

На правах рукописи

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

БЕЛЯЕВ Владислав Павлович

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ
ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЯ И ДОРОГИ

Специальность 05.05.03 –
"Автомобили и тракторы"

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябинск
1974

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и тракторы" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель -

доцент, кандидат технических наук С.С.Строев.

Научный консультант -

доцент, кандидат технических наук А.С.Терехов.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук В.И.Киороз (г.Москва);

кандидат технических наук А.И.Леонов (г.Челябинск).

Ведущее предприятие - Ижевский машзавод.

Автореферат разослан "___" декабря 1974 г.

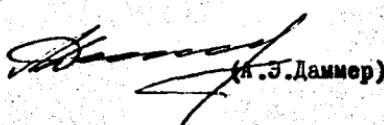
Защита состоится "16" января 1975 г.,

в 15 часов, на заседании Совета по присуждению учёных степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им.Ленинского комсомола (Челябинск,44, проспект им.В.И.Ленина, 76, аудитория 244).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании УЧЁНОГО СОВЕТА или прислать свои отзывы в 2-х экземплярах, заверенных печатью, по адресу:

454044, Челябинск-44, проспект им.В.И.Ленина, 76,

Учёный секретарь Совета,
доцент канд.техн.наук



(A.S. Даммер)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Технический прогресс требует непрерывного увеличения производительности труда и, как следствие этого, создания новых более совершенных машин.

Задача создания высокопроизводительных и надежных автомобилей на уровне мировых стандартов решается путем совершенствования конструкций, применения новейших достижений производства, а также развития методов расчёта на основе использования современных теоретических и экспериментальных научных исследований.

Тенденция увеличения мощности силовых установок, сокращения длительности переходных процессов в системах и агрегатах автомобилей, увеличения грузоподъёмности и скорости движения - всё это при ограниченном уровне металлоёмкости определяет тяжелые условия работы всех систем автомобилей и в первую очередь их трансмиссий.

В современных условиях большое значение приобретают комплексные исследования нагруженности трансмиссий автомобилей с учётом взаимосвязанных систем и характеристик различных видов нагрузок. Тем не менее до сих пор ещё недостаточно изучены вопросы нагружения силовой передачи от воздействия наиболее мощных источников крутильных колебаний - неравномерности крутящего момента двигателя и неровностей микропрофилей различных типов дорог. Это объясняется в основном обособленным исследованием нагрузок со стороны двигателя и дороги, что не позволяло получить согласованную оценку их влияния.

Задача изучения поведения автомобиля в естественных дорожных условиях не может быть решена без знания возмущающих воздействий, которые возникают от влияния неровностей микропрофилей различных типов дорог. Имеющиеся в настоящее время статистические характеристики воздействия микропрофилей дорог несут в себе неполную информацию о возмущающих воздействиях, т.к. получены в результате обработки только ординат неровностей и не содержат достаточных сведений об изменении длин неровностей.

До сих пор не накоплены в необходимом объёме те качественные и количественные характеристики и методические рекомендации, которые позволили бы конструктору, используя ЭВМ, решать задачи определения нагрузочного уровня силовых передач автомобилей с учётом разветвлённых причинно-следственных цепочек и многофакторных воз-

действий. Поэтому исследование поставленных вопросов будет способствовать дальнейшему совершенствованию конструкций автомобилей, повышению их надежности и качества.

ЦЕЛЬЮ РАБОТЫ является разработка теоретически и экспериментально обоснованной методики определения переменного нагрузочного уровня трансмиссии автомобиля при воздействии на неё неравномерного крутящего момента двигателя и изменения длии и высот неровностей микропрофилей дорожных поверхностей, а также получение статистических характеристик воздействия изменения длии неровностей микропрофилей основных типов дорожных поверхностей.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА работы представлена результатами проведенных исследований и определяется:

- основными теоретическими и методическими предпосылками для определения нагруженности силовых передач автомобилей от воздействия полигармонического момента двигателя и микропрофиля дорожной поверхности, описываемой статистическими характеристиками изменения длии и высот неровностей,

- аналитическими разработками, с помощью которых впервые получены статистические характеристики воздействия асфальтовой, бульжной и грунтовой дорог, рассчитанные по длиам неровностей,

- выявлением качественного и количественного характера нагрузочного уровня по всей длине трансмиссии при комплексном воздействии наиболее мощных источников крутильных колебаний – двигателя и дороги,

- созданием методики экспериментального исследования воздействия двигателя на стенде со стабильным загружением.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ работы заключается в предложенной методике расчёта с помощью АВМ и ЭЦВМ характеристик крутильных колебаний по всей длине силовой передачи автомобиля на различных режимах работы, которая может быть использована как на стадии проектирования, так и в процессе доводки конструкций выпускаемых моделей.

Предложенные статистические характеристики воздействия микропрофилей дорожных поверхностей, рассчитанные по длиам неровностей, могут быть использованы в процессе проектирования и исследования различных транспортных средств с любым типом двигателя.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ. Разработанные в диссертации рекомендации и методические предложения внедрены на Ижевском автомобильном заводе, а также используются в практике исследований ЧПИ.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Диссертационная работа одобрена на совместном заседании кафедр "Автомобили и тракторы" и "Теоретическая механика" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола. Результаты работы обсуждались:

- на I семинаре "Прочность и долговечность автомобильных несущих систем" НАМИ (г.Москва),
 - на XXV научно-технической конференции МАДИ (г.Москва),
 - на Всесоюзном симпозиуме "Новые методы исследований шумов и вибраций и кибернетическая диагностика машин и механизмов" (г.Каунас),
 - на XXXI юбилейной научно-исследовательской и научно-методической конференции СИБАДИ (г.Омск),
 - на научно-техническом Совете Ижевского автозавода (г.Ижевск),
 - на II совместной научно-технической конференции АВТОВАЗ-ТИИ (г.Тольятти),
 - на XXIII, XXIV, XXV, XXVI, XXVII научно-технических конференциях ЧПИ (г.Челябинск),
- где получили одобрение.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из аннотации, введения, пяти глав, выводов и акта внедрения и содержит 140 страниц основного текста, 55 иллюстраций, 18 таблиц, список основной использованной литературы из 103 наименований и акт внедрения работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В аннотации дается краткая характеристика проведенных исследований и принятых рекомендаций.

В введении обоснованы актуальность темы и её практическое значение, дана характеристика общего уровня научной разработки исследуемой проблемы.

В первой главе диссертации "Обзор основных работ о нагруженности трансмиссий автомобилей и задачи исследований" проведен краткий обзор работ о нагруженности трансмиссий автомобилей, рассмотрено состояние вопроса и определены задачи исследования.

