза

Контрольные вопросы

1. Параметры нагрузочных режимов, влияющие на работу трения (буксования) муфты сцепления для лесовозного автопоезда.
2. Факторы, оказывающие влияние на долговечность накладок сцепления.
3. Способы повышения средней долговечности фрикционных накладок муфты сцепления лесовозного автопоезда.

Задание 8. Расчет надежности карданных шарниров лесовозного автопоезда

Требуется:

- 1) определить показатели надежности карданного шарнира лесовозного автопоезда при эксплуатации в заданных условиях;
- 2) установить параметры карданного шарнира лесовозного автопоезда, которые влияют на показатели надежности;
- 3) определить максимальный динамический момент при движении лесовозного автопоезда в различных условиях;
- 4) составить корреляционное уравнение долговечности карданных шарниров;
- 5) установить средний ресурс карданного шарнира лесовозного автопоезда при эксплуатации в заданных условиях.

Методические указания по выполнению задания

Валы агрегатов трансмиссий лесных машин и тракторов часто бывают несоосны относительно друг друга. Это объясняется как погрешностями изготовления, так и конструктивными особенностями транспортного средства. Так, ведущие мосты автомобиля подрессорены, и положение оси их валов постоянно меняются во время движения. В ряде случаев валы агрегатов находятся в разных плоскостях. В процессе эксплуатации транспортного средства происходит его старение и, как следствие, нарушение соосности валов. Для компенсации несоосности на лесных машинах и тракторах применяются соединительные валы с упругими муфтами и карданные передачи.

Соединительные валы с упругими муфтами состоят из двух фланцев с четырьмя резиновыми втулками каждый. Одна пара втулок каждого фланца с помощью пальцев соединена с фланцами, например, вала муфты сцепления и первичного вала коробки передач.

Соединительные валы с упругими муфтами обладают рядом существенных недостатков: допустимые углы перекоса соединительных валов не более 7° ; возникают дополнительные нагрузки на соединительные валы вследствие деформации резины; большая металлоемкость по сравнению с карданными передачами; повышенный дисбаланс; пониженный КПД; ресурс не превышает 4000 мото-часов.

В связи с перечисленными недостатками соединительные валы с упругими муфтами в настоящее время на тракторах заменяются карданными передачами.

Основной частью карданной передачи (рис. 7) является карданное сочленение, которое представляет собой двухшарнирную муфту с расположением шарниров в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одно карданное сочленение может применяться при углах между валами не более 2° . Вилки 1 и 3 соединены с крестовиной 2 (рис. 7). Таким образом, вилка 3 может поворачиваться вокруг оси II-II и вместе с крестовиной 2 вокруг оси I-I. Так осуществляется вращение валов 7 и 6 без изменения их положения в пространстве.

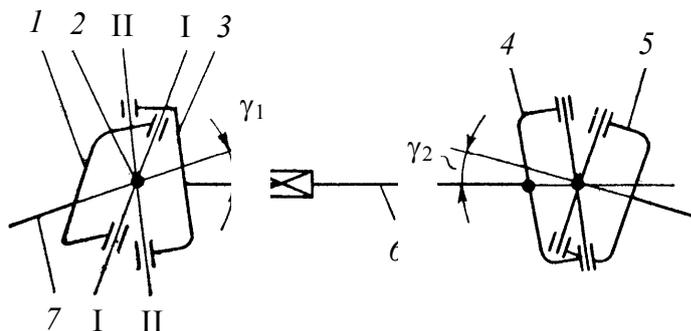


Рис. 7. Схема карданной передачи:
 1, 3, 4, 5 – вилки карданной передачи;
 2 – крестовина;
 6 – промежуточный вал;
 7 – ведущий вал

В ряде случаев, особенно для привода управляемых ведущих колес, применяются карданные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС), чаще всего шарикового типа (рис. 7). Ведущая полуось 4 своим шлицевым концом приводит во вращение полумуфту 3, в профильных пазах которой располагаются шарики 5. Последние входят в зацепление с валом 1 также посредством профильных пазов. Вал 1 через шлицевое соединение передает крутящий момент на ступицу колеса. Шарики 5 могут перекатываться по профильным

пазам, что позволяет валу *1* отклоняться относительно полуоси *4*. Угол поворота вала *1* относительно полуоси *4* ограничивается устройством *2*. Синхронность вращения обеспечивается сепаратором *6*, который устанавливает шарики *5* в биссекторной плоскости.

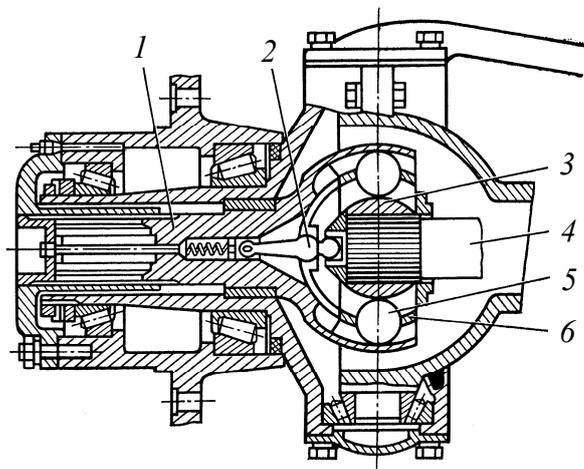


Рис. 8. Кардан равных угловых скоростей:
1 – вал; *2* – ограничитель угла поворота; *3* – полумуфта;
4 – ведущая полуось; *5* – шарики; *6* – сепаратор

Основными деталями карданного сочленения являются крестовина, стаканы подшипников, иглки, вилки, уплотнение. Крестовины обычно изготавливаются методом горячей штамповки из легированных сталей с твердостью рабочих поверхностей 57–65 HRC. Овальность и конусность находятся в пределах 0,010–0,004 мм. Отклонение осей крестовины от положения в одной плоскости 0,01–0,10 мм. Неперпендикулярность осей крестовин составляет 1–4 мм. Стаканы подшипников обычно изготавливаются из подшипниковой стали типа ШХ-15 с овальностью внутренней поверхности 0,007–0,040 мм. Особо жесткие требования предъявляются к размерам игл. Разность диаметров игл в одном подшипнике не должна превосходить 0,002–0,003 мм, что достигается селективной сборкой, т. е. сортировкой игл после изготовления. Вилки изготавливаются из сталей типа Сталь 45 или нелегированных сталей типа Сталь 40Х.

