

М 457455

НЕ ОБРАЩАТЬ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана

На правах рукописи

УДК 621.833-192

МУКАШЕВ Марлен Шапанбаевич

НАДЕЖНОСТЬ РЕДУКТОРОВ ТРОЛЛЕЙБУСОВ ЗМУ-9

Специальность 05.02.02

Машиноведение и детали машин

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 1987

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена
Октябрьской революции и ордена Трудового Красного
Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Снесарев Г.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,

Моисеев Л.В.

кандидат технических наук,

доцент Уркумбаев Б.Ф.

Ведущее предприятие - Алма-Атинское трамвайно-
троллейбусное управление

Зг

1967 г.

15.11

ом

5 .

отеке

Н.Э.Баумана

7 г.

с

М457455

В П.К.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь р а б о т ы . За последние десятилетия в ряде отраслей промышленности и транспорта наметилась неблагоприятная тенденция увеличения эксплуатационных расходов. Так, только на ремонт одного троллейбуса ежегодно в среднем расходуется около 9 тыс.рублей (при стоимости нового троллейбуса 19 тыс.рублей). Себестоимость перевозок в расчете на одного пассажира составляет 10,5 копеек, что в 2 - 2,5 раза превышает стоимость проездного билета.

Простое увеличение эксплуатационных расходов не привело, однако, к повышению надежности работы подвижного состава. Например, по Алма-Атинскому трамвайно-троллейбусному управлению непроизводительные потери при эксплуатации троллейбусов (задержки при выезде, простои и заходы в депо по технической неисправности) составляют ежедневно около 20 случаев на каждые 100 выпущенных на линию машин.

Проблема повышения надежности работы подвижного состава и снижения эксплуатационных расходов в значительной степени связана с решением задач рационализации системы технического обслуживания и ремонтов агрегатов, совершенствования конструкции узлов, развитием современных методов расчета параметров надежности и долговечности деталей машин.

Одним из наиболее сложных по конструкции, трудоемких в ремонте и наименее надежных в эксплуатации агрегатов троллейбуса (что подтверждается эксплуатационными статистическими данными) являются редукторы заднего ведущего моста. Это обусловило выбор их в качестве объекта исследований.

Задачи повышения надежности и долговечности транспортных машин, снижения эксплуатационных расходов соответствуют стратегическим направлениям развития народного хозяйства СССР, определенных XXVII съездом КПСС и являются актуальными.

Ц е л ь р а б о т ы . Рационализация системы технического обслуживания и ремонтов редукторов заднего моста. Снижение эксплуатационных расходов.

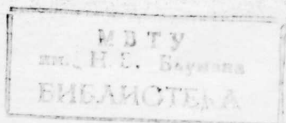
М е т о д ы и с с л е д о в а н и я . Сбор статистических данных отказов элементов редукторов производился в Алма-Атинском трамвайно-троллейбусном управлении на 20 контрольных троллейбусах в реальных эксплуатационных условиях. Статистиче-

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1457455

Мукашев М.Ш. Надежность реи



ская обработка эксплуатационных данных производилась по стандартной методике.

Осциллограммы нагрузок элементов трансмиссии троллейбуса снимались на маршрутах г.Алма-Аты с учетом реальных эксплуатационных условий (пассажирской нагрузки, скоростей сообщения, режимов движения и др.). Статистическая обработка осциллограмм производилась методом случайных ординат.

Н а у ч н а я н о в и з н а . Собран и статистически обработан большой фактический материал по отказам элементов редукторов: зубчатых колес, подшипников качения и скольжения, шлицевых и резьбовых соединений. На основании сопоставления результатов расчета надежности элементов колесного планетарного редуктора со статистическими данными их отказов показано :

- что методика расчета надежности зубчатых колес и подшипников качения общепромышленных редукторов применима и для планетарных и дает хорошую сходимость с фактическими данными ;
- что в результате влияния зубьев солнечной шестерни с поврежденными рабочими поверхностями на сателлиты наблюдается снижение ресурса последних. Изучение надежности зубчатых колес с поврежденными рабочими поверхностями должно стать предметом специального исследования ;
- что при расчете надежности подшипников качения необходимо учитывать "сдвиг" начала отказов.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь . Уточнен и распространен на планетарные передачи вероятностный метод расчета надежности зубчатых колес общепромышленных редукторов, определены границы применимости расчетной модели. Предложен уточненный метод расчета надежности подшипников качения с учетом "сдвига" начала отказов. Разработана методика определения нагрузок трансмиссии троллейбусов с учетом реальных условий эксплуатации. Разработана методика рационализации системы технического обслуживания и ремонтов редукторов, обеспечивающей максимальную эффективность регламентных работ при минимальных эксплуатационных затратах. Имеется возможность комплексного использования результатов работы при проектировании редукторов трансмиссии транспортных машин, а также в учебном процессе при изучении вопросов надежности деталей машин.

