

49 40341
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 629.023

КОЛСКОЛЫЦЕВ Владимир Андреевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАМ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

(Специальность 05.05.03 - автомобили и тракторы)

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Саратовском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

Научный руководитель

- доктор технических наук
С.С. ДМИТРИЧЕНКО

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук,
профессор В.С. СТРЕЛЯЕВ
- кандидат технических наук, с.н.с.
В.Н. ЗУЗОВ

Ведущее предприятие:

- Троллейбусный завод им. Урицкого
(г. Энгельс, Саратовской обл.)

Защита диссертации состоится *"20" октября 1986 г.*
на заседании специализированного совета К053.15.10 "Транспорт-
ное машиностроение" в МВТУ им. Н.Э. Баумана,
107005, г. Москва, В-5, 2-й этаж.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах
высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться
в библиотеке МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан _____

Ученый секретарь
специализированного совета
к.т.н., доцент

М453417

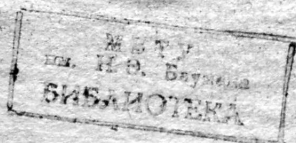
Актуальность. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" предусмотрено наряду с увеличением выпуска повышать надежность и долговечность автомобилей и других машин. Возрастающая интенсивность режимов их работы определяет высокие требования к долговечности несущих систем, подверженных случайному воздействию, в связи с чем совершенствование методов оценки нагруженности и долговечности рам автотранспортных средств на стадиях проектирования и доводки опытных образцов является актуальной задачей.

Цель работы. На основе закономерностей нагружения несущих систем троллейбусов разработать метод оценки их нагруженности для расчёта долговечности с использованием спектрального метода статистической динамики.

Методы исследования. Использованы методы теории колебаний, строительной механики, случайных процессов, тензометрических измерений, статистической динамики и вероятностных представлений о сопротивлении усталости.

Научная новизна. 1. Выявлены статистические закономерности эксплуатационного нагружения рамы троллейбуса: нагрузки в салоне и амплитуды полных циклов напряжений распределены по закону Вейбулла; коэффициенты нерегулярности случайных процессов напряжений, ускорений и микропрофилей дорог находятся в интервале $0,31 \dots 0,81$; основная энергия процессов сосредоточена в диапазоне частот $0 \dots 5$ Гц. 2. Обоснован метод расчета передаточных функций напряжений в элементах рамы при вертикальных колебаниях. 3. Разработана методика оценки статистических характеристик дорог: база обработки исходного микропрофиля устанавливается в зависимости от скорости движения и низкой частоты свободных колебаний подвески машины. 4. Показано, что оценки средней долговечности рам троллейбусов с использованием спектрального метода статистической динамики и по тензометрическим записям напряжений близки, что позволяет рекомендовать разработанный метод расчета для оценки долговечности на стадии проектирования.

Достоверность результатов. Основные положения и выводы подтверждены удовлетворительным совпадением расчетных и экспериментальных параметров: передаточных функций динамической системы, спектральных плотностей, эффективных периодов, коэффи-



циентов нерегулярности процессов, оценках долговечности.

Практическая ценность. Разработаны и внедрены методики оценки нагруженности и долговечности различных вариантов рам троллейбусов и их узлов, а также рекомендации по снижению металлоемкости и увеличению ресурса.

Реализация работы в промышленности. С участием автора создана и внедрена на троллейбусном заводе им.У чьего система экспериментально-расчётных методов исследований по обеспечению долговечности несущих систем; по результатам исследований разработаны совместно с заводом и внедрены в производство облегченные конструкции рамы и подрамника троллейбуса. Экономический эффект 252 тыс. руб. в год.

Апробация работы. Содержание работы обсуждено на научно-технических конференциях кафедр сопротивления материалов, строительной механики и теории упругости, теории механизмов и деталей машин Саратовского политехнического института в 1978-1985 гг., на семинарах кафедр К-3, К-5 МВТУ им.Баумана в 1981, 1983 и 1985 годах.

Публикация. Результаты исследований освещены в 8 публикациях.

Объем работы. Диссертация состоит из введения и четырех глав объемом 229 страниц с приложениями, в том числе 107 страниц машинописного текста, 27 таблиц, 29 рисунков, список литературы, содержащий 128 наименований. В приложении имеется акт внедрения результатов исследований в производство и расчет экономического эффекта.

Содержание работы. Во введении обосновывается актуальность и цель исследования.

