

630^x
Ж86

МИНИСТЕРСТВО НАРОДНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ С.М.КИРОВА

А.В. Жуков, И.В. Турлай, А.Р. Горонковский

НАДЕЖНОСТЬ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие по одноименной дисциплине
для студентов спец. I7.04

Минск 1991

УДК 629.114.2: 624.01

Жуков А.В., Турлай И.В., Гороновский А.Р. Надежность машин и оборудования. Учебное пособие. - Мн.: БТИ им.С.М.Кирова, 1991.

Научный редактор доцент П.П.Клименко.

Рецензенты: профессор В.В.Гуськов,
к.т.н. М.Н.Пашковский

В учебном пособии изложены основные причины потери работоспособности лесозаготовительных машин и оборудования. Приведены основные направления повышения надежности. Рассмотрены методики и даны примеры расчета показателей надежности машин и их элементов.

Особое внимание уделено методам оценки показателей надежности на стадии проектирования и в процессе эксплуатации. Отражены вопросы определения вероятностных режимов нагружения оборудования на базе статистических характеристик условий эксплуатации.

Для студентов спец.17.04 "Машины и оборудование лесного комплекса".

ВМ 5-7830-0149-X

©

Белорус. ордена Трудового
Красного Знамени технол.
ин-т им.С.М.Кирова

©

Составление А.В.Жуков,
И.В.Турлай, А.Р.Гороновс-
кий, 1991

ВВЕДЕНИЕ

Машины и оборудование лесозаготовительного производства отличаются сложностью, выполняют разнообразные операции, эксплуатируются в условиях, характеризующихся тяжелыми нагрузочными режимами. Большинство многооперационных лесозаготовительных машин имеют комбинированное технологическое оборудование, осуществляющее рабочие операции на высоких скоростях и критических силовых режимах. Как показывает опыт эксплуатации таких машин, как ЛП-30, ЛП-19, ЛП-17 и других, большинство отказов в их работе происходит из-за недостаточной надежности их отдельных узлов и агрегатов. Это является тоже причиной преждевременного износа машин, сокращения ресурса их работы. Как правило, преобладающее число отказов приходится на гидросистему и технологическое оборудование. Надлежащие показатели надежности должны обеспечиваться комплексом конструктивных, технологических, эксплуатационных и ремонтных мероприятий.

Особое значение принадлежит прогнозированию показателей надежности, определению их на стадии проектирования и испытаний. При этом важно правильно оценить причины потери работоспособности, показатели нагрузочных режимов, свойства применяемых материалов и правильно наметить конструктивные, технологические, эксплуатационные и ремонтные мероприятия для обеспечения повышенной надежности машин и оборудования.

С учетом этого в данном пособии рассмотрены основные причины потери работоспособности и направления обеспечения надежности лесных машин и оборудования, приведены примеры оценки показателей надежности на стадии проектирования и в процессе эксплуатации.

1. ПРИЧИНЫ ПОТЕРИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Процессы, предопределяющие отказы и потерю работоспособности оборудования, протекают непрерывно и являются следствием эксплуатационных нагрузок на детали и узлы, износных и химических явлений, нарушением регулировок и креплений.

Библиотека БГУ



00000000438957b

БИБЛИОТЕКА БТИ
им. С. М. Кирова

Анализ надежности лесозаготовительной машины ТБ-I в условиях Коми и Карельской АССР показал, что наибольшее число отказов приходится на гидросистему (35-40 %) и технологическое оборудование (25-30 %). Установлено, что одной из причин отказов является недостаточная прочность деталей (65 - 70 %). На технологическое оборудование и гидросистему приходится более половины отказов по поломкам и трещинам (трещины в передней консоли стрелы, трещины по сварочным швам рукояти и стрелы, трещины трубопроводов высокого давления и т.д.).

Общие причины отказов: 1) разрушение из-за усталости материала и снижения прочности; 2) изменение размеров и формы деталей из-за износа; 3) деформация и заклинивание подвижных сопряжений из-за пиковых нагрузок; 4) разрушения и повреждения из-за коррозии; 5) совместное действие нагрузок, износа и химически активных сред.

Нарушение регулировок (клапанный механизм, зацепление в редукторе и т.д.), нарушение креплений агрегатов (головки блока, редуктора рулевого управления) - также причины частых отказов.

Усталостные разрушения начинаются с появления трудно обнаруживаемых микроскопических трещин, причем максимальные динамические нагрузки, их вызывающие, меньше, чем при статическом разрушении.

Следует все же иметь в виду, что наиболее частой причиной отказов является износ трущихся элементов деталей машин. Внешнее трение и износ возникают при относительном перемещении сопряженных поверхностей деталей.

Внешнее трение возникает, например, между поверхностью дороги и двигателем машины. За счет него возникают внешние силы, движущие автомобиль или трактор или вызывающие их торможение. В этом смысле внешнее трение полезно. Но при этом возникает и износ шин колес или гусениц - в этом смысле оно вредно. Кроме того, имеются и затраты энергии на преодоление сил трения. Износ ходовой части и других агрегатов и деталей имеет решающее влияние на долговечность и эксплуатационную надежность оборудования.

Выделяют три периода, характеризующие динамику процес-

са изнашивания деталей: I - период приработки; II - период нормального изнашивания; III - период аварийного износа (см. рис. I).

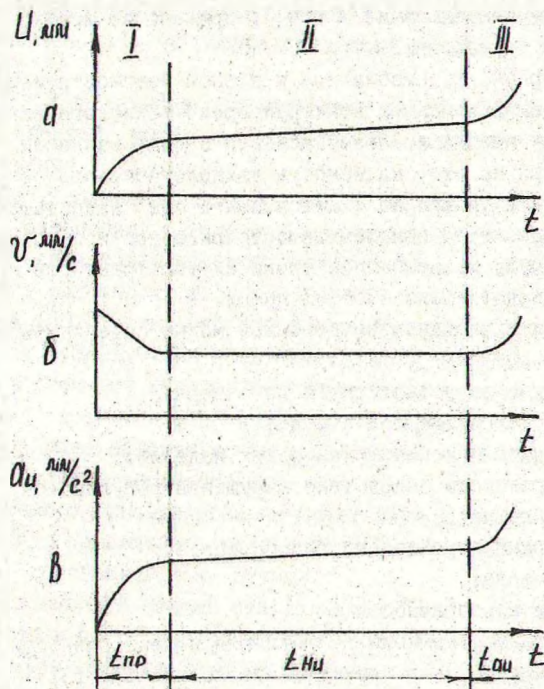


Рис. I Общие закономерности изнашивания:

$a - U(t)$; $\delta - v(t)$, $\delta - a_u(t)$
 (И - абсолютный износ; v - скорость изнашивания; a_u - ускорение изнашивания; $t_{пр}$ - время приработки; $t_{нн}$ - время нормального изнашивания; $t_{ав}$ - время аварийного изнашивания)

В первый период имеется довольно интенсивный износ, но скорость его увеличения снижается, проявляются приработочные отказы m , а интенсивность λ постепенно снижается.

Вообще принципиально существуют следующие направления

по обеспечению высокой надежности машин и оборудования: обеспечение высокого технического уровня изделий; применение агрегатов и деталей с высокой надежностью и долговечностью (по своей природе - применение чистого жидкостного трения, электрического торможения и т.д.); применение деталей и узлов, самоподдерживающих работоспособность (самосмазывание, самоустанавливание и т.д.); применение жестко регламентируемой технологии.

В тракторном, автомобильном и лесном машиностроении осуществлен целый комплекс конструкторско-технологических мероприятий по повышению безотказности и долговечности изделий. Несмотря на это, надежность технологического оборудования, базовых тракторов и автопоездов еще недостаточна, недостаточно решаются вопросы ремонтпригодности и сохраняемости. Например, межремонтные сроки службы тракторов после ремонта составляют всего 40-60 % новых.

Повреждения и отказы автомобилей можно объединить в следующие группы:

- 1) повреждения усталостного характера;
- 2) износ валов, штифтов и т.д.;
- 3) повреждения резинотехнических изделий;
- 4) неисправности вследствие нарушения регулировок;
- 5) перетирание;
- 6) прогорание прокладок, газопроводов;
- 7) течь масла;
- 8) прочие неисправности.

В процентном отношении повреждения и неисправности по группам составляют, например, для автомобиля ЗИЛ-131:

1 - 14%; 2 - 9%; 3 - 22%; 4 - 1%; 5 - 2%; 6 - 1%;
7 - 1%; 8 - 20%.

Количество повреждений и неисправностей для автомобилей других марок, а также тракторов может несколько изменяться в зависимости от их типа, характера использования, условий эксплуатации.

Детали базовых автомобилей и тракторов можно подразделить по ресурсу. Например, для автомобилей их делят на: детали, ресурс которых невозможно или экономически нецелесообразно создавать равным пробегу до капитального ремонта (фрикционные накладки, фильтры, сальники и т.д.); детали,

внезапный выход из строя которых не влияет на безопасность движения (шестерни, валы коробки передач, подшипники), их ресурс определяет значение ресурса до капремонта; детали шасси, которые не угрожают безопасности движения, по их ресурсу производится списание; детали, выход из строя которых угрожает безопасности движения (рулевое управление, тормоза и т.д.), их ресурс превышает ресурс до полного списания.

Особую важность представляет собой обеспечение надежности деталей, выход из строя которых угрожает безопасности движения.

Так, тормозная система — одна из наименее надежных систем автомобиля. Например, для тормозных пневматических систем автомобилей большой грузоподъемности детали, лимитирующие надежность тормозов, имеют большое рассеивание ресурса (30–250 тыс. км), коэффициент вариации изменяется в пределах 0,34–1,0. На долю неметаллических деталей приходится наименьший ресурс (например, резиновая диафрагма). Для этих деталей высший коэффициент вариации (0,9–1,0), а в этом случае эффективность диагностики мала. Здесь эффективным будет резервирование.

Примером резервирования может служить установка на автомобиле параллельно одна другой 3-х тормозных систем: ножная, дополнительная, ручная.

При анализе надежности II машин ТВ-I в условиях северной зоны после наработки 1000 мото-часов было зафиксировано 1012 отказов, т.е. в среднем по 94,7 отказа на трактор.

Преобладающее число отказов приходится на гидросистему — 39,2 % и на технологическое оборудование — 27,2 %.

Установлено, что одной из причин, вызывающих отказы, является недостаточная прочность деталей (68,3%). Более половины отказов по технологическому оборудованию и гидросистеме произошли из-за подмоков и трещин. На гидроманипулятор приходится 47,3% отказов от всех отказов по технологическому оборудованию. Имели место трещины в стреле, по сварочным швам рукояти, в опорной ферме, трещины трубопроводов высокого давления, трещины блоков насосов, повреждение штоков гидроцилиндров, уплотнительных колец и др.

Анализ неисправностей гидравлической системы показал, что нарушение ее работы происходит из-за нарушения герметичности соединений (искривление штоков гидроцилиндров, износ уплотнений), усталостных явлений, применения некачественного материала.

Лесозаготовительное оборудование подвержено действию значительных динамических нагрузок: одновременной механической вибрации, пульсации давления жидкости в системе, гидравлических ударов, возникающих в моменты включения и отключения гидроагрегатов, колебаниями давления в процессе рабочих операций с деревьями. Кроме того, ряд нагрузок усиливается повышением температуры, влиянием монтажных напряжений.

Для примера в табл. I приведены данные по изменению давления в гидроцилиндре захвата трактора при укладке дерева в коник (разжатие захватов).

Таблица I

Давление в гидроцилиндре					
Диаметр! деревя, см	Вылет ма- нипулятора, м	Бесштоковая полость		Штоковая полость	
		$P_{max},$ МПа	$P_{min},$ МПа	$P_{max},$ МПа	$P_{min},$ МПа
16	7,3	3,0	1,5	6,4	2,1
18	6,2	2,8	1,8	5,0	1,4
24	6,7	3,1	2,5	4,3	2,3
24	6,7	3,4	1,7	5,5	2,6
34	5,0	3,5	1,8	5,8	2,4
36	6,4	5,4	3,6	-	-

В процессе оперирования с деревьями изменение нагрузок и давления жидкости в гидросистеме носит знакопеременный характер с частотой до 50 Гц. Имеют место также гидроудары с "выбросами" давления до 19 МПа. Знакопеременные динамические нагрузки в гидросистеме являются одним из главных факторов, вызывающих усталостные разрушения и образование трещин в технологическом оборудовании.

Рабочий процесс набора вoзa деревьев на трактор проходит в условиях переменных нагрузок, требует внимания оператора и частых воздействий на органы управления с целью достижения максимальной производительности, перехода от

одной операции цикла к другой. Из-за нарушений технологии разработки лесосеки возможно использование машины для растаскивания завалов, что связано с большими динамическими перегрузками.

Обеспечение надежности производится комплексом конструктивных технологических, эксплуатационных, ремонтных мероприятий.

Повышение надежности деталей и узлов, отказывающих из-за усталостных повреждений или износа, производится за счет повышения их несущей способности и износостойкости (применение соответствующих материалов и оптимальных технологий обработки, применение покрытий, биметаллических подшипников и т.д.).

Такие мероприятия в равной мере свойственны для автомобилей, тракторов, лесотехнологического оборудования различного типа и назначения.

К числу конструктивных мероприятий по обеспечению повышенной надежности относятся:

1) выбор долговечных материалов деталей и рациональных их сочетаний в парах трения;

2) обеспечение нормальных условий работы деталей при наименьших потерях на трение;

3) создание оптимальных температурных режимов работы сопряжений деталей, узлов и агрегатов;

4) обеспечение хороших условий смазки трущихся поверхностей деталей;

5) создание эффективных устройств для очистки воздуха, топлива, смазки;

6) улучшение конструкции и материалов уплотнительных устройств и герметизация узлов и агрегатов;

7) обеспечение достаточной жесткости базовых деталей машин и устойчивости их к вибрации;

8) другие мероприятия (применение узлов демпфирования двойных силовых пружин, муфт сцепления, гидравлическое натяжение гусениц и т.д.).

К числу технологических мероприятий следует отнести:

1) обеспечение необходимой точности и качества изготовления деталей;

2) достижение высоких геометрических характеристик качества поверхностей;

3) применение упрочнения деталей и их рабочих поверхностей термической и химико-термической обработками;

4) упрочнение деталей поверхностным пластическим деформированием;

5) нанесение на поверхности деталей износостойких и антикоррозийных покрытий;

6) другие мероприятия (термомеханическое упрочнение, армирование деталей, окраска и др.).

Эксплуатационные мероприятия:

1) обкатка новых машин;

2) организация техобслуживания и создание для этого необходимой базы;

3) проведение периодических технических осмотров и диагностирования состояния машин;

4) обеспечение нормального режима работы машин;

5) соблюдение правил хранения машин в нерабочее время;

6) соблюдение рекомендаций заводов-изготовителей по применению топлива, масел и смазок;

7) контроль и постоянное соблюдение герметизации агрегатов, узлов и систем машин;

8) другие мероприятия (повышение квалификации кадров, улучшение организации работ и др.).