К настоящему времени выполнено много отдельных работ, прямо или косвенно решавших частные задачи повышения надежности конструкций автомобилей. Все эти работы подчинены единой общей цели - улучшению качества вновь создаваемых и уже выпускаемых автомобилей, однако их тематика не определялась всеобщим системным подходом и ре-

шению этой задачи, что не позволяло должным образом прогнозирование и управление уровнем конструкционной надежности.

Основные принципы общей теории надежности автомобилей, разработанные А.Н.Островцевым на основании принятия однозначной причинно-следственной связи измерителей качества автомобилей с потенциальными свойствами их систем и внешними факторами воздействия, позволяют более целенаправленно и целостно производить исследования всех систем автомобилей, в том числе и их трансмиссий.

Динамическая нагруженность трансмиссии автомобиля определяется совокупностью воздействия внутренних и внешних источников нагрузок. Большой вклад в изучение динамической нагруженности трансмиссии, определяемой этими видами нагрузок внесли Р.Г.Армадеров, Н.Ф.Бочаров, Ф.Х.Бурумкулов, Р.К.Вафин, Д.М.Гатов, Б.В.Гольд, В.А.Иванов, С.Н.Иванов, В.И.Кноров, В.В.Ломакин, И.С.Лунев, П.П.Лукин, Н.А.Микулик, Н.Л.Островерхов, Л.Н.Пожарицкий, А.А.Полунгян, В.М.Семенов, Ф.Ф.Симаков, Г.А.Смирнов, Ю.Г.Степанович, И.Н.Успенский, И.С.Цитович, В.С.Шупляков и др. Ими теоретически и экспериментально исследовались вопросы динамики изменения крутящего момента в трансмиссиях, вызванной работой двигателя, агрегатов силовой передачи, элементов подпрессоривания, ходовой части, некоторыми режимами трогания и движения автомобиля в различных дорожных условиях. Преобладающее количество работ посвящено исследованию воздействия на трансмиссию отдельных источников нагружения, что не позволяет получить комплексную оценку их влияния.

Целый ряд работ, посвященных изучению воздействия неровностей микропрофилей дорог, ограничивается изучением взаимодействия колеса с единичными неровностями различного профиля. Такой подход к решению задачи во многих случаях оказывается практически приемлемым. Однако, возможности подобного исследования следует признать ограниченными, т.к. часто принимаемые допущения не соответствуют реальным условиям работы автомобиля и поэтому не позволяют получить надежные количественные соотношения, которыми можно было бы пользоваться в расчётной практике. Имеющиеся в научно-технической литературе сведений о статистических характеристиках микропрофилей дорожных поверхностей, полученные В.Л.Афанасьевым, И.Г.Пархиловским, Я.М.Певзнером, О.К.Прутчиковым, Р.В.Ротенбергом, А.А.Силаевым, А.А.Тихоновым, А.А.Хачатуровым, Н.Н.Яценко и другими, являются результатом обмера только ординат поверхностей микропрофилей. В то же

время спектр воздействия изменения длии неровностей значительно влияет на амплитудный и частотный диапазоны нагружения многих систем автомобиля, в том числе и на крутильную нагруженность трансмиссии.

На основании анализа состояния вопроса определилась цель настоящей работы, основные задачи которой можно сформулировать следующим образом:

- исследовать нагруженность трансмиссии автомобиля от крутильных колебаний, возбуждаемых неравномерностью крутящего момента двигателя;
- определить статистические характеристики воздействия длии и высот неровностей микропрофилей основных типов дорожных поверхностей и проанализировать их влияние, как возмущающих факторов;
- определить характеристики нагрузочного уровня трансмиссии автомобиля от крутильных колебаний, возбуждаемых изменением длии и высот неровностей микропрофилей дорожных поверхностей и произвести сравнительную оценку нагруженности силовой передачи от их воздействия;
- экспериментально исследовать динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля и проверить правильность результатов теоретических исследований.

Во второй главе "Методика аналитического исследования" производится обоснование метода исследования и выбор направления аналитического анализа и расчёта линейных динамических систем при переменных возмущениях.

В основу методики аналитического исследования поведения трансмиссии автомобиля при переменных возмущениях положены приемы анализа свойств динамических систем, используемые в теории автоматического регулирования.

Всякая линейная динамическая система представляет собой некоторый оператор, преобразующий входную величину в выходную, причем характер преобразования определяется динамическими уравнениями системы, связывающими эти величины. Интенсивность реакции динамической системы на заданный процесс воздействия выражается через передаточную функцию системы. Движение системы с конечным числом степеней свободы (какой и принимается система, эквивалентная трансмиссии автомобиля), имеющей определенное число обобщенных координат и интегрируемые дифференциальные связи, можно описать системой диф-

дифференциальных уравнений в форме Лагранжа. Переписывая эти уравнения в производных по моменту и применяя к ним преобразование Лапласа, можно записать

$$(A_0 S^2 + A_2 S + A_3) M_{12}(S) - (A_4 S + A_5) M_{23}(S) = N_1(S),$$

$$(A_0 S^2 + A_2 S + A_3) M_{23}(S) - (A_4 S + A_5) M_{12}(S) - (A_{10} S + A_{11}) M_{34}(S) = N_2(S),$$

$$(A_j S^2 + A_{j+1} S + A_{j+2}) M_{(i-1)i}(S) - (A_{j+3} S + A_{j+4}) M_{(i-2)(i-1)}(S) - (A_{j+4} S + A_{j+5}) M_{(i-1)}(S) = N_{i-1}(S),$$

$$(A_{k-3} S^2 + A_{k-2} S + A_{k-1}) M_{(n-1)n}(S) - (A_k S + A_{k-4}) M_{(n-2)(n-1)}(S) = N_{n-1}(S),$$

где $A_j = E_{(i-1)i}$, $A_{j+3} = \frac{K_{(i-2)(i-1)} E_{(i-2)(i-1)}}{J_{i-1}}$, $A_{j-1} = \frac{1}{J_{i-1}}$,
 $A_{j+1} = K_{(i-1)i} E_{(i-1)i} \left(\frac{1}{J_{i-1}} + \frac{1}{J_i} \right)$, $A_{j+4} = \frac{K_{i(i+1)} E_{i(i+1)}}{J_i}$, $N_{i-1} = \frac{M_{i-1}}{J_{i-1}} - \frac{M_i}{J_i}$.
 $A_{j+2} = \frac{1}{J_{i-1}} + \frac{1}{J_i}$, $A_{j+5} = \frac{1}{J_i}$.

Здесь J_i , $E_{(i-1)i}$, $K_{(i-1)i}$ – соответственно моменты инерции, податливости и коэффициенты демпфирования элементов системы, а N_i – момент возмущающей силы.