Уплотнением в конструкциях карданных передач уделяется особое внимание. От надежности их работы в значительной степени зависит ресурс карданных передач. Защита от пыли, влаги и удержание смазки осуществляются с помощью общего эластичного чехла (пыльника), закрывающего шарнир. Карданные передачи смазываются смазкой на литий-натриевой основе.

Надежность карданных шарниров определяется ресурсом игольчатых подшипников. Особенностью расчета этих подшипников на долговечность является необходимость учета угла наклона карданного вала. Кроме этого, при оценке ресурса всего шарнира следует учитывать количество входящих в него подшипников.

В данном задании определим надежность карданного шарнира лесовозного автопоезда при следующих исходных данных:

- 1*) длина ролика игольчатого подшипника, $l_{и} = 19$ мм;
- 2*) расстояние между торцами шипов крестовины, $H = 135$ мм;
- 3*) диаметр шипа крестовины, $d_{ш} = 34$ мм;
- 4*) передаточные числа коробки передач, $i_{к.п}$ (табл. 11);
- 5) масса груженого лесовозного автопоезда, $G_{ар} = 19\ 200$ кг;
- 6) масса порожнего лесовозного автопоезда, $G_{а0} = 9200$ кг;
- 7*) передаточное число главной передачи, $i_{г.п} = 7,22$;
- 8) коэффициент сопротивления движению, $f_1 = 0,01$ – для асфальтированного покрытия, $f_1 = 0,025$ – для лесовозной дороги;
- 9) радиус колеса, $r_k = 0,542$ м;
- 10) крутящий момент двигателя, $M_d = 802$ Н·м;
- 11*) момент инерции двигателя, $I_d = 1,6$ Н·м²;
- 12*) коэффициент пробега, $\eta = 0,5$;
- 13) коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по различным типам дорог (движение по асфальту 86% от общего пробега $\alpha_i = 0,86$, движение по лесовозной дороге 14% от общего пробега $\alpha_i = 0,14$);
- 14*) коэффициент, учитывающий распределение использования различных передач, γ_i (табл. 12).

Таблица 11

**Передаточные числа
коробки передач автопоезда**

Груженный автопоезд		Порожний автопоезд	
Передача	$i_{к.п}$	Передача	$i_{к.п}$
1	4,03	1	3,29
2	2,5	2	2,04
3	1,53	3	1,25
4	1	4	1

Позиции со звездочкой (*) принимаются одинаковыми для всех вариантов.

Передаточные числа коробки передач автопоезда

Груженный автопоезд		Порожный автопоезд	
Передача	γ_i	Передача	γ_i
<i>Для асфальтированного покрытия дороги</i>			
1	0,05	1	0,03
2	0,13	2	0,08
3	0,18	3	0,14
4	0,64	4	0,75
<i>Для грунтовой дороги</i>			
1	1	1	1

Критерий долговечности для карданного шарнира лесовозного автопоезда определяется по формуле

$$q_{\text{к.ш}} = \frac{1000}{2F_{\text{ш}}D} \left(\eta \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k \alpha_i \gamma_{ij} M_{\text{max } ij}^{\text{r}} + (1 - \eta) \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k \alpha_i \gamma_{ij} M_{\text{max } ij}^0 \right),$$

где $F_{\text{ш}}$ – площадь поверхности шипа крестовины, воспринимающая давление, мм^2 ; D – диаметр крестовины, мм ; η – коэффициент пробега; m – число типов дорог; k – число передач; α_{ij} и γ_{ij} – коэффициенты суперпозиции, учитывающие относительную длительность пробега по различным типам дорог и на разных передачах соответственно; $M_{\text{max } ij}^{\text{r}}$ и $M_{\text{max } ij}^0$ – соответственно максимальный динамический момент груженого и порожнего лесовозного автопоезда, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Диаметр крестовины и площадь поверхности шипа крестовины определяются по формулам:

$$D = H - l_{\text{и}};$$

$$F = \pi d_{\text{ш}} l_{\text{и}},$$

где H – расстояние между торцами шипов крестовины, мм ; $l_{\text{и}}$ – длина ролика игольчатого подшипника, мм ; $d_{\text{ш}}$ – диаметр шипа крестовины, мм .

$$D = 135 - 19 = 116 \text{ мм};$$

$$F = 3,14 \cdot 34 \cdot 19 = 2028,44 \text{ мм}^2.$$

Максимальный динамический момент лесовозного автопоезда определяется по формуле

$$M_{\max ij}^{r(0)} = \frac{0,8 \cdot M_d I_a^{r(0)} i_{k.p} + M_{ai}^{r(0)} I_d i_{k.p}^2}{I_d i_{k.p}^2 + I_a},$$

где M_d – крутящий момент двигателя, Н·м; $i_{k.p}$ – передаточные числа коробки передач; I_d – момент инерции двигателя, кг·м²; $I_a^{r(0)}$ и $M_{ai}^{r(0)}$ – параметры, определяющие долговечность крестовины кардана для груженого и порожнего автопоезда, определяются по формулам:

$$I_a^{r(0)} = \frac{g G_a^{r(0)} r_k^2}{i_{r.p}^2};$$

$$M_{ai}^{r(0)} = \frac{g G_a^{r(0)} r_k f_1}{i_{r.p}},$$

где G_{ar} и G_{a0} – масса груженого и порожнего лесовозного автопоезда, кг; r_k – радиус колеса, м; $i_{r.p}$ – передаточное число главной передачи; f_1 – коэффициент сопротивления движению.

Определим показатели долговечности крестовины кардана груженого и порожнего автопоезда для заданных условий эксплуатации:

$$I_a^r = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,542^2}{7,22^2} = 1061,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – для груженого автопоезда;}$$

$$I_a^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,542^2}{7,22^2} = 508,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – для порожнего автопоезда.}$$

– для асфальтированного покрытия дороги:

$$M_{ai}^r = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,542 \cdot 0,01}{7,22} = 141,39 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – для груженого автопоезда;}$$

$$M_{ai}^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,542 \cdot 0,01}{7,22} = 67,75 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – для порожнего автопоезда.}$$

– для лесовозной дороги:

$$M_{ai}^r = \frac{9,81 \cdot 19\,200 \cdot 0,542 \cdot 0,025}{7,22} = 353,48 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – для груженого автопоезда;}$$

$$M_{ai}^0 = \frac{9,81 \cdot 9200 \cdot 0,542 \cdot 0,025}{7,22} = 169,38 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – для порожнего автопоезда.}$$

Максимальный динамический момент при движении автопоезда по асфальтированной дороге определяется для четырех пере-

дач КП, при движении по лесовозной дороге – только для первой передачи КП. Расчеты производятся как для груженого, так и для порожнего автопоезда.