Первая глава посвящена анализу исследований нагруженности и сопротивления усталости элементов конструкций машин С.В.Серенсена, Д.Н.Решетова, В.П.Когаева, М.Э.Гарфа, М.Н.Степнова, В.С.Стрелёва, С.С.Дмитриченко, Б.В.Бойцова, В.М.Волкова, Э.Я.Филатова, В.Вейбулла, Е.Гасснера, С.Райса, С.Свенсона, К.Марша, П.Виршинга, А.Шехата и др. Находит применение спектральный метод статистической динамики для оценки плавности хода автомобилей и нагруженности деталей машин в работах В.В.Болотина, А.А.Силаева, В.В.Ротенберга, Н.Н.Яценко, В.Б.Проскурякова, Я.М.

Певзнера, А.А.Хачатурова, Н.Ф.Бочарова, В.А.Светлицкого, Г.И. Пархиловского, А.С.Гусева, В.Я.Аниловича, Б.А.Бондаровича, Д.Н. Синицкой, Ф.Р.Геккера, Н.Г.Владикина, Д.Дойзена, П.Михельбаргера и др. Однако для оценки ресурса рам колесных машин на стадии проектирования недостаточная точность получаемых решений препятствует широкому применению этого метода. Вместе с тем развитие расчетных методов с применением ЭВМ позволяет повысить точность прогноза ресурса на основе спектрального метода на этапах определения: 1) статистических характеристик дорог; 2) передаточных функций напряжений в раме; 3) параметров распределений амплитуд процессов напряжений.

На основе обзора сформулированы задачи диссертации:

1. Проанализировать характеристики динамической системы "подвеска-рама" троллейбуса с целью определения возможности использования спектрального метода при расчете параметров процессов изменения напряжений в элементах рамы.

2. Исследовать передаточные функции напряжений в элементах рамы.

3. Выявить закономерности процессов напряжений в элементах рамы и подрамника троллейбуса по результатам тензометрирования в типичных условиях эксплуатации.

4. Разработать рекомендации по уточнению метода определения статистических характеристик микропрофилей дорог для оценки параметров случайных процессов напряжений в элементах рамы.

5. Установить закономерности эксплуатационного нагружения и оценить ресурс элементов рамы по результатам тензометрирования и с применением спектрального метода.

6. На основе сравнения расчетных и экспериментальных оценок среднего ресурса дать заключение о применимости спектрального метода статистической динамики к расчету долговечности рам на стадии проектирования.

Во второй главе рассмотрены вопросы расчетного определения передаточных функций напряжений в элементах основания пространственной рамы из стержней замкнутого профиля, в которой элементы кузова жестко соединены с основанием деформационного типа. При построении эквивалентных динамических моделей приняты следующие основные положения:

1. Исследуются только вертикальные колебания симметричной

(относительно продольной оси) рамы в низкочастотном диапазоне (до 5 Гц) от симметричного воздействия со стороны дороги. Как показали исследования Р.А.Акопяна, в этом диапазоне частот величина дисперсии напряжений (на примере автобусов ЛАЗ-698, 699) от изгиба в вертикальной плоскости рамы из замкнутых профилей составляет 90% величины дисперсии результирующих напряжений, что позволит представить раму в динамической модели в виде плоской стержневой системы с сосредоточенными массами, расположенными на лонжероне основания и соединенными безынерционными упругими элементами.

3. Характеристики упругих элементов и амортизаторов подвески могут быть приняты линейными, что обосновано результатами исследований автора.

Динамические модели троллейбуса (рис.1) выбраны на основе следующих соображений. Модель 1 применена в ряде работ для исследования динамических напряжений в рамах колесных машин. Модель 2 принята по аналогии с моделями для исследований плавности хода машин. Оценки динамических напряжений при вынужденных колебаниях с использованием традиционных методов (решений уравнений движения в прямой или обратной форме) для этих моделей могут иметь значительные погрешности по следующим причинам. В двенадцатимассовой модели 1 (рис.1а) парциальные частоты колебаний масс на раме многократно превышают частоты свободных колебаний (1,5...2,5 Гц) подвесочных масс троллейбуса в целом и максимальную границу исследуемого диапазона (0...5 Гц) частот вынужденных колебаний. По этой причине модель 1 плохо приспособлена для описания колебаний в рассматриваемом частотном диапазоне и при решении уравнений движения можно получить нереальные значения перемещений масс на раме и её деформаций. В четырехмассовой модели 2 (рис.1б) могут быть получены погрешности в оценке динамических напряжений из-за того, что распределение динамических масс по лонжерону основания рамы далеко от действительного. Поэтому принята десятимассовая модель 3 рамы (рис.2а), для которой в качестве внешнего воздействия приняты перемещения подвесочных масс m_1 и m_2 над осями передних и задних колес модели 2.