Передаточными функциями элементов, связывающими обобщенную i -ю координату системы с определенной возмущающей функцией при равенстве нулю остальных возмущающих воздействий будут

$$W_{12}(S) = \frac{M_{12}(S)}{N_{i-1}(S)}, W_{23}(S) = \frac{M_{23}(S)}{N_{i-1}(S)}, \dots, W_{(i-1)i}(S) = \frac{M_{(i-1)i}(S)}{N_{i-1}(S)}, \dots, W_{(n-1)n}(S) = \frac{M_{(n-1)n}(S)}{N_{i-1}(S)}.$$

Если воздействие $f(t) = A_0 \cos(\omega t + \Psi_0)$ определяет гармоническое возмущение, то A_0 является амплитудой колебаний, ω – угловой частотой колебаний, Ψ_0 – фазой. Вынужденный процесс на выходе системы будет представлять гармонические колебания

$$F(t) = A_0 |W(i\omega)| \cos[\omega t + \Psi(\omega)],$$

где $\Psi(\omega)$ – фазо-частотная характеристика.

При случайном воздействии задание входных и выходных процессов производится в виде функций спектральной плотности мощности процесса $S_{\infty}(\omega)$.

Энергетический амплитудный спектр вынужденных колебаний при этом подсчитывается по выражению:

$$S_{\text{вых}}(\omega) = |W(i\omega)|^2 S_{\text{вх}}(\omega).$$

Для получения спектральной плотности входного сигнала можно воспользоваться прямым функциональным преобразованием Фурье

$$S_{\text{вх}}(\omega) = 2 \int_0^\infty R(\tau) \cos \omega \tau \cdot d\tau,$$

где $R(\tau)$ - корреляционная функция случайного стационарного процесса.

Спектральная плотность служит основной статистической характеристикой случайной функции в частотной области, а корреляционная функция - во временной области.

$$R(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{\text{вх}}(\omega) \cos \omega \tau \cdot d\omega.$$

В третьей главе "Аналитическое исследование нагружения трансмиссии автомобиля типа 4x2 от воздействия двигателя" производится расчёт с помощью ЭВМ нагруженности трансмиссии от воздействия неравномерности крутящего момента двигателя.

Современный уровень развития и распространения вычислительной техники обуславливает высокие требования к точности проводимых исследований. В этом плане чрезмерное упрощение эквивалентной динамической расчётной системы следует считать необоснованным. Не рассматриван детально приёмы укрупнения и редуцирования масс и упругостей, динамическую крутильную схему, эквивалентную трансмиссии автомобиля классической компоновки с колесной формулой 4x2 можно представить в виде самимассовой модели (рис.1), в которой учтены реактивная связь момента инерции ведущего моста и коэффициенты демпфирования на всех участках связей динамической системы. Расчётная система позволяет анализировать нагрузочный уровень по всей длине трансмиссии: на первичном валу КПП, на карданном валу и на полуосях.

Определение моментов инерции и податливостей деталей трансмиссии автомобиля "Москвич-412" проводилось комплексным методом: аналитическое определение для отдельных деталей и экспериментальная проверка для узла в целом. Коэффициенты демпфирования рассчитывались по свободным колебаниям системы после вывода её из положения равновесия.

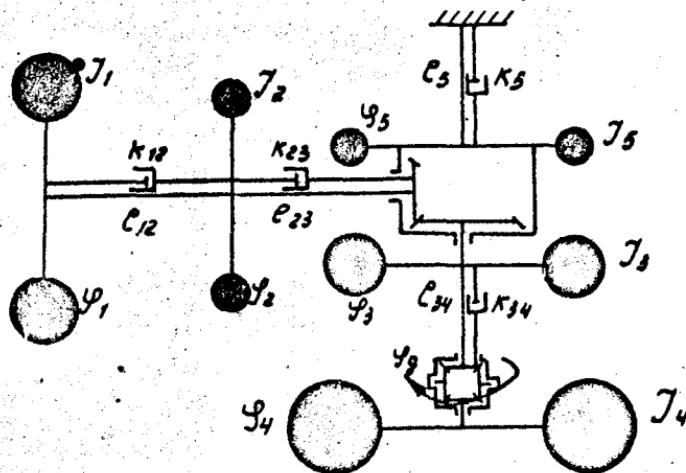


Рис. I. Эквивалентная динамическая система

На схеме обозначены моменты инерции:

- J₁ - вращающихся частей двигателя и ведущих частей сцепления,
- J₂ - вращающихся масс ведомых частей сцепления и первичного вала коробки перемены передач,
- J₃ - вращающихся масс коробки перемены передач (без первичного вала) и половины карданного вала,
- J₄ - половины карданного вала, вращающихся масс деталей главной передачи и полуосей,
- J₅ - ведущих колес в сборе,
- J₆ - поступательно движущейся массы автомобиля с полной нагрузкой,
- J₇ - реактивного момента инерции ведущего моста.

Податливости соответствующих звеньев системы составляют:

- e_{11} - податливость демпферного устройства в ведомом диске сцепления,
- e_{22} - податливость деталей коробки перемены передач,
- e_{33} - податливость карданного вала и деталей главной передачи,
- e_{44} - податливость полуосей,
- e_{55} - податливость (тангенциальную) шин ведущих колес,
- e_7 - податливость задних рессор на выкручивание.

Коэффициенты демпфирования на участках динамической системы определяют неупругое сопротивление в следующих элементах системы:

- K₁₁ - в коробке перемены передач,
- K₃₄ - в карданном валу и главной передаче,

K_{45} - в полуосях,

K_{56} - в шинах ведущих колес,

K_7 - в подвеске ведущего моста,

M_T - момент трения в демпфере сцепления.

На принятую к расчёту динамическую эквивалентную систему воздействуют два основных нагружающих момента

M_{q8} - момент двигателя,

M_C - суммарный момент сопротивления движению.

Движение системы описывается семью дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\Psi}_1 + M_T \operatorname{Sign}(\dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_2) + \frac{1}{C_{12}} (\dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_2) &= M_{q8}, \\ J_2 \ddot{\Psi}_2 + K_{23} (\Psi_2 - \Psi_3) + \frac{1}{C_{23}} (\Psi_2 - \Psi_3) - M_T \operatorname{Sign}(\dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_2) - \frac{1}{C_{12}} (\dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_2) &= 0, \\ J_3 \ddot{\Psi}_3 + K_{34} (\Psi_3 - \Psi_4) + \frac{1}{C_{34}} (\Psi_3 - \Psi_4) - K_{23} (\Psi_2 - \Psi_3) - \frac{1}{C_{23}} (\Psi_2 - \Psi_3) &= 0, \\ J_4 \ddot{\Psi}_4 + K_{45} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) + \frac{1}{C_{45}} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) - K_{34} (\Psi_3 - \Psi_4) - \frac{1}{C_{34}} (\Psi_3 - \Psi_4) &= 0, \quad (1) \\ J_5 \ddot{\Psi}_5 + K_{56} (\Psi_5 - \Psi_6) + \frac{1}{C_{56}} (\Psi_5 - \Psi_6) - K_{45} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) - \frac{1}{C_{45}} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) &= 0, \\ J_6 \ddot{\Psi}_6 - K_{56} (\Psi_5 - \Psi_6) - \frac{1}{C_{56}} (\Psi_5 - \Psi_6) + M_C &= 0, \\ J_7 \ddot{\Psi}_7 + K_7 \dot{\Psi}_7 + \frac{1}{C_{78}} \Psi_7 - K_{45} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) - \frac{1}{C_{45}} (\Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_7) &= 0, \end{aligned}$$

где Ψ_i , $\dot{\Psi}_i$, $\ddot{\Psi}_i$ - соответственно угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение i -ой массы.

