

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

НАДЕЖНОСТЬ В ТЕХНИКЕ

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

ГОСТ 27.301—83

Издание официальное

Цена 15 коп.

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ
Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН Академией наук Белорусской ССР

ИСПОЛНИТЕЛИ:

О. В. Берестнев, д-р. техн. наук; **И. С. Цитович,** чл.-корр. АН БССР; **Г. И. Передкова,** канд. техн. наук; **В. Б. Альгин,** канд. техн. наук; **В. Н. Ксендзов,** канд. техн. наук; **К. К. Кузьмич; И. В. Манюта,** канд. техн. наук; **В. Я. Павловский; В. С. Шевченко,** канд. техн. наук; **Б. Н. Волков,** канд. техн. наук; **А. И. Кубарев,** канд. техн. наук; **В. Л. Аршакуни,** канд. техн. наук; **Ю. Д. Литвиненко; В. Ю. Мордвинов,** канд. техн. наук; **Т. А. Гурш; Н. А. Щельцын; В. П. Важдаев; В. А. Ильинский,** канд. техн. наук; **Ю. М. Огульник,** канд. техн. наук; **О. Н. Шейнина,** канд. техн. наук; **И. Г. Сеин; Б. Г. Волков,** канд. техн. наук; **М. А. Гулин,** канд. техн. наук; **А. Т. Остапко,** канд. техн. наук; **Н. П. Гавриш,** канд. физ-мат. наук; **В. И. Савин,** канд. техн. наук; **В. Е. Павлов,** канд. техн. наук; **К. Н. Войнов,** канд. техн. наук; **Э. И. Нестеров,** канд. техн. наук; **В. М. Енин; Б. Н. Вознюк,** канд. техн. наук; **В. Г. Иноземцев,** д-р техн. наук; **С. В. Вершинский,** д-р техн. наук; **Ю. М. Черкашин,** канд. техн. наук; **А. Д. Кочнов,** канд. техн. наук; **Е. Б. Дидова; В. Ф. Старостин,** канд. техн. наук; **А. С. Саверский,** канд. техн. наук; **В. П. Жевтунов,** канд. техн. наук; **В. Н. Кабанов,** канд. техн. наук; **В. И. Иванов,** канд. техн. наук; **В. А. Ивашов; А. П. Приходько,** канд. техн. наук

ВНЕСЕН Академией наук Белорусской ССР

Главный ученый секретарь **Л. И. Киселевский**

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 28.02.83 № 979

УДК 62—192.001.24(083.74) Группа Т51

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

Надежность в технике

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Общие требования

Reliability in technique.
Prognosis of product reliability during designing.
General requirements

ГОСТ 27.301—83

Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 28 февраля 1983 г. № 979 срок введения установлен

с 01.07.84

Настоящий стандарт устанавливает принципы, правила и порядок прогнозирования надежности изделий машиностроения при проектировании.

Стандарт регламентирует методы и требования к прогнозированию показателей надежности изделий на стадиях их разработки.

На основе настоящего стандарта разрабатывают отраслевые стандарты и методики, регламентирующие методы и требования к прогнозированию надежности при проектировании конкретных изделий.

Термины и определения — по ГОСТ 13377—82. Пояснения к терминам, применяемым в настоящем стандарте, приведены в справочном приложении 1.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Прогнозирование надежности изделий при проектировании проводят с целью определения единичных показателей надежности проектируемого варианта изделия и сопоставления прогнозируемых показателей надежности изделий с требуемыми значениями.

1.2. Результатом прогнозирования надежности являются количественные оценки показателей надежности деталей, сборочных единиц и изделий, полученные на различных стадиях разработки и внесенные в техническую документацию.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

© Издательство стандартов, 1983

1.3. Результаты прогнозирования показателей надежности изделий следует использовать при:

выборе оптимальных вариантов конструкции;

уточнении параметров и режимов работы изделий;

оптимизации стратегии технического обслуживания и ремонта;

разработке мероприятий по повышению надежности;

планировании выпуска запасных частей.

1.4. При прогнозировании надежности изделий следует использовать расчетные, экспертные, опытно-статистические методы и методы исследовательских испытаний.

1.5. Методы прогнозирования надежности изделий необходимо выбирать с учетом:

наличия исходной информации;

стадии разработки изделия;

степени сложности изделия, его назначения и номенклатуры установленных показателей надежности;

стратегии технического обслуживания и ремонта.

1.6. Исходной информацией для прогнозирования надежности изделий являются:

конструкторская документация на различных стадиях разработки изделия (техническое предложение (П), эскизный проект (ЭП), технический проект (ТП) и рабочие чертежи);

банк данных об изделиях-аналогах, включающий статистические данные об их эксплуатационной надежности;

банк данных об испытаниях, включающий сведения о нагруженности деталей и сборочных единиц;

сведения об условиях эксплуатации.

1.7. Прогнозирование показателей надежности следует проводить на стадиях разработки изделий (П, ЭП, ТП) по ГОСТ 2.118—73, ГОСТ 2.119—73, ГОСТ 2.120—73.

1.8. На стадиях разработки П и ЭП проводят ориентировочное прогнозирование показателей надежности изделий с использованием экспертных и экстраполяционных методов, а также опытно-статистических методов прогнозирования по изделиям-аналогам. Результаты прогнозирования вносят в пояснительную записку к П и в пояснительную записку к ЭП.

1.9. На стадии разработки ТП с рабочей документацией проводят окончательное прогнозирование показателей надежности проектируемых изделий с использованием расчетного метода и метода исследовательских испытаний. Результаты прогнозирования вносят в пояснительную записку к ТП.

1.10. При выборе метода прогнозирования надежности следует отдавать предпочтение расчетному методу, который наиболее полно учитывает формирующие надежность факторы:

физику отказов;

предельные состояния деталей и сборочных единиц;

кинематические и динамические характеристики конструкции;

прямые и косвенные связи между деталями и сборочными единицами;

внешние воздействия.

1.11. При прогнозировании показателей надежности расчетным методом следует применять теорию вероятности, математическую статистику, функциональный анализ в совокупности с методами теории прочности и механики разрушения, теории трения и износа. Расчеты следует проводить с использованием ЭВМ.

1.12. Экспертные методы прогнозирования показателей надежности рекомендуется применять при невозможности или нецелесообразности по конкретным условиям использовать расчетные методы при недостаточном количестве информации, допустимости приближенной оценки, для неответственных деталей и сборочных единиц.

1.12.1. Создание экспертной комиссии, опрос экспертов и экспертные оценки в каждом конкретном случае следует проводить в соответствии с требованиями ГОСТ 23554.0—79 и ГОСТ 23554.1—79.

1.13. Опытно-статистические методы прогнозирования следует применять для получения информации о надежности изделий-аналогов, комплектующих деталей и сборочных единиц, а также макетов и опытных образцов.

1.13.1. Оценку показателей надежности деталей, сборочных единиц и изделий опытно-статистическим методом проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 17510—81, ГОСТ 27503—81, ГОСТ 11.005—74, ГОСТ 11.006—74, ГОСТ 11.007—75.

1.14. Методы исследовательских испытаний применяют для:

прогнозирования показателей надежности деталей, сборочных единиц и изделий на основе их макетов и опытных образцов;

получения информации о нагруженности и эксплуатационных условиях;

уточнения или контроля показателей надежности, полученных другими методами.

2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ

2.1. Основным принципом прогнозирования надежности изделий при проектировании должен быть системный подход, позволяющий учитывать особенности конструкции, возможности производства и условия эксплуатации.

2.2. При прогнозировании надежности изделия в целом его структурную схему следует представлять в виде иерархической

системы «деталь—сборочная единица — изделие» с выделением минимальной и избыточной структуры.

2.3. При прогнозировании надежности изделия детали и сборочные единицы по принципу ответственности подразделяют на две группы:

отказы которых опасны для жизни людей;

отказы которых приводят только к экономическим потерям.

2.4. К деталям и сборочным единицам, отказы которых опасны для жизни людей, устанавливают более высокие требования надежности.

При прогнозировании надежности изделия в целом дифференцированно учитывают надежность деталей и сборочных единиц обеих групп и связывают их с требованиями ГОСТ 12.0.001—74, ГОСТ 12.0.004—79, ГОСТ 12.1.003—76.

2.5. Показатели надежности следует рассчитывать с обязательной увязкой физических процессов потери работоспособности (возникновение отказов) и продолжительности работы изделий.

При невозможности такого подхода для отдельных деталей и сборочных единиц допускается назначение обоснованных параметров потока отказов по аналогу и использование их для определения показателей надежности.

2.6. При использовании различных методов прогнозирования надежности отдельных групп деталей и сборочных единиц необходимо соблюдать принцип однородности информации. Требования к однородности статистической информации — по ГОСТ 16468—79.

2.7. При прогнозировании надежности изделий необходимо соблюдать принцип преемственности, который заключается в использовании достоверных данных о надежности типовых деталей и сборочных единиц. Для них необходимо проводить только проверочные расчеты.

3. ПРОГНОЗИРУЕМЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

3.1. Номенклатура прогнозируемых показателей надежности изделий — по ГОСТ 23642—79 и нормативно-техническим отраслевым документам.

3.2. Выбор прогнозируемых показателей надежности должен удовлетворять следующим требованиям:

возможности количественной оценки их на этапе разработки;

возможности подтверждения их методами испытаний или подконтрольной эксплуатацией.

3.3. Для конкретных изделий следует выбирать минимально необходимое число показателей, достаточно полно определяющих их надежность, с учетом п. 3.1.

3.4. В общем случае прогнозируют показатели безотказности и показатели долговечности.

3.5. Для отдельных видов изделий прогнозируют показатели ремонтопригодности по ГОСТ 23146—78, ГОСТ 23660—79 и показатели сохраняемости в соответствии с требованиями ГОСТ 15150—69 и другой нормативно-технической документацией.

3.6. На основании полученных значений единичных показателей надежности в отдельных случаях определяют комплексные показатели.

4. ПОРЯДОК ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ РАСЧЕТНЫМ МЕТОДОМ

4.1. Прогнозирование надежности изделия расчетным методом производят, как указано в пп. 4.1.1—4.1.5.

4.1.1. Составляют иерархическую структурную схему изделия по п. 2.2, которая должна содержать основные функциональные элементы (детали и сборочные единицы), включая элементы силовых и кинематических цепей, расположенные по уровням в порядке их подчиненности, и отражать связи между ними.

4.1.2. Рассматривают все элементы, начиная с верхнего уровня структурной схемы и кончая нижним, и подразделяют их на группы:

элементы, показатели надежности которых следует определять расчетными методами;

элементы с заданными показателями надежности, включая назначенные параметры потока отказов;

элементы, показатели надежности которых следует определять опытно-статистическими методами или методами испытаний.

4.1.3. Для элементов, надежность которых определяют расчетными методами:

определяют спектры нагрузок и другие особенности эксплуатации, для чего составляют функциональные модели изделия и его сборочных единиц, которые, например, могут быть представлены сигнальным графом или матрицей состояний;

составляют модели физических процессов, приводящих к отказам, и устанавливают критерии отказов и предельных состояний (разрушение от длительных нагрузок, от кратковременных перегрузок, потеря упругости, наступление предельного износа и др.);

классифицируют их на группы по критериям отказов и выбирают для каждой группы соответствующие методы расчета;

производят детерминированные расчеты (на долговечность, прочность и т. п.) при наиболее неблагоприятном сочетании факторов и условий эксплуатации, и, если при этом предельные состояния не достигаются, то соответствующий элемент при прогнозировании надежности изделия не учитывают и исключают из струк-

турной схемы. В противном случае производят расчет вероятностными методами и определяют численные значения показателей надежности.