Уравнение колебаний динамических моделей 1,2 в матричной

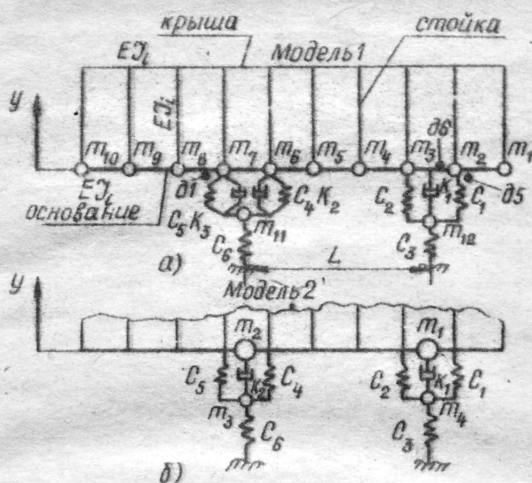


Рис.1. Динамические модели троллейбуса: а) — двенадцатимассовая; б) — четырехмассовая; d1, d5, d6 — тензодатчики

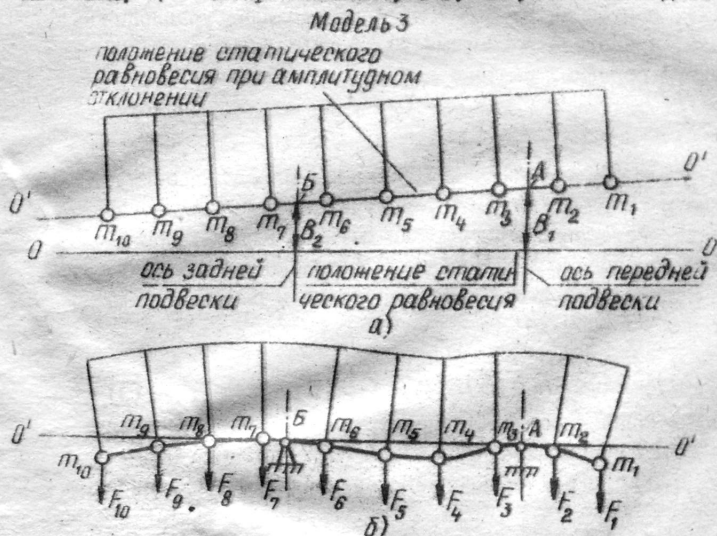


Рис.2. Десятимассовая динамическая модель 3 рамы троллейбуса: а) — положение рамы при возбуждении (с фазовым сдвигом) гармонических колебаний передней и задней подвесок (амплитудное отклонение); б) — положение динамического равновесия при амплитудных отклонениях

форме имеет вид:

$$M\ddot{y} + K\dot{y} + Cy = \bar{F}(t), \quad (1)$$

где M - матрица масс; K и C - квадратные симметричные матрицы демпфирования и жесткости упругих связей масс; $\bar{F}(t) = D\dot{f}(t) + Gf(t)$ - вектор-функция возбуждения; D и G - матрицы демпфирования и жесткости шин; $f(t)$ - столбцовый вектор, описывающий возбуждение от дорожного полотна; y - столбцовый вектор вертикального перемещения сосредоточенных масс.

При расчете передаточных функций предполагается, что поверхность дороги создает гармоническое возбуждение с единичной амплитудой; скорость движения V постоянна (собственной массе передней подвески присвоен номер " n ", а задней - " $n - 1$ "). Гармоническое возбуждение представлено в комплексной форме:

$$\bar{F} = e^{j\Omega s} = e^{j\omega t} \bar{U}, \quad (2)$$

где $\Omega = 2\pi/\lambda$ - дорожная частота; λ - длина волны неровности; $S = Vt$ - путь, проходимый машиной; $\omega = \Omega V$ - круговая частота; $\bar{U} = (0, \dots, e^{j\omega L/V}, 1)$ - независимый от времени вектор; L - база машины; t - время; j - мнимая единица.