По этим уравнениям можно одинаково точно проанализировать и собственные и вынужденные колебания системы. Аналитические исследования проверялись на модели автомобиля "Москвич-412", на котором проводились и экспериментальные исследования. "Москвич-412" выбран не случайно, т.к. трансмиссия именно этой модели является типовой для автомобилей классической компоновки. Это объясняется, во-первых, тем, что автомобиль "Москвич-412" выпускается массовым производством и, следовательно, является широко распространенным в народном хозяйстве. Во-вторых, трансмиссия этой модели не оборудована никакими дополнительными приспособлениями, снижающими динамические нагрузки (автомобиль "Хигули", например, имеет карданный вал с упруго-резиновой муфтой). В-третьих, трансмиссия содержит один карданный вал без промежуточной опоры и, в-четвертых, автомобиль "Москвич-412" имеет зависимую заднюю подвеску на листовых рессорах, которая образует с трансмиссией реактивный колебательный контур, т.к. отсутствуют реактивные штанги.

Собственные частоты системы, определенные с помощью ЭЦВМ "Минск-22", приведены в таблице I.

Таблица I

Передача в КПП	I	II	III	IV
Собствен- ные час- тоты	Гц			
f_1	7,37	7,23	7,16	6,91
f_2	41,00	40,12	39,37	38,52
f_3	146,41	137,64	129,55	118,34
f_4	260,81	258,27	257,06	255,43
f_5	1601,20	1528,00	1448,70	1379,22
f_6	2256,10	2105,92	2036,10	2000,14
f_7	4712,00	4712,80	4725,11	4714,85

По найденным значениям собственных частот можно предварительно установить наиболее опасные резонансные зоны колебаний момента в рабочей области оборотов двигателя. Такими зонами оказались колебания трёхузловой формы, резонирующие со 2-й и 4-й гармониками двигателя.

Для оценки влияния параметров динамической системы на появление и развитие резонансных колебаний было исследовано изменение собственных частот в зависимости от изменения параметров расчётной системы. В результате оказалось, что на трехузловую форму колебаний наибольшее влияние оказывают податливости демпфера сцепления, валов КПП и карданного вала, а также моменты инерции масс J_3 и J_4 .

Задача выявления резонансных зон на участках трансмиссии в рабочей зоне эксплуатационных скоростей движения автомобиля, определения колебательных параметров в этих зонах и выбора рационального способа вывода резонансных колебаний в неэксплуатационные области оборотов двигателей решалась методом электронного моделирования на АВМ "ЭМУ-10". Момент двигателя моделировался генератором переменных колебаний НПК-3. В результате обнаружены наиболее опасные зоны резонансов, появляющихся в процессе разгона автомобиля на всех передачах в КПП. Наибольшие размахи колебаний зарегистри-

тированы на первичном валу КПП с частотой трехузловой формы при скорости движения 32 км/ч на первой передаче, 52 км/ч на второй передаче, 80 км/ч на третьей передаче и 100 км/ч на четвертой передаче в КПП. Полученные амплитудно-скоростные характеристики переменного момента на валах трансмиссии полностью совпадают по характеру изменения с кривыми, полученными экспериментально (рис.3), а количественное расхождение лежит в пределах 9%.

Анализом форм свободных колебаний и влияния на них параметров системы установлено, что варируя податливостью карданного вала, можно достичь наилучшего результата по выводу опасной резонансной зоны в неэксплуатационный режим. Это полностью подтвердилось соответствующими исследованиями с помощью АВМ.

Несмотря на то, что целый круг задач предпочтительнее решать с помощью АВМ, область использования этих вычислительных средств уже, чем ЭЦВМ. Реализация решения на ЭЦВМ требует меньших затрат времени, позволяет получить результат более высокой точности и в требуемой форме.

Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля типа 4x2 от воздействия неравномерности крутящего момента двигателя велось на ЭЦВМ "Минск-22". Программа отрабатывалась на примере расчёта силовой передачи автомобиля "Москвич-412".

Характеристики нагруженного режима исследовались по всей длине трансмиссии с шагом $\Delta V = 5$ км/час в диапазоне:

I передача - от 5 км/час до 45 км/час, II передача - от 15 км/час до 75 км/час, III передача - от 25 км/час до 110 км/час, IV передача - от 35 км/час до 150 км/час.

Суммарный момент от газовых и инерционных сил в функции угла поворота коленчатого вала для всех цилиндров двигателя задавался в виде таблицы. Расчётный момент двигателя задавался выражениями

$$M_{gb, \text{расч.}} = M_{gb, \text{табл.}} : \lambda, \quad \lambda = \frac{M_{gb, \text{текущ.}}}{M_{gb, \text{мак.}}}$$

Величина момента сопротивления движению автомобиля принята постоянной, т.к. только при этом условии можно исследовать влияние неравномерности крутящего момента двигателя.

Переписывая систему уравнений (I) в производных по моменту и применяя к ней преобразование Лапласа, получим искомые передаточные функции

$$W_{23}(S) = \frac{M_{23}(S)}{M_{gb}(S)}, \quad W_{34}(S) = \frac{M_{34}(S)}{M_{gb}(S)}, \quad W_{45}(S) = \frac{M_{45}(S)}{M_{gb}(S)},$$

характеризующие реакции системы на соответствующих валопроводах силовой передачи.

Для получения числовых характеристик воздействия периодического крутящего момента двигателя составляется новая таблица

$$M_{\text{гр}} = \{t\}. \text{ Тогда } M_{\text{гр}} = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \cos k \Delta \omega t + B_k \sin k \Delta \omega t),$$

где M_0 - постоянный средний момент,

K - порядок гармоники,

A_k и B_k - коэффициенты Фурье, определяющие амплитуду M_k гармонического колебания момента.

$$M_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}.$$

Спектры упругого момента на валопроводах трансмиссии определяются умножением спектра момента двигателя, просчитанного на ЭЦВМ, на квадрат соответствующей передаточной функции и на квадрат передаточного числа трансмиссии. Поскольку практическое использование спектра упругих моментов связано с вычислением дисперсии процесса на различных режимах работы двигателя и для различных передач в КПП, полученные значения дискретного спектра были обработаны с целью получения амплитудно-скоростных характеристик. Характер изменения этих характеристик полностью совпадает с экспериментальными данными (рис.3). Количественное расхождение лежит в пределах 7%.