Ремонтные мероприятия:

1) обеспечение сохранности ремонтного фонда, поступающего на ремонтные предприятия;

2) выполнение разборочных работ при условиях, исключающих повреждение деталей и разукomплектовку пар;

3) эффективная мойка и очистка деталей;

4) контроль и дефектация изношенных деталей машин;

5) сплошной контроль размеров и геометрии рабочих поверхностей базовых деталей машин, поступающих в ремонт, а также точности их взаимного расположения;

6) весовой и размерный подбор деталей цилиндро-поршневой группы (для двигателя внутреннего сгорания);

7) динамическая балансировка вращающихся деталей;

8) обеспечение регламентированных посадок, усилий

затяжки и сборки резьбовых соединений;

9) обеспечение герметизации узлов и агрегатов при ремонте;

10) стендовые и обкатка и испытания;

11) качественная окраска ремонтируемых машин и оборудования.

Для повышения долговечности восстанавливаемых деталей машин используют различные методы. Широкое распространение получило восстановление наплавкой: наплавка в среде газа; наплавка в газовой среде на основе аргона; наплавка порошковыми проволоками; наплавка под легированными керамическими флюсами; плазменная наплавка; индукционная наплавка.

В практике предприятий применяется восстановление сваркой, а также наплавкой и сваркой.

Повышение долговечности и прочности в этом случае обеспечивается приемами: поверхностная закалка с нагревом Т.В.Ч., газовым пламенем или плазменной дугой; поверхностным пластическим деформированием; электромеханической обработкой; химико-термической обработкой; термомеханической обработкой, проводимой в процессе наплавки.

Дает хорошие результаты восстановление и упрочнение деталей гальваническими покрытиями; восстановление полимерными материалами. Применяют также электроконтактную наплавку, электроимпульсное наращивание, электроискровое наращивание, армирование твердыми сплавами, заливку жидким металлом.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕННЫХ ЗАКОНОВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАШИН

2.1. Вероятностные характеристики условий эксплуатации

Под условиями эксплуатации понимается большой комплекс различных факторов. В каждом конкретном случае при оценке необходимых показателей из этого комплекса учитываются те из факторов, с помощью которых можно произвести вероятностный расчет ожидаемых эксплуатационных режимов работы машины.

В качестве примера рассмотрим работу лесовозного автопоезда. Для выделения отдельных (частных) скоростных режимов движения лесовозных автомобилей учтем причины ограничения скорости движения. Так, при анализе эксплуатируемой дорож-

ной трассы можно выделить участки с малыми радиусами поворота, участки неровной дороги, участки с большими коэффициентами сопротивления качению, а также участки с ограничением скорости дорожными знаками. Удельный вес, или вероятность выделенных участков, можно определить по их относительной протяженности по всей дорожной трассе. Участки без явных помех скорости движения могут быть рассчитаны по тяговой характеристике и продольному профилю дорог.

При рассмотрении подгрузочных режимов, действующих на ходовую часть, трансмиссию и двигатель автомобиля, выделим отдельные режимы: трогание с места, разгон автопоезда, движение по дорогам с различной степенью неравносности поверхности. Удельный вес, или вероятность выделенных режимов, определяется как их относительное время действия.

Таким образом, для вероятностного расчета ожидаемых эксплуатационных скоростных и нагрузочных режимов работы автопоезда необходимо иметь статистические характеристики следующих случайных параметров: i - уклон дороги; f - коэффициент сопротивления качению; R - радиус поворота, ограничивающий скорость движения; H - высота микронеровностей дорожного покрытия; $I_{ин}$ - интенсивность движения транспорта; G_n - полезная нагрузка. Учитываются также климатические условия. Вероятности скоростных режимов ограничены: радиусом поворота P_1 ; неровностями дороги P_2 ; тяговыми возможностями машины и продольным профилем дороги P_3 ; интенсивностью движения транспорта P_4 ; дорожными знаками P_5 . Вероятности нагрузочных режимов обусловлены неровностями дороги χ_1 ; троганием автопоезда с места χ_2 ; разгоном автопоезда χ_3 .

В качестве статистических характеристик указанных выше параметров могут быть приняты либо числовые характеристики, либо законы распределения. При отсутствии статистических данных числовые характеристики в первом приближении можно определить, сделав допущение о нормальности законов распределения, по правилу "трех сигм" по минимальным и максимальным значениям параметров.

Естественно, что для каждого типа лесных машин условия эксплуатации должны учитываться с помощью вероятностных характеристик тех параметров, которые обычно используются в детерминистических методах (т.е. в обычных алгебраических

(формулах) и отражают внешние условия работы машин.

2.2. Вероятностный расчет отдельных скоростных режимов движения

Вероятностный расчет отдельных скоростных режимов движения машины производится на базе детерминистических методов, которые учитывают зависимость скорости движения от какого-либо параметра, ограничивающего ее. В качестве примера рассмотрим такие зависимости для лесовозных автопоездов.

Как известно, зависимость допустимой скорости движения автомобиля, ограниченной радиусом поворота, может быть оценена по формуле

$$v_1 = 11.3 \sqrt{R \psi_{\text{с}}} = a_1 R^{0.5},$$

где $\psi_{\text{с}}$ — коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги.

В случае, если условия эксплуатации характеризуются нормальным законом распределения радиусов поворота

$$f(R) = \frac{1}{G_R \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{(R - m_R)^2}{2G_R^2} \right\},$$

то закон распределения частных скоростных режимов движения на поворотах с малым радиусом определяется по формуле

$$f(v_1) = \frac{2v_1}{a_1^2} \cdot \frac{1}{G_R \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{\left(\frac{v_1^2}{a_1^2} - m_R \right)^2}{2G_R^2} \right\} \quad (1)$$

Геометрическая интерпретация нахождения закона распределения функции v_1 по заданному закону распределения радиусов поворотов показана на рис. 2.

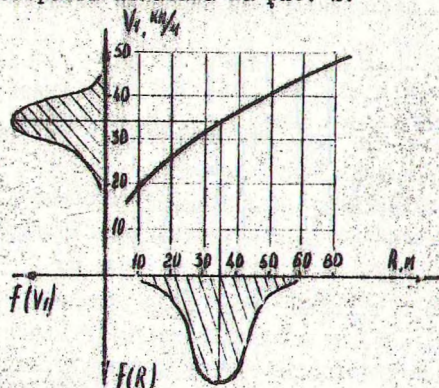


Рис. 2. Преобразование исходного закона распределения $f(R)$ в закон $f(v_1)$

Если же условия эксплуатации заданы в виде числовых характеристик радиуса поворота (математического ожидания m_R и стандарта G_R), то числовые характеристики (математическое ожидание m_{v_1} и дисперсию D_{v_1}) частного скоростного режима v_1 следует определять по формулам

$$m_{v_1} = a_1 m_R^{0.5} ; \quad D_{v_1} = D_R \cdot \frac{a_1^2}{4 m_R}$$

Зависимость допустимой скорости движения от средней квадратической высоты неровностей дороги можно аппроксимировать выражением

$$v_2 = v_{max} e^{-\frac{3h}{h_{max}}},$$

где h_{max} — максимальная высота неровностей на дорогах;
 h — средняя высота неровностей.

Если условия эксплуатации характеризуются распределением средних высот неровностей

$$f(h) = \frac{1}{G_h \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(h - m_h)^2}{2 G_h^2} \right],$$

то закон распределения частных скоростных режимов движения по неровным дорогам определяется по формуле

$$f(v_2) = \frac{h_{max}}{3 G_h \sqrt{2\pi}} \cdot \frac{1}{v_2} \exp \left[-\frac{\left(-\frac{h_{max}}{3} \ln \frac{v_2}{v_{max}} - m_h \right)^2}{2 G_h^2} \right] \quad (2)$$

Зависимость скорости движения автомобиля от величины подъема дороги при постоянном сопротивлении качению

$$v_3 = \frac{a N_{дв}}{G(f + i)}, \quad (3)$$

где $N_{дв}$ — номинальная мощность двигателя; G — вес автопоезда; f — коэффициент сопротивления качению; i — уклон дороги; $a = 270 \cdot \frac{1}{2} k_N$, здесь $\frac{1}{2}$ — общий КПД трансмиссии; k_N — средний коэффициент загрузки двигателя по мощности.

Так как скорость движения автопоезда ограничивается его тяговыми возможностями, начиная с некоторой величины уклона до максимального уклона, то условия эксплуатации должны характеризоваться распределением подъемов от i_{min} до i_{max} . Участки дороги, имеющие небольшие уклоны и не ограничивающие скорость движения, в распределении не учитыва-

Закон распределения существенных подъемов выражается формулой

$$f(i) = \frac{1}{G_i \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(i - m_i)^2}{2G_i^2} \right]. \quad (4)$$

С учетом формул (3), (4) закон распределения скоростей движения, ограниченных подъемами при заданных тяговых возможностях автопоезда, описывается зависимостью

$$f(v_s) = \frac{aN}{Gv_s^2 G_i \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{\left(\frac{aN}{Gv_s^2} - i - m_i \right)^2}{2G_i^2} \right]. \quad (5)$$

В связи с тем, что безопасная скорость на спусках обеспечивается различными тормозными средствами в пределах 20-30 км/ч, примем закон распределения скоростей движения нормальным с параметрами $m_{v_s} = 25$ км/ч, $G_{v_s} = 2$ км/ч.

В тяжелых дорожных условиях, например на лесосеках, возможны случаи, когда скорость движения ограничивается большими значениями коэффициента сопротивления качению

$$v_s = aN / G f_{\max}.$$

Пусть условия эксплуатации, в частности, определены законом распределения

$$f(f_{\max}) = \frac{1}{G_f \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(f - m_f)^2}{2G_f^2} \right].$$

Тогда закон распределения скоростей движения, ограниченных большими значениями дорожных сопротивлений, имеет вид

$$f(v_s) = \frac{aN}{Gv_s^2} \cdot \frac{1}{G_f \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{\left(\frac{aN}{Gv_s^2} - m_f \right)^2}{2G_f^2} \right].$$

Зависимость допустимой скорости движения от интенсивности движения транспорта можно аппроксимировать выражением

$$v_s = v_{\max} e^{-\frac{I}{I_{\max}}},$$

где $I_{\max}$ — максимальная возможная интенсивность движения на данном участке дороги.

Если, например, условия эксплуатации характеризуются распределением интенсивности движения

$$f(I) = \frac{1}{G_I \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(I - m_I)^2}{2G_I^2} \right],$$

то закон распределения частных скоростных режимов на данном участке дороги определим по формуле

$$f(v_6) = \frac{\gamma_{max}}{36\pi\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{1}{v_6} \exp \left[- \frac{\left(-\frac{\gamma_{max}}{3} \ln \frac{v_6}{v_{max}} - m_1 \right)^2}{2\sigma_1^2} \right]$$

2.3. Вероятностный закон распределения обобщенного режима движения

Обобщенный закон распределения представляет собой закон распределения совокупности отдельных законов распределения, характеризующих частные скоростные режимы. Обобщенный закон распределения определяется по формуле

$$f(x) = \sum \gamma_k f_k(x), \quad (8)$$

где $f_k(x)$ — закон распределения частного режима; γ_k — вероятность закона распределения частного режима.

С учетом вероятностных расчетов частных скоростных режимов, имеем для обобщенного закона распределения скоростных режимов

$$f(v) = \gamma_1 f(v_1) + \gamma_2 f(v_2) + \gamma_3 f(v_3) + \gamma_4 f(v_4) + \gamma_5 f(v_5) + \gamma_6 f(v_6),$$

где законы $f(v_k)$ могут быть определены по формулам (1), (2), (5), (6), (7).

Как частные, так обобщенный закон распределения необходимы для выполнения дальнейших вероятностных расчетов. Так, обобщенные скоростные и нагрузочные режимы могут быть использованы для вероятностного расчета сроков службы различных деталей автопоезда, получения обобщенных законов распределения затраченной мощности и работы, совершенной двигателем, а также для получения обобщенного закона производительности оборудования. Частные скоростные законы распределения могут быть использованы для расчета некоторых частных нагрузочных режимов работы.

Пример. Произведем расчет обобщенного скоростного режима работы лесовозного автопоезда МАЗ-509А при следующих данных, характеризующих определенные условия эксплуатации: радиус поворота, ограничивающие скорость движения — $R_{min} = 15$ м; $R_{max} = 60$ м;

— средняя высота дорожных неровностей, ограничивающих скорость движения — $h_{min} = 25$ мм; $h_{max} = 50$ мм;

- подъемы $i_{min}^n = 0,018$, $i_{max}^n = 0,06$;
- спуски - $i_{min}^c = -0,03$, $i_{max}^c = -0,06$;
- коэффициенты сопротивления качению в тяжелых дорожных условиях - $f_{min} = 0,08$, $f_{max} = 0,2$.

Относительная протяженность характерных участков дороги: с малым радиусом поворота - 1 %, с неровной поверхностью - 30 %, с подъемами - 15 %, со спусками - 13 %, с повышенным значением (лесовозные ветки, усы) - 10 %, с ограничением скорости движения дорожными знаками - 1 %.

Участки без каких-либо ограничений скорости, когда

$U_{max} = 65$ км/ч, составляют 30 %.

Первым этапом решения поставленной задачи является определение математических ожиданий и средних квадратических отклонений заданных, ограничивающих скорость движения автопоезда, параметров:

для радиусов поворота

$$G_R = (R_{max} - R_{min}) / 6 = 7,5 \text{ м}; \quad m_R = R_{min} + 3G_R = 37,5 \text{ м};$$

для неровностей дорожного покрытия

$$G_h = (h_{max} - h_{min}) / 6 = 7,5 \text{ мм}; \quad m_h = h_{min} + 3G_h = 24,5 \text{ мм};$$

для подъемов и спусков

$$G_i = (i_{max} - i_{min}) / 6 = 0,007; \quad m_i = i_{min} + 3G_i = 0,039;$$

$$G_{ica} = 0,005; \quad m_{ica} = 0,045;$$

для труднопроходимых участков дорог

$$G_f = (f_{max} - f_{min}) / 6 = 0,02; \quad m_f = 0,08 + 3G_f = 0,14.$$

Затем, подставив полученные значения в выражения (1), (2), (5), (7), определяем частные законы распределения отдельных скоростных режимов. Обобщенный закон распределения получается по формуле (8) на основе частных законов с учетом их удельных весов в общей протяженности дорожной сети. На рис. 3 приведена геометрическая интерпретация построения обобщенно-го закона распределения для рассмотренного примера.