Система (1), состоящая из " n " дифференциальных уравнений второго порядка, приведена к системе " $2n$ " дифференциальных уравнений первого порядка, решение которой представлено в форме $\dot{y} = \bar{W}e^{j\omega t} = (\bar{X} + j\bar{Y})e^{j\omega t}$, где $\bar{W} = \bar{X} + j\bar{Y}$ - вектор комплексных амплитуд.

Подставив $\dot{y}$ в систему " $2n$ " дифференциальных уравнений первого порядка и сокращая на $e^{j\omega t}$, получили систему алгебраических уравнений, которая решена на ЭВМ методом Гаусса. При этом определены компоненты $\bar{X}$ и $\bar{Y}$ вектора комплексных амплитуд. Квадрат модуля передаточной функции напряжений в раме для моделей 1, 2 определен по формуле:

$$|H_{s6}(\omega)|^2 = \left| \sum_{i=1}^n m_{6i}(S) M \bar{W}_{iy}(\omega) \right|^2, \quad (3)$$

где $m_{6i}(S)$ напряжение в точке S конструкции при действии единичной силы в точке расположения i массы; M - матрица масс; $\bar{W}_{iy}(\omega) = \omega^2 \bar{W}_{iy}(\omega)$ - вектор комплексной амплитуды ускорения i массы.

Элементы $m_{6i}(S)$ вектора напряжений $\bar{m}_6^T(S)$ определены из

статического расчета рамы методом сил при действии поочередно единичной нагрузки в точках расположения сосредоточенных масс.

В модели 3 (рис. 2а) при определении передаточных функций напряжений в точках А и Б рамы над осями передней и задней подвесок задавали гармонические перемещения, найденные из системы уравнений (1) для модели 2. Для определения динамических напряжений составлено уравнение динамического равновесия рамы при амплитудных отклонениях масс. С этой целью в точках А и Б рамы введен шарнирные опоры. При этом на раму будет действовать система инерционных сил (рис. 2б). Уравнение динамического равновесия рамы при амплитудных отклонениях записано в виде:

$$(\delta M \omega^2 + E) \bar{U} = \bar{B}, \quad (4)$$

где: M – диагональная матрица масс; δ – матрица податливости упругих связей сосредоточенных масс на раме; ω – круговая частота; E – единичная матрица; $\bar{U}$ – вектор-столбец неизвестных динамических амплитудных отклонений масс; $\bar{B}$ – вектор-столбец заданных кинематических амплитудных отклонений масс.

Система алгебраических уравнений (4) решена на ЭВМ методом Гаусса-Жордана; из нее определены элементы вектора $\bar{U}$, а затем инерционные силы, действующие на раму. Квадрат модуля передаточной функции напряжений в точке S рамы подсчитан по формуле, аналогичной (3).

Расчетные квадраты модулей передаточных функций напряжений для рассмотренных моделей существенно различаются. Для модели I при определении коэффициентов матрицы жесткости системы применяли как метод перемещений, так и метод сил.

В первом случае по отношению к модели 3 максимумы кривых на резонансных частотах (1,5...2,5 Гц) занижены (в 200...300000 раз), во втором случае – завышены (в 0,08...13 раз). Как в том, так и в другом случаях при вынужденных колебаниях для модели I получены нереальные значения деформаций в раме и перемещений подрессоренных масс системы. Для модели 2 максимумы занижены (в 3,5...80 раз).

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования микропрофилей дорог и напряжений в элементах рамы. Для экспериментальной проверки расчетных оценок квадратов модулей передаточных функций напряжений проведены опыты на барабан-

ном стенде. Поскольку возможности стенда не позволяли одновременно возбуждать заднюю и переднюю подвески с фазовым сдвигом, эксперименты выполнены при раздельном возбуждении колебаний передней и задней подвесок троллейбуса (квадраты модулей передаточных функций определены по результатам опытов, как квадраты амплит,дно-частотных характеристик напряжений). С учетом этого обстоятельства для тензометрирования выбраны наиболее напряженные сечения рамы — в зонах гармонического возбуждения (над осями передней и задней подвесок, рис. 1а). В этих сечениях, как показали эксперименты и расчеты, при оценке динамических напряжений отмечено малое влияние возбуждения задней подвески на динамическую нагруженность элементов рамы в зоне передней подвески (и наоборот).

Экспериментальные квадраты модулей передаточных функций напряжений удовлетворительно совпадают с расчетными для модели 3. Для моделей 1 и 2 получены отмеченные в главе 2 расхождения максимумов на резонансных частотах.