Груженный автопоезд:

– для асфальтированного покрытия дороги:

1-я передача

$$M_{\max}^{r1a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 1061,4 \cdot 4,03 + 141,39 \cdot 1,6 \cdot 4,03^2}{1,6 \cdot 4,03^2 + 1061,4} = 2527,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

2-я передача

$$M_{\max}^{r2a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 1061,4 \cdot 2,5 + 141,39 \cdot 1,6 \cdot 2,5^2}{1,6 \cdot 2,5^2 + 1061,4} = 1590,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

3-я передача

$$M_{\max}^{r3a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 1061,4 \cdot 1,53 + 141,39 \cdot 1,6 \cdot 1,53^2}{1,6 \cdot 1,53^2 + 1061,4} = 978,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

4-я передача

$$M_{\max}^{r4a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 1061,4 \cdot 1 + 141,39 \cdot 1,6 \cdot 1^2}{1,6 \cdot 1^2 + 1061,4} = 640,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– для грунтовой дороги:

1-я передача

$$M_{\max}^{r1л} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 1061,4 \cdot 4,03 + 353,48 \cdot 1,6 \cdot 4,03^2}{1,6 \cdot 4,03^2 + 1061,4} = 2532,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Порожний автопоезд:

– для асфальтированного покрытия дороги:

1-я передача

$$M_{\max}^{o1a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 508,6 \cdot 4,03 + 67,75 \cdot 1,6 \cdot 4,03^2}{1,6 \cdot 4,03^2 + 508,6} = 2463,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

2-я передача

$$M_{\max}^{o2a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 508,6 \cdot 2,5 + 67,75 \cdot 1,6 \cdot 2,5^2}{1,6 \cdot 2,5^2 + 508,6} = 1574,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

3-я передача

$$M_{\max}^{o3a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 508,6 \cdot 1,53 + 67,75 \cdot 1,6 \cdot 1,53^2}{1,6 \cdot 1,53^2 + 508,6} = 974,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

4-я передача

$$M_{\max}^{04a} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 508,6 \cdot 1 + 67,75 \cdot 1,6 \cdot 1^2}{1,6 \cdot 1^2 + 508,6} = 641,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– для грунтовой дороги:

1-я передача

$$M_{\max}^{01л} = \frac{0,8 \cdot 802 \cdot 508,6 \cdot 4,03 + 169,38 \cdot 1,6 \cdot 4,03^2}{1,6 \cdot 4,03^2 + 508,6} = 2633,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для определения критерия долговечности вначале необходимо рассчитать следующее выражение: $\alpha_i \cdot \gamma_{ij} \cdot M_{\max}^{r(0)}$.

Груженный автопоезд:

– для асфальтированного покрытия дороги:

$$1\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,05 \cdot 2527,2 = 108,7;$$

$$2\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,13 \cdot 1590,3 = 177,8;$$

$$3\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,18 \cdot 978,7 = 151,5;$$

$$4\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,64 \cdot 640,8 = 357,7;$$

$$\Sigma 795,7;$$

– для грунтовой дороги:

$$1\text{-я передача } 0,14 \cdot 1 \cdot 2532,3 = 354,5;$$

Порожный автопоезд:

– для асфальтированного покрытия дороги:

$$1\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,03 \cdot 2463,2 = 63,55;$$

$$2\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,08 \cdot 1574,4 = 108,3;$$

$$3\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,14 \cdot 974,9 = 117,4;$$

$$4\text{-я передача } 0,86 \cdot 0,75 \cdot 641,1 = 413,5;$$

$$\Sigma 702,75;$$

– для грунтовой дороги:

$$1\text{-я передача } 0,86 \cdot 1 \cdot 2633,1 = 2264,5.$$

Критерий долговечности карданного шарнира:

$$q_{\text{к.ш}} = \frac{1000}{2 \cdot 2028,44 \cdot 116} (0,5 \cdot (795,7 + 354,5) + (1 - 0,5)(702,75 + 2264,5)) = 4,37 \text{ МПа}.$$

Корреляционное уравнение долговечности карданных шарниров имеет следующий вид:

$$q = 0,169(T - 1900) - 0,992 \ln N_{\text{ц}} - 6,628,$$

где T – год выпуска автомобиля (в задании принимается равным: текущий год минус 5 лет, например, $2004 - 5 = 1999$).

Из данного уравнения, выразив $\ln N_{\text{ц}}$, можно определить количество циклов муфты сцепления:

$$\ln N_{\text{ц}} = \frac{0,169(1999 - 1900) - 6,628 - 4,37}{0,992} = 5,8.$$

Откуда $N_{\text{ц}} = 330,3 \cdot 10^3$ тыс. циклов.

Средний ресурс карданного шарнира лесовозного автопоезда определяется по формуле

$$\bar{L} = \frac{2\pi \cdot r_{\text{к}} \cdot N_{\text{ц}}}{1000 \cdot i_{\text{т.п}} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{в}}},$$

где $\gamma_{\text{в}}$ – угол наклона карданного вала (в задании принимается $\gamma_{\text{в}} = 3^\circ$).

$$\bar{L} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,542 \cdot 330,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 7,22 \cdot \text{tg}3} = 2971 \text{ тыс. км.}$$

Исходные данные для решения задания приведены в табл. П11 приложения.

Контрольные вопросы

1. Перечислите параметры карданного шарнира лесовозного автопоезда, оказывающие влияние на показатели надежности.

2. Укажите факторы, позволяющие повысить ресурс карданного шарнира лесовозного автопоезда при эксплуатации в заданных условиях.