Методические указания по прогнозированию надежности изделий, сборочных единиц и деталей расчетным методом приведены в рекомендуемом приложении 2.

4.1.4. В соответствии с п. 2.6 производят корректировку показателей надежности элементов, полученных различными методами, с помощью обоснованных коэффициентных поправок.

4.1.5. Определяют надежность сборочных единиц и изделия в целом, последовательно переходя при этом от элементов нижнего уровня структурной схемы к элементам верхних уровней.

4.2. В случае, если полученные значения показателей надежности изделия не достигают требуемых, следует рассмотреть другие варианты изделия или его составных частей.

5. ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

5.1. Оценку достоверности прогнозирования показателей надежности следует проводить в зависимости от следующих факторов:

применяемого метода прогнозирования;

требуемой точности прогноза;

точности исходной информации;

периода времени, на который рассчитана последующая эксплуатация изделий.

5.2. При использовании экспертного метода достоверность прогнозирования показателей надежности проверяют с помощью характеристик разброса оценок экспертов — среднего квадратического отклонения и коэффициента конкордации — по ГОСТ 15895—77.

5.3. При применении опытно-статистического метода для прогнозирования надежности достоверность показателей оценивают по ГОСТ 11.004—74, ГОСТ 11.006—74, ГОСТ 11.007—75, ГОСТ 11.009—79 в зависимости от законов распределения отказов.

5.4. Оценка достоверности при применении расчетного метода производится на различных этапах прогнозирования.

5.5. При подготовке исходной информации для прогнозирования оценивают ее достоверность и однородность.

5.6. Достоверность окончательных результатов прогнозирования надежности изделий подтверждается в процессе контрольных испытаний или на стадии эксплуатации с учетом требований ГОСТ 17331—71 и ГОСТ 17572—72.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Справочное

ТЕРМИНЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В СТАНДАРТЕ, И ПОЯСНЕНИЯ К НИМ

1. **Прогнозирование надежности** — предсказание в значении вероятностного суждения на определенный период эксплуатации показателей надежности проектируемых изделий на базе информации, известной из проектной документации, материалов испытаний макетов и опытных образцов, а также из опытно-статистических данных об изделиях-аналогах, если такие имеются.

2. **Проектирование** — процесс создания прообраза предполагаемого или возможного объекта. Проектирование машин — конструирование, т. е. создание чертежей и другой конструкторской документации, необходимой для последующего изготовления изделия.

3. **Системный подход при прогнозировании надежности** — рассмотрение изделия как сложной системы и увязка показателей надежности со следующими факторами:

производительностью изделия;

массой изделия;

свойствами материалов;

возможностью изготовления деталей в соответствии с современным уровнем технологии;

эксплуатационными условиями.

4. **Иерархическая структурная схема** — графическое изображение изделия в виде совокупности его сборочных единиц и деталей, связанных между собой в порядке соподчинения по уровням. На первом уровне рассматриваются конструктивно-завершенные и имеющие самостоятельное функциональное назначение сборочные единицы. На последующих уровнях подлежат рассмотрению элементарные и неделимые единицы и т. д.

5. **Минимальная структура** — укрупненная схема изделия, которая включает сборочные единицы первого уровня и связи, отображающие его функциональное назначение.

6. **Избыточная структура** — схема изделия, в минимальную структуру которой введены обеспечивающие или резервные подсистемы.

7. **Прямые и косвенные связи** — разделение связей соединения сборочных единиц и деталей в единое изделие (прямые) и связей, обеспечивающих работоспособность изделия — смазки, охлаждающие жидкости, вспомогательные элементы (косвенные).

8. **Сигнальный граф** — изображение динамической схемы изделия в виде графа, состоящего из вершин, соединенных между собой направленными ребрами. Вершины соответствуют параметрам системы, а ребра — операторам функциональных преобразований.

9. **Функциональные модели** — формализованные математические модели, описывающие процессы, протекающие в изделиях и сборочных единицах по иерархической структурной схеме.

10. **Матрица состояний** — система характеризующих состояние объекта функций или иных величин, расположенных в виде прямоугольной таблицы, над которой можно производить алгебраические операции.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Рекомендуемое

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОГНОЗИРОВАНИЮ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ, СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ И ДЕТАЛЕЙ РАСЧЕТНЫМ МЕТОДОМ

1. Прогнозирование показателей надежности изделия, состоящего из нескольких элементов

1.1. Прогнозирование надежности изделия при проектировании осуществляют в соответствии с блок-схемой (черт. 1).

1.2. На первом этапе прогнозирования надежности производят классификацию элементов (деталей) в соответствии с пп. 2.3 и 4.1.2 настоящего стандарта.

1.2.1. Из совокупности элементов выделяют такие, для которых прогнозирование надежности осуществляют расчетным методом.

1.2.2. С учетом всех видов отказов составляют вероятностные или другие формализованные зависимости, которые позволяют получить показатели надежности для деталей и сборочных единиц.

1.2.3. Производят расчеты по предельным состояниям по детерминированным моделям, а затем на основании вероятностных зависимостей устанавливают законы распределения отказов и определяют показатели надежности элементов как указано в разд. 3, 4 и 5.

1.3. Анализируют зависимости между отказами элементов и переходят ко второму этапу прогнозирования надежности — определению показателей надежности сборочных единиц и изделия в целом как указано в пп. 1.3.1—1.4.

1.3.1. Принимают, что сборочная единица или изделие выходят из строя, если отказывает хотя бы одна деталь из совокупности n деталей.

1.3.2. Вычисляют функцию распределения случайной величины τ при условии независимости отказов элементов.

$$F(t)=p\{\tau<t\}=1-p\{\tau>t\}=1-\prod_{i=1}^{n}[1-F_i(t)]=1-\prod_{i=1}^{n}\left[1-\int_0^t P_i(\lambda)d\lambda\right],$$

где τ — момент выхода из строя изделия (сборочной единицы);

$\tau_1 \ldots \tau_n$ — моменты выхода из строя элементов изделия (деталей), отказы которых являются случайными величинами с функциями распределения $F_i(t)=p\{\tau_i<t\}$ и плотностями вероятности $P_i(t)=F_i(t)$.

1.3.3. Определяют вероятность безотказной работы $Q(t)$ до момента t и плотность вероятности $P(t)$:

$$Q(t)=1-F(t)=\prod_{i=1}^{n}[1-F_i(t)]=\prod_{i=1}^{n}Q_i(t),$$

где $Q_i(t)$ — вероятность безотказной работы i-й детали. Плотность $P(t)$ момента выхода из строя изделия вычисляют по формуле

$$P(t)=F(t)=P_1(t)\prod_{i\neq 1}\left[1-\int_0^t P_i(\lambda)d\lambda\right]+P_2(t)\prod_{i\neq 2}\left[1-\int_0^t P_i(\lambda)d\lambda\right]+\ldots+$$

$$+P_n(t)\prod_{i\neq n}\left[1-\int_0^t P_i(\lambda)d\lambda\right]=P_1(t)\prod_{i\neq 1}Q_i(t)+P_2(t)\prod_{i\neq 2}Q_i(t)+\ldots+$$

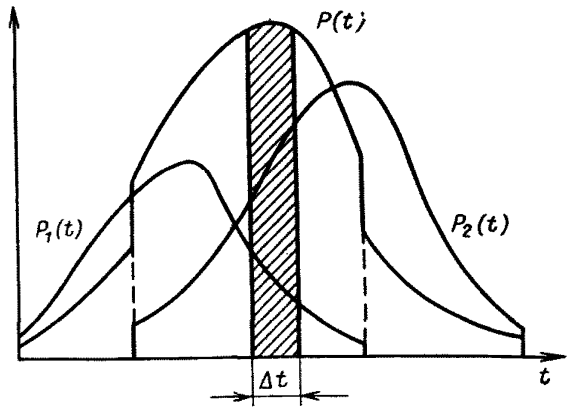
$$+P_n(t)\prod_{i\neq n}Q_n(t)=\sum_{k=1}^{n}P_k(t)\prod_{i\neq k}Q_i(t).$$

Блок-схема прогнозирования надежности изделий при проектировании



Черт. 1

Плотность $P(t)$ для $n=2$ имеет вид, представленный на черт. 2.



Черт. 2

$$P(t)=P_1(t)[1-\int_0^t P_2(\lambda)\,d\lambda]+P_2(t)[1-\int_0^t P_1(\lambda)\,d\lambda]=P_1(t)Q_2(t)+P_2(t)Q_1(t)\ .$$

1.3.4. Например, если кривые распределения отказов элементов подчиняются экспоненциальному закону, то для изделия в целом:

$$P_1(t)=\lambda_1 e^{-\lambda_1 t}$$

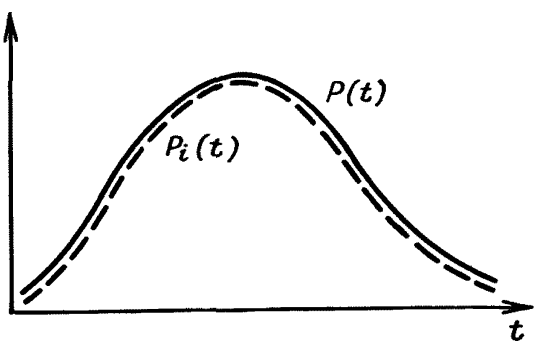
$$P_2(t)=\lambda_2 e^{-\lambda_2 t}$$

$$Q_1(t)=1-F_1(t)=1-(1-e^{-\lambda_1 t})=e^{-\lambda_1 t}$$

$$Q_2(t)=e^{-\lambda_2 t}$$

$$P(t)=(\lambda_1+\lambda_2)e^{-(\lambda_1+\lambda_2)}\ .$$

1.4. Для элементов изделия, которые почти равнопрочны и отказывают одновременно (черт. 3), считают, что $P(t)=P_i(t)$.



Черт. 3

1.5. Показатели надежности системы со сложной зависимостью между отказами элементов определяют методами статистического моделирования.

1.6. В случае, если полученные значения показателей надежности не достигают требуемых, принимают решение по их обеспечению за счет рассмотрения других вариантов изделия, введения обеспечивающих подсистем как указано в разд. 2 и т. п.

2. Прогнозирование надежности изделий с избыточной структурой

2.1. При прогнозировании надежности изделий последние рассматривают как сложные системы, общая структурная схема которых должна быть представлена в виде двух групп подсистем:

основная группа (минимальная структура);

обеспечивающие подсистемы—инсурсистемы (избыточная структура).

2.2. Введение конкретного типа обеспечивающих подсистем (инсурсистем) производят по результатам анализа связей в структуре системы и физических процессов, определяют работоспособность отдельных элементов (деталей).

2.3. В отличие от резервных подсистем инсурсистемы вводят не с целью замещения отказавших основных подсистем, а с целью обеспечения благоприятных условий их функционирования.

2.4. На первом этапе производят оценку надежности минимальной структуры исследуемой системы.