Для расчета долговечности с использованием спектрального метода должны быть установлены статистические характеристики микропрофилей дорог. Несмотря на обширный опубликованный материал, не решен вопрос выбора базы обработки (длины сглаживания) ординат микропрофилей, которую принимают в интервале 8–200 м. Поэтому исследовано влияние базы обработки на статистические характеристики продольного микропрофиля (рис. 3). Установлено, что указанные характеристики существенно зависят от базы обработки

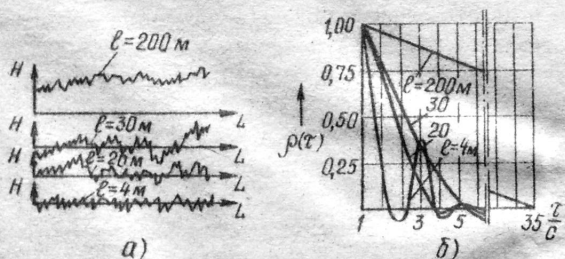


Рис. 3. Статистические характеристики участка асфальтовой дороги в зависимости от базы L обработки его микропрофиля: а) микропрофиль; б) нормированные корреляционные функции

и в значительной мере определяют результаты решения основной задачи статистической динамики.

При определении статистических характеристик микропрофилей дорог традиционным (по предложению Н.Н.Яценго, И.Т.Пархилюковского и др.) методом выбирается постоянная величина базы измерений $\cong 25$ м (при этом база измерения совпадает с базой обработки). Вместе с тем известно, что на нагруженность рам и подвески машин существенное влияние оказывают неровности, длина которых удовлетворяет неравенству

$$l \leq v/f_n, \quad (5)$$

где v — скорость движения; f_n — низкая частота свободных колебаний подвески.

Поэтому предложено при определении статистических характеристик дорог ординаты зафиксированного продольного микропрофиля предварительно обрабатывать методом скользящей средней на базе $l = v/f_n$, что приводит к исключению неровностей, не оказывающих существенного влияния на динамическую нагруженность машины.

Для доказательства приемлемости такого подхода решалась задача статистической динамики по схеме: "вход" — микропрофиль дороги; "выход" — напряжения в элементах несущей системы. Приняты следующие исходные положения: 1) продольный микропрофиль дороги является случайным стационарным нормальным процессом; 2) троллейбусу соответствует линейная динамическая система; 3) при движении по дороге статистически однородного качества с постоянной скоростью и нагрузкой колебания машины представляют собой также нормальный стационарный процесс. Положения 1 и 3 доказаны рядом авторов. Справедливость положения 2 показана в гл.2. Кроме того, третье положение подтверждено результатами расчетов оценки стационарности процессов напряжений с использованием непараметрического критерия серий.

Для решения задачи использовано соотношение:

$$S_{\sigma}(\omega) = S_q(\omega) |\bar{H}_{\sigma}(\omega)|^2, \quad (6)$$

где $S_{\sigma}(\omega)$, $S_q(\omega)$ — спектральная плотность напряжений и ординат микропрофиля; $|\bar{H}_{\sigma}(\omega)|^2$ — квадрат модуля передаточной функции напряжений (квадрат амплитудно-частотных характеристик напряжений).

После вычисления $S_{\sigma}(\omega)$ по известным зависимостям теории

случайных функций определены параметры процессов изменения напряжений: эффективный период (период средней частоты) — T_e ; среднее число нулей (пересечений нулевого уровня процесса) в единицу времени λ_0 ; среднее число экстремумов в единицу времени — λ_2 . Приведены примеры расчета этих параметров для выбранных элементов конструкции рамы троллейбуса ЗлУ-2 при его движении с полезной нагрузкой 30 кН по двум участкам асфальтовых дорог различной изношенности длиной 200 м. Ординаты микропрофиля сняты по колеям троллейбуса нивелиром на базе, равной длине участка, с шагом 0,5 м. Экспериментальные оценки величин T_e , λ_0 , λ_2 получены по тензометрическим записям напряжений.