Проведенные исследования позволяют сделать заключение о возможности использования в инженерной практике методических предложений и составленных блок-схем анализа нагруженности трансмиссии на АВМ и ЭЦВМ.

В четвертой главе "Аналитическое исследование нагруженности трансмиссии автомобиля типа 4x2 от воздействия неровностей микропрофилей дорог" проводится анализ нагружочного уровня, который создается воздействием изменения длин и высот неровностей.

Суммарный момент, действующий на ведущие колеса со стороны дороги, можно записать в виде:

$$M_{\text{гр.р.}} = M'_0 + M_q + M_\varphi,$$

где M'_0 - постоянная составляющая момента, определяемая весом, приходящимся на ведущие колеса,

M_q - динамическая составляющая момента, определяемая воздействием вертикальной реакции дороги, т.е. высот неровностей,

M_{φ} . - динамическая составляющая момента, определяемая воздействием длин неровностей.

Формирование момента M_q , прикладываемого через ведущие колеса к трансмиссии сводится к формированию вертикальной нагрузки на ведущих колесах автомобиля, которая обусловлена колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс на рессорах и шинах, соответствующих рассматриваемой оси. Вторая переменная составляющая M_{φ} образуется в результате перекатывания колесами в равные промежутки времени неровностей различной длины.

В процессе эксплуатации водитель стремится вести автомобиль с такой скоростью, чтобы колебания кузова были минимальны, поэтому, учитывая существующие конструкции подвесок ведущих колес, можно считать горизонтальную составляющую скорости оси колес равной горизонтальной скорости кузова. Однако, угловая скорость вращения колес при этом будет изменяться на величину, которая определяется разностью между углом поворота колес, катящихся по произвольному профилю и углом поворота колес, которые катились бы по горизонтальной прямой. Эта переменная составляющая угла закрутки ведущих колес вызывает дополнительный переменный упругий момент M_{φ} , который служит источником крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. Момент M_{φ} определяется неравномерностью пути по следу ведущих колес, т.е. приращением длины профиля неровности Δl_i . Математическое ожидание неравномерности пути определяется по выражению

$$m(\Delta l) = \Delta l_{\text{осн.}} \left(\frac{1}{\cos M(l)} - 1 \right),$$

где $\Delta l_{\text{осн.}}$ - интервал обработки профилограммы,

$M(l)$ - математическое ожидание изменения длины неровностей.

Дисперсия неравномерности пути определяется по выражению

$$\sigma_{\Delta l}^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta l_{\text{осн.}}}{\cos \alpha_i} - \frac{\Delta l_{\text{осн.}}}{\cos \alpha_n} \right)^2 p_i,$$

где $\left(\frac{\Delta l_{\text{осн.}}}{\cos \alpha_i} - \frac{\Delta l_{\text{осн.}}}{\cos \alpha_n} \right)$ - центрированное значение величины,

α_i - текущий угол профиля,

α_n - математическое изменение угла профиля.

Корреляционные функции изменения длин неровностей (рис.2) находились как

$$R(\tau) = \frac{1}{N+1-n} \sum_{i=1}^{N+1-n} \Delta l_i \cdot \Delta l_{i+nat}, \quad (i=0, 1, 2, 3, \dots), \quad (n=0, 1, 2, 3, \dots),$$

где N - число интервалов квантования,
 Δt - интервал квантования,
 Δt_i - текущее значение функции,
 n - число интервалов Δt , входящих в сдвиг $T = n \Delta t$.

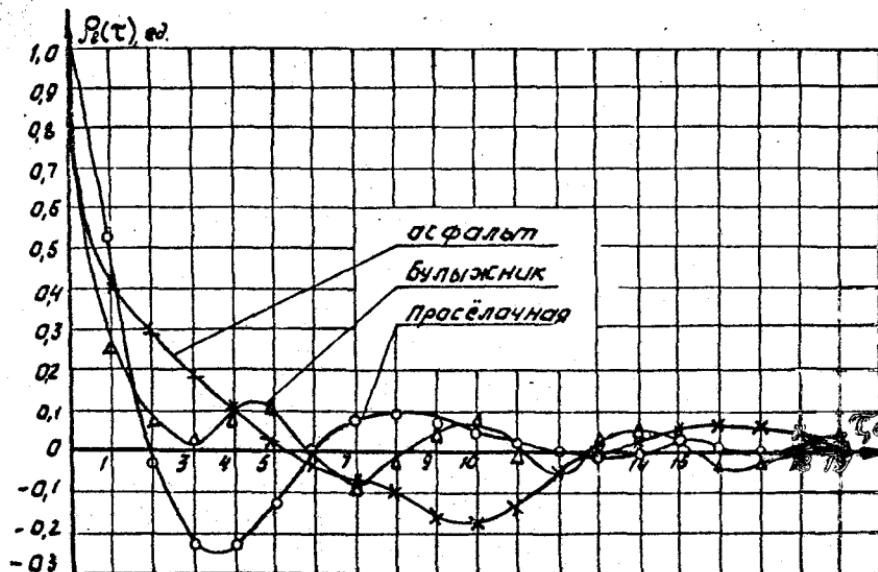


Рис.2. Нормированные корреляционные функции неравномерности пути микропрофилей дорог

После аппроксимации кривых корреляционных функций были найдены соответствующие спектральные плотности воздействия. Спектральные плотности высот неровностей $S_h(\omega)$ находились из тех же профилограмм обычными методами. Поскольку микропрофиль дорог способен возбуждать только низкочастотные колебания, то для анализа нагруженности трансмиссии автомобиля от воздействия со стороны микропрофиля дороги динамическая эквивалентная схема, показанная на рис.1, была упрощена рассосредоточением масс J_1 и J_3 , а также податливостей C_{14} и C_{34} . Кроме того, в звено C_{56} была введена дифференциальная связь, позволяющая передавать возмущение через податливость или независимо от рабочего момента в силовой передаче и предотвращающая поглощание колебаний большой маховой

массой J_6 . Сравнение передаточных функций элементов упрощенной системы показало, что микропрофиль дороги оказывает основное воздействие на авангардные звенья трансмиссии по отношению к входному сигналу. Поэтому спектральная плотность момента определялась на полуосиях.

Спектральная плотность момента на приведенном валу от воздействия неравномерности пути находилась по выражению

$$S_{M_e}(w) = \frac{|W_{zz}(iw)|^2}{e_{no}^2} \cdot S_{A\varphi}(w)$$

где $|W_{zz}(iw)|^2$ - квадрат модуля передаточной функции полуосей,
 e_{no}^2 - квадрат податливости полуосей,
 $S_{A\varphi}(w)$ - спектральная плотность воздействия неравномерности угла закрутки ведущих колес.