Вероятность безотказной работы $P_m\ (t)$ минимальной структуры, состоящей из последовательно соединенных подсистем, выражают зависимостью

$$P_m(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t) .$$

2.5. Условные классы подсистем вводят в соответствии с основными критериями, определяющими их надежность (прочность, износ, герметичноть и т. п.). С учетом принятой классификации вероятность безотказной работы системы будет

$$P_m(t) = P_Y\ (t) P_\Gamma\ (t) \ . \ . \ . ,$$

где $P_Y\ (t)$ — вероятность безотказной работы группы подсистем, у которых основным критерием, определяющим надежность, является прочность; $P_\Gamma\ (t)$ — вероятность безотказной работы группы подсистем, у которых основным критерием, определяющим надежность, является герметичность и т. д.

Например, $P_Y(t)$ определяют с использованием зависимости

$$P_Y\ (t) = P_t(Y > y) = \int_0^\infty f_y(Y) \left[\int_0^y f(\mathrm{X}) d\mathrm{X} \right] dY ,$$

где $f(X)$ — плотность распределения нагрузки на деталь;

$f_y(Y)$ — плотность распределения прочности детали.

2.6. Если надежность минимальной структуры меньше требуемой в техническом задании на разработку, то принимают решение об обеспечении надежности введением в структуру системы избыточности в виде инсурсистем. В результате изменяется плотность распределения нагрузок на деталь (элемент) и станет $g_Y\ (Z)$, а вероятность безотказной работы группы подсистем будет

$$P_{1Y}(t) > P_Y\ (t) \ .$$

Новые значения вероятности $P_{1Y}(t)$ подставляют в формулу п. 2.5 и оценивают общую вероятность безотказной работы системы.

2.7. Если невозможно получить вероятностные оценки надежности подсистем расчетным путем, предлагается функциональный подход оценки их работоспособности.

Процесс функционирования подсистем представляют в виде многомерного функционала $F\ (a_1, a_2, \ldots, a_n\ t_i)$.

Здесь a_k — параметры процесса $(k=1, 2, \ldots, j_t)$; t_i — время испытаний или наблюдений $(i=1, 2, \ldots, j_i)$.

Задача заключается в определении значений этой функции $F_1\ (a_k, t_{j+1})$, $F_2\ (a_k, t_{j+2})$, $\ldots$, $F_e\ (a_k, t_{j+m})$ в моменты времени t_{j+1}, $t_{j+2}, \ldots, t_{j+m}$.

Решение задачи осуществляют методом планирования экспериментов на примере оценки работоспособности гидромашин. Возможны и иные подходы к постановке и проведению эксперимента.

Оценка работоспособности гидромашин зависит от давления в гидравлической системе x_1, температуры рабочей жидкости x_2, свойств жидкости x_3, точности изготовления рабочих поверхностей деталей гидромашин x_4, усилия прижима ротора к распределительному диску x_5 и скорости вращения ротора x_6.

На основании исследования машин-аналогов составляется матрица планов и результатов опытов, представленная в табл. 1.

Таблица 1

Матрица плана и результаты опытов

Номер опыта	Матрица плана	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}
		t_j									
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
1	$x_4\ x_5$	0,083	0,148	0,209	0,260	0,268	0,277	0,259	0,241	0,248	0,255
2	$x_1\ x_5\ x_6$	0,062	0,196	0,357	0,436	0,459	0,481	0,454	0,426	0,453	0,480
3	$x_2\ x_4\ x_6$	0,114	0,319	0,587	0,774	0,803	0,832	0,831	0,829	0,805	0,781
4	$x_1\ x_2$	0,103	0,269	0,455	0,587	0,586	0,585	0,582	0,579	0,758	0,580
5	$x_3\ x_6$	0,042	0,085	0,196	0,264	0,265	0,266	0,279	0,291	0,300	0,309
6	$x_1\ x_3\ x_4$	0,015	0,025	0,104	0,220	0,223	0,226	0,226	0,226	0,225	0,224
7	$x_2\ x_3\ x_4$	0,030	0,030	0,069	0,292	0,280	0,268	0,269	0,270	0,278	0,285
8	$x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6$	0,161	0,697	1,092	1,060	1,081	1,101	1,093	1,085	1,085	1,086

Полученные данные позволяют построить математическую модель изменения работоспособности гидромашины в зависимости от перечисленных факторов.

Модель имеет вид:

$$y=0,4328+0,0138t-0,0095t^2+0,0015t^3+0,0841x_1+0,0142tx_1+0,0200t^2x_1+$$
$$+0,1882x_2+0,0053tx_2+0,0041t^3x_2+0,0006t^3x_2+0,1006x_4+0,0013tx_4-$$
$$-0,0022t^2x_4+0,0005t^3x_4+0,1560x_6+0,0010tx_6-0,0034tx_6+0,0008t^3x_6\ .$$

При проведении опытов количественные факторы варьировались на двух уровнях: $x_1=(4\pm2)$ МПа, $x_2=(323\pm283)$ °К, $x_4=(0{,}012\pm0{,}0075)$ мм, $x_5=(9\pm6)$ %, $x_6=(20{,}3\pm3{,}3)\ \frac{1}{c}$. В строках плана опытов указаны факторы, находящиеся на верхнем уровне в соответствующем опыте (например, x_4 и x_5 в опыте 1 и т. д.). Значения выходных показателей (y_j) — средние из двух параллельных наблюдений.

Использование полученной модели для прогнозирования долговечности гидромашин с учетом возможных изменений условий эксплуатации, а также других зависимых параметров, предполагают такую последовательность действий:

1. Установление значений и пределов изменений независимых параметров, входящих в вышеприведенную модель.
2. Проведение необходимых преобразований с целью получения кодированных значений факторов.
3. Установление предельно допустимого значения зависимой переменной $y_{\text{пред}}$.
4. Определение из модели прогнозируемой долговечности (t).

3. Прогнозирование надежности подшипников качения автомобиля

3.1. Долговечность подшипников качения определяют в километрах пробега автомобиля

$$L_s = \frac{R}{R_{\text{тр}}}, \tag{1}$$

где R — ресурс долговечности подшипника;

$R_{\text{тр}}$ — требуемый ресурс долговечности подшипника на 1 километр пробега автомобиля.

Величины R и $R_{\text{тр}}$ имеют вероятностный характер.

Для того, чтобы получить кривую распределения L_s, необходимо на ЭВМ производить деление величин R, подчиняющихся закону Вейбулла, на величины $R_{\text{тр}}$, подчиняющиеся логарифмически нормальному закону распределения.

С достаточной для практического использования точностью для подшипников качения автомобилей распределение величины R может быть аппроксимировано логарифмически нормальным законом, что позволяет выполнять аналитические расчеты.

Прологарифмировав выражение (1), получим

$$\lg L_s = \lg R - \lg R_{\text{тр}}. \tag{2}$$

Долговечность L_s подшипника также будет подчинена логарифмически нормальному закону распределения, параметры которого вычисляются по следующим формулам:

среднее значение случайной величины $\lg L_s$

$$\lg \overline{L_s} = \lg \overline{R} - \lg \overline{R_{\text{тр}}}, \tag{3}$$

где $\lg \overline{R}$ и $\lg \overline{R_{\text{тр}}}$ — средние значения величин R и $R_{\text{тр}}$;

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{\lg L_s} = \sqrt{\sigma^2_{\lg R} + \sigma^2_{\lg R_{\text{тр}}}}, \tag{4}$$

где $\sigma_{\lg R}$ и $\sigma_{\lg R_{\text{тр}}}$ — средние квадратические отклонения величин

$\lg R$ и $\lg R_{\text{тр}}$;

Статистические характеристики величины $\lg R$ определяют по табл. 2.

Динамическая грузоподъемность подшипника C определяется по каталогу.

3.2. Параметры распределения случайной величины $\lg R_{\text{тр}}$ определяются разнообразием условий эксплуатации автомобилей. При расчетах переменный нагрузочный режим заменяют постоянным расчетным. Замену производят с соблюдением принципа эквивалентности износоусталостных явлений на контактируемых поверхностях подшипников качения.

Таблица 2

Статистические характеристики распределения случайной величины $\lg R$

Тип подшипника	Диаметр тела качения, мм	Среднее значение $\lg \overline{R}$	Среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\lg R}$
Шариковый	25,4	$\lg \overline{R} = m(\lg C + \lg 1{,}7) + 6$	0,38
	25,4		0,44
Роликовый	25,4		0,32
	25,4		0,37

3.3. Напряженность эксплуатационного режима характеризуется коэффициентом приведения K_n, который применительно к автомобилям называется коэффициентом пробега. Рассеяние значений коэффициента пробега при постоянном расчетном режиме будет отражать рассеяние условий эксплуатации автомобилей.

3.4. Требуемый ресурс долговечности подшипника

$$R_{тр} = P_{пр}^{m} n_1 K_п , \qquad (5)$$

где $P_{пр}$ — приведенная расчетная нагрузка, Н;

m — показатель степени: $m=3$ — для шарикоподшипников, $m=10/3$ — для роликоподшипников;

n_1 — число оборотов подшипника на 1 км пробега автомобиля, об;

$K_п$ — коэффициент пробега (случайная величина).

Прологарифмировав выражение (5), получим

$$\lg R_{тр} = \lg(P_{пр}^{m} n_1) + \lg K_п . \qquad (6)$$

Параметры распределения случайной величины $\lg R_{тр}$ определяются параметрами распределения случайной величины $\lg K_п$, следовательно

$$\lg \overline{R}_{тр} = \lg(P_{пр}^{m} n_1) + \lg \overline{K}_п . \qquad (7)$$

и

$$\sigma_{\lg R_{тр}} = \sigma_{\lg K_п} , \qquad (8)$$

где $\lg \overline{K}_п$ — среднее значение случайной величины $\lg K_n$;

$\sigma_{\lg K_n}$ — среднее квадратическое отклонение случайной величины $\lg K_n$.

3.5. Случайная величина $\lg K_п$ распределяется по нормальному закону, параметры которого для подшипников различных типов автомобилей приведены в табл. 3.

Таблица 3

Статистические характеристики распределения случайной величины $\lg K$

Характеристики $\lg K_п$	Тип автомобиля		
	легковые	грузовые	самосвалы
Среднее значение $\overline{\lg K_п}$	$\lg K_{пр} - 0{,}075$	$\lg K_{пр} - 0{,}1$	$\lg K_{пр} - 0{,}125$
Среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\lg K_п}$	0,075	0,1	0,125

$K_{пр}$ — расчетное значение коэффициента пробега, соответствующее расчетному крутящему моменту на валу.

Для расчета величины $\lg \overline{R}_{тр}$ по формуле (7) необходимо определить:

число оборотов подшипника на 1 км пробега автомобиля n_1;

расчетный коэффициент пробега $K_{пр}$;

приведенную расчетную нагрузку на подшипник $P_{пр}$.

3.6. Число оборотов подшипника n_1 на 1 км пробега автомобиля

$$n_1 = \frac{1000}{2\pi r_K} \sum_{i=1}^{K} i_i \gamma_i , \qquad (9)$$

где r_K — расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м;

i_i — общее передаточное число от рассматриваемого вала к ведущим колесам на i-й передаче;

γ_i — относительный пробег автомобиля на i-й передаче в долях к общему пробегу;

K — количество передач, на которых нагружен рассматриваемый вал.

Исходные данные для определения n_1 приведены в табл. 4.