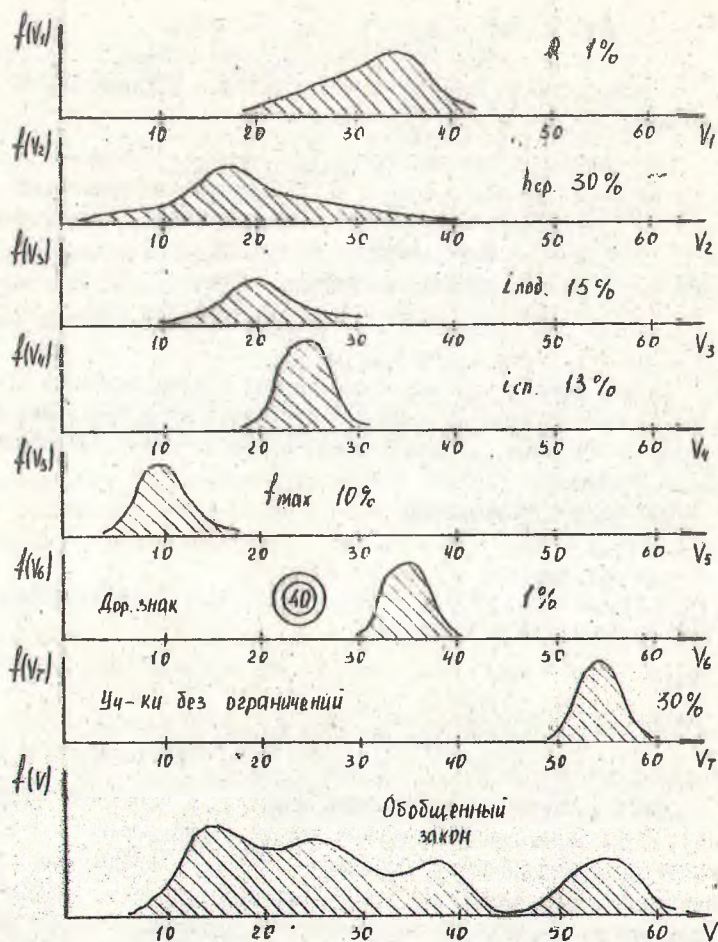


Рис. 3. Частные и обобщенные законы распределения скорости движения лесозаготовительного автопоезда

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ЛЕСНЫХ МАШИН НА УСТАЛОСТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

3.1. Общие положения

В процессе эксплуатации машин и механизмов элементы их конструкции подвергаются воздействию переменных динамических нагрузок, различающихся как по величине, так и по характеру. Процесс постепенного накопления повреждения материала под действием переменных напряжений, приводящих к изменению его свойств, образованию трещин, их развитию и, в конечном итоге, разрушению, называется усталостью. Как правило, именно усталость является основной причиной разрушения конструкций, подверженных воздействию переменных циклических нагрузок.

Информацию о нагруженности элементов конструкций обычно получают путем тензометрирования при проведении экспериментальных исследований в эксплуатационных или стендовых условиях или в результате проведения расчетных исследований при моделировании процесса работы с помощью математических моделей. Подавляющее большинство процессов нагружения элементов конструкции различных машин можно отнести к широкополостным стационарным лауссовским процессам, сложность структуры которых характеризуется превышением числа экстремумов над числом пересечений среднего (нулевого) уровня. В этом случае для определения долговечности необходимо производить классификацию нагрузочных циклов и экспериментальными методами определять соответствующее им предельное число нагружений.

Различают малоцикловую и многоцикловую усталость. Усталость материала, при которой повреждение или разрушение происходит при упруго-пластической деформировании, называется малоцикловой. Обычно при малоцикловой усталости число циклов до разрушения не превышает $5 \cdot 10^4$ (ГОСТ 25.502-79). Вполне естественно, что допустить работу элементов несущих конструкций с уровнем напряжений, приводящим к пластическим деформациям, нельзя.

Многоцикловая усталость происходит при циклических напряжениях, не превышающих предел упругости, т.е. в зоне упругого деформирования металла.

Для характеристики прочностных качеств элементов конструкций вводятся понятия разрушающей нагрузки и разрушающего числа циклов нагружения. Оценка прочностных свойств реальных элементов производится на основании изучения механических характеристик материалов, из которых они изготовлены, с обязательным учетом особенностей технологии их изготовления, геометрических размеров и условий их эксплуатации.

Для описания усталостных характеристик материалов строят так называемые кривые усталости. Кривые усталости представляют собой графики зависимости числа циклов до разрушения N от амплитуды действующих напряжений σ . Для построения кривых усталости (рис. 4) пользуются лагарифмической системой

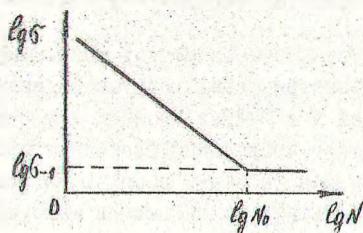


Рис. 4. Кривая усталости

координат $lg \sigma - lg N$. В этом случае кривая усталости принимает вид прямой, наклоненной к оси $lg N$ под углом α . Тангенс угла α , являющийся одной из основных характеристик усталостных свойств материала и обозначаемый буквой m (константа материала), определяется по уравнению

$$m = ctg \alpha = \frac{lg N_0 - lg N}{lg \sigma - lg \sigma_{-1}}.$$

Характерной особенностью кривых усталости является наличие точки перегиба графика, соответствующей значению частоты N_0 . Величина напряжения при симметричном цикле нагружения, соответствующая частоте N_0 , называется пределом выносливости и обозначается σ_{-1} . При практических расчетах пользуются условным пределом выносливости, при котором натурный элемент конструкции выдержит заданное число циклов нагружения N_0 , обычно принимаемое равным $(2+10) \cdot 10^6$ циклов.

Для описания кривой усталости воспользуемся уравнением

$$\begin{aligned} G^m N &= G_{-1}^m N_0 && \text{при } G \geq G_{-1} \\ N &= \infty && \text{при } G < G_{-1} \end{aligned} \quad (9)$$

Для учета влияния асимметрии циклов нагружения на характеристики усталости введем величину среднего напряжения цикла G_m и амплитуды напряжений G_a , а уравнение (9) кривой усталости перепишем в следующем виде:

$$N = N_0 (G_{-1} / G_a)^m$$

Отношение G_{-1} / G_a представляет собой не что иное, как коэффициент запаса прочности в случае симметричных кривых нагружения. На основании предположения о том, что кривые усталости при асимметричных циклах будут обладать аналогичным свойством, запишем для общего случая уравнение поверхности усталости

$$N = N_0 \left(\frac{G_{-1}}{G_a + \psi G_m} \right)^m,$$

где ψ - коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения цикла на снижение предела выносливости.

3.2. Гипотеза суммирования усталостных повреждений

Основной задачей при расчете на усталостную долговечность является выбор модели накопления повреждений. Обычно для этой цели используют феноменологические модели, в основе которых лежит понятие меры повреждения материала. В случае, если во время эксплуатации не производятся процессы упрочнения, то повреждения, получаемые на различных отрезках времени, будут обладать свойством аддитивности. Это означает, что мера повреждения является неубывающей функцией времени и ее приращение зависит только от величины повреждения, достигнутого к данному моменту времени, и от значения нагрузки в данный момент времени.

По характеру используемых зависимостей правила суммирования усталостных повреждений можно условно разделить на линейные и нелинейные. Наиболее широко применяемой в настоящее время является гипотеза линейного накопления повреждений. В основу этой теории положено представление о том, что величина повреждения в данный момент времени не зависит от предыстории нагружения, а просто суммируется с предыдущими повреждениями.

Обозначим меру повреждения через a и определим ее с помощью следующего уравнения:

$$a_n = k(\sigma)/n^{\sqrt[3]{\sigma}} \quad (10)$$

где a_n — накопленное напряжение за n циклов нагружения; коэффициент, зависящий от уровня напряжений σ ; $k(\sigma)$ — нормировочный коэффициент.

Как видно из уравнения (10), мера повреждения зависит от физических свойств материала и уровня действующих напряжений.

Пример, что для начального состояния материала мера повреждения равна нулю, а для момента полного разрушения — единице. Тогда, приравняв в уравнении (10) a_n единице, определим нормировочный коэффициент $k(\sigma) = N^{-\sqrt[3]{\sigma}}$.

На основании допущения о том, что закономерность накопления повреждений остается постоянной для различных уровней напряжений, т.е. $\sqrt[3]{\sigma} = \sqrt[3]{\sigma} = \text{const}$, упростим выражение (10). В этом случае $a_n = (n/N)^{\sqrt[3]{\sigma}}$. Для различных, наиболее применяемых в машиностроении материалов значение коэффициента $\sqrt[3]{\sigma}$ находится в пределах от 0,75 до 1,25. Принимая значение $\sqrt[3]{\sigma} = 1$, приходим к линейной гипотезе суммирования повреждений $a_n = n/N$.

Например, если деталь подвергалась циклическим нагружениям с различными амплитудами напряжений, равными $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$, то, согласно гипотезе, накопленные повреждения измеряются величиной $a = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$, где n_i — число циклов нагружения с амплитудой σ_i ; N_i — число циклов до разрушения детали при напряжении σ_i . Причем разрушению детали соответствует значение $a = 1$. В отличие от линейного описания процесса накопления повреждений нелинейные зависимости предусматривают монотонное изменение интенсивности повреждения с увеличением числа циклов нагружения. Однако нелинейные гипотезы суммирования усталостных повреждений не нашли широкого практического применения из-за громоздкости вычислений и отсутствия убедительных доказательств их точности.

3.3. Схематизация процесса нагружения

Использование той или иной гипотезы суммирования усталостных повреждений основывается на методах схематизации случайного процесса, позволяющих заменить случайные эксплуатационные нагрузки некоторыми схематизированными процессами.

ми, которые по уровню вносимого усталостного повреждения должны быть эквивалентны реальным. В результате схематизации случайный процесс нагружения трансформируется в упорядоченное изменение исследуемых параметров и представляет собой совокупность блоков нагрузки, сформированных по известным статистическим характеристикам случайного процесса.

В настоящее время существует большое число различных методов схематизации. Наиболее широкое применение в инженерной практике нашли методы превышений (выбросов), размахов,

с учетом среднего, экстремумов и метод полных циклов. Проведенные исследования показали, что применение схематизации по методу выбросов позволяет оценить минимальную долговечность конструкции (оценка "снизу"), а по методу размахов - максимальную долговечность (оценка "сверху"). Наиболее точные результаты получаются при использовании метода полных циклов.

3.4. Расчет долговечности

Для расчета средней долговечности при линейном суммировании усталостных повреждений используется формула

$$T = \left(n \int_0^{\infty} \frac{f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma \right)^{-1}, \quad (II)$$

где $f(\sigma)$ - плотность вероятностей распределения амплитуд напряжений; $N(\sigma)$ - предельное число напряжений на уровне σ ; n - среднее число циклов в единицу времени.

Используя для описания $f(\sigma)$ и $N(\sigma)$ различные формулы, можно получить необходимые виды выражения (II).

Применяя для описания действующих циклов нагружения величину амплитудного напряжения σ_a , среднее значение напряжения цикла σ_m и их совместную плотность распределения $f(\sigma_a, \sigma_m)$, запишем выражение для определения среднего значения единичного усталостного повреждения:

$$\bar{\sigma} = \iint_{\Omega} \frac{f(\sigma_a, \sigma_m)}{N(\sigma_a, \sigma_m)} d\sigma_a d\sigma_m, \quad (12)$$

где $N(\sigma_a, \sigma_m)$ - предельное число циклов нагружения; Ω - область определения подынтегральной функции.

Дисперсия $\bar{\sigma}$ в этом случае определяется выражением

$$\sigma_{\bar{\sigma}}^2 = \iint_{\Omega} \frac{f(\sigma_a, \sigma_m)}{N^2(\sigma_a, \sigma_m)} d\sigma_a d\sigma_m - (\bar{\sigma})^2 \quad (13)$$

Коэффициент корреляции между повреждениями, полученными в двух соседних циклах нагружения, определим по формуле

$$r = (\bar{a_1 a_2} - \bar{a^2}) / S_a^2,$$

где $\bar{a_1 a_2} = \int \kappa(\tau) \{m\} = \int \kappa^m(\tau) f(\tau) d\tau$. Здесь $\kappa(\tau)$ - корреляционная функция процесса изменения напряжений, а $f(\tau)$ - плотность распределения временных интервалов между соседними максимумами.

Остановимся на определении видов выражений (I1), (I2), (I3), соответствующих различным методам схематизации нагрузочных процессов. Вид этих выражений зависит от вида выражения для списания плотности распределения $f(\sigma_a, \sigma_m)$.

Первой рассмотрим схематизацию методом превышений (выбросов). В этом случае плотность распределения амплитуд определяется по формуле

$$f(\sigma) = \frac{1}{n_0} \left| \frac{dn(\sigma)}{d\sigma} \right|,$$

где n_0 - частота процесса; $n(\sigma)$ - среднее значение числа выбросов за уровень напряжений σ в единицу времени.

Запишем это выражение для случая действия нормального случайного процесса нагружения

$$f(\sigma) = \frac{\sigma}{S^2} e^{-\frac{\sigma^2}{2S^2}}, \quad (I4)$$

где S - стандарт процесса нагружения.

Теперь, подставляя в уравнения (I2) и (I3) значения выражений (9) и (I4), получим выражения для определения среднего значения усталостного повреждения за одно нагружение и его дисперсии:

$$a = \frac{2^{m/2}}{N_0} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(\frac{S}{\sigma_1}\right)^m \rho\left(\frac{\sigma_1}{S}, m+2\right);$$

$$S_a^2 = \frac{2^m}{N_0^2} \left\{ \Gamma\left(\frac{m+4}{2}\right) \rho\left(\frac{\sigma_1}{S}, m+4\right) - \Gamma^2\left(\frac{m+2}{2}\right) \rho^2\left(\frac{\sigma_1}{S}, m+2\right) \right\} \left(\frac{S}{\sigma_1}\right)^{2m},$$

где $\Gamma(n)$ - гамма-функция; $\rho(x, k)$ - табулированная функция Пирсона.

Исходя из этих зависимостей, получим выражения для оценок среднего значения долговечности и ее дисперсии при схематизации нагрузочного режима методом выбросов:

$$\bar{N} = \frac{\bar{N}_0 (\sigma_1/S)^m}{2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \rho\left(\frac{\sigma_1}{S}, m+2\right)}; \quad (I5)$$

$$S_r^2 = \alpha \bar{z} \bar{T} \left[\frac{P(m+1) P(G-1/s, m+2)}{P^2(\frac{m+2}{2}) P^2(G-1/s, m+2)} + \frac{4}{\pi} - 2 \right],$$

где $\bar{z}$ - среднее значение интервала времени между нагружениями; α - коэффициент, учитывающий корреляцию между повреждениями, принимаемый равным $\alpha = 1 + 2r$.

Рассмотрим схематизацию методом размахов. В этом случае за расчетную амплитуду напряжений принимают половину приращения между двумя его соседними экстремумами, а за расчетную частоту - среднее число одноименных экстремумов в единицу времени. На основании этого можно приближенно оценить плотность распределения процесса по формуле

$$f(G) = \frac{k^2 G}{S^2} e^{-\frac{k^2 G^2}{2 S^2}},$$

где k - отношение среднего числа экстремумов к среднему числу нулей.

Сравнивая данную формулу и выражение (14), можно сделать вывод о том, что расчет накопленных усталостных повреждений при схематизации нагрузочного режима методом размахов может быть выполнен по формулам метода пересечений с заменой в них значения стандарта процесса S на его расчетное значение S/k . В этом случае средняя долговечность будет определяться по формуле

$$\bar{T}_p = \frac{\bar{z} N R^{m-1} G_{-1}}{2^{m/2} \pi (\frac{m+2}{2}) S^m P(k G_{-1}/s, m+2)} \quad (16)$$

Наиболее точные оценки долговечности конструкции получаются при использовании для схематизации нагрузочных режимов метода полных циклов. Вывод и конечные зависимости при использовании метода имеют более сложный вид и подробно изложены в специальной литературе.