Спектральная плотность переменного момента на приведенном валу от воздействия высот неровностей определялась по формуле

$$S_{M_h}(w) = \frac{f^2 \cdot l_k^2}{e_w^2} |W_f(iw)|^2 \cdot |W_{zz}(iw)|^2 \cdot S_h(w)$$

где e_w^2 - квадрат податливости шин,
 f^2 - квадрат коэффициента сопротивления качению,
 l_k^2 - квадрат радиуса качения колеса,
 $|W_f(iw)|^2$ - квадрат модуля передаточной функции подвески,
 $S_h(w)$ - спектральная плотность воздействия высот неровностей.

Сравнение спектральных плотностей переменного момента в трансмиссии $S_{M_e}(w)$ и $S_{M_h}(w)$ показывает, что на переменную нагрузженность трансмиссии неравномерность пути оказывает значительно большее воздействие, чем вертикальная реакция опорной поверхности, т.е.

$$S_{M_e}(w) > S_{M_h}(w)$$

На нагруженность трансмиссии упругим моментом воздействие оказывает не длина неровности, а неравномерность пути. Эта неравномерность - функция пути, пройденного автомобилем. Поэтому, если в начале движения взаимная корреляция между процессом воздействия высот неровностей микропрофиля и неравномерностью пути существует, то по мере движения автомобиля она резко уменьшается, а в дальнейшем при возникновении колебаний момента в трансмиссии практически исчезает. Кроме того, воздействие неравномерности пути выражается в формировании переменного угла закрутки колеса, спо-

существуя возникновению самостоятельного упругого момента, а воздействие вертикальной реакции дороги вызывает изменение момента, идущего через трансмиссию со стороны двигателя. Определяя в конечном итоге переменную крутильную нагруженность трансмиссии, оба эти источника формируют воздействие на силовую передачу различными путями, что предопределяет получение статистических характеристик нагружения обоснованно для каждого из этих источников.

Как известно, общая спектральная плотность реакций на выходе линейной динамической системы, находящейся под влиянием двух стационарных случайных воздействий, определяется суммой спектральных плотностей реакций на выходе, полученных от воздействия каждого из возмущений. Поэтому можно записать:

$$S_M(\omega) = S_{M_e}(\omega) + S_{M_h}(\omega).$$

Для примера на рис.4 показаны спектральные плотности момента на полуоси автомобиля "Москвич-412", полученные экспериментально при движении по грунтовой дороге.

Сравнение расчётных и экспериментальных суммарных спектральных плотностей упругих моментов, нагружающих полуось автомобиля "Москвич-412", показывает удовлетворительное качественное и количественное совпадение результатов.

В пятой главе "Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии автомобиля от воздействия двигателя и дороги" проведена проверка на практике правомерности принятых гипотез и допущений, правильности теоретически полученных результатов, используемых аналитических зависимостей и сделанных выводов. Кроме того, получены необходимые сведения о действительных нагрузочных режимах трансмиссии исследуемого объекта.

Решение задач экспериментального исследования потребовало стендовых и дорожных испытаний. Стендовые исследования проводились с целью определения характеристик действительных крутильных колебаний момента на валах трансмиссии, возбуждаемых неравномерностью крутящего момента двигателя. При этих испытаниях исключалось влияние дорожных неровностей, что позволило получить результаты высокой точности. Дорожные исследования проводились для записи действительных крутящих моментов на валах трансмиссии при движении автомобиля по различным типам дорог. Путем исключения воздействия двигателя, определенного стендовыми исследованиями, дос-

таточно точно определяются характеристики нагружения валов трансмиссии от воздействия дороги.

Для проведения стендовых исследований был спроектирован и изготовлен стенд с беговыми барабанами, позволяющий нагружать трансмиссию переменным крутящим моментом двигателя при постоянной и стабильной нагрузке на ведущих колесах.

В дорожных условиях замеры производились на тех дорогах, характеристики которых были использованы в аналитических исследованиях.

Запись реальных процессов нагружения трансмиссии производилась с помощью комплекса тензометрической аппаратуры и включала синхронную фиксацию момента на первичном валу КПП, момента на карданном валу, момента на правой полуси, числа оборотов двигателя и угла открытия дроссельной заслонки карбюратора. Для исключения искажения амплитудно-частотной характеристики исследуемой трансмиссии установка датчиков и деталей токосъёмников позволила обойтись без изменения параметров силовой передачи. Это было достигнуто установкой специально разработанного ртутно-амальгамированного проходного двухконтактного токосъёмника на первичном валу КПП и установкой токосъёмника ТРАК-70 на скользящей вилке карданныго вала.

Расчёт точности проведённых экспериментальных исследований показал, что общая погрешность составляет максимум 5%.

Статистическая обработка осцилограмм производилась полуавтоматическим способом с помощью прибора ПОБД-12, а также на электронно-оптической установке "Силузэт" с дальнейшим вводом информации в ЭЦВМ "Минск-22".

Анализ осцилограмм показал, что двигатель является возбудителем опасных крутильных колебаний момента на валах трансмиссии, которые резонируют со второй и третьей собственными частотами системы. Первая собственная частота $f_1 = 7$ Гц не резонирует ни с одной гармоникой колебаний момента двигателя в рабочем диапазоне оборотов. Колебания момента на валах трансмиссии с этой частотой возбуждаются в основном микропрофилем дорожной поверхности. Колебания четвертой формы имеют очень маленькую амплитуду и практически не оказывают воздействия на нагруженность валов силовой передачи.

Резонансные зоны колебаний момента третьей формы (рис.3) зарегистрированы при движении на всех передачах. Рассматривая воздействие неравномерности крутящего момента двигателя эти колебания