3.7. Момент на валу по двигателю $M_д$, Н·м (определяется для всех передач).

$$M_д = M_{мд}\, i_{дв}\, \eta_{дв}\, \lambda_{дв}\, \Theta_{дв} , \qquad (10)$$

где $M_{мд}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

$i_{дв}$ — передаточное число от двигателя к рассматриваемому валу;

$\eta_{дв}$ — коэффициент полезного действия участка трансмиссий от двигателя к рассматриваемому валу;

$\lambda_{дв}$ — показатель той части мощности, которая передается от двигателя к рассматриваемому валу;

$\Theta_{дв}$ — коэффициент, учитывающий возможную неточность деления мощности на участке от двигателя к рассматриваемому валу.

3.8. Момент на валу по сцеплению шин ведущих колес с дорогой, Н·м (определяется на низших передачах)

$$M_\varphi = \frac{G_\varphi \varphi r_K}{i_{вк}\, \eta_{вк}}, \qquad (11)$$

где G_φ — вес, приходящийся на те ведущие колеса, к которым подводится мощность через рассматриваемый вал, Н;

φ — коэффициент сцепления шин с дорогой ($\varphi = 0{,}7$);

$i_{вк}$ — передаточное число от рассматриваемого вала к ведущим колесам;

$\eta_{вк}$ — коэффициент полезного действия участка трансмиссии от рассматриваемого вала к ведущим колесам.

3.9. Для механических трансмиссий автомобиля в качестве расчетного момента $M_р$ на валах принимается меньший из двух моментов $M_д$ или M_φ. Поэтому расчетный момент равен

$$M_р = M_д \quad \text{или} \quad M_р = M_\varphi \tag{12}$$

3.10. Расчетное максимальное удельное тяговое усилие

$$P_р = \frac{M_р\, i_{вк}\, \eta_{вк}}{G_а\, r_к}, \tag{13}$$

где $G_а$ — полный вес автомобиля, Н.

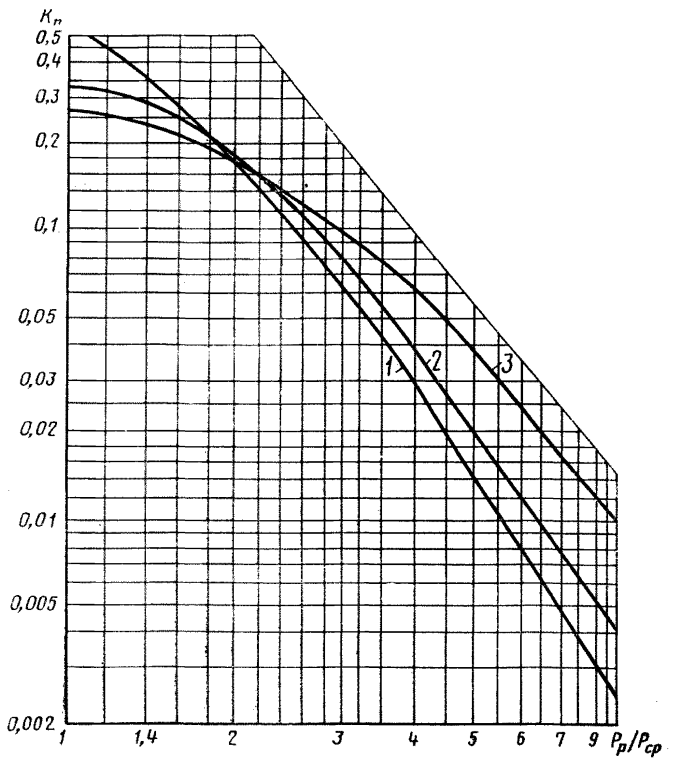
3.11. Среднее удельное тяговое усилие

$$P_{ср} = \sum_{i=1}^{k} P_{ср,i}\, \gamma_i, \tag{14}$$

где $P_{ср,i}$ — среднее удельное тяговое усилие на i-й передаче.

3.12. Расчетный коэффициент пробега $K_{пр}$ для различных типов автомобилей определяют по отношению $\frac{P_р}{P_{ср}}$ и графику черт. 4. (15)

График для определения коэффициента пробега



1—для легковых автомобилей; *2*—для грузовых; *3*—для автосамосвалов

Черт. 4

Исходные данные для расчета $K_{пр}$ приведены в табл. 4

Таблица 4

Исходные данные для расчета величин n_1 и $K_{пр}$

Марка автомобиля	$i_{кп}$	$\eta_{кп}$	i_0, η_0	$r_к$, м	$G_а$, кН, G_φ, кН	$P_{ср}$, i	γ_i
ВАЗ-2101	3,75 2,30 1,49 1,00	0,97 0,97 0,97 0,99	4,30 0,95	0,278	13,55 7,40	0,036 0,059 0,053 0,046	0,023 0,061 0,226 0,690
АЗЛК-412	3,49 2,04 1,33 1,00	0,97 0,97 0,97 0,99	4,22 0,95	0,283	14,45 7,80	0,092 0,064 0,055 0,044	0,027 0,081 0,278 0,614
ГАЗ-24	3,50 2,26 1,45 1,00	0,97 0,97 0,97 0,99	4,10 0,95	0,313	18,20 9,50	0,089 0,076 0,060 0,040	0,024 0,056 0,220 0,700
ГАЗ-53А	6,55 3,09 1,71 1,00	0,96 0,96 0,96 0,99	6,83 0,95	0,464	74,00 55,90	0,133 0,075 0,052 0,037	0,008 0,026 0,140 0,826
ЗИЛ-130	7,44 4,10 2,29 1,47 1,00	0,96 0,96 0,96 0,96 0,99	6,32 0,95	0,490	95,25 69,50	0,134 0,083 0,057 0,045 0,036	0,007 0,012 0,059 0,220 0,702
МАЗ-500А	5,26 2,90 1,52 1,00 0,66	0,96 0,96 0,96 0,96 0,99	7,20 0,95	0,529	148,25 100,00	0,115 0,073 0,048 0,032 0,033	0,007 0,01 0,059 0,185 0,739

3.13. Нагрузки на вал определяют по формулам деталей машин для расчетного момента $M_р$.

3.14. Эквивалентную расчетную нагрузку P определяют по ГОСТ 18855—73.

3.15. Приведенная расчетная нагрузка $P_{пр}$, Н.

$$P_{пр}=PK_б K_т , \qquad (16)$$

где $K_б$ — коэффициент безопасности подшипников качения автомобиля;

$K_т$ — температурный коэффициент.

3.16. Коэффициент $K_б$ учитывающий влияние динамических нагрузок на долговечность подшипников, определяют по формуле

$$K_б = K_{д1} K_{д2} , \qquad (17)$$

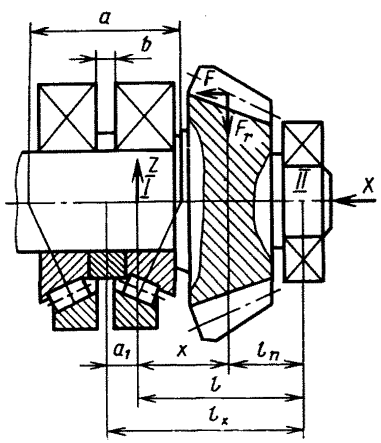
где $K_{д1}$ — коэффициент внутренних динамических нагрузок, которые возникают в агрегатах трансмиссий вследствие неточности изготовления колес;

$K_{д2}$ — коэффициент внешних динамических нагрузок, обусловленных колебательными процессами в машинном агрегате автомобиля.

Пример:

Рассчитать вероятность безотказной работы подшипниковых узлов ведущей конической шестерни автомобиля МАЗ-500А (черт. 5).

Расчетная схема опор ведущей конической шестерни автомобиля МАЗ-500А



Черт. 5

Исходные данные для расчета параметров нагрузочного режима автомобиля МАЗ-500А приведены в табл. 5.

Таблица 5

Исходные данные для расчета параметров нагрузочного режима автомобиля МАЗ-500А

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Полный вес груженого автомобиля, кН	$G_а$	148,250
Вес, приходящийся на ведущую ось, кН	G_φ	100,000
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	$M_{мд}$	680,000
Показатель деления мощности	$\lambda_{дв}$	1,000
Коэффициент, учитывающий возможную неточность деления мощности	$\Theta_{дв}$	1,000
Расчетный радиус колеса, м	$r_к$	0,510

Продолжение табл. 5

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Коэффициент сцепления колеса с дорогой	φ	0,700
Передаточное число первой передачи коробки передач	$i_{кп1}$	5,260
Передаточное число ведущего моста	i_0	7,200
Коэффициент полезного действия первой передачи коробки передач	$\eta_{кп1}$	0,960
Коэффициент полезного действия ведущего моста	η_0	0,960
Относительные пробеги на передачах:	γ_i	
I		0,007
II		0,010
III		0,059
IV		0,185
V		0,739
Средние удельные тяговые усилия на передачах:	$P_{ср,\ i}$	
I		0,115
II		0,073
III		0,048
IV		0,032
V		0,033

Число оборотов подшипника n_1 на 1 км пробега автомобиля

$$n_1 = \frac{1000}{23,14 \cdot 0,51} \cdot 7,20 = 2248 \text{ об.}$$

Момент на входе в мост по двигателю (10)

$$M_д = 680 \cdot 5,26 \cdot 0,96 = 3430 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на входе в мост по сцеплению шин ведущих колес (11)

$$M_\varphi = \frac{100000 \cdot 0,7 \cdot 0,51}{7,20 \cdot 0,95} = 5120 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетный момент на входе в мост (12)

$$M_р = M_д = 3430 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетное максимальное удельное тяговое усилие (13)

$$P_р = \frac{3430 \cdot 7,20 \cdot 0,95}{148250 \cdot 0,51} = 0,312.$$

Расчетное среднее удельное тяговое усилие для расчета подшипников главной передачи (14)

$$P_{ср} = 0,115 \cdot 0,007 + 0,073 \cdot 0,010 + 0,048 \cdot 0,059 + 0,032 \cdot 0,185 + 0,033 \cdot 0,739 = 0,035.$$

По отношению $\frac{P_р}{P_{ср}} = \frac{0,312}{0,035} = 8,9$ по кривой 2 (черт. 4) находим расчетный коэффициент пробега $K_{пр} = 0,004$.