3.5. Оценка долговечности несущей системы прицепа-ропуска

Рассмотрим применение изложенной методики на примере определения долговечности несущей конструкции прицепа-ропуска лесотранспортной системы. В результате расчета на ЭВМ методом конечных элементов было определено напряженно-деформированное состояние элементов конструкции. Несущая конструкция ропуска (рис. 5) сварная, состоящая из тонкостенных элементов. На основании этого в расчетах было при-

нято, что напряженное состояние на различных участках элементов плоское, т.к. напряжения, действующие по направлению нормали к поверхности элементов, значительно уступают составляющим напряжений, действующим в плоскости элемента.

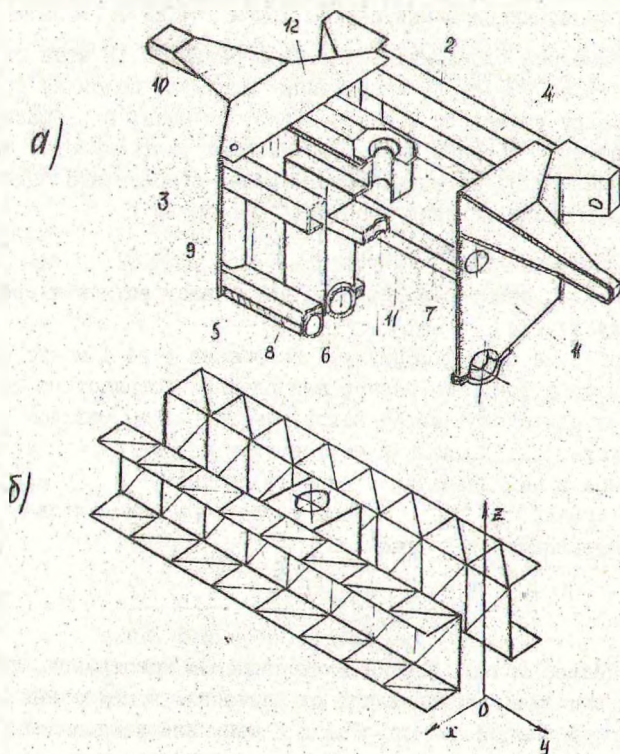


Рис. 5. Общий вид рамы прицепа-ропуска (а) и расчетная схема подкониковой балки (б):

I - щека; 2 - подкониковая балка; 3 - верхняя передняя поперечная балка; 4 - верхняя задняя поперечная балка; 5 - нижняя передняя поперечная балка; 6 - нижняя поперечная балка; 7 - нижняя задняя поперечная балка; 8 - стойка; 9 - усилитель; 10 - тяговая балка; 11 - центральная подкониковая опора; 12 - скользящий элемент.

Наиболее нагруженным элементом конструкции ропуска является подкониковая балка, где максимум уровня напряжений

приходится на место приварки листа усилителя к верхней полке. Статические напряжения для одного из вариантов нагружения равны: $\sigma_x = 67,1$ МПа; $\sigma_y = 65,8$ МПа; $\tau_{xy} = 9,0$ МПа.

Предполагаем, что справедливы гипотезы линейного суммирования повреждений. Согласно последней, возникновение усталостной трещины и разрушение будет происходить в зоне плоскости с наибольшими накоплениями повреждениями, совпадающей с площадкой действия максимальных касательных напряжений.

Для определения максимальных касательных напряжений, на основании известных зависимостей сопротивления материалов, в случае, если главные напряжения имеют один знак (оба сжимающие или оба растягивающие), воспользуемся выражением

$$\tau_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} \sigma_x \cos^2 \alpha + \frac{1}{2} \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha,$$

где $\alpha = \frac{1}{2} \arctg \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}.$

В случае, если главные нормальные напряжения имеют разные знаки, $\tau_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} \sigma_x \sin 2\alpha - \frac{1}{2} \sigma_y \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha.$

Для определения верхней и нижней оценок долговечности, на основании выражений (I5) и (I6), для нашего случая запишем общую формулу

$$T_{\alpha\beta} = \frac{2\pi N_0 \hat{\tau}^{-m}}{\omega_0 S_{\alpha\beta} 2^{m/2} \Gamma(1 + \frac{m+1}{2}) / \rho \left\{ \left(\frac{\hat{\tau}}{S_{\alpha\beta}} \right)^2 m + 2 \right\}},$$

где $\hat{\tau}$, m , N_0 - параметры степенного уравнения кривой усталости, для нашего случая равные $\hat{\tau} = 110$ МПа; $m = 4$;

$N_0 = 5 \cdot 10^6$; $S_{\alpha\beta}$ - стандарт процесса $\hat{\tau}_{\alpha\beta}$ ($\pm$);

ω_0 - средняя циклическая частота процесса $\hat{\tau}_{\alpha\beta}$ ($\pm$),

$$\omega_0 = S_{\dot{\tau}_{\alpha\beta}} / S_{\tau_{\alpha\beta}}.$$

С учетом приведенных исходных данных нижний ожидаемый пробег $T_H = 96$ тыс. км при средней скорости движения 40 км/ч.

Нижнюю оценку долговечности, соответствующую схематизации методом выбросов, получают, принимая $\xi = 1$, а для оценки верхней границы принимает $\xi = \omega_3 / \omega_0$. Здесь ω_3 означает среднюю частоту появления одноименных экстремумов (средняя циклическая частота первой производной процесса изменения

$\hat{\tau}_{\alpha\beta}$), которая определяется выражением: $\omega_3 = S_{\dot{\tau}_{\alpha\beta}} / S_{\tau_{\alpha\beta}}.$

Осталось определить значение стандарта процесса $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}(\varepsilon)$

Получим его на основании выражений для $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}$. В случае, когда главные касательные напряжения определяются первой из приведенных зависимостей для $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}$, дисперсия процесса их изменения во времени будет определяться:

$$\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}^2 = \tilde{\sigma}_x^2 S_x^2 + \tilde{\sigma}_y^2 S_y^2 + \tilde{\sigma}_z^2 S_z^2 + 2\tilde{\sigma}_x \tilde{\sigma}_y K_{xy} + 2\tilde{\sigma}_x \tilde{\sigma}_z K_{xz} + 2\tilde{\sigma}_y \tilde{\sigma}_z K_{yz}, \quad (17)$$

где S_x , S_y , S_z , K_{xy} , K_{xz} , K_{yz} — стандарты и соответствующие корреляционные моменты процессов $G_x(t)$, $G_y(t)$, $G_z(t)$;

$$\tilde{\sigma}_{xy}(t); \quad \tilde{\sigma}_1 = \frac{1}{2} \cos^2 \alpha; \quad \tilde{\sigma}_2 = \frac{1}{2} \sin^2 \alpha; \quad \tilde{\sigma}_3 = \frac{1}{2} \sin 2\alpha.$$

В случае, если главные нормальные напряжения имеют разные знаки (вторая зависимость $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}$), дисперсия процесса $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}$ равна:

$$\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}^2(\beta) = d_1^2 S_x^2 + d_2^2 S_y^2 + d_3^2 S_z^2 - 2d_1 d_2 K_{xy} + 2d_1 d_3 (K_{xz} - K_{yz}), \quad (18)$$

где $d_1 = \frac{1}{2} \sin 2\beta$; $d_2 = \cos 2\beta$.

Для получения оценки усталостной долговечности необходимо определить ориентацию площадки с наибольшим накопленным повреждением. Используем на максимум выражения (17) и (18), как функции углов α и β соответственно. Взяв производные по α и β и произведя соответствующие преобразования, получим выражения для определения ориентации наиболее "опасной" площадки:

$$K_{yz} \lg^4 \alpha - (S_y^2 + K_{xy} - 2S_z^2) \lg^3 \alpha - 2(K_{yz} - K_{xz}) \lg^2 \alpha - (K_{xy} + 2S_z^2 - S_x^2) \lg \alpha - K_{xz} = 0; \quad (19)$$

$$A \lg^4 \beta - 2B \lg^3 \beta - 6A \lg^2 \beta + 2B \lg \beta + A = 0,$$

где $A = K_{xz} - K_{yz}$; $B = S_x^2 + S_y^2 - 2K_{xy} - S_z^2$. (20)

Таким образом, для оценки усталостной долговечности конструкций по известным корреляционным моментам компонентов напряженного состояния необходимо по выражениям (19) и (20) определить ориентацию площадок с наибольшим накопленным повреждением, а затем определить значение $\tilde{\sigma}_{\text{экр.}}$, используя (17) и (18) по условию:

$$\tilde{\sigma}_{\text{экр.}} = \max \{ (\tilde{\sigma}_{\text{экр.}})_{\alpha}, (\tilde{\sigma}_{\text{экр.}})_{\beta} \}$$

4. СХЕМНАЯ НАДЕЖНОСТЬ И РЕЗЕРВИРОВАНИЕ

Для сложных механических систем, к которым относятся лесозаготовительные машины и оборудование, мало обеспечить физическую надежность каждого элемента. Важна также схема их соединения и обеспечиваемая при этом схемная надежность.

Надежность той или иной системы, состоящей из заданного числа элементов, зависит не только от надежности каждого из них, но и от способа их соединения. В простейшем случае элемент может быть или работоспособен (вероятность R), или неработоспособен (вероятность F), при этом сумма всех возможных состояний $R + F = 1$.

При двух элементах возможное число состояний равно четырем. Имеем

$$(R_1 + F_1)(R_2 + F_2) = R_1 R_2 + R_1 F_2 + F_1 R_2 + F_1 F_2 = 1.$$

В общем случае при n элементах система имеет 2^n состояний:

$$\prod_{i=1}^n (R_i + F_i) = \prod_{i=1}^n R_i + \dots + \prod_{i=1}^n F_i = 1.$$

Число работоспособных состояний системы зависит от способа соединения элементов, и возможные значения вероятности работоспособного состояния системы зависят, кроме того, от соотношения вероятностей работоспособного состояния каждого из элементов, входящих в систему.

Рассмотрим это поглубже для системы из трех элементов (рис.6).

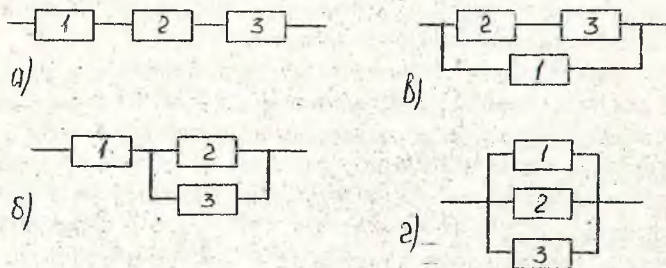


Рис.6 Схемы соединения элементов

Произведем расчет вероятности пребывания систем в работоспособном состоянии для двух случаев: $R_1 = R_2 = R_3 = 0,7$ и $R_1 = 0,9$; $R_2 = 0,7$; $R_3 = 0,5$. Результаты расчетов сведём в табл. 2.

Таблица 2

Надежность системы при различных способах включения элементов

Схема включения	Число работоспособных состояний	Расчетная формула	R при	
			$R_1 = R_2 = R_3$	$R_1 > R_2 > R_3$
а	1	$R = R_1 R_2 R_3$	0,343	0,315
б	3	$R = R_1 R_2 R_3 + R_1 R_2 R_3 + R_1 R_2 R_3 + R_1 R_2 R_3$	0,637	0,765
в		$R = 1 - (R_2 R_3 + R_1 R_3 + R_1 R_2) R_1$	0,872	0,935
г	7	$R = 1 - R_1 R_2 R_3$	0,973	0,985

Анализ полученных результатов показывает, что в зависимости от способа соединения элементов число работоспособных состояний системы может быть различным. Однако всегда есть два предельных случая: минимальной вероятности безотказной работы – последовательное соединение, имеющее лишь одно работоспособное состояние; максимальной вероятности безотказной работы – параллельное соединение, обеспечивающее лишь одно неработоспособное состояние. Остальные случаи (промежуточные) соответствуют смешанному способу соединения элементов. Чем больше число работоспособных состояний системы, тем выше ее надежность.

Параллельным соединением менее надежных элементов можно получать более надежную систему. В связи с этим остановимся на двух способах параллельных включений – изделия в целом или его элементов порознь (рис.7). Надежность системы при параллельном соединении одного изделия ко второму возрастает с $R_0 = R_1 R_2 R_3$ до $R = 1 - (1 - R_0)^2$. При полнотельном резервировании (схема б) – $R = 1 - (1 - R_{13})^2$.

При использовании исходных данных, приведенных в табл.2,

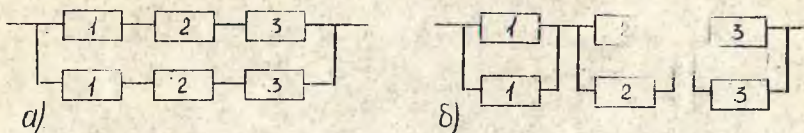


Рис. 7. Схемы резервирования

параллельное включение резервного изделия позволяет повысить надежность системы в 1,66 раза, а конечноэлементное резервирование дает еще больший эффект - увеличение надежности в 2,2 раза.

Резервирование должно выполняться с обязательным учетом специфических особенностей системы, влияния различных возможных состояний отдельных элементов на эффективность работы всего изделия в целом. Рассмотрим тормозную систему автомобиля с гидравлическим тормозным приводом, состоящую из подсистем 1 и 2 тормозов соответственно передних и задних колес. Тормозной привод передних тормозов часто имеет меньшую надежность, поскольку включает прорезиненные (гибкие) трубки, нагружаемые не только при торможении, но и непрерывно испытывающие переменные напряжения изгиба при поворотах колес. Примем условно $R_1 = 0,8$; $R_2 = 0,95$ и рассмотрим основные схемы тормозной системы (рис.8).

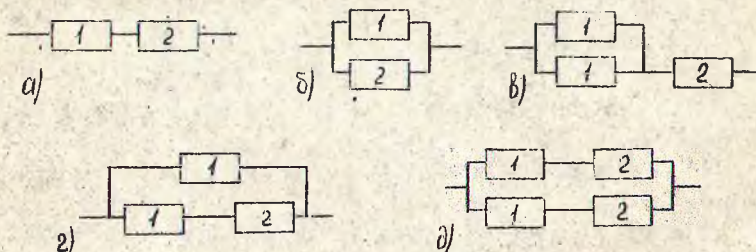


Рис.8. Принципиальные схемы тормозных систем

Тормозная система с одним контуром (схема а) состоит из обеих подсистем, включенных последовательно: $R_a = R_1 \cdot R_2 = 0,76$. Большой эффект дает введение двухконтурной системы (схема б), поскольку подсистемы 1 и 2 включены параллельно, так что $R_b = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) = 0,99$. Однако очевидный недостаток такой схемы состоит в том, что отказ любой под-

системы снижает эффективность торможения.

В целях устранения этого недостатка можно сохранить в качестве тормозных все колеса и ввести дополнительную подсистему передних или задних тормозов. Эта дополнительная подсистема может быть включена параллельно одной из подсистем (схема в) или параллельно всей системе (схема г). Надежность в этих двух случаях определяется вероятностями:

$$R_B = [1 - (1 - R_1)^2] R_2 = 0,912, \quad K_1 = 1 - (1 - R_1 R_2) / (1 - R_1) = 0,995.$$

Преимущество схемы состоит в том, что надежность тормозов выше. При отказе подсистемы 2 тормоза, выполненные по схеме г, сохраняют работоспособность, а выполненные по схеме в, теряют ее. Можно было бы резервировать только подсистему тормозов задних колес, но это дает меньший эффект. Схемы, аналогичные в и г, но с резервированием подсистемы 2, дадут вероятности безотказной работы соответственно 0,798 и 0,988.