3. Влияние угла наклона карданного вала на значение среднего ресурса карданного шарнира лесовозного автопоезда.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Зависимость квантили U_p от вероятности безотказной работы P_L

Квантиль U_p	Вероятность безотказной работы P_L	Квантиль U_p	Вероятность безотказной работы P_L
0,000	0,5000	-1,751	0,96
-0,1	0,5398	-1,8	0,9641
-0,126	0,55	-1,881	0,97
-0,2	0,5793	-2,0	0,9772
-0,253	0,60	-2,054	0,98
-0,3	0,6179	-2,1	0,9821
-0,385	0,65	-2,170	0,985
-0,4	0,6554	-2,2	0,9861
-0,5	0,6915	-2,3	0,9893
-0,524	0,70	-2,326	0,99
-0,6	0,7257	-2,4	0,9818
-0,674	0,75	-2,409	0,992
-0,7	0,7580	-2,5	0,9938
-0,8	0,7881	-2,576	0,995
-0,842	0,80	-2,6	0,9953
-0,9	0,8159	-2,652	0,996
-1,0	0,8413	-2,7	0,9965
-1,036	0,85	-2,748	0,997
-1,1	0,8643	-2,8	0,9974
-1,2	0,8849	-2,878	0,998
-1,282	0,90	-2,9	0,9981
-1,3	0,9032	-3,0	0,9986
-1,4	0,9192	-3,090	0,999
-1,5	0,9332	-3,291	0,9995
-1,6	0,9452	-3,5	0,9998
-1,645	0,95	-3,719	0,9999
-1,7	0,9554	—	—

Функции нормального распределения $\Phi(U)$

U	$\Phi(U)$	U	$\Phi(U)$	U	$\Phi(U)$	U	$\Phi(U)$
0,00	0,0000	0,59	0,2224	0,93	0,3238	1,54	0,4382
0,02	0,0080	0,60	0,2257	0,94	0,3264	1,56	0,4406
0,04	0,0160	0,61	0,2291	0,95	0,3289	1,58	0,4429
0,06	0,0239	0,62	0,2324	0,96	0,3315	1,60	0,4452
0,07	0,0319	0,63	0,2357	0,97	0,3340	1,62	0,4474
0,10	0,0398	0,64	0,2389	0,98	0,3365	1,64	0,4495
0,12	0,0478	0,65	0,2422	0,99	0,3389	1,66	0,4515
0,14	0,0557	0,66	0,2454	1,00	0,3413	1,68	0,4535
0,16	0,0636	0,67	0,2486	1,02	0,3461	1,70	0,4554
0,18	0,0714	0,68	0,2517	1,04	0,3508	1,72	0,4573
0,20	0,0793	0,69	0,2549	1,06	0,3554	1,74	0,4591
0,22	0,0871	0,70	0,2580	1,08	0,3589	1,76	0,4608
0,24	0,0948	0,71	0,2611	1,10	0,3643	1,78	0,4625
0,26	0,1026	0,72	0,2642	1,12	0,3686	1,80	0,4641
0,28	0,1103	0,73	0,2673	1,14	0,3729	1,82	0,4956
0,30	0,1179	0,74	0,2704	1,16	0,3770	1,84	0,4671
0,32	0,1255	0,75	0,2734	1,18	0,3810	1,86	0,4686
0,34	0,1331	0,76	0,2764	1,20	0,3849	1,88	0,4699
0,36	0,1406	0,77	0,2794	1,22	0,3888	1,90	0,4313
0,38	0,1480	0,78	0,2823	1,24	0,3925	1,92	0,4726
0,40	0,1554	0,79	0,2852	1,26	0,3962	1,94	0,4738
0,42	0,1628	0,80	0,2881	1,28	0,3997	1,96	0,4750
0,44	0,1700	0,81	0,2910	1,30	0,4032	1,98	0,4761
0,46	0,1772	0,82	0,2939	1,32	0,4066	2,00	0,4772
0,48	0,1844	0,83	0,2967	1,34	0,4099	2,20	0,4861
0,50	0,1915	0,84	0,2995	1,36	0,4131	2,30	0,4893
0,51	0,1950	0,85	0,3023	1,38	0,4162	2,40	0,4918
0,52	0,1985	0,86	0,3061	1,40	0,4192	2,60	0,4953
0,53	0,2019	0,87	0,3078	1,42	0,4222	2,70	0,4965
0,54	0,2054	0,88	0,3106	1,44	0,4251	2,80	0,4974
0,55	0,2088	0,89	0,3133	1,46	0,4279	3,00	0,4987
0,56	0,2123	0,90	0,3159	1,48	0,4306	3,10	0,4990
0,57	0,2157	0,91	0,3168	1,50	0,4332	3,20	0,4993
0,58	0,2190	0,92	0,3212	1,52	0,4357	—	—

Плотность нормального распределения $\varphi(U)$

U	$\varphi(U)$	U	$\varphi(U)$	U	$\varphi(U)$	U	$\varphi(U)$
0,00	0,3989	0,58	0,3372	1,18	0,1989	1,78	0,0818
0,01	0,3689	0,60	0,3332	1,20	0,1942	1,80	0,0790
0,02	0,3989	0,62	0,3292	1,22	0,1896	2,28	0,0297
0,04	0,3986	0,64	0,3251	1,24	0,1849	2,30	0,0283
0,06	0,3982	0,66	0,3209	1,26	0,1804	2,32	0,0270
0,08	0,3977	0,68	0,3166	1,28	0,1758	2,34	0,0258
0,10	0,3970	0,70	0,3123	1,30	0,1714	2,36	0,0246
0,12	0,3961	0,72	0,3079	1,32	0,1669	2,38	0,0236
0,14	0,3951	0,74	0,3034	1,34	0,1626	2,40	0,0224
0,16	0,3939	0,76	0,2989	1,36	0,1582	2,42	0,0213
0,18	0,3925	0,78	0,2943	1,38	0,1539	2,44	0,0203
0,20	0,3910	0,80	0,2897	1,40	0,1497	2,46	0,0194
0,22	0,3894	0,82	0,2850	1,42	0,1456	2,48	0,0184
0,24	0,3876	0,84	0,2803	1,44	0,1415	2,50	0,0175
0,26	0,3857	0,86	0,2456	1,46	0,1374	2,52	0,0167
0,28	0,3836	0,88	0,2709	1,48	0,1334	2,54	0,0158
0,30	0,3814	0,90	0,2661	1,50	0,1295	2,56	0,0151
0,32	0,3790	0,92	0,2613	1,52	0,1257	2,58	0,0143
0,34	0,3765	0,94	0,2565	1,54	0,1229	2,60	0,0136
0,36	0,3739	0,96	0,2516	1,56	0,1182	2,62	0,0129
0,38	0,3712	0,98	0,2468	1,58	0,1145	2,64	0,0122
0,40	0,3683	1,00	0,2420	1,60	0,1109	2,66	0,0116
0,42	0,3653	1,02	0,2371	1,62	0,1074	2,68	0,0110
0,44	0,3621	1,04	0,2323	1,64	0,1040	2,70	0,0104
0,46	0,3589	1,06	0,2275	1,65	0,1006	2,72	0,0099
0,48	0,3555	1,08	0,2227	1,68	0,0973	2,74	0,0093
0,50	0,3521	1,10	0,2179	1,70	0,0940	2,76	0,0088
0,52	0,3485	1,12	0,2131	1,72	0,0909	2,78	0,0084
0,54	0,3448	1,14	0,2083	1,74	0,0878	2,80	0,0079
0,56	0,3410	1,16	0,2036	1,76	0,0848	2,82	0,0075