Исходные данные для расчета нагрузок на вал и приведенных нагрузок на опоры даны в табл. 6

Таблица 6

Исходные данные для расчета нагрузок на вал и опоры

Наименование параметра	Обозначение	Значение	
		опора I	опора II
Координаты полюса зацепления зуба, мм	y/z	0/57,0	
Модуль внешней окружности, мм	m_t	11,0	
Угол наклона зуба средний град	β	36°50′	
Направление спирали зуба	$H_з$	—1	
Угол зацепления, град	α	20	
Угол начального конуса, град	δ	20°33′	
Направление вершины начального конуса	$H_к$	1	
Диаметр расчетной окружности, мм	$d_р$	114	
Передаточное число	i	2,67	
Ширина зубчатого венца, мм	b	50	
Ширина зубчатого венца сопряженного, мм	$b_с$	50	
Ведущая, ведомая деталь	$B_д$	1	
Направление вращения шестерни	$H_в$	—1	
Наибольшая вероятная погрешность шага зацепления, мкм	Δ	34	
Суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев, Н/мм·мкм	G_{tz}	16	
Коэффициент динамических нагрузок, обусловленных колебаниями в системе	$K_{д2}$	1,5	1,0
Коэффициент внутренней динамической нагрузки в зацеплении	$K_{д1}$	1,074	1,074
Коэффициент вращения подшипника	V	1,0	1,0
Схема установки подшипника	C_x	—1,0	1,0
Угол контакта подшипника, град	$\alpha_п$	27	0
Динамическая грузоподъемность опоры, кН	C	80,5× ×1,71= =137,65	41,0
Температурный коэффициент	$K_т$	1,0	1,0

Среднее значение случайной величины $\lg \overline{K}_п$ (табл. 3)

$$\lg \overline{K}_п = 0,004 - 0,1 = -2,498.$$

Приведенные расчетные нагрузки на опоры в данном случае равны (16):

$$\text{I опора } P_{\text{пр.I}} = 102894 \text{ Н};$$

$$\text{II опора } P_{\text{пр.II}} = 43997 \text{ Н}.$$

Среднее значение $\lg\overline{R}_{\text{тр}}$ для опор (7)

$$\lg\overline{R}_{\text{трI}} = \lg(102894^{3,33} \cdot 2248) + (-2,498) = 17,54,$$

$$\lg\overline{R}_{\text{трII}} = \lg(43997^{3,33} \cdot 2248) + (-2,498) = 16,31.$$

Среднее значение $\lg R$ для опор (табл. 2)

$$\lg\overline{R}_{\text{I}} = 3,33(\lg 137650 + \lg 1,7) + 6 = 23,88,$$

$$\lg\overline{R}_{\text{II}} = 3,33(\lg 41000 + \lg 1,7) + 6 = 22,13.$$

Среднее квадратическое отклонение величины $\lg R_{\text{тр}}$ для опор (8) и табл. 3:

$$\sigma_{\lg R_{\text{трI}}} = 0,1,$$

$$\sigma_{\lg R_{\text{трII}}} = 0,1.$$

Среднее квадратическое отклонение $\lg R$ для опор (табл. 2)

$$\sigma_{\lg R_{\text{I}}} = 0,32,$$

$$\sigma_{\lg R_{\text{II}}} = 0,32.$$

Среднее значение $\lg L_s$ для опор (3)

$$\lg\overline{L}_{s\text{I}} = 23,88 - 17,54 = 6,34,$$

$$\lg\overline{L}_{s\text{II}} = 21,77 - 16,31 = 5,72.$$

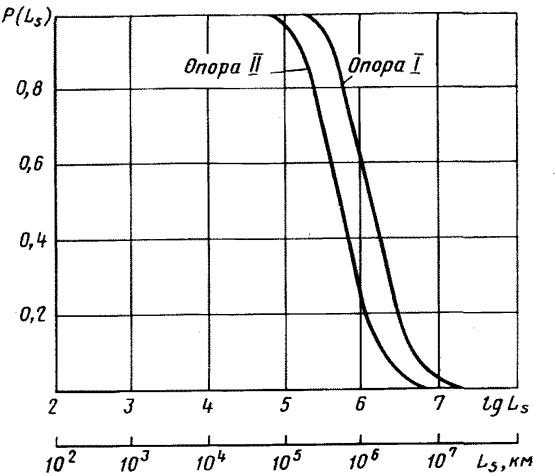
Среднее квадратическое отклонение $\lg L_s$ для опор (4)

$$\sigma_{\lg L_{s\text{I}}} = \sqrt{0,32^2 + 0,1^2} = 0,335,$$

$$\sigma_{\lg L_{s\text{II}}} = 0,335.$$

Имея средние значения и средние квадратические отклонения случайных величин $\lg L_{s\text{I}}$ и $\lg L_{\text{II}}$, распределенных по нормальному закону, строим интегральную функцию этих величин (черт. 6). Эта функция представляет собой вероятность безотказной работы опор.

Вероятность безотказной работы опор



Черт. 6

4. Прогнозирование надежности зубчатых колес автомобилей

В совокупность прогнозирующих расчетов зубчатых колес автомобиля по различным предельным состояниям обязательно включают прогнозирование отказов, вызванных усталостным изломом зубьев, и прогнозирование отказов, вызванных усталостным выкрашиванием активных поверхностей зубьев.

На стадии проектирования для каждого из указанных предельных состояний определяют распределение ресурса (срока службы) зубчатых колес в километрах пробега автомобиля. На основании полученных распределений рассчитывают требуемые показатели долговечности (гамма-процентные ресурсы и т. п.) и безотказности (вероятности безотказной работы для различных пробегов и т. п.).

4.1. Основные соотношения

Прогнозирование ресурса L зубчатого колеса в километрах пробега автомобиля осуществляют по зависимости

$$L = \frac{R_{1\,\mathrm{lim}}}{R_1}\ , \tag{18}$$

где R_{lim} — мера сопротивления усталости зубьев зубчатого колеса (циклостойкость), определяемая по параметрам кривых усталости;

R_1 — повреждающее действие нагрузок за 1 км пробега (единичная циклонапряженность), определяемое по параметрам нагрузочного режима

4.1.1. Изгибную $R_{F\mathrm{lim}}$, (Н/мм²) ^{mF}, и контактную $R_{H\mathrm{lim}}$, (Н/мм²) ^{mH} циклостойкости вычисляют по формулам:

$$R_{F\mathrm{lim}} = \sigma^{mF}_{FP0}\, N_{F0}\ ; \tag{19}$$

$$R_{H\mathrm{lim}} = \Pi^{mH}_{HP0} N_{H0}\ , \tag{20}$$

где N_{F0}, N_{H0} — базовые числа циклов;

mF, mH — показатели кривых усталости;

$$\sigma_{HP0} = \sigma^{c}_{Flim} K_{Fc}; \quad \Pi_{HP0} = \Pi^{0}_{Hlim},$$

где σ_{HP0}, Π_{HP0} — расчетные предельные напряжения при изгибе и контактное, Н/мм²;

σ^{c}_{Flim}, Π^{0}_{Hlim} — пределы выносливости при симметричном изгибе и контактной выносливости, соответствующие определенной вероятности неразрушения и базовым числам циклов, Н/мм²;

K_{Fc} — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

Здесь и далее индекс F относится к расчету на изгиб, а H — на контакт; при отсутствии индекса выражение относится к обоим расчетам.

4.1.2. Нагрузочный режим на различных ступенях (передачах) трансмиссии определяют, исходя из законов распределения удельных тяговых усилия $f(p)$, установленных для рассматриваемого типа автомобилей.

4.1.3. Единичную изгибную R_{1F}, $(Н/мм^2)^{mF}$/км, и контактную R_{1H}, $(Н/мм^2)$/км, циклонапряженности вычисляют по формулам:

$$R_{1F} = \sum_{i=1}^{l} \sigma_{Fi}^{mF} N_{FEli}; \qquad (21)$$

$$R_{1H} = \sum_{i=1}^{l} \Pi_{Hi}^{mH} N_{HEli}, \qquad (22)$$

где l — число режимов нагружения, например, число передач, на которых работает зубчатое колесо;

$$N_{FEli} = \gamma_i N_{Fli} K_{пFi}; \quad N_{HEli} = \gamma_i N_{Hli} K_{пHi},$$

где γ_i — относительный пробег автомобиля на i-м режиме в долях общего пробега;

N_{Fli} и N_{Hli} — число циклов изгибных и контактных напряжений за 1 км пробега в условиях i-го режима нагружения, км$^{-1}$;

$K_{пFi}$, $K_{пHi}$ — коэффициенты пробега:

$$K_{пFi} = \frac{1}{\sigma_{Fi}^{mF}} \int_{\sigma_{min}}^{\sigma_{Fi}} f_{Fi}(\sigma)\, \sigma^{mF} d\sigma;$$

$$K_{пHi} = \frac{1}{\Pi_{Hi}^{mH}} \int_{\Pi_{min}}^{\Pi_{Hi}} f_{Hi}(\Pi) \Pi^{mH} d\Pi,$$

где σ_{Fi}, Π_{Hi} — расчетные напряжения при изгибе и контактное, Н/мм²;

$\sigma_{min} = 0{,}6\sigma_{FP0}$; $\Pi_{min} = 0{,}6\Pi_{HP0}$; $f_{Fi}(\sigma)$ и $f_{Hi}(\Pi)$ — плотности распределения напряжений изгиба и контактных напряжений активной поверхности зуба, соответствующие распределению удельных тяговых усилий $f_i(p)$.

Коэффициенты пробега $K_п$ в практических расчетах можно определять непосредственно по плотности распределения удельных тяговых усилий.

$$K_п \approx \frac{1}{p^m} \int_{0}^{p_{ki}} f(p) p^m dp,$$

где P_{ki} — расчетное удельное тяговое усилие рассматриваемого режима нагружения, в качестве которого принимают меньшее из двух усилий, рассчитанных, исходя из максимального крутящего момента двигателя и максимального крутящего момента по сцеплению ведущих колес с дорогой.

4.1.4. С учетом специфики и сложившейся практики расчетов в автомобилестроении расчетное напряжение изгиба σ_F, Н/мм², и расчетное контактное напряжение Π_H, Н/мм², вычисляют по формулам:

$$\sigma_{Fi} = \frac{F_{ti}}{b_f m} Y_F Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fvi} K_{F\mu} K_{Fx};$$

$$\Pi_{Hi} = \frac{F_{ti}}{b_w d_w} Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hvi} K_{H\mu} K_{Hx},$$

где F_{ti} — расчетная окружная сила в зубчатом зацеплении для i-го режима нагружения, которая соответствует расчетному удельному тяговому усилию p_{ki};

b_f, b_w — рабочая ширина зубчатого венца у основания и по контакту зубьев, мм;

m — расчетный модуль;

Y_F, Z_H — коэффициенты, учитывающие форму сопряженных профилей зубьев и расчетное положение точки приложения нагрузки (единичные напряжения);

Y_ε, Z_ε — коэффициенты, учитывающие осевое и торцовое перекрытия;

$K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями и по длине контактной линии в пределах одного зуба;

$K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине венца из-за перекоса зубчатых колес;

K_{Fvi}, K_{Hvi} — коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки (для различных режимов эти коэффициенты могут изменяться в зависимости от расчетной окружной скорости зубчатого колеса и расчетной окружной силы в зацеплении);

$K_{F\mu}$, $K_{H\mu}$ — коэффициенты, учитывающие влияние трения и смазки;

K_{Fx}, K_{Hx} — коэффициенты, учитывающие относительную толщину цементованного слоя и масштабный фактор.

Расчетное напряжение изгиба σ_F и расчетное контактное напряжение Π_H, которое является аналогом коэффициента контактного напряжения C_H Н/мм², можно определять в соответствии с рекомендуемым приложением 1 к ГОСТ 21354—75. Между величиной Π_H и контактным напряжением по Герцу σ_H, Н/мм², существует следующая зависимость: $\sigma_H = Z_M \sqrt{\Pi_H}$, где $Z_M = 275$ Н$^{1/2}$/мм — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес.

4.2. Детерминированный расчет

В выражение (18) подставляют расчетные детерминированные значения R_{1imP} и R_{1P}. В результате получают расчетное значение ресурса L_p. Значения R_{1imp} и R_{1p} целесообразно выбрать таким образом, чтобы получить значение L_p, соответствующее вероятности безотказной работы в пределах 0,80—0,95. Параметры детерминированного расчета обычно используют в вероятностном расчете. Оценку результата детерминированного расчета в вероятностном аспекте можно провести по п. 4.4.