Преимущество схемы д с резервированием системы в целом заключается в том, что отказ любого элемента не отражается на тормозных качествах автомобиля. Следует однако отметить, что по надежности работы общее резервирование (схема д) несколько уступает частичному, т.е. $K_0 = 1 - (1 - R_1 R_2)^2 = 0,942$ по сравнению с $R_2 = 0,995$.

С учетом вышеизложенного оценку безотказности систем и выбор способов повышения их надежности производят в следующей последовательности:

1) анализируют устройство и выполняемые системой и ее составными частями функции, а также связи составных частей системы;

2) формируют содержание понятия "безотказная работа" системы;

3) определяют возможные отказы системы и ее составных частей;

4) оценивают влияние отказов составных частей системы на ее работоспособность;

5) разделяют систему на элементы (составные части системы, надежность которых известна);

6) составляют структурно-логическую схему, которая является моделью безотказной работы системы, при этом связи между элементами в схеме показывают влияние отказов элементов на работоспособность системы;

7) составляют расчетные зависимости для определения вероятности безотказной работы системы, используя данные по безотказности элементов системы.

Пример. В результате анализа функционирования системы смазки двигателя трелевочного трактора выделено три возможных отказа:

вследствие чрезмерного давления масла после масляного насоса;

при работе системы с загрязненным фильтром;

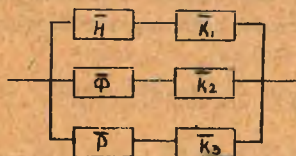
из-за падения давления при сливе жидкого масла через радиатор.

Остальные элементы приняты абсолютно надежными.

Решено для повышения безотказности параллельно насосу H поставить редукционный клапан K_1 , параллельно фильтру Φ поставить перепускной клапан K_2 и последовательно радиатору P поставить предохранительный клапан K_3 . Структурная схема анализируемого участка представлена на рис.9, а. Определим вероятность безотказной работы выделенного участка системы смазки до введения и после введения в систему клапанов K_1 , K_2 , K_3 . При расчетах принимаем: вероятность отказа из-за чрезмерного давления масла после насоса $F_1 = 0,2$; вероятность отказа вследствие засорения фильтра $F_2 = 0,1$; вероятность отказа вследствие угрожающего падения давления при сливе масла через радиатор $F_3 = 0,2$; вероятность бе-



а/



б/



в/

Рис.9. Структурные схемы смазочной системы

зотказной работы каждого клапана за требуемую наработку $R_k = 0,99$. Вероятностями отказов по другим причинам пренебрегаем.

До введения клапанов перечисленные три устройства на расчетной схеме безотказности образуют последовательное соединение элементов. Вероятность безотказной работы системы за заданную наработку в этом случае

$$R_c = R_1 R_2 R_3 = (1 - F_1)(1 - F_2)(1 - F_3) = 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,8 = 0,576.$$

После введения клапанов первый из участков (насос H и клапан K_1) откажет только в том случае, если будут выполнены одновременно два условия - будет чрезмерным давление масла после насоса и не сработает клапан K_1 . Второй из участков (фильтр F и клапан K_2) откажет только в том случае, если будут выполнены одновременно два условия - будет загрязнен фильтр и не сработает клапан K_2 . Третий участок (клапан K_3 и радиатор P) откажет, если не сработает клапан K_3 при низком давлении масла.

Для решения задачи построим параллельно-последовательную схему не работоспособности системы, а отказовых состояний (рис.9,б), что иногда является гораздо целесообразней. Вероятность отказа системы:

$$F_c = 1 - \prod_{i=1}^3 (1 - F_{ki}) = 1 - (1 - 0,2 \cdot 0,01)(1 - 0,1 \cdot 0,01)(1 - 0,2 \cdot 0,01) = 0,005.$$

$$\text{Тогда } R_c = 1 - F_c = 0,995.$$

Можно для решения использовать параллельно-последовательную схему для расчета безотказного состояния (рис.9,в). Расчет по этой схеме даст тот же результат:

$$R_c = \prod_{i=1}^3 [1 - (1 - R_{ki})(1 - R_{li})] = [1 - (1 - 0,8)(1 - 0,99)] [1 - (1 - 0,9) \times (1 - 0,99)] [1 - (1 - 0,8)(1 - 0,99)] = 0,995.$$

Таким образом, введение в систему смазки клапанов позволило повысить вероятность пребывания системы в работоспособном состоянии в 1,66 раза.

5. РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ЛЕСОПОГРУЗЧИКА

5.1. Основные положения

Расчет норм надежности ведется по обеспечению работоспособности машины на период до первого капитального ремонта по методике прогнозирования показателей надежности лес-

ных, строительных и дорожных машин на стадии проектирования и сводится к разработке требований и проверке их обеспечения по следующим показателям надежности:

- $T_{p\delta}$ - гамма-процентный ресурс машины в целом;
- $P_{(k)}$ - регламентируемая вероятность безремонтной работы машины до первого капитального ремонта;
- $T_{p,ср}$ - средний ресурс машины в целом;
- T_i - средняя наработка основных сборочных единиц до их замены или до первого капитального ремонта машины;
- $T_{p,ср,i}$ - средний ресурс основных сборочных единиц;
- $T_{p\delta,i}$ - гамма-процентный ресурс основных сборочных единиц;
- $T_{k,i}$ - гамма-процентная наработка машин до капитального ремонта сборочной единицы;
- T_a - срок службы машины до списания;
- K_r - коэффициент готовности машины;
- $K_{т.и.}$ - коэффициент технического использования машины;
- $ППР$ - система планово-предупредительных ремонтов;
- $P(T_k)_i$ - вероятность безремонтной работы ответственных деталей;
- T_j - средняя наработка ответственных деталей до их замены или до первого капитального ремонта;
- $T_{ср,i}$ - средний ресурс ответственных деталей;
- $T_{p\delta,j}$ - гамма-процентный ресурс ответственных деталей.

5.2. Исходные данные

Согласно техническому заданию на проектирование, гамма-процентный ресурс машины до капитального ремонта составляет $T_{p\delta} = 6000$ ч, а регламентированная вероятность отработки машиной данного ресурса составляет $\delta = 80$ %. Принимаем, что ресурс машины распределяется по закону Вейбулла с коэффициентом вариации $V = 0,25$. Тогда отношение среднего ресурса к гамма-процентному $K_{\delta} = 1,28$ и средний ресурс $T_{p,ср} = T_{p\delta} \cdot K_{\delta} = 6000 \cdot 1,28 \approx 7700$.

Норматив (время) капитального ремонта машины определяется по выражению $T_{к.р} = T_{подг.} + T_{разб.} + T_{сб.} + T_{зам.}$,

где $T_{подг.}$ - время подготовительных операций (очистка, мойка и т.д.); $T_{разб.}$ - время разборки; $T_{сб.}$ - время сборки машины из новых или заранее отремонтированных сборочных единиц; $T_{зам.}$ - время заключительных операций после сборки (ре-

гулировка, испытание, окраска и т.д.).

Принимаем: $T_{идч.} = 4$ ч; $T_{разб.} = 10$ ч; $T_{сб.} = 20$ ч; $T_{зам.} = 6$ ч. В этом случае $T_{кр}$ составляет 40 ч.

Отношение текущего ремонта к капитальному ремонту $\alpha = T_{кр} / T_{кр}$ принимаем равным 0,5, тогда $T_{кр} = 40 \cdot 0,5 = 20$ ч.

В табл.3 приведены абсолютные затраты времени на ремонт сборочных единиц $\sum t_{ri}$ и соответствующие им ранги ремонтных затрат $R_i = \sum t_{ri} / T_{кр}$.

Таблица 3

Время выполнения ремонта и ранги ремонтных затрат

Наименование сборочной единицы	Номера- ция	$\sum t_{ri}$	R_i
Силовая установка	1	12	0,30
КПП с карданными валами	2	20	0,50
Передний и задний мосты	3,4	10	0,25
Рама	5	40	1,00
Управление	6	6	0,15
Гидросистема	7	6	0,15
Пневмосистема	8	4	0,10
Погрузочное оборудование	9	4	0,10

Составляем упорядоченный ряд рангов: 1,00; 0,50; 0,30; 0,25; 0,15; 0,15; 0,10; 0,10. По установленным значениям ремонтных затрат образуем группы сборочных единиц, выход из строя которых вызывает ситуацию капитального или текущего ремонта машин:

I группа - рама;

II группа - КПП с карданными валами;

III группа - остальные сборочные единицы.

Структурная схема машины приведена на рис.10.

Вероятность безремонтной работы машины в зависимости от вероятности безремонтной работы сборочных единиц определяется по формуле

$$P_k = P_1 \cdot P_2 \cdot (1 - (1 - P_1)(1 - P_3)(1 - P_4)).$$

Тогда $P_{тк} = 0,85 \cdot 0,95 \cdot (1 - (1 - 0,8)^3) = 0,8$.

5.3. Расчет показателей надежности

5.3.1. Определение ресурсов сборочных единиц

Для определения средних и гамма-процентных ресурсов предварительно используем две вспомогательные таблицы.

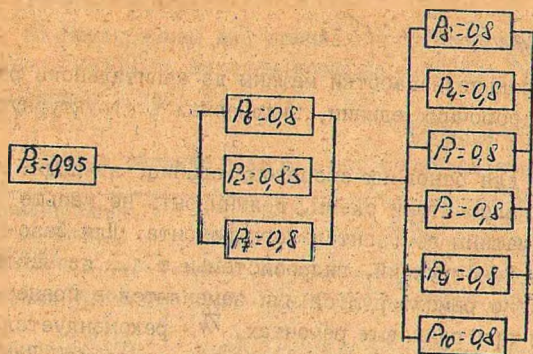


Рис. 10. Структурная схема машины

Коэффициент использования сборочной единицы в рабочих и вспомогательных операциях, который учитывает время использования сборочной единицы в рабочем цикле машины и степень ее загрузки во всех операциях, составляет

$$K_i = K_{i \text{ в.р.}} \cdot K_{i \text{ н.}},$$

где $K_{i \text{ в.р.}}$ — коэффициент использования по времени; $K_{i \text{ н.}}$ — коэффициент использования по нагрузке.

Значения коэффициентов K_i , $K_{i \text{ в.р.}}$, $K_{i \text{ н.}}$ представлены в табл. 4.

Таблица 4
Коэффициенты использования

Наименование сборочной единицы	$K_{i \text{ в.р.}}$	$K_{i \text{ н.}}$	K_i
Силовая установка	1,0	0,9	0,9
КПП	1,0	0,9	0,9
Мосты	1,0	1,0	1,0
Рама	1,0	1,0	1,0
Управление	0,7	0,7	0,5
Гидросистема	0,9	0,8	0,7
Пневмосистема	0,7	0,7	0,5
Погрузочное оборудование	0,9	0,8	0,7

Средние ресурсы сборочных единиц подсчитываются по фор-

муле

$$T_{p.c.p} = T_{n.c} \cdot K_i,$$

где $T_{n.c}$ - средние наработки машины до капитального ремонта или замены сборочных единиц, включаемых в структурную схему машины.

Значения $T_{n.c}$ для основных сборочных единиц, являющихся последовательными элементами схемы, должны быть не меньше среднего ресурса машины до капитального ремонта. Для базовых металлических конструкций, гидросистем и т.п., элементы которых неоднократно ремонтируются или заменяются в процессе эксплуатации и при плановых ремонтах, $T_{n.c}$ рекомендуется назначить в соответствии со сроком службы до списания. Для параллельных элементов $T_{n.c}$ могут быть кратными текущим ремонтам или техобслуживаниям.

Гамма-процентные ресурсы сборочных единиц определяют по формуле

$$T_{p.c.i} = T_{p.c} \cdot i / K_{p.i}.$$

Коэффициенты $K_{p.i}$, подобно K_i , определяются в зависимости от регламентируемой вероятности сборочной единицы, законов распределения их ресурса и коэффициентов вариации ресурсов.

Установление вида закона распределения и оценка его коэффициента вариации (при отсутствии достоверных источников) определяются с помощью данных [3]. В табл.5 приведены принятые в соответствии с вышеупомянутыми данными цифровые

Таблица 5

Законы распределения и оценки коэффициентов вариации ресурсов сборочных единиц

Наименование сборочной единицы	Цифровой код	Закон распределения ресурса	Коэффициент вариации
Силовая установка	III2	H	0,20
Установка КП	III2	H	0,20
Мосты	2III	B	0,30
Рама	222I	B	0,50
Управление	III2	H	0,20
Гидросистема	I2I2	B	0,40
Пневмосистема	I2I2	B	0,40
Погрузочное оборудование	222I	B	0,50

коды, соответствующие им законы распределения и коэффициенты вариации ресурсов.

По номограммам для номинального распределения и распределения Вейбулла находим коэффициенты K_{ji} . Результаты расчета сведены в табл.6.

Таблица 6
Данные расчета ресурса сборочных единиц

Наименование сборочных единиц	K_{ji}	P_i	K_i	$T_{н. i}$	$T_{р. с. i}$	$T_{р. i}$	$T_{н. i}$
Силовая установка	1,2	0,30	0,9	7700	7000	5800	6400
Установка КПП	1,25	0,50	0,9	7700	7000	5600	6100
Мосты	1,35	0,25	1	7700	7700	5900	5900
Рама	4,0	1,00	1	24000	24000	6000	6000
Управление	1,2	0,15	0,5	14000	7000	6000	6000
Гидросистема	1,6	0,15	0,7	14000	10000	6000	8500
Пневмосистема	1,6	0,10	0,5	14000	7000	5200	8500
Погрузочное оборудование	1,35	0,10	0,7	7700	5500	4200	6000

5.3.2. Определение срока службы машины

Срок службы машины определяется по выражению

$$T_d = \frac{T_{р. с.} (1 + C)}{8760 \cdot K_r \cdot K_d \cdot K_c}$$

где C - коэффициент сокращения межремонтного цикла ($C = 0,8$); K_r - коэффициент использования машины в году ($K_r = 0,55$); K_d - коэффициент использования машины в сутках ($K_d = 0,55$); K_c - коэффициент использования машины в смене ($K_c = 0,8$).

Тогда срок службы базовой машины составляет

$$T_{сг} = \frac{7700 \cdot (1 + 0,8)}{8760 \cdot 0,55 \cdot 0,55 \cdot 0,8} = 8 \text{ лет.}$$

5.3.3. Определение ресурсов в оптимальной вероятности безремонтной работы ответственных элементов машины (деталей и сборочных единиц)

Силовая установка I состоит из следующих агрегатов: двигателя I.1 и редуктора согласующего I.2. Предельное состояние силовой установки лимитируется состоянием двигателя.

Структурная схема установки приведена на рис. II, а вероятность ее безремонтной работы определяется выражением

$$P_1 = P_{1.1} = P_{1.2} = 0,8.$$

В свою очередь редуктор согласующий I.2 состоит из следующих основных элементов: корпуса I.2.1; демпфера I.2.2; центрального вала в сборе I.2.3; ведомых валов с насосами I.2.4, I.2.5 и I.2.6.