Р е а л и з а ц и я р а б о т ы . По результатам исследований разработана и внедрена система технического обслуживания

и ремонтов редукторов троллейбусов с учетом ресурсных замен элементов, внесены частичные конструктивные изменения.

При этом :

- за счет увеличения межремонтных пробегов число плановых ремонтов сокращено на 25 % ;
- среднемесячное число отказов редукторов при работе троллейбусов на линии сократилось в 3,2 раза ;
- расход запасных частей снизился на 40 % .

Годовой экономический эффект от внедрения рекомендаций в Алма-Атинском трамвайно-троллейбусном управлении составил 32,7 тысяч рублей.

А п р о б а ц и я р а б о т ы . Основные положения работы докладывались: на IX и X научно-технических конференциях Алма-Атинского энергетического института на секции "Электромеханика и привод" (Алма-Ата, 1963, 1964); на Казахском республиканском научно-техническом семинаре НТО Машпром "Повышение надежности и долговечности зубчатых передач" (Алма-Ата, 1963); на 8 Республиканской межвузовской научной конференции по математике и механике, на секции "Теоретическая и прикладная механика" (Алма-Ата, КазГУ, 1964). Работа полностью доложена и обсуждена на кафедре "Детали машин" МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1966 г.

П у б л и к а ц и и . По результатам выполненных исследований опубликовано 4 научных работ.

С т р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы . Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, включающего 98 наименований, приложения на 131 страницах и содержит 122 с. машинописного текста, 33 иллюстрации, 53 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в в е д е н и и кратко обоснована актуальность работы, сформулированы цели и задачи исследований.

В п е р в о м р а з д е л е изложено современное состояние вопроса надежности изделий машиностроения, в частности - трансмиссии транспортных машин. Сделан обзор основных направлений научных исследований по данной проблеме. Приведены общие статистические данные по отказам агрегатов троллейбуса, сравнительная оценка трудоемкости ремонтных работ. На основании такого анализа сделано обоснование выбора объекта исследований.

На троллейбусах ЗИУ-9 установлены мосты типа 018.80 завода

"Раба" ВНР. Тяговая передача моста (рис.1) включает центральный гипоидный редуктор, конический дифференциал и два колесных планетарных редуктора типа Λ_{ha}^8 . Передаточное число центрального редуктора - 3,11, гипоидное смещение зубчатой передачи - 35 мм. Передаточное число планетарного редуктора - 3,67.

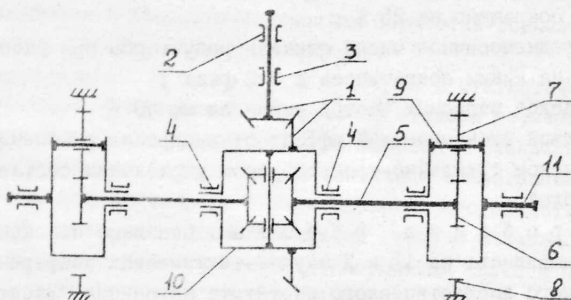


Рис.1. Кинематическая схема редукторов заднего моста типа 018.80 "Раба", производства ВНР.

1-гипоидная зубчатая пара. Конические роликоподшипники (аналоги по ГОСТ 333-79): 2- №7314; 3- №7616; 4- №7216. 5-полуось; 6- солнечная шестерня планетарного редуктора; 7-сателлиты; 8-венцы; 9-игольчатые подшипники сателлитов; 10-дифференциал; 11-ось ведущих колес троллейбуса.