4.3. Вероятностный расчет

Прогнозирование ресурса ведут по выражению (4.1), и при этом величины R_{1im} и R_1 рассматривают как случайные. Принимают, что распределение R_{1im} и R_1 описываются логарифмически нормальными законами.

Распределение L также описывают логарифмически нормальным законом. Параметры распределения $\lg L$: среднее значение $\overline{\lg L}$ и среднее квадратическое

отклонение $S_{\lg L}$ получают, исходя из соответствующих параметров распределений $\lg R_{lim}$ и $\lg R_1$. Полученное распределение $\lg L$ используют для определения требуемых показателей надежности.

При достаточном обосновании для описания распределений $\lg R_{lim}$, R_1, L могут использоваться другие законы, а для получения распределения L — другие методы, например, метод статистических испытаний.

4.3.1. Среднее значение $\overline{\lg L}$ и среднее квадратическое отклонение $S_{\lg L}$ распределения $\lg L$ вычисляют по формулам:

$$\overline{\lg L} = \overline{\lg R_{lim}} - \overline{\lg R_1}\ ; \tag{23}$$

$$S_{\lg L} = \sqrt{S^2_{\lg R_{lim}} + S^2_{\lg R_1}}\ . \tag{24}$$

4.3.2. Статистические характеристики изгибной и контактной циклостойкости зубьев определяют следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} \overline{\lg R_{Flim}} &= mF \lg \sigma_{FP0} + \lg N_{F0}; \\ \overline{\lg R_{Hlim}} &= mH \lg \Pi_{HP0} + \lg N_{H0}\ , \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

$$\left.\begin{aligned} \overline{\lg \sigma_{FP0}} &= \lg \sigma_{FP0P} - U_{P_1} S_{\lg \sigma}\ ; \\ \overline{\lg \Pi_{HP0}} &= \lg \Pi_{HP0P} - U_{P_1} S_{\lg \Pi}\ , \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

$$\left.\begin{aligned} S_{\lg \sigma} &= \sqrt{\lg\,(1 + v_F^2)\lg e}\ ; \\ S_{\lg \Pi} &= \sqrt{\lg\,(1 + v_H^2)\lg e}\ , \end{aligned}\right\} \tag{27}$$

$$\left.\begin{aligned} S_{\lg R_{Flim}} &= \lg e\, mF\, v_F\ ; \\ S_{\lg R_{Hlim}} &= \lg e mH v_H\ . \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

Здесь σ_{FP0P}, Π_{HP0P} — представляют собой значения σ_{FP0}, Π_{HP0}, взятые по кривым усталости, соответствующим вероятности неразрушения P_1;

v_F, v_H — коэффициенты вариации напряжений σ_{FP0}, Π_{HP0};

N_{F0}, N_{H0} — базовые числа циклов;

mF, mH — показатели кривых усталости;

U_{P_1} — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности P_1;

$$\lg e \approx 0{,}43\ .$$

В качестве σ_{FP0P} и Π_{HP0P} целесообразно использовать значения из предварительно выполненного детерминированного расчета, которые обычно соответствуют вероятности неразрушения $P_1 = 0{,}9$, что дает значение квантили $U_{P_1} = -1{,}282$.

4.3.3. Статистические характеристики единичной циклонапряженности определяют следующим образом

$$\left.\begin{aligned} \overline{\lg R_{1F}} &= \lg R_{1FP} - U_{P2} S_{\lg R_{1F}}\ ; \\ \overline{\lg R_{1H}} &= \lg R_{1HP} - U_{P2} S_{\lg R_{1H}}\ . \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

Здесь R_{1FP}, R_{1HP} представляют собой значения, удовлетворяющие условию $R_1 < R_{1P}$ с вероятностью P_2;

U_{P2} — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности P_2.

Значения $S_{\lg R_{1F}}$, $S_{\lg R_{1H}}$ при расчете зубчатых колес в зависимости от типа автомобиля принимают в пределах $S_{\lg R_{1F}} = 0{,}15 \ldots 0{,}25$; $S_{\lg R_{1H}} = 0{,}075 \ldots 0{,}125$.

В качестве R_{1FP}, R_{1HP} целесообразно использовать значения из предварительно выполненного детерминированного расчета, которые обычно соответствуют вероятности $P_2(R_1 < R_{1P}) \approx 0{,}84$, что дает значение квантили $U_{P_2} = 1$.

4.3.4. Полученные значения $\overline{\lg L}$ и $S\lg L$ полностью описывают искомое распределение ресурсов зубчатого колеса.

Вероятность безотказной работы $P\ (L_x)$ зубчатого колеса по рассматриваемому предельному состоянию на пробеге L_x вычисляют по квантили нормального распределения

$$U_x = (\lg L_x - \overline{\lg L}) / S_{\lg L}. \qquad (30)$$

Гамма-процентный ресурс L_γ определяют по соотношению

$$\lg L_\gamma = \overline{\lg L} + U_\gamma \ S_{\lg L}, \qquad (31)$$

где U_γ — задаваемое значение квантили нормального распределения, соответствующее вероятности γ безотказной работы.

4.4. Вероятностная оценка результата детерминированного расчета

Оценка результатов детерминированного расчета в вероятностном аспекте сводится к определению вероятности безотказной работы $P\ (L_P)$ для полученного детерминированного значения ресурса L_p.

4.4.1. Вероятность $P\ (L_p)$ находят по квантили U_p, которую вычисляют по формуле

$$U_p = \frac{U_{p1} S_{\lg R_{lim}} - U_{p_2} S_{\lg R_1}}{S_{\lg L}}. \qquad (32)$$

Здесь U_{p1} определяется выбором параметров расчетной кривой усталости, а U_{p2} — выбором параметров расчетного нагрузочного режима. Для детерминированного расчета целесообразно принимать параметры расчетной кривой усталости, исходя из вероятности $P_1 = 0{,}9$, что дает $U_{p1} = -1{,}282$, а параметры расчетного нагрузочного режима, — исходя из вероятности $P_2(R_1 < R_{1p}) \approx 0{,}84$, что дает $U_{p2} = 1$.

пример. Для расчета зубчатых колес трансмиссий легковых автомобилей принято

$v_F = 0{,}08$; $mF = 9$; $v_H = 0{,}12$; $mH = 3$;

$P_1 = 0{,}9$; $P_2 = 0{,}84$; $S_{\lg R_{1F}} = 0{,}15$; $S_{\lg R_{1H}} = 0{,}075$.

По формулам (28) определяем $S_{\lg R_{Flim}} = 0{,}310$; $S_{\lg R_{Hlim}} = 0{,}155$; по формуле (24) рассчитываем $S_{\lg L}$. Используя формулу (32), получаем $U_{PF} \approx U_{PH} \approx -1{,}6$. По этим значениям находим, что вероятность безотказной работы зубчатых колес на расчетных пробегах L_{PF}, L_{PH}, полученных в детерминированном расчете, составляет $P\ (L_{PF}) \approx P\ (L_{PH}) \approx 0{,}95$.

5. Расчет показателей надежности оси колесной пары железнодорожного вагона

5.1. Для колесной пары, являющейся одной из главных и ответственных частей вагона, рассчитывают на стадии проектирования следующие показатели надежности:

вероятность безотказной работы;

плотность распределения наработки до отказа;

интенсивность отказов.

В качестве отказа принимают появление усталостной трещины в одном из четырех опасных сечений оси. Промежуток времени от начала эксплуатации до появления трещины Tp является случайной величиной и на основе данных эксплуатации об отказах осей колесных пар имеет усеченный нормальный закон распределения.

Вероятность безотказной работы $P(Tp)$, плотность распределения наработки до отказа $f(Tp)$ и интенсивность отказов $\lambda(Tp)$ определяют по формулам:

$$P(Tp)=1-\Phi\left\{\frac{1}{\nu_{a,N}}\left[\frac{(CTp)^{1/m}}{\overline{\sigma}_{a,N}}-1\right]\right\}-\Phi\left(\frac{1}{\nu_{a,N}}\right), \tag{33}$$

$$f(Tp)=-\frac{1}{mTp}\cdot\frac{1}{\nu_{a,N}}\cdot\frac{(CTp)^{1/m}}{\overline{\sigma}_{a,N}}\,\varphi\left\{\frac{1}{\nu_{a,N}}\left[\frac{(CTp)^{1/m}}{\overline{\sigma}_{a,N}}-1\right]\right\}, \tag{34}$$

$$\lambda(Tp)=-\frac{f(Tp)}{P(Tp)}. \tag{35}$$

При выводе этих формул были учтены следующие обстоятельства:

имеет место гипотеза линейного суммирования усталостных повреждений;

закон распределения амплитуд динамических напряжений во всех четырех сечениях оси — логарифмически нормальный с параметрами σ_0 и S;

предел выносливости для всех сечений оси $\sigma_{a,N}$ является случайной величиной с усеченным нормальным законом распределения и с параметрами $\overline{\sigma}_{a,N}$ и $S\sigma_{a,N}$ (или $\nu_{a,N}$);

вертикальные и горизонтальные нагрузки являются случайными, имеющие релеевский закон распределения с параметрами $\overline{K}_д$ и $\overline{K}_г$ и $S_{кд}$ и $S_{кг}$.

Параметры, входящие в формулы для определения $P(Tp)$, $f(Tp)$ и $\lambda(Tp)$, имеют следующий смысл:

m — показатель степени кривой усталости,

$$C=\frac{\lambda\cdot 365\cdot П_с\exp\left[\frac{S^2}{2}(m-1)m\right][\Phi(t_{max})-\Phi(t_{min})]\sigma_0^m n^m}{\pi d_к(1+K_п)N_0},$$

где

λ — коэффициент, учитывающий действие только разрушающих циклов;

$П_с$ — среднесуточный пробег вагона;

$d_к$ — диаметр колеса;

$K_п$ — коэффициент порожнего пробега вагона;

N_0 — базовое число циклов при установившемся режиме нагружения;

$$S=t_0-\sqrt{t_0^2-2\ln\alpha_{max}};$$

t_0 — число, определяющее границы доверительного интервала статистического распределения амплитуд напряжений (для осей грузовых и изотермических вагонов $t_0=4$, для осей пассажирских — $t_0=4{,}5$);

α_{max} — расчетный коэффициент перегрузки оси в данном сечении

$$\alpha_{max} = \frac{\sigma_p}{\sigma_0};$$

α_{min} — минимальное значение коэффициента перегрузки оси, учитываемое при расчете

$$\alpha_{min} = \frac{\bar{\sigma}_{a,N}}{2\sigma_0};$$

σ_p — напряжение в сечении от расчетной суммарной нагрузки

$$\sigma_p = \frac{M}{W};$$

σ_0 — напряжение в сечении от вертикальной статической нагрузки

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W};$$

$\bar{\sigma}_{a,N}$ — среднее значение предела выносливости соответствующего сечения оси колесной пары;

M — изгибающий момент в сечении оси от действия суммарной расчетной нагрузки, приложенной к оси, определяется по табл. 8;

M_0 — изгибающий момент в сечении оси от действия вертикальной статической нагрузки, определяется по табл. 8;

W — момент сопротивления сечения оси при изгибе, определяется по табл. 8;

n — поправочный коэффициент, учитывающий приближенные данные о нагруженности и механических характеристиках

$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{x^2}{2}} dx$ — интеграл вероятностей

$$t_{max} = \frac{\ln \alpha_{max} + \frac{S^2}{2}}{S} - S \cdot m$$

$$t_{min} = \frac{\ln \alpha_{min} + \frac{S^2}{2}}{S} - \frac{0{,}357}{S} - S \cdot m.$$

$\nu_{a,N}$ — коэффициент вариации предела выносливости соответствующего сечения оси колесной пары.