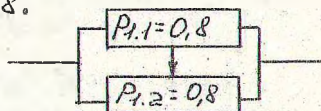


Рис. II. Структурная схема силовой установки

Предельное состояние редуктора определяется выходом из строя следующих элементов:

- I группа — корпус I.2.1;
- II группа — ведомый вал I.2.5;
- III группа — ведомый вал I.2.6.

Остальные элементы редуктора не являются определяющими его предельное состояние. Структурная схема сборочной единицы изображены на рис. I2. Вероятность безремонтной работы редуктора определяется выражением

$$P_{1.2} = P_{1.2.1} \cdot P_{1.2.2} \cdot P_{1.2.3} = 0,99 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,8.$$

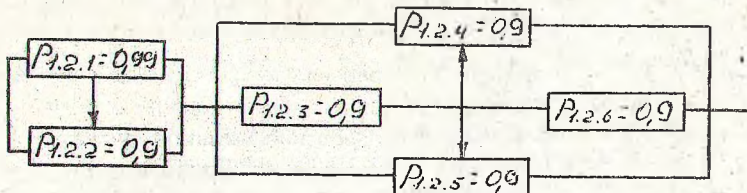


Рис. I2. Структурная схема редуктора согласующего

Центральный вал в сборе состоит из следующих деталей: вала I.2.3.1; шестерни I.2.3.2; подшипников I.2.3.3 и I.2.3.4; фланца I.2.3.5; манжет I.2.3.6 и I.2.3.7.

Структурная схема сборочной единицы приведена на рис. I3. Вероятность безремонтной работы центрального вала определяется выражением:

$$P_{1.2.3} = P_{1.2.3.1} \cdot P_{1.2.3.2} \cdot P_{1.2.3.3} \cdot P_{1.2.3.4} = 0,99^2 \cdot 0,95^2 = 0,9.$$

Ведомый вал с насосом состоит из следующих элементов:

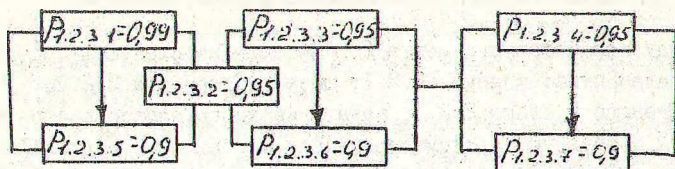


Рис. 13. Структурная схема центрального вала насоса НЩ-46 I.2.4.1; вала I.2.4.2; шестерни I.2.4.3; подшипников I.2.4.4 и I.2.4.5.

Структурная схема ведомого вала представлена на рис. 14, а вероятность безремонтной работы определяется выражением $P_{1.2.4} = P_{1.2.4.2} \cdot P_{1.2.4.3} \cdot P_{1.2.4.4} \cdot P_{1.2.4.5} = 0,99^2 \cdot 0,95^2 = 0,88$.

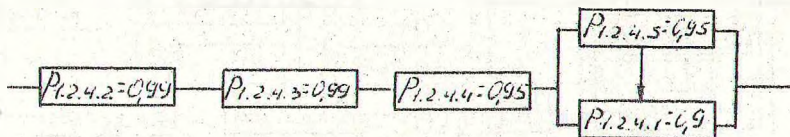


Рис. 14. Структурная схема ведомого вала

Установка КПШ с карданными валами состоит из следующих основных элементов: унифицированной коробки перемены передач 2.1; редуктора моторного моста 2.2; карданных валов 2.3 и 2.4.

Предельное состояние установки КПШ лимитируется состоянием коробки перемены передач. Структурная схема установки изображена на рис. 15, а вероятность безремонтной работы составляет $P_2 = P_{2.1} = 0,85$.

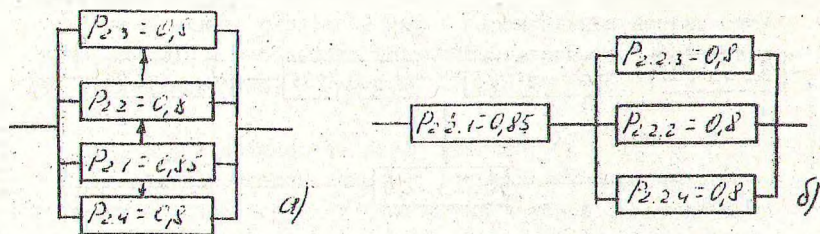


Рис. 15. Структурные схемы установки КПШ (а) и редуктора моторного моста (б)

Редуктор моторного моста 2.2 состоит из следующих основных элементов: корпуса 2.2.1; шестерни ведущей 2.2.2; вала ведомого в сборе 2.2.3; вала приводного насоса в сборе 2.2.4. Структурная схема редуктора изображена на рис. 15б, а вероятность безремонтной работы определяется выражением

$$P_{2.2} = P_{2.2.1} \cdot (1 - (1 - P_{2.2.3})(1 - P_{2.2.4})).$$

$$\text{Тогда } P_{2.2} = 0,85 (1 - (1 - 0,8)^2) \approx 0,83.$$

Вал ведомый в сборе состоит из следующих деталей: вала 2.2.3.1; шестерни 2.2.3.2; манжеты 2.2.3.3; фланца 2.2.3.4; подшипников 2.2.3.5 и 2.2.3.6. Согласно структурной схеме вала (рис. 16), вероятность его безремонтной работы составляет

$$P_{2.2.3} = P_{2.2.3.1} \cdot P_{2.2.3.2} \cdot P_{2.2.3.3} \cdot P_{2.2.3.4} \cdot P_{2.2.3.5} \cdot P_{2.2.3.6} = 0,95^6 = 0,814.$$

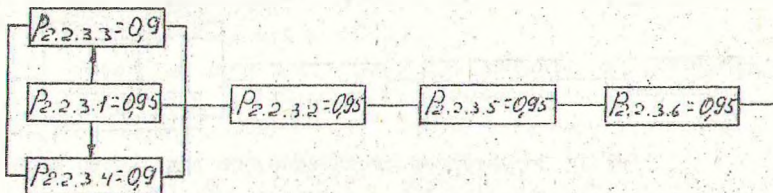


Рис. 16. Структурная схема ведомого вала

Вал привода 2.2.4 насоса состоит из следующих деталей: вала 2.2.4.1; шестерни 2.2.4.2; подшипников 2.2.4.3 и 2.2.4.4; насоса 2.2.4.5.

Структурная схема вала изображена на рис. 17, а вероятность безремонтной работы составляет

$$P_{2.2.4} = P_{2.2.4.1} \cdot P_{2.2.4.2} \cdot P_{2.2.4.3} \cdot P_{2.2.4.4} = 0,95^4 = 0,814.$$

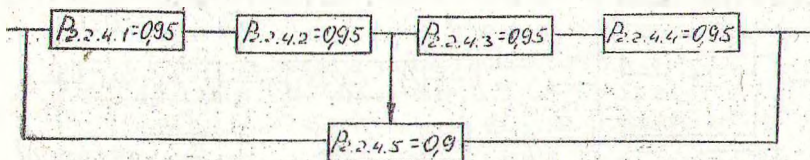


Рис. 17. Структурная схема вала привода насоса

Погрузочное оборудование 9 состоит из следующих основных элементов: стрелы 9.1; портала 9.2; раскосов 9.3 и 9.4; рычагов 9.5 и 9.6; тяг 9.7 и 9.8; ковша 9.9; гидроцилиндров 9.10, 9.11, 9.12 и 9.13.

Структурная схема (учитываются не только условия сборки - разборки, но и "весомость" агрегатов) приведена на рис.18. Вероятность безремонтной работы погрузочного оборудования определяется выражением

$$P_9 = P_{9.9} \cdot P_{9.2} \cdot P_{9.1} (1 - (1 - P_1)^5) = \\ = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,95 (1 - (1 - 0,8)^5) = 0,86.$$

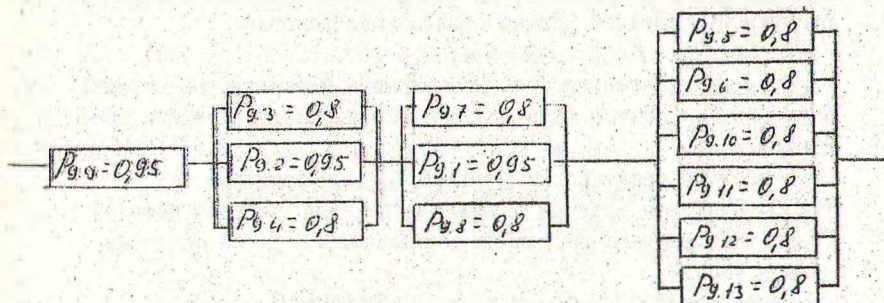


Рис.18. Структурная схема погрузочного оборудования

5.3.4. Определение гамма-процентных и средних ресурсов деталей и выработок машины до замены деталей

Для деталей, включенных в структурную схему надежности сборочной единицы как последовательные элементы, гамма-процентный ресурс определяется, как правило, по формуле

$$T_{p\&g} = T_{p\&i} \cdot K_j,$$

где K_j - коэффициент использования детали в рабочем времени сборочной единицы.

Для деталей, расположенных в параллельных ветвях структурной схемы, и небольшого количества элементов, расположенных последовательно, $T_{p\&j} = T_{p\&i} \cdot K_j / N_j$,

где N_j - количество замен деталей, $N_j = 1, 2, 3$.

По статистическим данным о распределении ресурсов аналогичных деталей устанавливаются вид законов распределения и оценки коэффициентов вариации ресурсов деталей, на основании которых с помощью номограммы определяются коэффициенты K_j отношения средних ресурсов к гамма-процентным.

Значения средних ресурсов определяются по формуле

$$T_{p\text{ ср } j} = T_{p j} \cdot K_{p j}$$

Средние наработки машины до замены детали находятся по выражению

$$T_{Hj} = \frac{T_{p\text{ ср } j}}{K_i \cdot K_j} \quad (21)$$

Полученные значения T_{Hj} корректируются в зависимости от положения детали в структурной схеме надежности сборочной единицы:

а) для последовательных элементов и труднодоступных при ремонте деталей должно соблюдаться условие

$$T_{Hj} = N_j \cdot T_{Hi} \quad (22)$$

б) для элементов, расположенных в параллельных ветвях, значение T_{Hj} должно быть кратным периодичности текущих ремонтов.

После корректировки значений T_{Hj} по формулам (21) и (22) уточняются средние и гамма-процентные ресурсы деталей. Результаты расчета ресурсных показателей деталей представлены в табл.7.

Таблица 7
Результаты расчета ресурса деталей

Номер на схеме	Наименование элемента	P_j	Вид рас-пре-деле-ния	V_j	$K_{p j}$	T_{Hi}	$T_{p\text{ ср } j}$	$T_{p j}$	T_{Hj}
Силовая установка									
1.1	Установка двигателя	0,80	Н	0,2	1,2	7700	7000	5800	6400
1.2	Редуктор согласующий	0,80	Н	0,2	1,2	7700	7000	5800	6400
Редуктор согласующий									
1.2.1	Корпус	0,99	В	0,4	5,0	30000	30000	6000	6000
1.2.2	Демпфер	0,90	В	0,4	2,0	14000	14000	7000	7000
1.2.3	Центральный вал в сборе	0,90	В	0,4	2,0	14000	14000	7000	7000
1.2.5	Ведомый вал с насосом	0,90	В	0,4	2,0	14000	14000	7000	7000
Центральный вал в сборе									
1.2.3.1	Вал	0,99	В	0,4	5,0	20000	30000	6000	6000
1.2.3.2	Тестерия	0,95	В	0,3	2,2	14000	14000	6000	6000

[illegible]

Окончание табл.7

Номер на схеме	Наименование элемента	P_j	Вид рас- пре- деле- ния	V_j	K_{yj}	T_{Hj}	T_{Pj}	T_{Pj}	T_{Hj}
2.2.4.5	Насос НН-32	0,90	В	0,3	1,65	7000	5400	3300	4700
Погрузочное оборудование									
9.1	Стрела	0,95	В	0,4	2,70	14000	10000	3500	5000
9.2	Портал	0,95	В	0,4	2,70	14000	10000	3500	5000
9.3	Раскос	0,80	В	0,4	1,60	14000	10000	6000	8500
9.5	Рычаг	0,80	В	0,4	1,60	14000	10000	6000	8500
9.6									
9.7	Тяга	0,80	В	0,4	1,60	14000	10000	6000	8500
9.8									
9.9	Ковш	0,95	Н	0,2	1,45	7700	5500	3800	5300
9.10	Гидроцилинд	0,80	Н	0,2	1,20	14000	10000	6000	8500
9.11									
9.12									
9.13									

5.3.5. Определение периодичности техобслуживаний и текущих ремонтов

Периодичность текущих ремонтов машины определяется по сборочным единицам с наименьшим ресурсом, поскольку Т0-3 трактора производится через 960 ч. Периодичность текущих ремонтов принимаем $960 \times 2 = 1920$. Ориентировочные затраты на ремонт приведены в табл.8, где рассмотрен вариант системы ремонтов. Данные по сборочным единицам трактора взяты в соответствии с аналогичными машинами. Из табл.8 видно, что продолжительность любого планового ремонта ниже нормальной ($\alpha = 0,5$). Однако, учитывая еще дополнительные работы и сезонные техобслуживания, принимаем $\alpha = 0,5$. Система планово-профилактических ремонтов (ППР) приведена в табл.9.

5.3.6. Определение коэффициентов готовности и технического использования машины

Коэффициент готовности машины определяется по формуле

$$K_r = \frac{K_c}{K_c + K_p \cdot K_n},$$

где K_c - коэффициент использования машины в смену
 $K_c = 0,6$; K_n - коэффициент нормативных ремонтов $K_n = 0,06$;
 K_p - коэффициент внеплановых ремонтов.

Таблица 8

Вариант системы планово-предупредительных ремонтов
машины

Номер текущего ремонта	Паработка машины до ремонта, ч	Номер сборочных единиц и относительное время (ранг) их ремонта								Суммарное относительное время ремонта (ранг)	
		I	2	3	4	5	6	7	8		
1	1920	0,25	-	-	-	-	0,05	0,05	0,05	-	0,30
2	3840	0,15	0,10	-	-	-	0,05	0,10	-	0,05	0,45
3	5760	0,25	-	-	-	-	0,05	0,05	0,05	-	0,30

Таблица 9

Система ППР лесопогрузчика

Виды ППОР	Периодичность, ч	Количество видов ППОР в одном межремонтном цикле	Средняя продолжительность выполняемой ППОР данного вида, ч одного	суммарная за ремонтный цикл
ТО-1	60	96	3	288
ТО-2	240	24	12	288
ТО-3	960	4	24	96
Текущий ремонт	1920	3	20	60
Капитальный ремонт	7700	1	40	40

Приняв, что $K_p = 0,8$, получаем коэффициент готовности погрузчика

$$K_r = \frac{0,6}{0,670 \cdot 0,6 \cdot 0,2} = 0,97.$$

Для определения коэффициента технического использования воспользуемся выражением

$$K_{ти} = \frac{K_c}{K_c + (1 + K_p) K_{и}}$$

Тогда

$$K_{ти} = \frac{0,6}{0,6 + (1 + 0,3) \cdot 0,06} = 0,88.$$

5.3.7. Расчет затрат времени ремонтов

Среднее время восстановления работоспособности машины после отказов между техническими обслуживаниями и плановыми ремонтами определяется по формуле

$$T_B = T_{p.ср} \cdot \frac{1 - K_r}{K_r},$$

где $T_{p.ср}$ - средний ресурс машины до капитального ремонта ($T_{p.ср} = 7700$ ч).

$$T_B = 7700 \cdot \frac{1 - 0,97}{0,97} = 238 \text{ ч.}$$

Суммарное время плановых и внеплановых ремонтов определяется по формуле

$$T_B + T_p + T_{рем} = T_{p.ср} \cdot \frac{1 - K_{ги}}{K_{ги}}.$$

$$T_B + T_p + T_{рем} = 7700 \cdot \frac{1 - 0,88}{0,88} = 1050 \text{ ч.}$$

Время плановых ремонтов

$$T_p + T_{рем} = 1050 - 238 = 812 \text{ ч.}$$

Ориентировочный перечень заменяемых в течение ремонтного цикла элементов навесного оборудования определен в табл.10. Элементы трактора заменяются в соответствии с нормами на трактор.