Во втором разделе приведен анализ надежности элементов редукторов. Приведены виды отказов, статистические данные наработок до отказа элементов и соединений. Построением вероятностных сеток, а также по критерию W проверено согласие эмпирического распределения наработок с теоретическим. Определены критерии отказов, статистические параметры распределения наработок до отказа. Ниже приведена краткая характеристика повреждений и отказов элементов редукторов.

1. Гипоидная зубчатая пара. Вид отказа, лимитирующий надежность-износ с последующим выкрошиванием активных поверхностей зубьев. При этом в начальный период износ протекает медленно (период приработки зубьев). Затем, вследствие того, что качество поверхностей пар трения несколько ухудшается и приводится к некоторому среднему уровню, скорость изнашивания возрастает и процесс стабилизируется. При достижении износа величины 1,3 мм. (средняя глубина цементированного слоя) наряду с изнашиванием, скорость которого возрастает еще более (т.к. снижается

твердость металла), наблюдается выкрошивание поверхностей контакта (питтинг). За предельный износ зубьев шестерни принято значение 1,8 мм. Поскольку колесо изнашивается гораздо медленнее, то надежность пары лимитируется надежностью шестерни.

2. Болтовое соединение гипоидного колеса к корпусу дифференциала отказывает вследствие срыва фиксаторов и ослабления крепления. Среза болтов и смятия резьбы не наблюдается. Гайка крепления подшипников на валу гипоидной шестерни отказывает по той же причине. Характер отказов резьбовых соединений говорит о том, что недостаточно надежна их фиксация. Фиксаторы не приспособлены к работе в условиях тряски, вибрации агрегатов и переменных по величине нагрузок трансмиссии.

3. Конические роликоподшипники отказывают вследствие усталостного выкрошивания и излома (скола) колец, а также при разрушении поверхностей катания роликов. Существенное влияние на надежность данных подшипников оказывает ослабление крепления резьбовых соединений. Несвоевременная их подтяжка и фиксация приводит к повышению вибраций, нарушениям регулировок подшипников и преждевременному выходу последних из строя.

4. Центральная шестерня конического дифференциала и полуось отказывают вследствие износа их шлицевого соединения. Критерий предельного состояния — износ до заострения шлица (1 мм).

5. Сателлиты дифференциала. Изнашивание зубьев сателлитов практически не происходит. Вид разрушения, лимитирующий надежность — изнашивание бронзовой втулки подвижного соединения с полукрестовиной. За предельный износ втулки принято значение 1,3 мм. при толщине ее 1,5 мм. Практика показывает, что при износе, равном или больше предельного значения, вследствие перекоса осей и воздействия осевых сил наблюдается выдавливание втулки из посадочного места. Это приводит к износу оголенных поверхностей отверстия сателлита и шипа полукрестовины и отказу сопряженных элементов.

6. Солнечная шестерня и сателлиты планетарного редуктора. Вид разрушения, лимитирующий их надежность — усталостное выкрошивание активных поверхностей зубьев. Статистика показывает, что выкрошивание зубьев начинается в районе полюса зацепления и на этой сравнительно узкой полосе поверхности контакта доля выкрошенной поверхности зубьев достигает значительной величины. Это приводит к резкому уменьшению поверхности контакта в

этой зоне и возрастанию контактных напряжений. Процесс разрушения начинает прогрессивно возрастать. За предельную площадь выкрошенной поверхности принято значение 9 кв.мм. (начало прогрессирующего выкрошивания), что соответствует 1,8% от общей площади боковой поверхности зубьев.

Отказов зубьев венца не наблюдалось.

7. Игольчатые подшипники сателлитов отказывают вследствие усталостного разрушения поверхностей качения роликов и выпадания их из сепараторов.

Ниже приведены законы и статистические параметры распределения наработок до отказа элементов редукторов.