Функция $\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}$

представляет собой плотность нормированного и центрированного нормального распределения.

5.2. В качестве примера приведем расчет для накатанной оси колесной пары в сечении III (подступичная часть оси в плоскости круга катания колеса) 4-осного грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЭ.

Исходные данные для расчета:

$$m=18; \quad P_0=25 \text{ т};$$

$$n=2; \quad \lambda=0{,}156; \quad n_c=400 \cdot 10^3 \text{ м}; \quad d_к=0{,}95 \text{ м};$$

$$\bar{\sigma}_{a,N}=130 \text{МН/м}^2; \quad K_п=0{,}5; \quad N_0=10^8; \quad \nu_{a,N}=0{,}04.$$

Данные для расчета изгибающих моментов представлены в табл. 7.

Таблица 7

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Значение
Диаметр оси в расчетном сечении III, м	$d_з$	0,194
Коэффициент использования грузоподъемности вагона для грузовых вагонов	λ'	0,9
Масса вагона брутто, кг	$m_{бр}$	100000
Масса колесной пары без букс, кг	$m_{кп}$	1200
Масса консольной части оси (до круга катания колеса), кг	$m_ш$	50
Число осей в вагоне	n	4
Ускорение свободного падения, м/с²	g	9,811
Расстояние от линии приложения вертикальной нагрузки к шейке оси до сечения III, м	$l_з$	0,228
Для 4-осных грузовых вагонов	$\lambda_в$	1
Для грузовых вагонов	A	$8{,}125(f_{ст}-0{,}0463)$
Для грузовых вагонов	B	$5{,}94\cdot10^{-4}$
Расчетная скорость для осей грузовых вагонов, м/с	v	25
Статический прогиб рессорного подвешивания тележки ЦНИИ-ХЗ, м	$f_{ст}$	0,05
Допустимое непогашенное ускорение в кривой, м/с²	$j_ц$	$0{,}07g$
Высота центра тяжести полностью загруженного вагона над уровнем осей колесных пар, м	$h_к$	1,7
Расстояние между линиями приложения вертикальной нагрузки к шейкам оси, м	$2l$	2,036
Удельное давление ветра на боковую поверхность вагона, Н/м²	$P_в$	500
Площадь проекции боковой поверхности кузова вагона, м²	Ω	40,3
Расстояние от уровня осей колесных пар до места приложения равнодействующей ветровой нагрузки, м	$h_в$	1,62
Масса необрессоренных частей, опирающихся на шейку оси, включая ее собственный вес, кг	$m_Σ$	$m_б+m_ш+m_р$
Масса буксы и жестко связанных с ней необрессоренных деталей, кг	$m_б$	145
Масса половины боковой рамы тележки, кг	$m_р$	195
Коэффициент	C_1	2000
Для грузовых вагонов при $v=14$—33 м/с	D	129
Масса необрессоренных частей, приходящаяся от колеса на рельс, кг	$m_{нк}$	$\frac{1}{2}\,m_{кп}+m_б+m_р$

Продолжение табл. 7

Наименование	Обозначение	Значение
Расстояние от линии приложения вертикальной инерционной нагрузки до середины шейки оси, м	l_5, l_6	0,04
Для 4-осных грузовых вагонов	$\lambda_г$	1
Для грузовых вагонов	$б$	10^{-3}
Коэффициенты	E	38
	F	3,82
Радиус шейки оси, м	$r_ш$	0,065
Коэффициент поперечного трения колеса о рельс	μ	0,25
Расстояние между кругами катания колес, м	$2S$	1,58
Масса средней части оси (между кругами катания колес), кг	m_c	300
Радиус колеса, м	$r_к$	0,475
Коэффициент передачи инерционных нагрузок на внутренние сечения оси	β	0,7

Алгоритм расчета

Формулы определения изгибающих моментов и их расчетные значения приведены в табл. 8.

Таблица 8

Формулы для определения изгибающих моментов в расчетном сечении (III) оси

Наименование	Условное обозначение	Расчетная формула	Значение
Изгибающий момент в сечении III оси от действия суммарной расчетной нагрузки, приложенной к оси, Н·м	M_3	$P_1 l_3 + P_{н1}(l_3 + l_5) + H r_ш + M_л$	74294
Изгибающий момент в сечении III оси от действия вертикальной статической нагрузки, приложенной к шейке оси, Н·м	M_{03}	$P_{ст} \cdot l_3$	25394
Момент сопротивления сечения III оси при изгибе, м³	W_3	$\frac{\pi d_3^3}{32}$	$0{,}717 \cdot 10^{-3}$
Вертикальная статическая нагрузка, приложенная к шейке оси, Н	$P_{ст}$	$\frac{1+\lambda'}{2} \cdot \frac{m_{бр} - n m_{кп} + 2n m_ш}{2n} \cdot g$	111379

Наименование	Условное обозначение	Расчетная формула	Значение
Расчетная суммарная вертикальная нагрузка на левую шейку оси, Н	P_1	$P_{ст}+P_д+P_{кц}+P_{кв}$	158325
Вертикальная динамическая нагрузка от вертикальных колебаний кузова на рессорах, Н	$P_д$	$P_{ст}\cdot K_{дв}$	36421
Коэффициент вертикальной динамики	$K_{дв}$	$\lambda_в(A+B^v/f_{ст})$	0,327
Максимальная вертикальная динамическая нагрузка от центробежной силы в кривых, Н	$P_{кц}$	$\frac{P_{ст}}{g}\, j_ц\, \frac{h_к}{2l}$	6510
Максимальная вертикальная динамическая нагрузка от силы ветра, Н	$P_{кв}$	$P_в\, Ω\, \frac{h_в}{2l\cdot n}$	4008
Вертикальная инерционная нагрузка на левую шейку оси, Н	$P_{н1}$	$m_Σ\, j_{в1}$	66464
Ускорение левого буксового узла, м/с^2	$j_{в1}$	$(C_1+Dv)/\sqrt{m_{нк}}$	170
Рамная сила, Н	H	$[(m_{бр}\cdot g)/n]\cdot K_г$	32744
Коэффициент горизонтальной динамики	$K_г$	$\lambda_г δ(E+F_v)$	0,133
Изгибающий момент, действующий в сечении оси на левой опоре, Н·м	$M_д$	$H_1 r_к-(1+β)\, P_{н1}(l_3+l_5)$	18255
Боковая сила	H_1	$H+H_2$	49681
Боковая сила	H_2	$μ\cdot R_в$	16937
Вертикальная реакция рельса на правое колесо от суммарной расчетной нагрузки, Н	$R_в$	$P_2\,\frac{l_3+2S}{2S}-P_{н2}\,\frac{l_3+2S+l_6}{2S}+\frac{1}{3}\,P_{нср}-H\,\frac{r_к+r_ш}{2S}-P_1\times\frac{l_3}{2S}-P_{н1}\,\frac{l_3+l_5}{2S}$	67748

Продолжение табл. 8

Наименование	Условное обозначение	Расчетная формула	Значение
Расчетная суммарная вертикальная нагрузка на правую шейку оси, Н	P_2	$P_{ст}—P_{кц}—P_{кв}$	100861
Вертикальная инерционная нагрузка на правую шейку, Н	$P_{н2}$	$m_\Sigma j_{в2}$	8381,5
Ускорение правого буксового узла, м/с^2	$j_{в2}$	$\frac{l_3}{l_3+2S} j_{в1}$	21,5
Вертикальная инерционная нагрузка на среднюю часть оси, Н	$P_{нср}$	$\frac{1}{2} m_c j_c$	22339
Ускорение левого колеса (ускорение правого колеса равно 0), м/с^2	j_c	$\frac{2S}{l_3+2S} j_{в1}$	148,5

Вычисляем значения параметров, входящих в формулы (33), (34), (35):

$$\sigma p=104 \text{ МН/м}^2; \quad \sigma_0=35{,}4 \text{ МН/м}^2; \quad \alpha_{max}=2{,}93;$$

$$\alpha_{min}=1{,}84; \quad S=0{,}278;$$

$$\Phi(t_{max})\approx-0{,}341; \quad \Phi(t_{min})\approx-0{,}5 .$$

Вычисляем параметр C:

$$C\approx 1104{,}5\cdot 35{,}4^{18}\cdot 2^{18}\approx 22\cdot 10^{35} .$$

Кроме того

$$\Phi\left(\frac{1}{\nu_{a,N}}\right)\approx 0{,}5 .$$

Аргумент для расчета вероятности безотказной работы и плотности распределения наработки до отказа в зависимости от Tp можно определить как

$$Z=\frac{1}{\nu_{a,N}}\left[\frac{(CTp^{1/m}}{\overline{\sigma}_{a,N}}-1\right]\approx 20{,}107\ Tp^{0{,}05555}-25 .$$

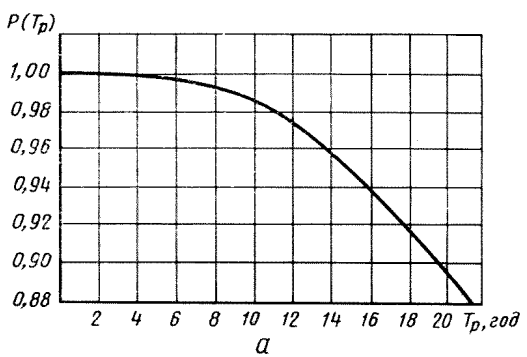
Результаты вычислений $P(Tp)$, $f(Tp)$ и $\lambda(Tp)$ для разных лет сведены в табл. 9.

Графики функции вероятности безотказной работы $P(Tp)$ и интенсивности отказов $\lambda(Tp)$ представлены на черт. 7.