Исходные данные для решения задания 1 «Расчет надежности подшипников качения»

Номер варианта	Тип подшипника	n , об/мин	L_h , час	\bar{P} , Н	C_{90} , Н
1	Роликоподшипник	275	2 000	4 000	24 200
2	Шарикоподшипник	200	2 500	4 500	16 000
3	Роликоподшипник	300	3 000	5 000	25 600
4	Шарикоподшипник	225	3 500	3 000	17 000
5	Роликоподшипник	325	4 000	3 500	24 600
6	Шарикоподшипник	250	4 500	4 000	17 300
7	Роликоподшипник	350	5 000	4 500	24 800
8	Шарикоподшипник	275	3 000	5 000	17 800
9	Роликоподшипник	375	3 500	5 500	25 000
10	Шарикоподшипник	300	4 000	6 000	17 000
11	Роликоподшипник	400	4 500	2 500	25 400
12	Шарикоподшипник	275	5 000	3 000	15 100
13	Роликоподшипник	425	5 500	3 500	26 000
14	Шарикоподшипник	250	6 000	4 000	15 700
15	Роликоподшипник	450	3 500	4 500	27 000

Окончание табл. П4

Номер варианта	Тип подшипника	n , об/мин	L_h , час	\bar{P} , Н	C_{90} , Н
16	Шарикоподшипник	225	4 000	5 000	16 200
17	Роликоподшипник	475	4 500	5 500	28 000
18	Шарикоподшипник	200	5 000	6 000	16 700
19	Роликоподшипник	500	5 500	4 000	29 000
20	Шарикоподшипник	250	6 000	5 000	17 100
21	Роликоподшипник	200	4 000	3 500	25 600
22	Шарикоподшипник	225	3 500	4 000	16 000
23	Роликоподшипник	475	4 500	4 500	15 750
24	Шарикоподшипник	500	6 000	5 500	26 000
25	Роликоподшипник	375	2 500	4 000	28 000
26	Шарикоподшипник	400	2 000	3 000	17 100
27	Роликоподшипник	275	6 000	6 000	16 200
28	Шарикоподшипник	350	5 000	4 000	15 500
29	Роликоподшипник	470	4 700	5 500	16 300
30	Шарикоподшипник	520	3 200	3 500	17 000

Исходные данные для решения задания 2
«Определение показателей надежности поршневых пальцев двигателя внутреннего сгорания»

Вариант	Номер двигателя										Наработка, ч			Интенсивность отказов, λ_i 1/ч
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
	Наработка до предельного износа поршневых пальцев, t_i , ч													
1	400	460	500	520	530	570	610	700	800	850	300	450	900	25/10 000
2	350	390	420	460	480	510	550	620	670	720	250	500	800	15/10 000
3	480	560	600	640	710	760	850	870	950	1 050	550	700	850	100/10 000
4	600	640	660	680	710	780	840	930	960	1 000	650	800	1 100	60/10 000
5	240	320	350	370	410	440	460	490	510	560	250	400	600	40/10 000
6	710	760	780	810	820	870	940	980	1 050	1 100	500	750	1 200	50/10 000
7	530	610	640	700	740	760	790	830	880	960	650	750	900	70/10 000
8	540	590	650	660	720	750	780	790	830	940	550	680	850	80/10 000
9	420	440	510	560	580	640	660	690	710	860	500	600	850	10/10 000
10	420	520	570	610	630	660	710	750	800	950	400	550	1 050	180/10 000
11	320	370	440	460	480	510	550	560	630	700	350	500	700	30/10 000
12	710	750	830	860	880	900	950	990	1 050	1 150	500	900	1 100	80/10 000
13	350	370	400	420	430	450	490	520	530	600	450	600	650	100/10 000
14	480	540	580	600	640	660	690	740	850	930	600	800	900	120/10 000
15	500	530	580	600	650	660	700	850	880	960	750	800	900	200/10 000

Вариант	Номер двигателя										Наработка, ч			Интенсивность отказов, λ_i 1/ч
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
	Наработка до предельного износа поршневых пальцев, t_i , ч													
16	480	540	560	610	660	680	730	800	830	970	450	600	750	180/10 000
17	450	540	580	600	630	660	700	750	860	950	450	550	700	70/10 000
18	370	410	440	510	550	580	630	640	690	770	650	700	750	110/10 000
19	260	420	490	520	580	600	650	680	750	790	410	520	600	70/10 000
20	315	390	450	525	590	630	680	710	790	800	450	550	700	20/10 000
21	360	380	450	490	550	590	630	720	780	810	500	680	860	80/10 000
22	420	450	550	580	620	690	740	780	900	950	450	620	840	90/10 000
23	310	350	430	480	520	600	650	750	800	830	410	510	610	20/10 000
24	330	390	450	485	555	590	600	670	710	750	250	550	320	55/10 000
25	430	480	520	590	620	670	710	750	850	950	750	860	910	50/10 000
26	410	450	530	560	610	660	690	700	820	880	560	620	720	60/10 000
27	450	530	590	620	680	750	850	910	960	990	490	580	630	75/10 000
28	710	390	830	490	630	590	550	690	880	600	410	520	600	90/10 000
29	350	380	400	580	480	690	950	750	830	930	450	550	700	20/10 000
30	480	450	580	480	880	600	490	560	860	960	500	680	860	55/10 000

Исходные данные для решения задания 3
«Определение показателей надежности вала турбокомпрессора»