Таблица 10

Перечень заменяемых элементов

Вид ремонта	Средняя наработка машины до ремонта, ч	Наименование ремонтируемой сборочной единицы	Наименование элемента, заменяемого при ремонте
ТЗ	3840	Согласующий редуктор	Манжеты
		Редуктор моторного моста	Манжеты
		Карданные валы	Замена или ремонт

5.3.8. Расчет обеспечения норм надежности

Выше был произведен расчет требуемой вероятности безремонтной работы сборочных единиц и деталей проектируемой машины. Для проверки обеспечения надежности проектируемых сборочных единиц, для которых выполнен прочностной расчет, имеются данные показателей надежности от заводов-

изготовителей (для комплектующих изделий).

Рассмотрим обеспечение норм надежности подшипников. Требуемая вероятность P_j и требуемый ресурс подшипников, заданный в табл. 7, проверяется расчетом. При этом в расчете гамма-процентный ресурс подшипников определяется при $\delta = 90\%$. Если требуется другая вероятность ($P_j = 0,9$), то производится перерасчет в соответствии с графиком. Результаты расчета сведены в табл. II, где $P(P_{jj})$ - расчетная вероятность при требуемом ресурсе.

Таблица II
Результаты расчета надежности подшипников

Сборочная единица	Номер на схеме	Номер подшипника	$T_{рас}$	$T_{дл}$	$P(P_{jj})$	P_j
Редуктор согласующий	I.2.3.3	210	57240	6000	0,98	0,95
	I.2.3.4					
	I.2.4.4	110	48000	4000	0,98	0,95
	I.2.4.5					
Редуктор моторного моста	2.2.3.5	210	17400	4100	0,97	0,95
	2.2.3.6					
	2.2.4.3	110	152400	4000	0,99	0,95
	2.2.4.4					

Проверка обеспечения остальных комплектующих изделий произведена на основании данных, имеющихся в литературе, стандартах, паспортах изделий и письмах заводов-изготовителей. Результаты проверки сведены в табл. I2.

Таблица I2
Результаты проверки обеспечения надежности комплектующих изделий

Комплектующие изделия	Требуемые показатели		Обеспеченные показатели	
	наработка $T_{рас}, ч$	вероятность P	наработка $T_{рас}, ч$	вероятность P_0
Узлы трактора Т-150 К	6000	80	6000	80
ИШ-32	3300	90	6000	80

Произведен расчет зубчатых передач. Вероятность разрушения шестерен по контактным напряжениям определяется для легированных поверхностно упрочненных стальных

формуле

$$U_p = \frac{1,2 \sigma_b + 24 - 2 \sigma_{кр}}{0,12 \sigma_b + 0,185 \sigma_{кр}},$$

где σ_b - предел прочности; $\sigma_{кр}$ - расчетное контактное напряжение, определяемое из расчета на прочность по формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{C_n \cdot HRC \cdot P_4^n}{100 \pi},$$

где U_p - квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности безотказной работы; C_n - коэффициент допускаемого поверхностного напряжения; HRC - твердость поверхности шестерни; P_4^n - коэффициент, учитывающий число циклов; n - коэффициент запаса.

Расчет U_p и P выполнен на ЭВМ. Результаты расчета сведены в табл. 13.

Расчет валов. Вероятность разрушения деталей оценивается из равенства

$$U_q = \frac{1-n}{\sqrt{n^2 - V_{\sigma-1q}^2 + V_{\sigma_a}^2}}, \quad (23)$$

где U_q - квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности разрушения; $V_{\sigma-1q}$ - коэффициент вариации предела усталости материалов; V_{σ_a} - коэффициент вариации действующего нагружения; n - коэффициент запаса прочности.

При расчете полагаем $V_{\sigma_a} = 0,16$, что соответствует средней точности задания нагрузок.

$$n = \bar{\sigma}_{-1q} / \bar{\sigma}_a, \quad (24)$$

где $\bar{\sigma}_{-1q}$ - среднее значение амплитуды предельного напряжения; $\bar{\sigma}_a$ - среднее значение амплитуды действующего напряжения.

Для расчета квантиля нормального распределения, соответствующего вероятности разрушения (23), необходим условный запас прочности n , определяемый по формуле (24). В методике прочностного расчета заложен коэффициент запаса, определяемый по формуле

$$n_0 = \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n \cdot \sigma_{-1}}{\sigma \cdot \sigma_0}, \quad (25)$$

где σ - напряжение в опасном сечении; σ_0 - эффективный коэффициент концентрации напряжения; ε_m - масштабный

Таблица 13

Результаты расчета надежности зубчатых передач

Наименование детали	Марка стали	ϵ_n	HRC	HB	n	σ_b	$\sigma_{кр}$	σ_p	Вероятность безотказной работы требуемая
						МПа	МПа		расчетная из табл. 5 по σ_p

1.2.3.2. Шестерня центрально- го вала	18ХГТ	310	58	578	1,96	192	91	6,18	0,95/0,999
1.2.4.3. Шестерня	18ХГТ	310	58	578	1,96	192	91	6,18	0,99/0,999
2.2.2. Шестерня ведущая	18ХГТ	310	58	578	1,35	192	130	1,75	0,80/0,960
2.2.3.2. Шестерня ведомого вала	18ХГТ	310	58	578	1,35	192	120	1,80	0,95/0,960
2.2.4.2. Шестерни	18ХГТ	310	58	578	Более 1,35	192	Менее 1,20	1,80	0,95/0,960

фактор; ϵ_n - фактор поверхности.

Коэффициенты n и n_σ связаны между собой соотношением

$$\frac{n}{n_\sigma} = K.$$

Подставляя выражения для n и n_σ из формул (24) и (25), получим

$$K = \frac{\bar{\sigma}_{1q} \cdot d_5}{\sigma_{-1} \cdot \delta n}.$$

Значение предела выносливости детали $\bar{\sigma}_{1q}$ можно определить по зависимости

$$\bar{\sigma}_{1q} = \frac{1}{\sigma_s} \left(\sigma_s + 10^{AL} - B \lg \left(\frac{L}{\delta} \right) \right),$$

где σ_s - нижняя граница предела выносливости; A и B - постоянные величины для металла данной плавки, определяемые по результатам усталостных испытаний образцов; L - периметр вала в месте концентрации напряжений; δ - относительный градиент первого главного напряжения:

$$\delta = \frac{2,6}{\rho} + \frac{2}{d};$$

здесь ρ , d - радиус галтели и диаметр вала.

Рассмотренная методика определения надежности может быть использована применительно к другим видам лесозаготовительных машин и оборудования.

6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

6.1. Расчет показателей надежности деталей

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 наработки до отказа; оценку параметров функции распределения; анализ надежности деталей.

Пример 1. В процессе работы двигателя внутреннего сгорания происходит износ поршневого пальца в сопряжении поршневой палец-шатун. Для группы наблюдаемых двигателей имеем время достижения предельного износа L_i поршневых пальцев (табл. 14).

Таблица 14

Наработка до предельного износа поршневых пальцев

Порядковый номер дви- гателя	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_i , ч	510	600	720	630	810	660	900	560	700	760

Определим вид и параметры функции распределения наработки до отказа; построим графики плотности распределения наработки до отказа $f(L_i)$ и интенсивности отказа $\lambda(L_i)$; определим технический ресурс T_p детали, отвечающий допусти-

мой интенсивности отказа.

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

$$F(L, \bar{L}_m, G) = 0,5 + \Phi\left(\frac{L_i - \bar{L}_m}{G}\right),$$

где $\Phi(u)$ — функция Лапласа; L_i — значение случайной величины, ч; $\bar{L}_m$ — среднее значение случайной величины, ч; G — среднее квадратическое отклонение случайной величины, ч.

Среднее значение $\bar{L}_m$ и среднее квадратическое отклонение G определяются по формулам

$$\bar{L}_m = \sum_{i=1}^n L_i / n ; \quad G^2 = \sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L}_m)^2 / (n-1),$$

где n — количество наблюдаемых деталей.

Результаты расчетов по определению параметров функции распределения наработки до отказа приведены в табл. 15.

Таблица 15

Результаты расчета

n/p	L_i	$L_i - \bar{L}_m$	$(L_i - \bar{L}_m)^2$
1	510	-175	30625
2	560	-125	15625
3	600	-85	7225
4	630	-55	3025
5	660	-25	625
6	700	15	225
7	720	35	1225
8	760	75	5625
9	810	125	15625
10	900	225	46225
$\Sigma 6850$		$\Sigma 126050$	

$$\bar{L}_m = \frac{6850}{10} = 685 \text{ ч};$$

$$G^2 = \frac{126050}{9} = 14006 \text{ ч};$$

$$G = 118 \text{ ч}.$$

Таким образом, функция распределения наработки до отказа описывается выражением

$$F(L, \bar{L}_m, G) = 0,5 + \Phi\left(\frac{L_i - 685}{118}\right).$$

Для построения графиков плотности распределения наработки до отказа $f(L)$ и интенсивности отказов $\lambda(L)$ восполь-

зуются следующими формулами:

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

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

где $\Phi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u e^{-\frac{z^2}{2}} dz$; $\varphi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}u^2}$ -

функция Лапласа и ее производная; $u = (z - \bar{z}_m)/\sigma$ - нормативный аргумент.

Для построения графиков задаются значения z_i , по ним определяется аргумент u_i и по таблицам определяются соответствующие значения $\Phi(u)$ и $\varphi(u)$.

Результаты вычислений приведены в табл. I6, а графики $f(z)$ и $\lambda(z)$ представлены на рис. I9.

Таблица I6
Результаты расчетов значений $f(z)$ и $\lambda(z)$

№ п/п	z_i	$u_i = \frac{z_i - \bar{z}_m}{\sigma}$	$\varphi(u_i)$	$f(z_i) \cdot 10^4$	$1/2$	$\Phi(u_i)$	$\lambda(z_i) \cdot 10^4$	$1/2$
1	213	-4	0,0001	0,008	-0,49997	0,008		
2	331	-3	0,0044	0,373	-0,49865	0,374		
3	449	-2	0,0540	4,576	-0,47725	4,678		
4	567	-1	0,2420	20,508	-0,34135	24,375		
5	685	0	0,3989	33,805	0	67,61		
6	803	1	0,2420	20,508	0,34135	129,27		
7	921	2	0,0540	4,576	0,47725	201,14		
8	1039	3	0,0044	0,373	0,49865	276,30		
9	1157	4	0,0001	0,008	0,49997	346,67		

Доля деталей, отказавших в моменту времени t_i , равна значению функции $f(z)$. Ход вычислений представлен в табл. I7.

Технический ресурс T_p , отвечающий допустимой интенсивности отказа $\lambda(z) = 10 \cdot 10^{-4}$ I/ч, может быть определен по графику (см. рис. I9). Для этого на графике $\lambda(z)$ проводим горизонтальную линию, соответствующую заданному значению интенсивности отказов. Точка пересечения с кривой $\lambda(z)$ пока-

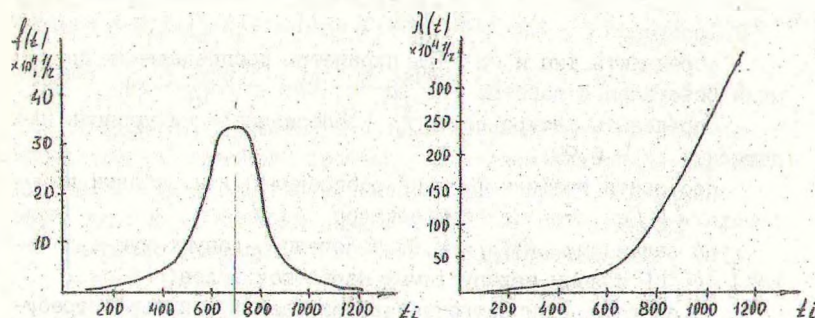


Рис. 19. Графики функций $f(z)$ и $\lambda(z)$

Таблица 17
Определение вероятности отказа деталей при заданной наработке

z_i, z	$u_i = \frac{z_i - \bar{z}_m}{\sigma}$	$\Phi(u)$	$F(z) = 0.5 + \Phi(u)$
235	- 3,81	-0,49993	0,00007
500	- 1,57	-0,44179	0,05821
1000	2,67	0,49621	0,99621

жет соответствующее значение T_p .

Пример 2. Признаком отказа является уменьшение диаметра шейки вала турбины двигателя за пределы ТУ (технических условий) вследствие износа трением. Результаты дефектации характеризуются данными, приведенными в табл. 18.

Таблица 18

Исходные данные			
Номер ремонта	z	1	2
Нарботка вала с начала эксплуатации до момента ремонта T_i		800	1100
Число дефектных валов, обнаруженных при дефектации при z -ом ремонте, μ_i		23	285
Исходная совокупность валов, наблюдаемая при последовательных дефектациях, N		1000	1000

Требуется:

определить тип и оценить параметры распределения времени безотказной работы;

определить ресурс валов T_p , обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$;

построить графики функций распределения наработки до отказа $f(t)$ и интенсивности отказов $\lambda(t)$;

по заданному $R(T_p) = 0,99$ определить допустимую величину $[\lambda(T_p)]$ и зону недопустимых наработок валов;

рассчитать количество запчастей (валов), которое требуется для ремонта 100 двигателей с наработкой $T = 1500$ ч.

Рассмотрим решение данной задачи. Дефект вызван износом при трении. Процесс изнашивания характеризуется нормальным распределением времени безотказной работы с функцией распределения:

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

Для оценки параметров распределения воспользуемся данными из табл. 18:

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

Тогда

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

По таблицам функции Лапласа находим, что значениям функции $\Phi(u)$, равным 0,477 и 0,192, отвечают аргументы 2 и 0,5, а с учетом нечетности функции $\Phi(u)$ получаем:

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

После решения системы уравнений имеем: $\bar{t}_m = 1200$ ч, $\sigma = 200$ ч. Функция распределения наработки до отказа имеет вид

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

Ресурс валов T_p , обеспечивающий уровень надежности $R = 0,99$,

может быть определен по формуле

$$R(T_p) = 1 - F(t_i; \bar{t}_m, \sigma) = 1 - \left[0,5 + \Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) \right] = 0,5 - \Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) = 0,99,$$

откуда $\Phi\left(\frac{T_p - 1200}{200}\right) = -0,49$; $\frac{T_p - 1200}{200} = -2,33$; $T_p = 734$ з.