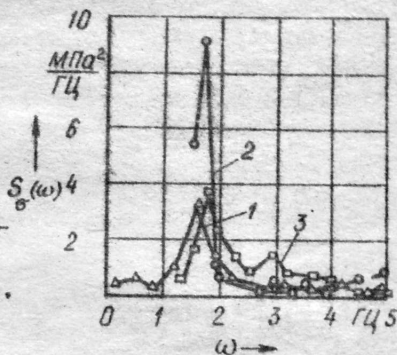
Для сравнения выполнены расчеты с использованием традиционной методики определения статистических характеристик микропрофилей (при обработке ординат на постоянной базе 25 м). Определены отношения эффективных периодов $\hat{T}_{e1}$, чисел нулей $\hat{\lambda}_{01}$ и экстремумов $\hat{\lambda}_{21}$ — процессов напряжений, рассчитанных по записям в эксперименте и с применением формулы (6). Кроме того, вычислены аналогичные параметры ($\tilde{T}_{e1}$, $\tilde{\lambda}_{01}$, $\tilde{\lambda}_{21}$) для процессов напряжений и микропрофилей дорог (известно, что для линейных динамических систем эти параметры на "выходе" и "входе" должны быть близки).

При $\ell = 25$ м получено следующее: 1) для параметров процессов напряжений $\hat{T}_{e1} = 0,61 \dots 0,90$; $\hat{\lambda}_{01} = 1,11 \dots 1,63$; $\hat{\lambda}_{21} = 1,42 \dots 2,14$; 2) спектральная плотность напряжений, рассчитанная по соотношению (6), по абсолютной величине максимума различается до 2,5...3 раз (рис.4, кривые 1 и 2); 3) параметры процессов напряжений и микропрофилей дорог существенно различаются: $\tilde{T}_{e1} = 0,20 \dots 0,46$; $\tilde{\lambda}_{01} = 2,15 \dots 5,03$; $\tilde{\lambda}_{21} = 0,62 \dots 1,46$.

Следовательно, при обработке ординат микропрофилей дорог на базе 25 м могут быть получены спектральным методом оценки параметров процессов напряжений, отличающиеся от действительных в 2...3 раза, а микропрофилей дорог в 2...5 раз. Поэтому целесообразно повышение точности этих оценок.

При $\ell = \sqrt{f_H}$ получены следующие результаты: 1) $\hat{T}_{e2} = 0,87 \dots 0,91$; $\hat{\lambda}_{02} = 1,10 \dots 1,14$; $\hat{\lambda}_{22} = 1,36 \dots 1,42$; 2) спектральная плотность напряжений (рис.4, кривая 3) по соотношению (6) удовлетворительно совпадает с экспериментальной; 3) оценки параметров процессов напряжений и микропрофилей дорог близки. Так, $\tilde{T}_{e2} =$

Рис. 4. Спектральные плотности процессов напряжений в лонжероне рамы троллейбуса (зона датчика 5) при движении по асфальтовой дороге со скоростью 30 км/ч: 1 - по тензометрической записи; 2 - по формуле (6) при обработке ординат микропрофиля на базе 25 м; 3 - по формуле (6) при обработке на базе $\ell = V/f_H$



0,85...2,0; $\tilde{n}_{02} = 0,50...1,17$; $\tilde{n}_{32} = 1,03...1,26$. Следовательно, процессы изменения напряжений и микропрофили дорог имеют одинаковые структуры. При таком же подходе к исследованию процессов ускорений рамы получены аналогичные выводы. Поэтому для оценки параметров процессов напряжений в раме спектральным методом более приемлема методика расчета характеристик микропрофилей при обработке ординат на базе $\ell = V/f_H$. При аппроксимации корреляционных функций микропрофилей выражением $R(\tau) = R(0)e^{-\alpha|\tau|}\cos\beta\tau$ для исследованных участков дорог получены зависимости параметров $R(0)$, α и β от базы обработки ℓ .

В четвертой главе представлены результаты исследования нагрузок троллейбуса в эксплуатации и выполнен расчет ресурса элементов рамы и заднего подрамника. За время эксперимента сделано 486 рейсов общей протяженностью 4880 км. Полезная нагрузка троллейбуса измерена мембранными датчиками давления, смонтированными в пневмоэлементах подвески. Выявлены распределения пробега с различными уровнями нагрузки, координаты её равнодействующей в плоскости пола салона. Распределения пробега и координат равнодействующей нагрузки удовлетворительно аппроксимируются законом Вейбулла.

С учетом этих данных проведено тензометрирование рамы и подрамника задней рессорно-пневматической подвески в типичных условиях эксплуатации и выполнены расчеты их долговечности на основе методических рекомендаций С.В.Серенсена, Д.Н.Решетова, В.И.Кобаева, Р.В.Кутеля, С.С.Дмитриченко.