Вариант	Номер ремонта	Наработка вала до ремонта, T_i	Число дефектных валов, μ_i	Исходная совокупность валов, N
1	1	600	25	1000
	2	1000	290	1000
2	1	750	21	1000
	2	900	270	1000
3	1	800	28	1000
	2	1200	285	1000
4	1	950	30	1000
	2	1300	290	1000
5	1	800	20	1000
	2	1000	270	1000
6	1	750	18	1000
	2	1050	265	1000
7	1	900	26	1000
	2	1300	280	1000
8	1	800	25	1000
	2	1150	290	1000
9	1	750	24	1000
	2	950	275	1000
10	1	700	24	1000
	2	950	285	1000
11	1	750	23	1000
	2	1000	275	1000
12	1	650	20	1000
	2	850	260	1000
13	1	700	26	1000
	2	1100	270	1000
14	1	800	27	1000
	2	1200	285	1000
15	1	750	28	1000
	2	900	290	1000

Вариант	Номер ремонта	Наработка вала до ремонта, T_i	Число дефектных валов, μ_i	Исходная совокупность валов, N
16	1	1000	30	1000
	2	1300	310	1000
17	1	1050	25	1000
	2	1350	270	1000
18	1	850	26	1000
	2	1250	275	1000
19	1	600	23	1000
	2	1100	260	1000
20	1	650	24	1000
	2	1000	265	1000
21	1	700	25	1000
	2	1200	270	1000
22	1	750	26	1000
	2	1000	275	1000
23	1	800	27	1000
	2	1050	280	1000
24	1	600	28	1000
	2	950	285	1000
25	1	650	30	1000
	2	1050	265	1000
26	1	700	25	1000
	2	1100	275	1000
27	1	750	24	1000
	2	1150	285	1000
28	1	600	20	1000
	2	1000	260	1000
29	1	750	26	1000
	2	900	270	1000
30	1	850	27	1000
	2	1250	285	1000

Исходные данные для решения задания 4
«Определение усталостной долговечности коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания»

Вариант	Номер группы	Время работы деталей до 1-го ремонта, t_1	Время работы деталей до 2-го ремонта, t_2	Число деталей N_1 , поврежденных при наработке t_1	Число деталей N_2 , поврежденных при наработке t_2	Число годных деталей из N_1 , ν_1	Число годных деталей из N_2 , ν_2
1	А	200	350	40	10	20	6
	Б	200	350	54	40	30	22
2	А	200	400	42	12	18	6
	Б	200	400	60	32	36	20
3	А	300	500	38	14	16	8
	Б	300	500	58	28	34	18
4	А	300	600	54	20	26	12
	Б	300	600	60	36	32	20
5	А	400	800	30	12	16	6
	Б	400	800	72	40	44	24
6	А	400	600	30	10	18	4
	Б	400	600	48	24	24	14
7	А	400	700	34	14	20	8
	Б	400	700	42	17	30	10
8	А	400	800	40	20	18	10
	Б	400	800	60	20	32	14
9	А	500	900	44	12	16	8
	Б	500	900	68	22	36	12
10	А	500	1000	36	16	18	10
	Б	500	1000	72	18	40	10

Продолжение табл. П7

Вариант	Номер группы	Время работы деталей до 1-го ремонта, t_1	Время работы деталей до 2-го ремонта, t_2	Число деталей N_1 , продефектованных при наработке t_1	Число деталей N_2 , продефектованных при наработке t_2	Число годных деталей из N_1 , ν_1	Число годных деталей из N_2 , ν_2
11	А	500	900	40	18	22	8
	Б	500	900	58	30	38	18
12	А	500	1000	44	16	16	10
	Б	500	1000	56	24	36	16
13	А	600	800	32	12	14	8
	Б	600	800	58	32	28	18
14	А	600	900	28	10	16	6
	Б	600	900	54	26	38	20
15	А	600	1000	36	14	12	6
	Б	600	1000	60	28	28	16
16	А	600	1100	32	14	18	10
	Б	600	1100	48	16	26	14
17	А	600	1200	34	16	16	12
	Б	600	1200	46	18	20	16
18	А	600	1100	42	18	12	6
	Б	600	1100	56	20	38	21
19	А	250	300	45	11	25	7
	Б	250	300	50	35	35	21
20	А	200	450	40	10	20	7
	Б	200	450	62	30	35	20

Вариант	Номер группы	Время работы деталей до 1-го ремонта, t_1	Время работы деталей до 2-го ремонта, t_2	Число деталей N_1 , продефектованных при наработке t_1	Число деталей N_2 , продефектованных при наработке t_2	Число годных деталей из N_1 , ν_1	Число годных деталей из N_2 , ν_2
21	А	350	500	30	12	15	9
	Б	350	500	52	25	34	17
22	А	300	550	55	18	25	12
	Б	300	550	64	35	31	21
23	А	450	800	32	12	15	6
	Б	450	800	70	38	43	25
24	А	400	650	33	12	17	5
	Б	400	650	48	25	25	15
25	А	400	750	35	15	21	7
	Б	400	750	41	18	32	12
26	А	450	700	45	25	19	15
	Б	450	700	65	20	33	20
27	А	550	900	45	11	15	9
	Б	550	900	65	20	35	10
28	А	600	800	33	10	20	8
	Б	600	800	45	30	34	11
29	А	650	750	50	19	18	6
	Б	650	750	56	33	26	10
30	А	700	600	45	11	16	10
	Б	700	600	52	22	44	16