Результаты расчета (табл. 19) значений $f(t_i)$ и $\lambda(t_i)$ по произвольным значениям времени определяем аналогично предыдущему примеру. Для удобства вычислений время t выражено через $\bar{t}_m$ и σ . Значения вычисляем для левой ветви кривой - правая ветвь симметрична левой с осью симметрии $\bar{t}_m = 1200$ ч.

Таблица 19

Результаты расчета

№ п/п	Время, как функция t и σ	абсолютное значение $t - \bar{t}_m$	$u_i = \frac{t - \bar{t}_m}{\sigma}$	$\varphi(u_i)$	$f(u_i) = \frac{1}{\sigma} \varphi(u_i) \times 10^4, 1/z$	$\Phi(u_i)$	$F(t_i) = 0,5 + \Phi(u_i)$	$\lambda(t_i) = \frac{f(t_i)}{[0,5 - \Phi(u_i)]} \times 10^4, 1/z$
1	$\bar{t}_m - 4\sigma$	400	-4	0,0001	0,005	-0,499968	0,000032	0,005
2	$\bar{t}_m - 3\sigma$	600	-3	0,0044	0,22	-0,49865	0,00135	0,2203
3	$\bar{t}_m - 2\sigma$	800	-2	0,0540	2,70	-0,47725	0,02275	2,763
4	$\bar{t}_m - \sigma$	1000	-1	0,2420	12,10	-0,34134	0,15866	14,39
5	$\bar{t}_m$	1200	0	0,3989	19,95	0,000	0,5	39,9

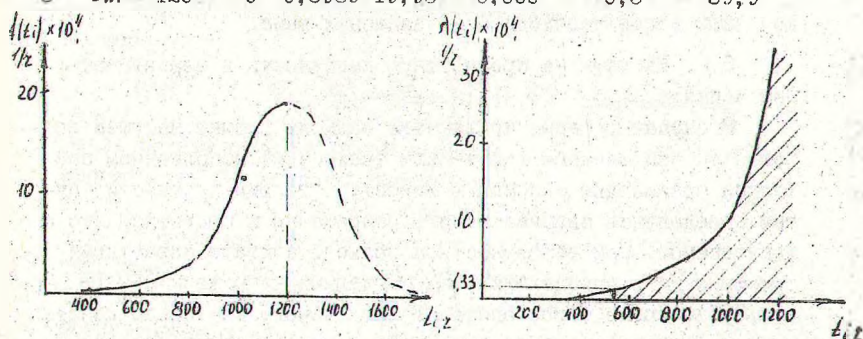


Рис. 20. Графики распределения времени безотказной работы $f(t_i)$ и интенсивности отказов $\lambda(t_i)$

Для вычисления допустимой величины $\lambda(T_p)$ по заданному уровню надежности $R(T_p) = 0,99$ воспользуемся формулой

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

учитывая, что $T_p = 734$ ч (пункт 2),

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

Зона недопустимых наработок, отвечающая уровню $\lambda(T_p)$, лежит на графике правее абсциссы точки пересечения графика $\lambda(t)$ и прямой $\lambda(T_p) = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ 1/ч}$ (зона недопустимых наработок на рис. 20 заштрихована).

Количество запасных валов (M), требуемое для ремонта двигателей с наработкой $T = 1500$ ч, вычисляется по формуле

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

где n - количество ремонтируемых двигателей: $n = 100$ шт.

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

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

6.2. Расчеты на прочностную надежность в вероятностном аспекте

В случае детерминированного подхода расчет несущей способности при сложном (двух- или трехосном) напряженном состоянии производят с помощью известных теорий прочности путем определения эквивалентного напряжения и сравнения его с допускаемым. При вероятностном подходе считают известными три функции распределения $f(G_i)$ главных напряжений G_i ($i = 1, 2, 3$). Кроме того, описание предельного состояния конструкции с учетом анизотропии свойств материала производят при помощи трех функций распределения $f(G_i^*)$ предельных напряжений G_i^* в направлении действия главных напряжений G_i . Если материал изотропен, то принимают $f(G_1^*) = f(G_2^*) = f(G_3^*)$. Вероятность достижения предельного состояния $f(\psi_i)$ описывается условием

$$f(\psi_i) - f(G_i^*) - f(G_i) \leq 0.$$

Исходя из предположения, что событие A_i достижения предельного состояния произойдет, если оно реализуется хотя бы от одного из главных напряжений, получим оценку вероятности F_c отказа детали по частным вероятностям отказа $F(A_i)$:

$$F_c = a_0 \left\{ 1 - \prod_{i=1}^n [1 - F(A_i)] \right\},$$

где a_0 - параметр, учитывающий взаимозависимость случайных событий A_i достижения предельного состояния детали или элемента при действии главных напряжений.

Пример I. Оценим прочностную надежность коленчатого вала, изготовленного из стали 40 ($\bar{\sigma}_b = 620$ МПа). Диаметр шейки вала 180 мм. Вал работает в условиях двухосного напряженного состояния - изгиб с кручением. Материал вала изотропен. Главные напряжения имеют нормальное распределение и изменяются по симметричному циклу. Параметры функций распределения главных напряжений: $\bar{\sigma}_1 = 51,2$ МПа; $S_{\sigma_1} = 4,7$ МПа;

$\bar{\sigma}_2 = 40,1$ МПа; $S_{\sigma_2} = 10,5$ МПа. Эмпирическая функция нормального распределения пределов выносливости при симметричном цикле изгиба на базе 10^7 циклов с учетом масштабного фактора и концентрации напряжений составляет: $\bar{\sigma}_{-1} = 76,4$ МПа; $S_{\sigma_{-1}} = 3,9$ МПа.

Вероятность усталостного разрушения вала определяется по формуле

$$F_c = 1 - \left[1 - \Phi \left(- \frac{\bar{\sigma}_{-1} - \sigma_1}{\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma_1}^2}} \right) \right] \left[1 - \Phi \left(- \frac{\bar{\sigma}_{-1} - \sigma_2}{\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma_2}^2}} \right) \right].$$

После подстановки значений получим $F_c \approx 6,2 \cdot 10^{-4}$. Тогда вероятность безотказной работы вала

$$R_c \approx 1 - F_c = 1 - 6,2 \cdot 10^{-4} = 0,99938.$$

Полученные результаты означают, что из 10000 валов, находящихся в эксплуатации, за расчетный период (10^7 циклов нагрузки) будет повреждено не более 7 валов, а 9993 вала проработают без повреждений.

Определим эквивалентное напряжение. Для этого вычислим эквивалентную функцию напряжений:

$$\psi_{\text{экв}} = \frac{S_{\psi} \sqrt{K}}{\left\{ 1 - \left[1 - (kV_{\sigma_1})^{1/4} \right] \left[1 - (kV_{\sigma_2})^{1/4} \right] \right\}^{1/2}}.$$

Необходимо предварительно определить величины, входящие в

эту формулу. Согласно табл.20 определяются коэффициенты

$$k = 3,39 \text{ и } \varphi = 0,147.$$

Значение стандарта опре-

делим по зависимости

$$S_{\bar{\sigma}_1} = \sqrt{S_{\sigma_1}^2 + S_{\sigma_2}^2} =$$

$$= \sqrt{3,9^2 + 4,7^2} =$$

$$= 6,11 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты вариации

V_{ψ_i} определяются по

формуле

$$V_{\psi_i}^2 = \frac{S_{\sigma_i}^2 + S_{\sigma_j}^2}{(\bar{\sigma}_i - \bar{\sigma}_j)^2}.$$

С учетом полученных значений k , φ , $S_{\bar{\sigma}_1}$, V_{ψ_1} , V_{ψ_2} на-
ходим

$$\psi_{\text{экр}} = \frac{6,11 \sqrt{3,39}}{\left\{ 1 - \left[1 - (3,39 \cdot 0,088)^{1/0,147} \right] \left[1 - (3,39 \cdot 0,095)^{1/0,147} \right] \right\}^{0,11/2}} =$$

$$= 19,8 \text{ МПа.}$$

Тогда с учетом, что $G_{\text{экр}} = \bar{\sigma}_1 - \psi_{\text{экр}}$, получим $G_{\text{экр}} =$

$= 76,4 - 19,8 = 56,6 \text{ МПа.}$ Прочностная надежность по коэффи-
циенту запаса прочности

$$\bar{n}_{\text{Кс}} = \frac{\bar{\sigma}_1}{G_{\text{экр}}} = \frac{76,4}{56,6} = 1,34.$$

Пример 2. Произведем подбор сечения тонкостенного цилиндра, изготовленного из стали 3Х13 ($G_s = 585 \text{ МПа}$), имеющего средний диаметр $d = 1000 \text{ мм}$. Наибольшее среднее давление внутри цилиндра составляет $\bar{p} = 12,0 \text{ МПа}$ и $S_p = 1,7 \text{ МПа}$. Определим необходимую толщину S стенки, чтобы вероятность ее разрушения не превышала нормированного значения $[F] = 3 \cdot 10^{-5}$.

Примем, что эквивалентным данному сложному напряженно-му состоянию будет отнулевое растяжение. Функция нормально-го распределения пределов выносливости стали 3Х13 вдоль на-правления прокатки имеет параметры $\bar{\sigma}_{01} = 383 \text{ МПа}$ и $S_{\sigma_{01}} = 18,3 \text{ МПа}$, в поперечном направлении - $\bar{\sigma}_{02} = 351 \text{ МПа}$ и

$S_{\sigma_{02}} = 39,8 \text{ МПа}$. Средние главные напряжения для такой обо-
лочке составляют:

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{\bar{p} d}{2 S}, \quad \bar{\sigma}_2 = \frac{p d}{2 S}$$

Коэффициенты вариации равны $V_{G_1} = V_{G_2} = V_p = 1,7/12 = 0,142$, и, следовательно, стандарты процессов составляют $S_{G_1} = \bar{G}_1 \cdot V_{G_1} = \bar{G}_1 \cdot 0,142$ и $S_{G_2} = \bar{G}_2 \cdot 0,142$.

Вероятность разрушения при $q_0 = 1$ определяется по формуле

$$F_c = 1 - \prod_{i=1}^n \left[1 - \Phi \left(- \frac{\bar{G}_i - \bar{G}_i}{\sqrt{S_{G_i}^2 + S_{G_i}^2}} \right) \right]$$

После подстановки полученных значений имеем:

$$3 \cdot 10^{-5} > 1 - \left[1 - \Phi \left(- \frac{383 - \frac{12,1}{28}}{\sqrt{18,3^2 + \left(\frac{12,1}{28} \cdot 0,142 \right)^2}} \right) \right] \times \\ \times \left[1 - \Phi \left(- \frac{351 - \frac{12,1}{48}}{\sqrt{39,8^2 + \left(\frac{12,1}{48} \cdot 0,142 \right)^2}} \right) \right].$$

В результате методом последовательных приближений получим толщину стенки цилиндра $\delta = 26$ мм, определенную с учетом как асимметрии цикла нагружения, так и анизотропии свойств материала в двух главных направлениях.

Пример 3. Определим несущую способность оси диаметром $d = 5$ из стали Х12Н1Ю. Найдем зависимость наибольшего крутящего момента M_K , который может выдержать эта ось при отнулевом стационарном цикле кручения, от нормативной вероятности разрушения, изменяющейся в интервале $[F] = 10^{-2} \dots 10^{-5}$.

При кручении действующее касательное напряжение

$$\tau = |G_1| = |G_2| = \frac{16 M_K}{\pi d^3}.$$

Поскольку цикл стационарный, то $S_{G_2} = 0$, и, следовательно, $S_{G_1} = S_{G_3} = 0$. Эквивалентным кручению примем отнулевое растяжение. Параметры функции распределения пределов выносливости при пульсирующем растяжении $\bar{G}_0 = 450$ МПа, $S_{G_0} = 26$ МПа. Значение F_c в данном случае определяется по формуле

$$F_c = 1 - \left\{ 1 - \left[\frac{k S_{G_0}^2}{\left(\bar{G}_0 - \frac{16 M_K}{\pi d^3} \right)^2} \right]^{1/q} \right\}^2,$$

откуда после несложных преобразований имеем:

$$M_k = \frac{\pi d^3}{16} \left\{ \bar{G}_0 - S_{G_0} \frac{\sqrt{k}}{[1 - (1 - F_c)^{1/2}]^{1/2}} \right\}.$$

Подставив в данную формулу, например значение $F_c = 10^{-5}$, получим

$$M_k = \frac{1.5^3 \cdot 10^{-6}}{16} \cdot 450 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{3.39}}{[1 - (1 - 0.0001) 1/2]^{1/2}} = 8,16 \text{ Н.м.}$$

Результаты аналогичных расчетов для разных $[F]$ сведены в табл. 21 (заметим, что при $F_c = 10^{-2}$ $\varphi = 1,66$ и $k = 0,256$).

Таблица 21

Характеристики несущей способности вала

F	10^{-5}	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}
$M_k, \text{Н.м}$	8,16	8,58	8,82	8,97

Таким образом, при изменении нормативной вероятности разрушения от 10^{-5} до 10^{-2} грузоподъемность оси возрастает примерно на 20 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров В.И. Прогнозирование надежности и долговечности лесозаготовительного оборудования. - М.: Лесная промышленность, 1976.

2. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель-автомобиль-дорога-среда. - М.: Машиностроение, 1988.

3. Методика расчета параметров надежности лесозаготовительного оборудования на стадии проектирования. - Химки: ЦНИИМЭ, 1975.

4. Броуде В.И., Семенов Л.К. Надежность подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1986.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Причины потери работоспособности и обеспечение надежности лесных машин и оборудования	3
2. Определение обобщенных законов эксплуатационных режимов работы машин	II
2.1. Вероятностные характеристики условий эксплуатации	II
2.2. Вероятностный расчет отдельных скоростных режимов движения	13
2.3. Вероятностный закон распределения обобщенного режима движения	16
3. Расчет деталей и узлов машин на усталостную долговечность	19
3.1. Общие положения	19
3.2. Гипотеза суммирования усталостных повреждений	21
3.3. Схематизация процесса нагружения	22
3.4. Расчет долговечности	23
3.5. Оценка долговечности несущей системы прицепа-ропуса	25
4. Схемная надежность и резервирование	29
5. Расчет надежности лесопогрузчика	34
5.1. Основные положения	34
5.2. Исходные данные	35
5.3. Расчет показателей надежности	36
6. Примеры расчета показателей надежности	52
6.1. Расчет показателей надежности деталей	52
6.2. Расчеты на прочностную надежность в вероятностном аспекте	58
Литература	62

Учебное издание

**Жуков Анатолий Васильевич, Турлай Иван Васильевич,
Гороховский Андрей Романович**

НАДЕЖНОСТЬ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Редакторы М.Ф. Мурашко, И.В. Старошойтова, О.Ю. Ромаева.

Подписано в печать 19.12.91 .Формат 60x84¹/16.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 4,2. Усл. кр.-отт. 4,2. Уч.-изд. л. 3,6.

Тираж 400 экз. Заказ 555 .Цена 80 к.

**Белорусский ордена Трудового Красного Знамени технологический
институт им. С.М. Кирова. 220630. Минск, Свердлова, 13 а.**

**Отпечатано на ротапринте Белорусского ордена Трудового
Красного Знамени технологического института им. С.М. Кирова.
220630. Минск, Свердлова, 13.**