Нормальное распределение: $f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}\right]$

Изнашивающиеся элементы	: Средняя наработка : a : тыс.км.	: Среднее ква- дратическое отклонение : σ	: Коэффици- ент ва- риации : v
Гипоидная зубчатая пара	174,65	29,06	0,166
Шестерня дифференциала	175,95	29,07	0,165
Втулка сателлитов	124,85	18,10	0,145
Полуось	152,95	25,76	0,168

Логарифмически-нормальное распределение: $f(x) = \frac{lg e}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(lg x - a)^2}{2\sigma^2}\right]$

Усталостные разрушения зубчатых колес планетарного редуктора	: Математическое ожида- ние : a , тыс.км.	: Дисперсия : σ^2
Солнечная шестерня	121,19	3638,57
Сателлиты	442,56	26038,72

Экспоненциальное распределение: $f(x) = \lambda \exp[-\lambda(x-c)]$

Подшипники качения	: Средняя наработка : a : тыс.км.	: Интенсивность отказов : λ , 1/тыс.км.	: Параметр сдвига : c : тыс.км.
№ 7314	77,5	0,016147	15,57
№ 7616	88,35	0,014045	17,15
№ 7216	105,95	0,012055	23,00
Игольчатый подшипник	118,35	0,010745	25,28

Распределение Вейбулла: $f(x) = \frac{b}{a} \left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{x-c}{a}\right)^b\right]$

Резьбовые соединения	Математиче- ское ожида- ние, тыс. км.	Дисперсия	Параметры распределения		
			a	b	c
Болтовое соединение	89,70	1054,01	217,3	7,417	-114,9
Гайка подшипн.	53,15	326,03	227,8	14,95	-166,8

Комплексная статистика отказов по всем основным элементам позволяет количественно оценить степень взаимосвязи элементов. Количественной характеристикой связи отказов служит коэффициент корреляции. Анализируя корреляционные характеристики можно отметить следующее:

1. Высокая степень корреляции наблюдается между элементами с одинаковыми видами отказов. Так, между подшипниками качения коэффициент корреляции находится в пределах 0,85-0,96, между изнашивающимися элементами дифференциала в пределах 0,75-0,96, между отказами резьбовых соединений - 0,8 и т.д.

2. Наблюдается существенная корреляционная связь между отказами подшипников на валу гипоидной шестерни и гайкой их крепления (коэффициент корреляции 0,68), между зубчатыми колесами планетарного редуктора и игольчатыми подшипниками (коэффициент корреляции 0,7), между износными отказами гипоидной шестерни и усталостными разрушениями зубьев солнечной шестерни (коэффициент корреляции 0,86).

3. Практически нет корреляционной связи между отказами подшипников качения и скольжения.

Статистика отказов соответствует конкретным условиям эксплуатации троллейбусов. Вместе с тем, данные редукторы могут использоваться в различных условиях (например, эти мосты устанавливаются и на автобусах). В этих случаях более целесообразно и экономично определять параметры надежности элементов расчетным путем. Там, где это сделать невозможно (например, если нет соответствующей методики расчета) надежность можно оценить через корреляционные связи отказов элементов.

В третьем разделе приведена методика и результаты статистической обработки осциллограмм нагрузок трансмиссии троллейбусов. В качестве привода трансмиссии трол-

лейбусов ЗиУ-9 служит электродвигатель постоянного тока смешанного возбуждения типа ДК-210 АЗ. Методика определения нагрузок трансмиссии состоит в том, что на осциллограмму записываются токи якоря двигателя, токи в шунтовой цепи обмотки возбуждения, а затем по электромеханической характеристике определяется соответствующий крутящий момент. Предварительно были собраны статистические данные пассажиропотоков на маршрутах г.Алма-Аты, определены эквивалентные пассажирские нагрузки на каждом интервале маршрутов. Затем троллейбус загружался реальной пассажирской нагрузкой, соответствующей эквивалентной и снимались осциллограммы. Осциллограммы снимались на пяти маршрутах г.Алма-Аты в прямом и обратном направлениях - именно на этих маршрутах эксплуатировались контрольные троллейбусы. Статистической обработкой осциллограмм строились фотোগраммы нагрузок для каждого маршрута, определялись эквивалентные нагрузки. По этим данным определялась средняя эквивалентная нагрузка и коэффициент вариации.

Определение нагрузок трансмиссии по токам якоря и обмоток возбуждения двигателя имеет следующую особенность. Как известно, ток якоря двигателя определяет, в основном, статическую составляющую нагрузки, на которую накладывается динамика колебательной системы. Правомерность применения указанной методики определения нагрузок подтверждается следующими данными:

1. В диссертационной работе Э.А.Абелева были получены осциллограммы нагрузок трансмиссии троллейбусов ЗиУ-5Д и 91Р - производства ЧССР, двумя способами: по токам якоря двигателя и непосредственным тензометрированием карданного вала и полуоси. При этом было выявлено, что :

- амплитуды динамических колебаний нагрузок трансмиссии троллейбусов вследствие специфики электропривода (наличие индуктивного шунта, плавно меняющего токи якоря при пусках двигателя, наличие двух маневровых позиций контроллера управления для выбора возможных люфтов), а также вследствие малых скоростей движения в 3 - 4 раза меньше, чем у грузовых автомобилей;

- средние колебания нагрузок, замеренные по токам якоря и непосредственным тензометрированием вращающихся валов, полностью идентичны.