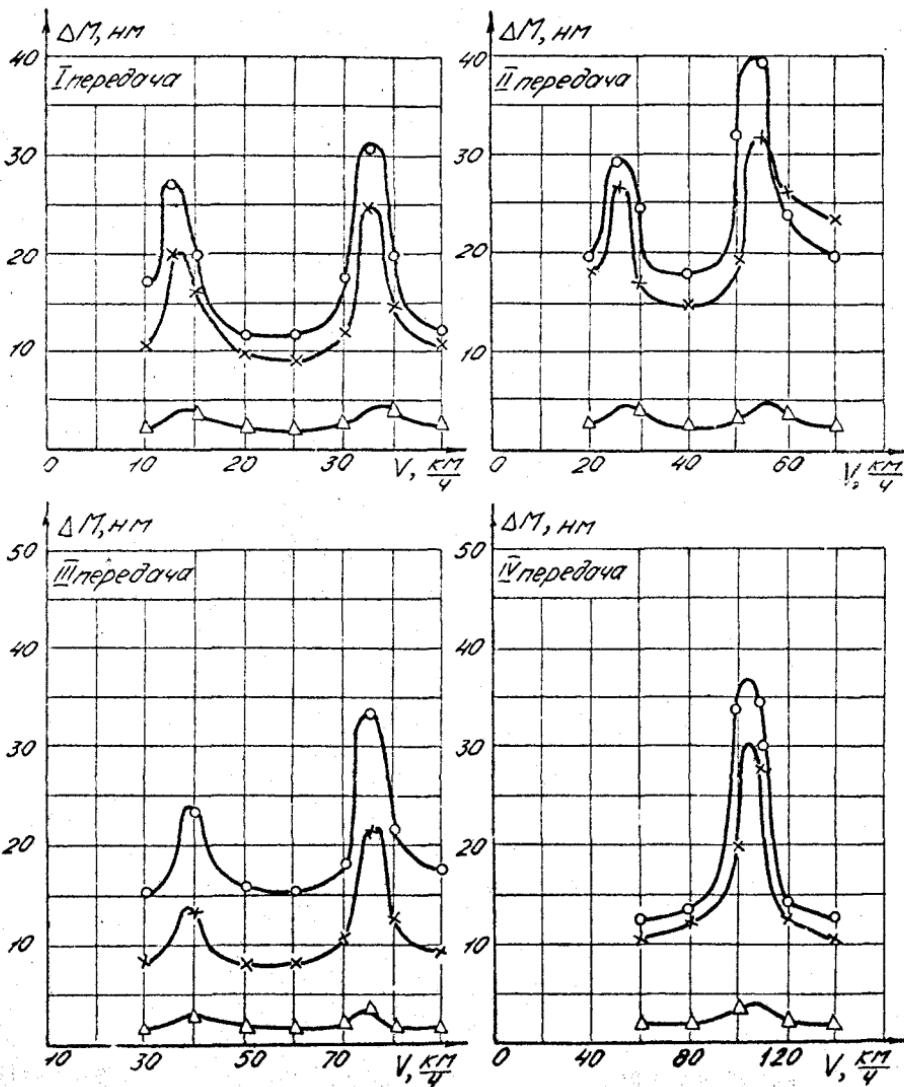


Рис.3.

Амплитудно-скоростные характеристики
трансмиссии автомобиля "Москвич-412"

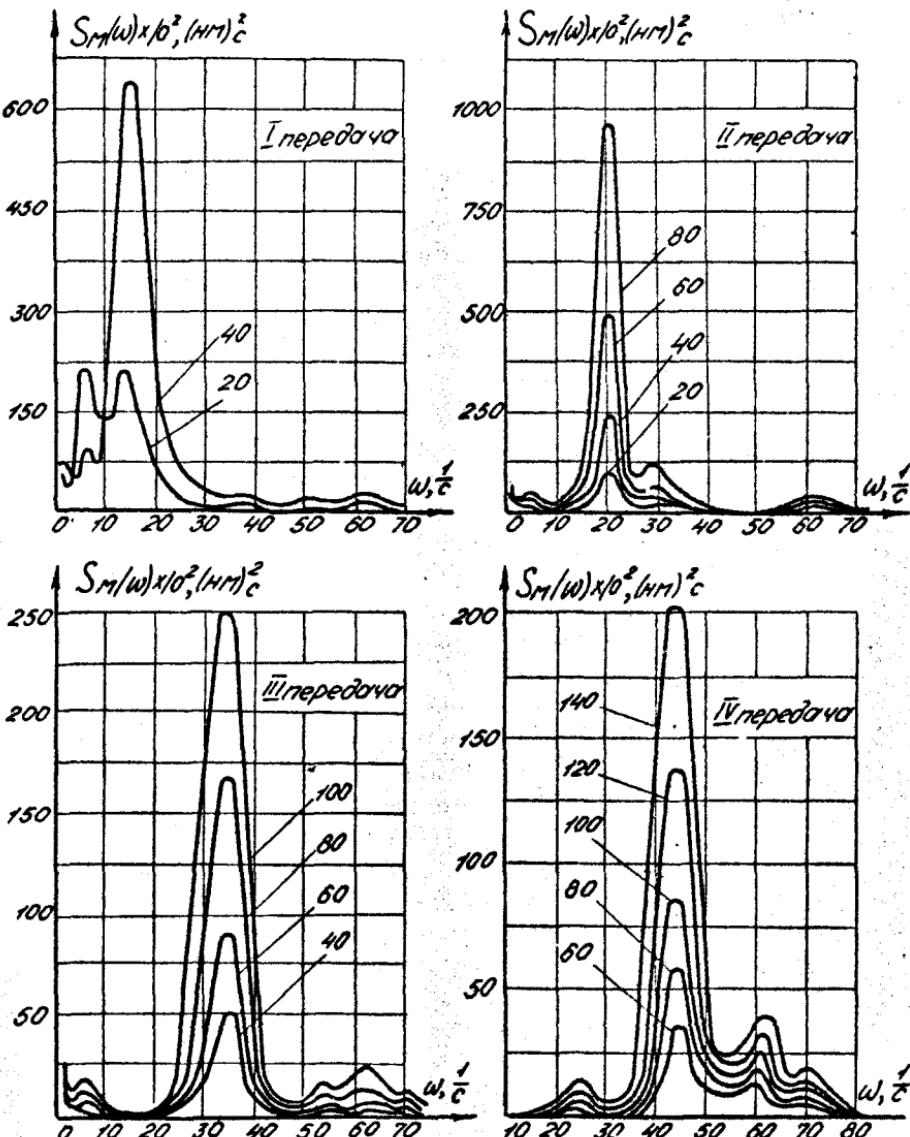


Рис.4. Спектральные плотности упругого момента на полуоси автомобиля "Москвич-412" при движении по грунтовой дороге

можно считать наиболее опасными, т.к. они создают две зоны резонанса: первая зона - резонанс с частотой 4-й гармоники колебаний момента двигателя, вторая зона - резонанс с частотой 2-й мажорной гармоники.

Анализ колебаний момента в трансмиссии, обусловленных воздействием неровностей микропрофилей дорог, показал, что преобладающая доля общей энергии (около 90%) колебаний упругого момента в диапазоне частот от 0,5 до 20 гц приходится на долю одной узкой полосы. Доля общей дисперсии, приходящаяся на колебания с частотой около 7 гц, наиболее велика и в основном нагружает полуоси. Наибольшие значения дисперсия момента имеет при движении по грунтовой дороге, наименьшие - на асфальтовой.

Выводы

1. Анализ опубликованных работ о динамических нагрузках в трансмиссиях автомобилей показал, что комплексные исследования нагруженности силовой передачи от воздействия неравномерности крутящего момента двигателя и микропрофилей основных типов дорожных покрытий с учётом изменения длин и высот неровностей является актуальной и практически необходимой задачей.