Оценка долговечности элементов рамы выполнена по формулам (7) и (8), вытекающим из линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений и отличающихся методами получения информации о распределении амплитуд полных циклов случайных процессов напряжений:

$$T_1 = t N_0 \sigma_{-1K}^m / \sum_{j=C}^K \sigma_j^m n_j, \quad (7)$$

$$T = \frac{N_0 \sigma_{-1K}^m}{0,5 n_0 (1,24 \beta S)^m \Gamma\left(\frac{m}{\beta} + 1\right) \rho \left[2 \left(\frac{\sigma_{min}}{\beta} \right)^{\beta}; \frac{2m}{\beta} + 2 \right] / \beta \Gamma^m \left(1 + \frac{1}{\beta} \right)}, \quad (8)$$

где N_0 , m , σ_{-1K} — параметры степенного уравнения кривой усталости; t — длительность тензометрирования; σ_j , n_j — амплитуды и частоты полных циклов, K — номер разряда, в котором $\sigma_j = \sigma_{max}$; $j = C$ — номер разряда, в котором $\sigma_j = \sigma_{min} = 0,5 \sigma_{-1K}$; β , S — параметры распределения Вейбулла амплитуд полных циклов, связанные известными зависимостями с $\bar{\sigma}$ и V (среднее значение и коэффициент вариации распределения); $\rho(x, n)$ — табулированная функция распределения χ^2 ; $\beta = n_0/n_g$ — коэффициент нерегулярности случайного процесса; n_0 , n_g — среднее число нулей и экстремумов процесса за время t ; S — среднее квадратичное отклонение процесса; $\Gamma(x)$ — полная гамма-функция.

Формула (7) позволяет получать оценки среднего ресурса, удовлетворительно согласующиеся с данными эксплуатации. Зависимость (8) отличается от (7) тем, что в знаменателе отражена связь параметров распределения амплитуд полных циклов по закону Вейбулла с параметрами β и S случайных процессов нагружения.

Для синтезированного блока напряжений в элементах рамы (учитывающего эксплуатационные нагрузки, скорости движения, типы дорог) подсчитаны следующие оценки средней долговечности: 1) по экспериментальным записям по формуле (7) — T_1 ; 2) по формуле (8) с применением соотношения (6) при обработке ординат микропрофиля на базе 25 м (с экспериментальными значениями передаточной функции напряжений) — T_2 ; 3) по формуле (8) с применением соотношения (6) при обработке ординат микропрофиля на базе $\ell = V/f_H$ (с экспериментальными значениями передаточной функции напряжений) — T_3 ; 4) по формуле (8) с применением соотношения (6) при обработке ординат микропрофиля на базе $\ell = V/f_H$ (с расчетными значениями передаточной функции напряжений) — T_4 . Соотношения

указанных оценок приведены в таблице.

Соотношения оценок долговечности	Таблица		
	Зоны датчиков		
	№ 1	№ 5	№ 6
$\tilde{T}_2 = T_2/T_I$	37,07	0,62	5,56
$\tilde{T}_3 = T_3/T_I$	1,86	1,19	1,45
$\tilde{T}_4 = T_4/T_I$	0,63	1,43	1,87

Анализ данных таблицы показывает: обработка микропрофиля на постоянной базе 25 м дает значительное расхождение сравниваемых величин; обработка микропрофиля на базе $\ell = V/f_H$ обеспечивает приемлемую сходимость оценок долговечности по формулам (6), (8) с рассчитан-

ными по формуле (7); применение расчетных и экспериментальных передаточных функций напряжений дает близкие оценки. Следовательно, на стадии проектирования можно получить приемлемые оценки усталостной долговечности рам мобильных машин.

На основе результатов расчетов долговечности, ресурсных испытаний, а также оценки статической прочности рекомендовано уменьшение размеров поперечных сечений элементов подрамника и основания рамы при тех же габаритных размерах. Сравнительные ресурсные испытания узлов рамы на стендах показали, что новые конструкции основания рамы и подрамника обеспечивают требуемую долговечность при меньшей массе (на 96 кг). Кроме того, по результатам стендовых испытаний выявлены резервы повышения долговечности за счет увеличения предела выносливости узлов.

В В О Д Н

1. Обоснован метод расчета передаточных функций напряжений в элементах рамы троллейбуса при вертикальных колебаниях; в качестве внешнего воздействия на раму приняты перемещения подвесенных масс в динамической модели машины применяемой для оценки плавности хода, а напряжения определены из условия динамического равновесия рамы. Показано удовлетворительное совпадение расчетных передаточных функций напряжений с экспериментальными.