2. В ряде диссертационных работ, посвященных исследованию нагрузок трансмиссии автомобилей (например, В.И.Ровдо и

В.А.Джюня, выполненных под научным руководством академика И.С. Цитовича), дана оценка влияния на общую нагруженность различных случайных факторов: неровностей дороги, крутильных колебаний инерционных масс, кратковременных всплесков напряжений при пуске двигателя и др. В этих работах, на основании статистического анализа большого количества экспериментальных данных подчеркивается, что суммарное распределение амплитуд нагрузок трансмиссии подчиняется обычному нормальному закону. Чем больше амплитуда всплесков напряжений, тем меньше частота их появления. Среднее значение и коэффициент вариации нагрузки практически не зависят от случайных изменений отдельных факторов.

Поскольку задачей исследования является определение средней эквивалентной нагрузки и коэффициента вариации, то на основании вышеизложенного можно сделать вывод, что эти параметры, определенные по токам якоря и обмоток возбуждения двигателя, соответствуют фактическим.

В четвертом разделе приведен расчет надежности зубчатых колес планетарного редуктора. Характер отказов их - усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев - обусловил выбор расчетной схемы: расчет ведется по критерию контактной прочности зубьев. Если переменные расчетные эквивалентные напряжения и предельно допускаемые напряжения материала зубчатых колес подчиняются нормальному закону распределения (а именно так они распределены в данном случае), то вероятность безотказной работы (P) определяется уравнением:

$$P = 0.5 + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{a_H} e^{-t^2/2} dt \quad (1)$$

Верхний предел интегрирования называется параметром надежности и определяется выражением:

$$a_H = \frac{\bar{\sigma}_{H\text{lim}} - \bar{\sigma}_H}{\sqrt{\sigma_{\sigma_{H\text{lim}}}^2 + \sigma_{\sigma_H}^2}} \quad (2)$$

Средняя величина предела контактной выносливости ($\bar{\sigma}_{H\text{lim}}$), средняя величина эквивалентного контактного напряжения ($\bar{\sigma}_H$) и их дисперсии ($\sigma_{\sigma_{H\text{lim}}}$, σ_{σ_H}) определялись по рекомендациям д.т.н., профессора Г.А.Снесарева для общепромышленных редукторов (см. Вестник машиностроения, 1982, № 4...7) с учетом специфики планетарных передач. По результатам расчета построены графики вероятности безотказной работы солнечной шестерни и

сателлитов в зависимости от их наработки. Расчет надежности зубьев венца подтвердил их практическую безотказность. Расчетная надежность зубчатых колес сопоставлена со статистикой их отказов. При сопоставлении графиков отмечено следующее :

1. График расчетной вероятности безотказной работы солнечной шестерни дает хорошую сходимость со статистическим графиком практически на всех участках. Расхождение по вероятности отказов не превышает 10% (по вероятности безотказной работы - одного процента).

2. График расчетной вероятности безотказной работы сателлитов (рис.2) хорошо сходится со статистическим графиком лишь на начальном участке (примерно до $P > 0,8$). Далее фактический гамма-процентный ресурс сателлитов резко снижается и, например, средний ресурс оказался на 15% меньше расчетного значения.