2. Проведенные с помощью АВМ исследования нагруженности трансмиссии автомобиля от воздействия неравномерности крутящего момента двигателя позволили выявить и проанализировать опасные резонансные зоны колебаний момента по всей длине силовой передачи и показали возможность использования описанной методики при выборе оптимальных параметров автомобильных трансмиссий.

3. Теоретические исследования нагруженности трансмиссии автомобиля от воздействия неравномерности крутящего момента двигателя позволили построить схему уточненного расчёта на ЭЦВМ качественных и количественных характеристик колебаний момента на валах силовой передачи во всем рабочем диапазоне оборотов двигателя. Предложенная методика может быть использована при прогнозировании нагрузочного уровня трансмиссии автомобиля.

4. Анализом влияния параметров силовой передачи на частотный диапазон крутильных колебаний момента на валах трансмиссии автомобиля "Москвич-412" установлено, что наиболее эффективным способом снижения динамических нагрузок является снижение жесткости карданного привода.

5. Теоретические исследования на основе математического моделирования с использованием методов статистической динамики и математического аппарата теории случайных функций позволили получить характеристики нагруженности трансмиссии от воздействия длии неровностей микропрофилей дорог по неравномерности пути и высот неровностей по изменению вертикальной реакции на ведущих колесах, которые достаточно точно отражают реальный процесс нагружения силовой передачи.

6. Впервые полученные статистические характеристики воздействия длии неровностей по неравномерности пути микропрофилей асфальтовой, бульжной и грунтовой дорог могут быть использованы для исследования нагруженности трансмиссий и колебаний корпуса различных транспортных средств. Установлено, что на нагруженность трансмиссий от крутильных колебаний длины неровностей оказывают более сильное воздействие, чем их ординаты.

7. Созданный стенд с беговыми барабанами, обеспечивающий реализацию на ведущих колесах автомобиля заданного крутящего момента стабильного уровня, позволяет экспериментально исследовать влияние неравномерности крутящего момента двигателя на нагруженность трансмиссии на любом эксплуатационном режиме.

8. Экспериментальные исследования, проведенные в широком диапазоне рабочих скоростей движения в стендовых и дорожных условиях подтвердили достоверность результатов теоретических исследований и показали, что частотный диапазон наибольшего воздействия неровности крутящего момента двигателя для исследуемого автомобиля находится в пределах 37-130 гц, а наибольшего воздействия неровностей микропрофилей дорог, в пределах 0,5-7 гц. Доля общей дисперсии колебаний переменного момента, приходящаяся на полосу частот воздействия двигателя, имеет наибольшие значения на первичном валу коробки передач и может достигать 60% на резонансных режимах работы. Доля общей дисперсии колебаний упругого момента, приходящаяся на полосу частот воздействия дороги, имеет наибольшие значения на полуосях и в зависимости от скорости движения может достигать 40-70%.

9. Предложенные методические решения и результаты исследований, полученные для стандартной трансмиссии и характеризующие её динамическую нагруженность, могут быть распространены на трансмиссию любого конструктивного исполнения для автомобилей типа 4x2

классической компоновки, а также на трансмиссии автомобилей с другой колесной формулой после уточнения эквивалентной расчётной системы.

10. Результаты выполненных исследований внедрены на Ижевском автомобильном заводе и могут быть использованы в инженерной практике других автомобильных предприятий при проектировании новых и доводке выпускаемых моделей машин, а также при создании методик ускоренных испытаний.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Беляев В.П., Исследование крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля "Москвич-412", "Материалы XXIII научно-технической конференции ЧИИ", Челябинск, 1970.
2. Беляев В.П. Методика и проведение стендовых испытаний легковых автомобилей на крутильные колебания, "Материалы XXIII научно-технической конференции ЧИИ", Челябинск, 1970.
3. Строев С.С., Беляев В.П. Исследование влияния резонансных крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля на повышение вибраций и шумов в кузове, в кн. "Новые методы исследований шумов и вибраций и кибернетическая диагностика машин и механизмов, (материалы Всесоюзного симпозиума)", Каунас, 1970.
4. Беляев В.П. Анализ собственных частот колебаний трансмиссии автомобиля "Москвич-412", в сб. № 87 "Автомобили и тракторы и их двигатели", ЧИИ, Челябинск, 1971.
5. Беляев В.П. Экспериментальное определение моментов инерции и податливостей вращающихся деталей автомобиля, в сб. № 87 "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧИИ, Челябинск, 1971.
6. Строев С.С., Беляев В.П. Исследование ходовых качеств и нагруженности трансмиссии автомобиля "Москвич-412". Прогнозирование параметров трансмиссии путем математического моделирования. Депонированный отчет Ижевскому автомобильному заводу, № Гос.регистра 69001625, 1972.
7. Беляев В.П., Баширов Ф.Р. К вопросу замера действительного крутящего момента в коробках передач автомобилей, в сб. № 103 "Автомобили, тракторы и их двигатели" ЧИИ, Челябинск, 1972.
8. Беляев В.П., Вещиков Б.И., Рождественский Ю.В. Исследование на грузочных режимах в трансмиссии автомобиля "Москвич-412" с помощью ЭЦВМ "Минск-22", в сб. № 103 "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧИИ, Челябинск, 1972.

9. Строев С.С., Беляев В.П., Вещиков Б.И., Рождественский Ю.В.
"Исследование нагрузок в трансмиссии автомобиля "Москвич-412" с помощью АВМ "ЭМУ-10", в сб. № 103 "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧПИ, Челябинск, 1972.
10. Беляев В.П., Вещиков Б.И. Распределение крутящего момента двигателя по валам трансмиссии автомобиля, в сб. № 119 "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧПИ, Челябинск, 1972.
11. Беляев В.П., Вещиков Б.И., Вещиков А.И. Расчёт нагруженности трансмиссии автомобиля 4х2 с учётом влияния вертикальной составляющей микропрофиля дорожного покрытия, в сб. № 131 "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧПИ, Челябинск, 1973.
12. Беляев В.П. К вопросу выбора оптимальных соотношений параметров двигателя и трансмиссии, в сб. № 131, "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧПИ, Челябинск, 1973.
13. Беляев В.П., А.С. Терехов. Определение характеристик микропрофилей дорог по длине неровностей, в сб. № 148, "Автомобили, тракторы и их двигатели", ЧПИ, Челябинск, 1974.

Беляев Владислав Павлович

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ
ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЯ И ДОРОГИ

ФБ 06852. 9/XII-74 г. Сдано в печать 10/XII-74 г. Формат бумаги 60x90 I/16. Объем 1,5 п.л. Тираж 120 экз. Отпечатано на ротапринтере ЧПИ. Заказ № 321/1243.