**Исходные данные для решения задания 5
«Расчет надежности зубчатых передач»**

Вариант	$\bar{K}_{H\beta}$	\bar{K}_{HV}	$\bar{K}_{H\alpha}$	$\bar{\sigma}_H$, МПа	$\bar{\sigma}_F$, МПа	$\bar{\sigma}_{H\lim}$ МПа	$V_{\sigma F}$	HB
1	1,1	1,2	0,8	600	280	780	0,1	300
2	1,11	1,21	0,81	610	290	790	0,11	310
3	1,12	1,22	0,82	620	300	770	0,12	320
4	1,13	1,23	0,83	630	270	760	0,13	330
5	1,14	1,24	0,82	640	260	750	0,14	340
6	1,15	1,25	0,81	650	250	750	0,15	360
7	1,16	1,24	0,8	660	240	760	0,16	370
8	1,17	1,23	0,81	670	240	770	0,1	380
9	1,16	1,21	0,82	680	250	780	0,11	390
10	1,15	1,2	0,83	690	260	780	0,12	400
11	1,14	1,21	0,82	700	270	760	0,13	300
12	1,13	1,22	0,81	690	280	750	0,14	310
13	1,12	1,23	0,8	680	290	770	0,15	320
14	1,11	1,24	0,82	670	300	750	0,1	330
15	1,1	1,25	0,81	960	290	760	0,11	340
16	1,11	1,24	0,83	650	280	770	0,12	360
17	1,12	1,23	0,81	640	270	780	0,13	370
18	1,13	1,22	0,82	630	260	770	0,14	380
19	1,14	1,21	0,8	620	250	760	0,1	390
20	1,15	1,2	0,82	600	240	750	0,12	400
21	1,16	1,21	0,83	620	270	760	0,11	300
22	1,17	1,22	0,81	630	280	760	0,12	310
23	1,16	1,23	0,82	640	290	770	0,1	320
24	1,15	1,24	0,81	650	300	780	0,13	330
25	1,14	1,25	0,82	660	260	770	0,14	340
26	1,13	1,25	0,82	670	270	760	0,11	360
27	1,12	1,24	0,83	680	280	750	0,1	380
28	1,11	1,23	0,8	630	260	760	0,12	390
29	1,1	1,24	0,82	620	250	760	0,11	400
30	1,11	1,25	0,81	600	240	770	0,12	300

**Исходные данные для решения задания 6
«Расчет надежности резьбовых соединений»**

Вариант	d_p , мм	$F \cdot 10^3$, Н	$\bar{\sigma}_t$, МПа	$\bar{\sigma}_{-1}$, МПа
1	9,35	6	310	200
2	9,36	7	320	210
3	9,37	8	330	215
4	9,38	9	340	220
5	9,39	6	350	225
6	9,4	7	360	230
7	9,41	8	370	200
8	9,42	9	380	210
9	9,43	6	310	215
10	9,44	7	320	220
11	9,45	8	330	225
12	9,46	9	340	230
13	9,47	6	350	200
14	9,48	7	360	210
15	9,51	8	370	215
16	9,52	9	380	220
17	9,53	6	310	225
18	9,54	7	320	230
19	9,55	8	330	200
20	9,56	9	340	210
21	9,57	6	350	215
22	9,58	7	360	220
23	9,59	8	370	225
24	9,6	9	380	230
25	9,61	7	360	220
26	9,62	8	370	225
27	9,63	9	380	230
28	9,64	6	350	200
29	9,65	7	360	210
30	9,66	8	370	215

Таблица П10

Исходные данные для решения задания 7 «Расчет надежности накладок сцепления лесовозного сортиментовоза»

Вариант	Крутящий момент двигателя, M_d , Н·м	Масса сортиментовоза, кг		Коэффициент сопротивления качению, f_1		Толщина накладок, h , мм	Износостойкость материала накладок, J , кН·м/мм·м ²	Площадь трения, F , м ²	Коэффициент α_i		Интенсивность пользования n_i	
		порожного, G_a^0	с грузом, G_a^r	Асфальт	Лесовозная дорога				Асфальт	Лесовозная дорога	Асфальт	Лесовозная дорога
1	802	9 200	19 200	0,010	0,025	4	$6 \cdot 10^5$	0,122	0,86	0,14	0,9	7,3
2	800	9 100	19 100	0,012	0,026	3	$7,5 \cdot 10^5$	0,123	0,86	0,14	0,8	7,2
3	801	9 000	19 000	0,013	0,027	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,124	0,87	0,13	0,7	7,1
4	802	8 900	18 900	0,014	0,028	3	$16 \cdot 10^5$	0,125	0,88	0,12	0,9	7,3
5	800	8 800	18 800	0,015	0,029	4	$17 \cdot 10^5$	0,121	0,89	0,11	0,8	7,2
6	801	9 100	19 100	0,016	0,030	3	$6 \cdot 10^5$	0,120	0,85	0,15	0,7	7,1
7	802	9 200	19 200	0,017	0,031	4	$7,5 \cdot 10^5$	0,122	0,84	0,16	0,9	7,3
8	800	8 800	18 800	0,017	0,032	3	$7,65 \cdot 10^5$	0,123	0,83	0,17	0,8	7,2
9	801	8 900	18 900	0,010	0,025	3	$16 \cdot 10^5$	0,124	0,82	0,18	0,7	7,1
10	802	9 200	19 200	0,012	0,026	4	$17 \cdot 10^5$	0,125	0,81	0,19	0,9	7,3
11	800	9 100	19 100	0,013	0,027	3	$7,5 \cdot 10^5$	0,121	0,80	0,20	0,8	7,2
12	801	9 000	19 000	0,014	0,028	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,120	0,79	0,21	0,7	7,1
13	802	8 900	18 900	0,015	0,029	3	$16 \cdot 10^5$	0,122	0,78	0,22	0,7	7,1
14	800	8 800	18 800	0,016	0,030	3	$17 \cdot 10^5$	0,123	0,77	0,23	0,9	7,3
15	801	9 100	19 100	0,017	0,031	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,124	0,76	0,24	0,8	7,2
16	802	9 200	19 200	0,017	0,032	4	$16 \cdot 10^5$	0,125	0,75	0,25	0,7	7,1