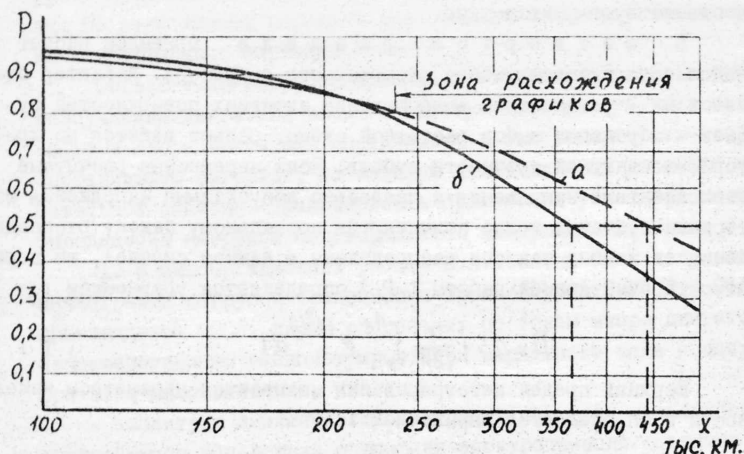


Рис.2. Графики вероятности безотказной работы сателлитов планетарного редуктора:
а - расчетный; б - статистический.

Учитывая, что зубья солнечной шестерни разрушаются гораздо раньше зубьев сателлитов (за один и тот же пробег солнечная шестерня совершает в 4,5 раза больше циклов нагружения, чем сателлит) можно полагать, что на преждевременное разрушение зубьев сателлитов оказывает влияние тот факт, что значительную

часть наработки они взаимодействуют с уже разрушенными зубьями солнца. Длительное взаимодействие сателлитов с разрушенными зубьями солнечной шестерни приводит к тому, что ускоряется процесс разрушения перышек.

На основании сопоставления графиков расчетной и фактической вероятности безотказной работы можно заключить, что :

- методика расчета надежности зубчатых колес общепромышленных редукторов применима также и для планетарных и дает хорошую сходимость со статистическими данными отказов ;

- в результате влияния зубьев солнечной шестерни с поврежденными рабочими поверхностями на сателлиты наблюдается снижение ресурса последних. Изучение надежности зубчатых колес с поврежденными рабочими поверхностями должно стать предметом специального исследования.

В пятом разделе приведен расчет надежности игольчатых подшипников планетарного редуктора. В соответствии с существующей методикой расчета, вероятность безотказной работы подшипников качения определяется по формуле :

$$P = \exp\left(-\frac{t}{\bar{L}_h}\right) \quad (3)$$

где t - время в часах; $\bar{L}_h$ - средний ресурс подшипника, ч.

$$\bar{L}_h = \left(\frac{\bar{C}}{\bar{P}_E}\right)^\alpha \frac{10^6}{60 \bar{n}} \quad (4)$$

Средняя динамическая грузоподъемность $\bar{C} = 1,5 C$, где C - динамическая грузоподъемность рассчитываемого подшипника по каталогу, $\bar{P}_E$ - средняя эквивалентная динамическая нагрузка; $\bar{n}$ - средняя скорость вращения подшипника; α - показатель степени. Американскими инженерами Макгроу К., Краутером Д. и Мойаром А. предложена следующая расчетная формула :

$$P = \exp\left[-0,105\left(\frac{L - L_0}{L_{10} - L_0}\right)^\beta\right] \quad (5)$$

где L_{10} - базовая (90%-ная) долговечность подшипника; L_0 - минимальная долговечность, которая превышает всеми подшипниками: $L_0 = 0,05 L_{10}$; β - показатель распределения Вейбулла, рекомендуется принимать $\beta = 1,11$.

Статистические данные отказов подшипников качения, приведенные во втором разделе, показывают, что наработки до отказа

подшипников качения в реальных условиях эксплуатации хорошо описываются экспоненциальным законом, причем существует период практически безотказной работы (период "сдвига"), который существенно влияет на график вероятности безотказной работы. На рис.3 показаны графики $P(x)$, построенные по расчетным формулам (3) (кривая 1) и (5) (кривая 2), а также статистический график (кривая 3). При этом, наработка по времени t выражена через пробег троллейбуса x .

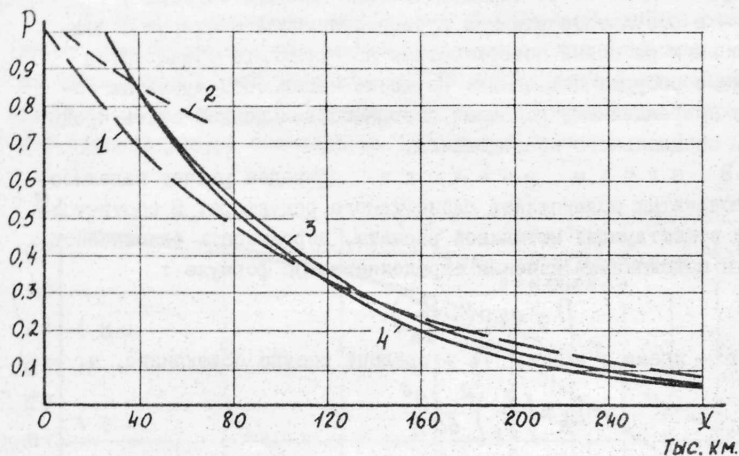


Рис.3. Графики вероятности безотказной работы игольчатых подшипников сателлитов.