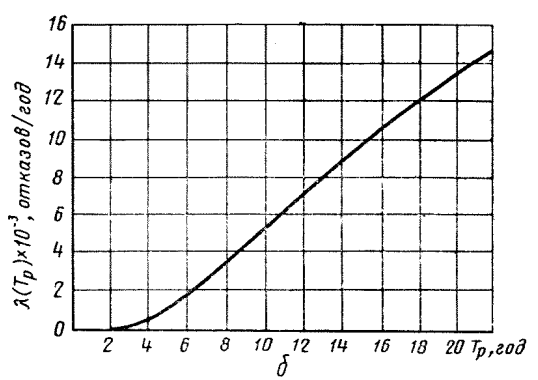
Таблица 9

Результаты расчетов для сечения III оси колесной пары грузового вагона

Tp, лет	Z	$P(Tp)$	$f(Tp)\times10^{-3}$	$\lambda(Tp)\times10^{-3}$, $\frac{\text{отказы}}{\text{год}}$
1	—4,89	1,0000	0,0027	0,0027
2	—4,10	1,0000	0,0518	0,0518
4	—3,28	0,9995	0,5550	0,5552
6	—2,79	0,9975	1,6741	1,6782
8	—2,43	0,9929	3,2627	3,2860
10	—2,15	0,9842	5,0246	5,1052
12	—1,92	0,9726	6,7493	6,9394
14	—1,72	0,9573	8,4001	8,7747
16	—1,54	0,9382	9,9234	10,5770
18	—1,39	0,9178	11,0745	12,0663
20	—1,25	0,8944	12,0474	12,4698
22	—1,13	0,8708	12,7244	14,6123
24	—1,01	0,8438	13,2778	15,7357
26	—0,90	0,8160	13,7238	16,8183
28	—0,80	0,7882	13,8812	17,6112
30	—0,71	0,7612	13,9348	18,3062



а



б

а—вероятность безотказной работы; *б*—интенсивность отказов

Черт. 7

6. Прогнозирование показателей безотказности тепловоза схемно-функциональным методом

6.1. Прогнозирование показателей безотказности тепловоза производят схемно-функциональным методом. Сущность метода заключается в последовательном анализе безотказности элементов тепловоза и оценке вероятности выполнения тепловозом задания в целом и отдельных функций в условиях возникновения различных возможных отказов элементов.

Исходные данные и результаты анализа представляют в виде таблиц, примеры заполнения которых приведены в табл. 10 и 11.

6.2. Анализ и расчет показателей безотказности тепловоза производят как указано в пп. 6.2.1—6.2.6.

6.2.1. Составляют структурно-функциональную схему тепловоза, подразделяют оборудование тепловоза на функциональные группы, подгруппы и элементы и заполняют графы 1 и 2 табл. 11.

6.2.2. Определяют возможные виды отказов отдельных элементов и заполняют графу 3 табл. 11. Для упрощения анализа в таблице указывают только те отказы, которые являются наиболее характерными для рассматриваемых элементов.

6.2.3. Определяют функции, выполняемые тепловозом, степень влияния отказов элементов не выполнение этих функций тепловозом и заполняют графы 4—7 табл. 11. При этом в строке, соответствующей рассматриваемому виду отказа, записывают ноль, если при данном виде отказа элемента тепловоз не выполняет соответствующей функции, и единицы, если данный вид отказа не влияет на выполнение этой функции.

6.2.4. Производят анализ статистических значений показателей безотказности элементов и заполняют графы 8 и 9 табл. 11.

6.2.5. Производят расчет вероятности безотказного выполнения i-й функции *за наработку* l_i *с учетом степеней влияния отказов*

$$P_i(l_i) = \prod_{j=1}^{m} P_j(l_i)\left[1 + \sum_{j=1}^{m} \frac{\sum_{\nu=1}^{K_j} q_i^{\nu}(l_i)}{P_j}\right],$$

где l_i — наработка i-й функции при выполнении задания;

$P_j(l_i)$ — вероятность безотказной работы j-го элемента за наработку l_i;

$q_j^{\nu}(l_i)$ — вероятность отказа j-го элемента по ν виду отказа за наработку l_i;

$$q_i^{\nu}(l_i) = 1 - P_j^{\nu}(l_i);$$

m — общее число элементов в функциональной группе, подгруппе или общее число элементов тепловоза;

K_j — число видов отказа j-го элемента.

Суммирование по элементам и видам отказов производится только по тем строкам таблицы, для которых степень влияния отказа принята за единицу.

6.2.6. Производят расчет вероятности безотказной работы тепловоза за наработку l_3, соответствующую выполнению задания в целом:

$$P(l_3) = \prod_{j=1}^{m} P_j(l_3)\left[1 + \sum_{j=1}^{m} \frac{\sum_{\nu=1}^{K_j} q_j^{\nu}(l_3)}{P_j(l_3)} + \sum_{j=1}^{m} \frac{P_j(l_3 - l_{\Sigma i})\, q_j^{\nu}(l_{\Sigma i})}{P_j(l_3)}\right],$$

где $P_j(l_3)$ — вероятность безотказной работы j-го элемента за наработку l_3;

$q_j^{\nu}(l_3)$ — вероятность отказа j-го элемента по ν виду отказа за наработку l_3;

$$q_j^{\nu}(l_3) = 1 - P_j^{\nu}(l_3);$$

$q_j^{\nu}(l_{\Sigma i})$ — вероятность отказа j-го элемента по ν виду отказа за наработку $l_{\Sigma i}$ (сумма значений наработок по тем функциям, которым в строке с индексом j и ν при отсчете справа налево, начиная с S-го столбца, соответствуют единицы до появления первого нуля);

$$q_j^{\nu}(l_{\Sigma i}) = q_j^{\nu}(l_3 \cdot C_i),$$

C_i — коэффициент, учитывающий время работы тепловоза при выполнении i-й функции;

$P_j(l_3 - l_{\Sigma i})$ — вероятность безотказной работы j-го элемента за наработку $(l_3 - l_{\Sigma i})$:

$$P_j(l_3 - l_{\Sigma i}) = 1 - q_j^{\nu}\{l_3(1 - C_i)\}.$$

Таблица 10

Исходные данные и результаты расчета

Номер элемента	Параметр потока отказов $\overline{\omega}\cdot10^{-6}$, 1/км	Вероятности безотказной работы и отказа элементов											
		Запуск		Холостой ход		Режим тяги		Торможение		Задание в целом			
		P_j	$q_j\cdot10^6$	P_j	$q_j\cdot10^5$	P_j	$q_j\cdot10^4$	P_j	$q_j\cdot10^4$	$P_j(l_з)$	$q_j(l_з)$	$P_j(l_з-l_{\Sigma l})$	$q_j(l_{\Sigma l})10^4$
1	0,034	0,9999	3,4	0,9999	0,68	0,9997	2,27	0,9996	4,10	0,9997	0,0003	0,997	4,1
2	0,010	0,9999	1,0	0,9998	20,0	0,9993	6,67	0,9999	0,12	0,9999	0,0001	—	—
3	0,114	0,9999	11,4	0,9997	20,8	0,9992	7,6	0,9998	1,40	0,9988	0,0012	0,999	1,4
4	0,096	0,9999	9,6	0,9980	192,0	0,9993	6,4	0,9999	1,18	0,9990	0,0010	—	—
5	0,194	0,9999	19,4	0,9996	38,8	0,9987	13,0	0,9997	2,30	0,9980	0,0020	—	—
6	0,296	0,9999	30,0	0,9994	59,2	0,9981	19,7	0,9996	3,60	0,9970	0,0030	—	—
7	0,140	0,9999	14,0	0,9997	28,0	0,9990	9,3	0,9998	1,70	0,9986	0,0014	—	—
8	0,096	0,9999	9,6	0,9998	192	0,9998	1,9	0,9999	1,18	0,9990	0,0010	—	—
9	0,152	0,9999	15,2	0,9997	30,4	0,9990	10,0	0,9998	1,87	0,9984	0,0016	—	—
10	0,282	0,9999	28,2	0,9994	56,0	0,9981	18,8	0,9997	3,40	0,9971	0,0029	—	—
11	0,294	0,9999	29,4	0,9994	58,0	0,9996	19,6	0,9996	3,40	0,9970	0,0030	0,9975	3,6
12	0,148	0,9999	14,8	0,9993	29,6	0,9991	9,8	0,9998	1,80	0,9985	0,0015	—	—
13	0,132	0,9999	13,2	0,9997	26,4	0,9991	8,8	0,9998	1,60	0,9986	0,0014	—	—
14	0,212	0,9999	21,2	0,9995	42,4	0,9986	14,0	0,9997	2,60	0,9978	0,0022	—	—
15	0,020	0,9999	2,0	0,9999	4,0	0,9998	1,3	0,9999	0,24	0,9998	0,0002	0,9998	0,24
16	0,162	0,9999	16,2	0,9996	32,4	0,9990	10,0	0,9998	2,00	0,9983	0,0017	—	—
17	0,030	0,9999	3,0	0,9999	6,0	0,9998	2,0	0,9999	0,37	0,9997	0,0003	0,9997	0,37
дизель в целом		0,99972		0,99368		0,98422		0,9980		0,9767			

Таблица 11

Влияние отказов элементов дизеля на работу тепловоза

Номер элемента	Элементы дизеля	Виды отказов	Выполняемые функции				Показатели безотказности	
			Запуск	Холостой ход	Режим тяги	Торможение	$\omega(l_3)\times10^{-6}$, 1/км	$P(l_3)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Картер и блок цилиндров	Трещины сварных швов	1	0	0	1	0,034	0,9997
2	Вал коленчатый	Излом вала, задир шеек	0	0	0	0	0,010	0,9999
3	Антивибратор комбинированный	Утечка силиконовой жидкости	1	1	0	1	0,114	0,9988
4	Подшипники коренные и шатунные	Задир, поворот вкладышей	0	0	0	0	0,096	0,9990
5	Втулка цилиндра	Подгар уплотнения газового стыка, обрыв шпилек крепления крышки	1	0		0	0,194	0,9980
6	Крышка цилиндра	Трещины перемычки, течь масла по уплотнениям	1	0	0	0	0,296	0,9970
7	Поршень	Задир тронка, излом шпилек	0	0	0	0	0,140	0,9986
8	Шатун (главный и прицепной)	Ослабление крепления пальца прицепного шатуна, срез шплинтов	1	0	0	0	0,096	0,9990
9	Привод распредвала	Разрушение подшипников, выкрашивание зубьев	0	0	0	0	0,152	0,9984

Продолжение табл. 11

Номер элемента	Элементы дизеля	Виды отказов	Выполняемые функции				Показатели безотказности	
			Запуск	Холостой ход	Режим тяги	Торможение	$\omega(l_3)\times10^{-6}$, 1/км	$P(l_3)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Турбокомпрессор	Разрушение подшипников, прогар прокладок, помпаж, излом ротора	1	1	1	1	0,282	0,9971
11	Регулятор	Разрегулировка, заклинивание подвижных частей, течь масла	1	0	0	1	0,294	0,9970
12	Механизм газораспределения	Разрушение шайб и роликов, выпадение штанг, прогар клапанов, излом пружин	0	0	0	0	0,148	0,9985
13	Привод насосов	Разрушение подшипников, срез шлицев	0	0	0	0	0,132	0,9986
14	Система вентиляции картера	Разрегулировка управляемой заслонки, засорение маслоотделительного бачка	1	0	0	0	0,212	0,9978
15	Ускоритель запуска	Заедание поршня	0	1	1	1	0,020	0,9998

Продолжение табл. 11

Номер элемента	Элементы дизеля	Виды отказов	Выполняемые функции				Показатели безотказности	
			Запуск	Холостой ход	Режим тяги	Торможение	$\omega(l_3)\times10^{-6}$, 1/км	$P(l_3)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Система выпуска газов	Пробой газов по уплотнениям, прогар компенсаторов	1	0	0	0	0,162	0,9983
17	Охладитель поддувочного воздуха	Засорение	1	1	0	1	0,030	0,9997

Редактор *Р. С. Федорова*
Технический редактор *В. Н. Малькова*
Корректор *М. Н. Гринвальд*

Сдано в наб. 28.05.83 Подп. к печ. 04.11.83 2,5 п. л. 2,79 уч.-изд. л. Тир. 40000 Цена 15 коп.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123557, Москва, Новопресненский пер., 3.
Тульская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 1518

gost.e-ecolog.ru