Вариант	Крутящий момент двигателя, M_d , Н·м	Масса сортиментовоза, кг		Коэффициент сопротивления качению, f_1		Толщина накладок, h , мм	Износостойкость материала накладок, J , кН·м/мм·м ²	Площадь трения, F , м ²	Коэффициент α_i		Интенсивность пользования n_i	
		порожного, G_a^0	с грузом, G_a^r	Асфальт	Лесовозная дорога				Асфальт	Лесовозная дорога	Асфальт	Лесовозная дорога
17	800	8 800	18 800	0,014	0,028	3	$17 \cdot 10^5$	0,121	0,84	0,16	0,9	7,3
18	801	8 900	18 900	0,015	0,029	4	$7,5 \cdot 10^5$	0,120	0,83	0,17	0,8	7,2
19	802	8 800	18 800	0,016	0,030	3	$16 \cdot 10^5$	0,120	0,82	0,18	0,7	7,1
20	800	8 900	18 900	0,017	0,031	3	$17 \cdot 10^5$	0,122	0,81	0,19	0,9	7,3
21	801	9 200	19 200	0,017	0,032	4	$6 \cdot 10^5$	0,123	0,80	0,20	0,8	7,2
22	802	9 100	19 100	0,012	0,026	3	$7,5 \cdot 10^5$	0,124	0,79	0,21	0,7	7,1
23	800	9 000	19 000	0,013	0,027	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,125	0,78	0,22	0,9	7,3
24	801	8 900	18 900	0,014	0,028	3	$17 \cdot 10^5$	0,121	0,77	0,23	0,8	7,2
25	802	8 800	18 800	0,015	0,029	3	$7,5 \cdot 10^5$	0,120	0,76	0,24	0,7	7,1
26	800	9 100	19 100	0,016	0,030	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,124	0,75	0,25	0,8	7,2
27	801	9 200	19 200	0,017	0,031	3	$16 \cdot 10^5$	0,125	0,77	0,23	0,7	7,1
28	801	8 800	18 800	0,017	0,032	4	$17 \cdot 10^5$	0,121	0,76	0,24	0,9	7,3
29	802	8 900	18 900	0,014	0,028	4	$7,65 \cdot 10^5$	0,120	0,75	0,25	0,8	7,2
30	800	8 800	18 800	0,015	0,030	3	$7,5 \cdot 10^5$	0,124	0,77	0,23	0,7	7,3

Примечание. Для всех вариантов принять следующие исходные данные: частота вращения коленчатого вала двигателя $n = 2100$ об./мин; радиус колеса $r_k = 0,540$ м; передаточное число трансмиссии $i_{общ} = 86,3$.

Исходные данные для решения задания 8
«Расчет надежности карданных шарниров лесовозного автопоезда»

Вариант	Крутящий момент двигателя, $M_d, \text{Н} \cdot \text{м}$	Масса автопоезда, кг		Радиус колеса, $r_k, \text{м}$	Коэффициент сопротивления качению, f_1		Коэффициент α_i	
		порожнего, G_a^0	с грузом, G_a^r		Асфальт	Лесовозная дорога	Асфальт	Лесовозная дорога
1	802	9 200	19 200	0,542	0,010	0,025	0,86	0,14
2	800	9 100	19 100	0,540	0,012	0,026	0,86	0,14
3	801	9 000	19 000	0,542	0,013	0,027	0,87	0,13
4	802	8 900	18 900	0,540	0,014	0,028	0,88	0,12
5	800	8 800	18 800	0,542	0,015	0,029	0,89	0,11
6	801	9 100	19 100	0,540	0,016	0,030	0,85	0,15
7	802	9 200	19 200	0,542	0,017	0,031	0,84	0,16
8	800	8 800	18 800	0,540	0,017	0,032	0,83	0,17
9	801	8 900	18 900	0,542	0,010	0,025	0,82	0,18
10	802	9 200	19 200	0,540	0,012	0,026	0,81	0,19
11	800	9 100	19 100	0,542	0,013	0,027	0,80	0,20
12	801	9 000	19 000	0,540	0,014	0,028	0,79	0,21
13	802	8 900	18 900	0,542	0,015	0,029	0,78	0,22
14	800	8 800	18 800	0,540	0,016	0,030	0,77	0,23
15	801	9 100	19 100	0,542	0,017	0,031	0,76	0,24
16	802	9 200	19 200	0,540	0,017	0,032	0,75	0,25
17	800	8 800	18 800	0,540	0,014	0,028	0,84	0,16
18	801	8 900	18 900	0,542	0,015	0,029	0,83	0,17
19	802	8 800	18 800	0,540	0,016	0,030	0,82	0,18
20	800	8 900	18 900	0,542	0,017	0,031	0,81	0,19
21	801	9 200	19 200	0,540	0,017	0,032	0,80	0,20
22	802	9 100	19 100	0,542	0,012	0,026	0,79	0,21
23	800	9 000	19 000	0,540	0,013	0,027	0,78	0,22
24	801	8 900	18 900	0,540	0,014	0,028	0,77	0,23
25	802	8 800	18 800	0,542	0,015	0,029	0,76	0,24
26	800	9 100	19 100	0,540	0,016	0,030	0,75	0,25
27	801	9 200	19 200	0,542	0,017	0,031	0,77	0,23
28	801	8 800	18 800	0,540	0,017	0,032	0,76	0,24
29	802	8 900	18 900	0,540	0,014	0,028	0,75	0,25
30	800	8 700	19 200	0,542	0,015	0,029	0,74	0,23

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лой, В. Н. Надежность машин и оборудования / В. Н. Лой, С. П. Мохов, А. Р. Гороновский. – Минск: БГТУ, 2008. – 37 с.
2. Жуков, А. В. Надежность машин и оборудования / А. В. Жуков, И. В. Турлай, А. Р. Гороновский. – Минск: БТИ, 1991. – 64 с.
3. Решетов, Д. Н. Надежность машин / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
4. Лукинский, В. С. Долговечность деталей шасси автомобиля / В. С. Лукинский, Ю. Г. Котиков, Е. И. Зайцев. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.
5. Технологические методы обеспечения надежности деталей машин / И. М. Жарский [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 2005. – 299 с.
6. Проектирование и расчет специальных лесных машин / М. И. Зайчик [и др.]. – М.: Лесная промышленность, 1976. – 86 с.
7. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
8. Острейковский, В. А. Теория надежности / В. А. Острейковский. – М.: Высшая школа, 2003. – 463 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	4
ЗАДАНИЯ.....	12
Задание 1. Расчет надежности подшипников качения	12
Задание 2. Определение показателей надежности поршневых пальцев двигателя внутреннего сгорания.....	13
Задание 3. Определение показателей надежности вала турбокомпрессора	18
Задание 4. Определение усталостной долговечности коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.....	23
Задание 5. Расчет надежности зубчатых передач	27
Задание 6. Расчет надежности резьбовых соединений	30
Задание 7. Расчет надежности накладок сцепления лесовозного сортиментовоза.....	33
Задание 8. Расчет надежности карданных шарниров лесовозного автопоезда	42
ПРИЛОЖЕНИЕ	51
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	68

Учебное издание

Лой Владимир Николаевич
Пищов Сергей Николаевич

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. П. Приходько*
Компьютерная верстка *О. П. Приходько*
Корректор *О. П. Приходько*

Подписано в печать 17.04.2012. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,1. Уч.-изд. л. 4,2 .
Тираж 50 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.