2. Разработана уточненная методика расчета статистических характеристик микропрофилей дорог при обработке ординат на базе $\ell = V/f_H$, обеспечивающая приемлемую точность решения основной задачи статистической динамики спектральным методом.

3. Установлены закономерности нагружения рамы: а) процессы

изменения напряжений и ускорений могут быть отнесены к стационарным и широкополосным с коэффициентом нерегулярности 0,31... 0,81; б) эксплуатационная нагрузка распределена по закону Вейбулла (среднее значение 19,6 кН; коэффициент вариации 0,63; максимальная нагрузка 78,1 кН).

4. Сопоставление экспериментальных и расчетных оценок параметров процессов напряжений и долговечности показывает, что эти величины, определенные на основе спектрального метода, удовлетворительно совпадают с экспериментальными при использовании:

а) предлагаемого метода определения передаточных функций напряжений в элементах рамы при вертикальных колебаниях; б) уточненной методики расчета статистических характеристик микропрофилей дорог; в) формул оценки долговечности, основанных на линейном суммировании усталостных повреждений и применении распределений амплитуд полных циклов напряжений.

5. Разработанные методы оценки нагруженности и долговечности, внедренные на заводе им. Урицкого, позволили увеличить ресурс и снизить металлоемкость подрамника и рамы троллейбуса ЗИУ-9; экономический эффект в народном хозяйстве от внедрения усовершенствованных конструкций составил 252 тыс.руб. в год, в том числе 78 тыс.руб. от снижения металлоемкости.

ПО МАТЕРИАЛАМ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ СЛЕДУЮЩИЕ РАБОТЫ:

1. К вопросу о выборе оптимальных размеров элементов подрамника с учетом требуемого ресурса / В.А.Колокольцев, В.Е.Боровских, Ю.К.Фурцев и др. // Теоретические и экспериментальные исследования строительных конструкций зданий и сооружений: Сб. статей. - Саратов, 1974. - С.92-98.

2. Исследование микропрофилей дорог для городского транспорта / В.Е.Боровских, С.С.Дмитриченко, И.М.Ильнич, В.А.Колокольцев // Автомоб. пром-ть. - 1976. - № 5. - С.24-25.

3. Боровских В.Е., Колокольцев В.А. Исследование эксплуатационной нагрузки троллейбусов / Сарат. политехн. ин-т. - Саратов, 1977. - 12 с. - Деп. в НИИ Автопроме 21.12.77 г., № Д307.

4. Боровских В.Е., Колокольцев В.А. Исследование микропрофилей дорог с позиции нагруженности несущих систем транспортных средств / Сарат. политехн. ин-т. - Саратов, 1979. - 32 с. - Деп. в НИИ Автопроме 24.04.80 г., № Д491.

5. Колокольцев В.А., Боровских В.Е. К вопросу о классификации дорог (сравнительная оценка нагруженности автотранспортных средств в эксплуатации) / Сарат. политехн. ин-т. -Саратов, 1979. -23 с. -Деп. в НИИНавтопроме 22.02.80 г., № Д448.

6. Колокольцев В.А. Исследование динамики вертикальных колебаний троллейбуса с пневморессорной подвеской / Сарат. политехн. ин-т. -Саратов, 1980. -14 с. -Деп. в НИИНавтопроме 03.06.80 г., № Д508.

7. Дмитриченко С.С., Боровских В.Е., Колокольцев В.А. Метод оценки статистических характеристик микропрофилей дорог для расчета долговечности несущих систем мобильных машин на стадии проектирования // Вестн. машиностроения. -1981. -№ 4. -С.17-20.

8. Дмитриченко С.С., Колокольцев В.А., Боровских В.Е. Оценка ресурса несущих систем мобильных машин на стадии проектирования (на примере рамы троллейбуса) // Вестн. машиностроения. -1986. -№ 2. -С.10-14.

Власов



Колокольцев Владимир Андреевич
РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАМ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

А в т о р е ф е р а т

Ответственный за выпуск к.т.н., доцент В.С.Цыбин

Корректор Л.А.Скворцова

Подписано в печать	27.08.86	НГ 10270	Формат 60x84 1/16
Бум. оберт.	Бел.-печ. л.	1,16 (1,25)	Уч.-изд. л. 1,1
Тираж 100	экз.	Заказ 477	Бесплатно