Как видно из рисунка, в начальный период работы фактическая надежность подшипника значительно выше расчетного значения, определенного по формуле (3). В ряде случаев (например, при планировании ресурсных замен) такое занижение надежности приводит к неоправданному снижению межремонтных пробегов, перерасходу запасных частей. Формула (5) неверна по той причине, что расчетная и фактическая надежность подшипника резко расходятся при больших заданных наработках.

На основании анализа графиков $P(x)$ предлагается следующая формула для расчета надежности подшипников качения:

$$P = \exp\left(-\frac{t - \Delta t}{L_h - \Delta t}\right) \quad (6)$$

Введение в расчетную формулу параметра сдвига Δt обеспе-

чивает хорошую сходимость расчетных данных с фактическими на всех участках графика (кривая 4). Для транспортных машин показатели долговечности подшипников качения удобнее выражать не в часах работы, а через пробег машины в тыс.км. Тогда, формулы (3), (5), (6) примут вид :

$$P = \exp\left(-\frac{x}{\bar{x}}\right); \quad P = \exp\left[-0,105\left(\frac{x-x_0}{x_{10}-x_0}\right)\right]; \quad P = \exp\left(-\frac{x-\Delta x}{\bar{x}-\Delta x}\right) \quad (7)$$

Величина параметра сдвига $(\Delta t, \Delta x)$ зависит от конкретного типа подшипника, нагрузок, условий эксплуатации и определяется экспериментально. При отсутствии экспериментальных данных можно принимать $\Delta t = 0,1 \bar{L}_h$ или $\Delta x = 0,1 \bar{X}$.

В шестом разделе приведена методика и результаты разработки рациональной системы технического обслуживания и ремонтов редукторов с учетом ресурсных замен элементов. Отказы редукторов при работе троллейбусов на линии ведут, помимо внеплановых ремонтных работ, к дополнительным убыткам предприятия (потери перевозок пассажиров, оплата водителям за вынужденный простой машины и др.). Критерием оптимальности ремонта редукторов является нахождение такого срока замен элементов, при котором суммарные затраты на плановые и внеплановые ремонты были бы минимальными. В качестве исходных данных при расчете принимаются параметры надежности элементов, а также показатели стоимости плановых и внеплановых замен. При отсутствии минимума на графике зависимости суммарных расходов на ремонты от межремонтного пробега (например, при экспоненциальном законе распределения отказов эта функция является монотонно убывающей) при назначении межремонтных пробегов необходимо руководствоваться требованиями поддержания общей надежности системы на заданном уровне. Пробеги между ревизиями редукторов установлены кратными 20 тыс.км. Это обусловлено необходимостью поддержания работоспособности наименее надежного звена — резьбовых соединений. В соответствии с принятой периодичностью округлены сроки замен остальных элементов. Результаты расчета приведены ниже.

В соответствии с приведенными в таблице оптимальными сроками замен элементов разработана система технического обслуживания и ремонтов редукторов на весь срок эксплуатации, до пробега 450 тыс.км. Общая надежность редукторов с учетом ТО и ремонтов определялась по суммарной интенсивности отказов элементов в различные периоды эксплуатации.

Оптимальные сроки ресурсных замен элементов редукторов

Элементы и соединения		:Оптимальные сроки
		:замен элементов, :кратные 20 тыс.км.
Гипоидная зубчатая пара	120	
Гайка подшипников гипоидной шестерни	20	
Болты крепления гипоидного колеса	60	
Подшипник № 7314	40	
Подшипник № 7616	40	
Подшипник № 7216	60	
Втулка сателлитов дифференциала	100	
Центральная шестерня дифференциала	120	
Полуось	120	
Солнечная шестерня планетарного редуктора	60	
Сателлит планетарного редуктора	200	
Игольчатые подшипники сателлитов	40	

Расчеты показывают, что среднее число отказов редукторов на 130 троллейбусов (среднее число машин в парке) при внедрении новой системы ТО и ремонтов составляет 16 случаев в месяц, что в 3,2 раза меньше прежнего показателя. При этом снизился и расход запасных частей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Теоретические результаты.

1. На протяжении длительного периода собраны и обработаны статистические данные отказов основных элементов редукторов: зубчатых колес, подшипников качения и скольжения, шлицевых и резьбовых соединений. Определены виды и критерии отказов, статистические параметры распределения наработок до отказа. Определены коэффициенты корреляции пар элементов: однородных по видам отказов (изнашивающихся, подверженных усталостному разрушению поверхностей контакта), одинаковых по выполняемым функциям (подшипников качения, качения и скольжения, резьбовых соединений, зубчатых колес и др.), а также элементов с различными видами разрушений (например, износ и усталостные разрушения).

2. Разработана методика определения нагрузок трансмиссии

с учетом пассажирских нагрузок и реальных режимов эксплуатации. Получены и статистически обработаны осциллограммы нагрузок трансмиссии, построены гистограммы нагрузок.

3. Произведен расчет надежности зубчатых колес и подшипников качения планетарного редуктора. На основании сопоставления фактической и расчетной надежности показано, что :

- методика расчета надежности зубчатых колес и подшипников качения общепромышленных редукторов применима и для планетарных и дает хорошую сходимость с фактическими данными;

- в результате влияния зубьев солнечной шестерни с поврежденными рабочими поверхностями на сателлиты, наблюдается снижение ресурса последних. Изучение надежности зубчатых колес с поврежденными рабочими поверхностями должно стать предметом специального исследования;

- при расчете надежности подшипников качения необходимо учитывать "сдвиг" начала отказов.

4. Разработана методика и математическая модель оптимизации периодичности ресурсных замен элементов по критерию минимальных суммарных затрат на плановые и внеплановые ремонты с учетом требований надежности.

Практические результаты.

Разработана и внедрена система технического обслуживания и ремонтов редукторов с учетом ресурсных замен элементов.

При этом:

- а) За счет увеличения межремонтных пробегов (с 15 тыс. км. до 20 тыс.км.) число плановых ремонтов сокращено на 25%;

- б) Повысилась надежность редукторов. Среднегодовое число отказов редукторов при работе троллейбусов на линии сокращено в 3,2 раза;

- в) Расход запасных частей снизился на 40% .

Годовой экономический эффект от внедрения рекомендаций составил 32,7 тыс.рублей.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах :

1. Задин М.С., Мукашев М.Ш. Оценка статистических закономерностей отказов элементов редукторов транспортных машин // Труды ТИИМСХ (Ташкент).- Вып.131, 1983.- С.30-33 .

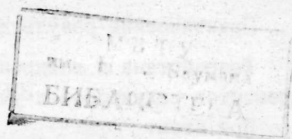
2. Задин М.С., Зарубинский А.А., Мукашев М.Ш. Совершенствование системы ремонтов троллейбусов ЗИУ-9 // Экспресс-информация КазНИИТИ, вып.25.- Алма-Ата, 1984.- С.10-16 .

3. Задин М.С., Мукашев М.Ш. Оценка эксплуатационной надежности редукторов троллейбусов ЗИУ-9 // Экспресс-информация КазНИИТИ, вып.25.- Алма-Ата, 1984.- С.17-25 .

4. Задин М.С., Мукашев М.Ш. Система для автоматизированного конструктивного расчета зубчатых передач с учетом критерия надежности // Доклад на У111 Республиканской межвузовской научной конференции по математике и механике.- Алма-Ата, 1984.- С.211 .

5. Снесарев Г.А., Мукашев М.Ш. Расчет надежности планетарных зубчатых передач: Известия вузов. Машиностроение.- М., 1987 .

6. Снесарев Г.А., Мукашев М.Ш. Расчет надежности подшипников качения: Известия вузов. Машиностроение.- М., 1987 .



Л-44731

Подписано к печати 09.03.87 г. Объем 1,0 п.л. Тир.100 экз.
Заказ 346 . Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана .