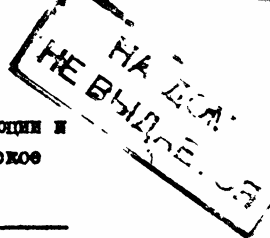


М 484469

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



На правах рукописи

ГЕДКЕР Федор Романович

УДК 534:629:113:631.372

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ
ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

05.05.03 - автомобили и тракторы;

01.02.06 - динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 1989

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор С.Е. БУРЦЕВ

доктор физико-математических наук,
профессор М.С. ГАЛКИН

доктор технических наук,
профессор А.Н. НАРБУТ

Ведущее предприятие - Производственное объединение ЭИД

Защита диссертации состоится "15" июня 1989 г.
в 14 час. на совместном заседании специализированных
советов Д 053.15.08 и Д 053.15.06 при Московском ордена Лени-
на, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного
Знамени высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

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

_____ 1989 г.

В.В. Дубинин

М 484469

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

697484 W

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года", принятых на XXVI съезде КПСС, в число важнейших проблем поставлены задачи повышения качества, надежности, экономичности и производительности машин, снижение их материалоемкости и энергопотребления. Существенное место среди машин занимают автомобили и трактора, без которых не может существовать агропромышленный комплекс и перевозка народнохозяйственных грузов. Важное место в работе автомобилей и тракторов занимают фрикционные узлы: фрикционные сцепления, тормоза, упругофрикционные демпферы, фрикционные амортизаторы и др. Включение фрикционных сцеплений и тормозов, взаимодействие протектора шины с опорной поверхностью наряду с неравномерной работой поршневого двигателя, карданных передач и зубчатых зацеплений, а также вибраций, вызванных неровностями дорожного покрытия, приводят к колебаниям и шумам в автомобилях и тракторах. Результатом колебаний в машинах являются усталостные разрушения и повышенные износы деталей. Кроме того, вибрации и шумы оказывают вредное воздействие на организм человека-оператора, управляющего машиной. При этом повышенная утомляемость оказывает существенное влияние на безопасность управления машиной и снижает производительность труда человека-оператора. Фрикционные демпферы и амортизаторы, напротив, позволяют снижать динамические нагрузки в машинах. Таким образом, выбор динамических параметров фрикционных узлов, обеспечивающих минимальные уровни вибраций и шумов в автомобилях, является актуальной задачей. В настоящее время долговечность фрикционных узлов оказывается ниже по сравнению с другими узлами машин. Во многих случаях это вызвано тем, что при выборе их параметров не учитывается динамический характер нагружения. Таким образом, решение проблемы повышения надежности и эффективности работы фрикционных узлов автомобилей и тракторов путем учета динамики их нагружения является важной народнохозяйственной задачей. Исходя из этого, ряд работ, входящих в диссертацию, выполняли в соответствии: с планом АН СССР на 1981-85 гг. по разделу I.П.1.12 "Влияние трения и релаксационных колебаний на рабочие характеристики машин"; с координационными планами НИОКР Минавтопрома СССР и Минтракторосельхозмаш



СССР, входящие в комплексные научно-технические программы № 0.19.01 и № 0.20.01 по Постановлению ГКНТ, Президиума АН СССР и Госплана СССР № 110/190/50 от 20.05.80 и № 526/260 от 22.12.80; с координационным планом исследований Минвуза СССР по "Продовольственной программе". В последние годы работы выполнялись в соответствии с координационным планом Минвуза СССР по НИР в области механики на 1985-90 гг., п. 2.9, раздел 2.9.1. (Приказ Минвуза СССР № 455 от 19.06.85).

Целью работы является теоретическое обобщение и дальнейшее развитие исследований по динамике машины и трению, направленное на решение крупной народно-хозяйственной проблемы повышения надежности и эффективности функционирования фрикционных узлов автомобилей и тракторов. Из-за многообразия аспектов этой проблемы в диссертации рассматриваются два основных направления решения этой проблемы:

- разработка методов выбора таких параметров фрикционных узлов, которые ограничивают динамические нагрузки в машинах и обеспечивают необходимую долговечность и эффективность функционирования узлов трения;
- разработка методов расчета фрикционных демпферов и амортизаторов, снижающих динамические нагрузки в машинах до уровней, обеспечивающих необходимую долговечность и эффективность функционирования машин и их узлов.

Методической основой выполненных работ являлись результаты обобщения и дальнейшего развития исследований по динамике машин и трению. Так, как динамические процессы в моделях машин с фрикционными узлами в общем случае описываются нелинейными дифференциальными уравнениями с переменной структурой, решение их осуществлялось методом математического моделирования на ЭМ и АМ. Для этого были разработаны специальные алгоритмы и программы.

При разработке динамических моделей узлов трения проводилась их идентификация по динамическим процессам, происходящим в натурных объектах, что обеспечивало необходимую достоверность результатов расчетов.

Научную новизну работы составляют:

1. Обобщенная динамическая модель фрикционных узлов с плоской поверхностью трения, которая учитывает взаимосвязанность

динамических, реологических, фрикционных и тепловых процессов, происходящих в них, ее математическое описание, методы исследования на ЭВМ и АВМ и методы определения ее параметров.

2. Результаты исследования вынужденных колебаний систем со многими степенями свободы при наличии сухого трения.

3. Результаты исследования особенностей динамического контактирования твердых тел при их относительном скольжении.

4. Модель и результаты исследования динамических процессов, происходящих в машинах с фрикционными сцеплениями.

5. Модель упругофрикционного демпфера и результаты исследования процессов снижения демпферами этого типа крутильных колебаний в силовых передачах машин, вызванных неравномерной работой ДВС.

6. Модель и результаты исследований снижения уровней динамических нагрузок в рамах и кузовах при введении упругофрикционных амортизаторов между ними.

7. Методы расчета:

- динамических процессов в сцеплениях и трансмиссиях машин, вызванных включением фрикционных сцеплений;
- ресурса фрикционных сцеплений;
- оптимальных параметров упругофрикционных демпферов;
- оптимальных параметров диафрагменных нажимных устройств сцеплений;
- амортизации жестких кузовов, устанавливаемых на рамах шасси автомобилей.

Практическая ценность работы заключается в том, что разработанные методы динамического и ресурсного расчета фрикционных узлов позволяют на стадиях проектирования и доводочных работ прогнозировать необходимую динамическую совместимость узлов трения с остальными узлами машин и их долговечность путем выбора материала пар трения и корректировкой параметров машин. Интенсивное развитие вычислительной техники обеспечивает перспективность разработанных методов, так как математические модели фрикционных узлов, лежащие в их основе, являются динамическими элементами САПР.

Разработанные методы динамического расчета фрикционных узлов и рекомендации по совершенствованию их конструкций в разной степени внедрены на заводах и в научно-исследовательских организациях: НПО по тракторостроению НАТИ; НАМИ; ИММ АН СССР, ЦО

НАТИ, ЧФ НАТИ, ЧАЗ, НПО "Агроприбор"; в КБ и на заводах: ХТЗ, МТЗ, ПО ЛТЗ, АТЗ, ПО ЗИЛ, ПО Воронежтяжмехпресс.

Общий экономический эффект от внедрения разработок составляет более 3 млн. рублей.

Апробация работы. Основные положения работы были доложены: на У и VI Всесоюзных съездах по теоретической и прикладной механике (Алма-Ата, 1981 и Ташкент, 1986); на I и II Всесоюзных съездах по теории машин и механизмов (Алма-Ата, 1977 и Одесса, 1982); на У и IX летних школах ученых-механиков (Даугавпилс, 1975 и 1979); на совещании по проблеме упругих колебаний механических систем (Рига, 1961); на совещаниях по проблеме нелинейных колебаний механических систем (Рига, 1964 и Ленинград, 1965); на У, VI, VIII, XI совещаниях по вопросам рассеяния энергии при колебаниях (Киев, 1964, 1966, 1970 и 1976); на конференциях по проблеме нелинейных колебаний механических систем (Киев, 1974 и 1978); на II и III Всесоюзных конференциях по проблеме надежности в строительной механике (Вильнюс, 1968 и 1971); на Всесоюзных научно-технических конференциях по жесткости в машиностроении (Брянск, 1971 и 1976); на I и IV научно-технических конференциях "Механические управляемые системы" (Иркутск, 1972 и 1982); на I и III симпозиумах "Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты" (Львово, 1972 и 1977); на симпозиуме по проблеме моделирования динамики подвижного состава (Брянск, 1973); на I и II симпозиумах по прикладной механике МВТУ им. Н.Э. Баумана - ВНИ (Варшава, 1975 и Москва, 1976); на межотраслевом совещании "Применение вычислительной техники в автоматизации исследований и стендовых испытаний тракторов и агрегатов" (Москва, 1977); на VI симпозиуме по виброударным системам (Москва, 1978); на I Всесоюзной научной конференции "Научно-техническое сотрудничество "Предприятие - вуз" (Москва, 1980); на конференции, посвященной 150-летию МВТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 1980); на I и II Всесоюзных научно-технических конференциях "Триботехника - машиностроение" (Пушино на Оке, 1981 и 1983); на II и III Всесоюзных конференциях по вибрационной технике (Кутаиси, 1981 и Телави, 1984); на Всесоюзном межотраслевом научно-техническом симпозиуме "Уменьшение шумовых и вибрационных характеристик ДВС" (Москва, 1984); на научно-практической конференции "Основные направления повышения технического уровня фрикционных муфт сцеплений (Че-

боксары, 1985); на Международной научной конференции "Трение, износ и смазочные материалы" (Ташкент, 1985); на Всесоюзной научно-практической конференции "Теория и практика создания, испытания и эксплуатации триботехнических систем" (Андропов, 1986); на национальной конференции "Трибология и эффективность производства" (Пловдив (НРБ), 1986); на секциях НТС НПО по тракторостроению НАТИ (Москва, 1973 и 1976); на НТС ПО Воронеж-тяжмехпресс (Воронеж, 1977, 1980, 1983, 1984 и 1986); на заседаниях кафедры "Сопротивление материалов, динамика и прочность машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1960, 1964, 1965, 1980, 1984 и 1988).

Публикации. Основное содержание диссертации представлено в двух монографиях, 98 статьях, материалах конференций и научно-технических отчетах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, разделов с основными результатами и выводами по работе, описки литературы из 367 наименований и приложения. Она содержит 309 страниц машинописного текста, 15 таблиц и 132 рисунка. В приложении приведены документы о практическом использовании результатов работы в промышленности.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность решаемой проблемы; формулируется цель исследования; излагаются методические основы выполняемой работы и перечисляются основные новые результаты, полученные при исследованиях.

В первом разделе анализируется состояние проблемы повышения качества функционирования и долговечности таких фрикционных узлов, как автотракторные сцепления, тормоза, упругофрикционные демпферы и амортизаторы.

Автомобили и трактора представляют собой сложные динамические системы, в которых взаимодействуют между собой двигатель, трансмиссия, движитель и система поддрессоривания. В этих системах включение фрикционных сцеплений и тормозов вызывают колебания; введение фрикционных демпферов и амортизаторов при рационально выбранных параметрах может снижать уровни колебаний, вызванные различными источниками возмущений. Улучшение качественных показателей этих узлов является частью общей проблемы

повышения надежности автомобилей и тракторов. Одним из путей решения этой проблемы является снижение динамических нагрузок. Вопросам снижения динамических нагрузок в автомобилях и тракторах посвящено большое число исследований.

Так, анализу исследований динамических нагрузок, возникающих в трансмиссиях тяговых и транспортных машин, посвящены работы В.Я. Аниловича, Р.Г. Армадерева, Н.Ф. Бочарова, С.Е. Бурцева, Р.К. Вафина, В.Л. Вейца, В.А. Вернитора, Е.С. Веселого, Д.М. Гатова, А.И. Гришкевича, В.А. Иванова, С.Н. Иванова, В.Н. Карабана, Т. Китахары, А.Е. Кочуры, С.А. Лапшина, П.П. Лукина, И.С. Лунева, Н.Н. Малашкова, Л.А. Молибоско, А.Н. Нарбута, Н.Л. Островерхова, А.А. Полунгина, В.М. Семенова, Ф.Ф. Симаклова, Г.А. Смирнова, А.С. Солонского, Ю.Г. Стефановича, И.Н. Успенского, А.К. Фрумкина, И.С. Цитовича, И.Ш. Чернявского, В.С. Щуплякова, А.Ф. Яуфмана и др.

Вопросам снижения нагруженности конструкций автомобилей и тракторов в результате взаимодействия двигателей с опорной поверхностью посвящено большое число исследований. Среди них ведущее место занимают работы М.Г. Беккера, А.И. Богомолова, А.А. Дмитриева, С.С. Дмитриченко, Н.А. Николаенко, И.Г. Пархиловского, В.Ф. Платонова, Р.В. Ротенберга, А.А. Силаева, А.А. Хачатурова, В.С. Щуплякова, Н.Н. Яценко и др.

В ряде работ рассматривались связанные колебания трансмиссии и системы поддрессирования машин. К ним относятся исследования С.И. Кондрашкина, В.Я. Армадерева, В.Л. Вейца, А.Е. Кочуры, С.П. Контанистова, А.А. Купреянова, В.В. Ломакина, В.И. Рязанцева, В.М. Семенова, Г.А. Смирнова, А.И. Федорова, В.С. Щуплякова и др.

Исследованию динамических нагрузок, возникающих в силовых передачах автомобилей и тракторов при включении сцеплений, посвящены работы Х. Глаубица, Д.И. Громова, Е.А. Зельцнера, С.Н. Иванова, С.П. Контанистова, С.А. Лапшина, П.П. Лукина, И.С. Лунева, И.И. Малашкова, В.Н. Москалева, В.М. Семенова, Ю.Г. Стефановича, М. Ульриха, А.И. Федорова, А.К. Фрумкина, И.С. Цитовича и др.

Различные аспекты работы автомобильных и тракторных фрикционных сцеплений рассматривались академиком Е.А. Чудаковым, И.Б. Барским, С.Г. Борисовым, В.Е. Захаровым, А.А. Лапиным, С.А. Лапшиным, В.Э. Малаховским, В.И. Семеновым, Ю.Г. Стефано-

вичем, А.И. Федоровым, В.П. Филькиным, В.М. Шариповым, Г.М. Черенковым, В.Я. Хденко и др.

Большинство исследователей мало уделяло внимания динамическим нагрузкам, возникающим на поверхностях трения сцепления. В работах обычно решались отдельные локальные задачи изолированно от динамических процессов, происходящих в других узлах машин.

Эффективным гасителем крутильных колебаний в трансмиссиях автомобилей и тракторов, вызванных неравномерной работой поршневого двигателя внутреннего сгорания, является упругофрикционный демпфер. Исследованию его работы были посвящены труды К.Б. Иванова, С.И. Кондрашкина, С.А. Лапшина, П.П. Лукина, И.С. Лунева, В.Н. Москалева, М.С. Масайдова, А.А. Полунгяна, И.К. Русецкого, Ю.Г. Стефановича и др.

Экспериментальные исследования С.А. Лапшина, П.П. Лукина, И.С. Лунева, В.Н. Москалева, Ю.Г. Стефановича и др. позволили установить влияние параметров упругофрикционного демпфера на крутильные колебания в трансмиссиях автомобилей. В основе большинства разработанных методов расчетов упругофрикционных демпферов было положено допущение, что максимуму рассеивания энергии демпфером соответствует минимум амплитуд колебаний момента в трансмиссиях машин. Это допущение оказалось не всегда правомочным.

Использование серийных шасси грузовых автомобилей под монтаж специальных кузовов фургонного типа и цистерн, обладающих повышенной жесткостью на кручение по сравнению с бортовыми кузовами общего назначения, привело к ограничению закручивания рамы шасси на участке, расположенном под кузовом. В результате этого существенно увеличиваются напряжения в элементах несущей конструкции как рамы, так и кузова. Введение упругофрикционных амортизаторов позволило создать более благоприятные условия нагружения рамы шасси и кузова. В отличие от амортизаторов других типов, в рассматриваемых амортизаторах сухое трение позволяет блокировать поверхности трения при малых нагрузках; при определенных значениях нагрузок амортизатор начинает срабатывать. Перспективность использования упругофрикционных амортизаторов в подобного рода конструкциях привела к необходимости разработки методов расчета вторичного поддрессоривания кузовов на рамах шасси автомобилей.

Рассмотрение состояния методов расчета фрикционных узлов

машин показало, что несмотря на то, что эти узлы находятся в условиях динамического нагружения, при разработке методов их расчетов должным образом не учитывались динамические процессы.

Учитывая, что повышение эффективности и надежности фрикционных узлов автомобилей и тракторов неразрывно связано с современным состоянием трибологии и динамики систем с узлами сухого трения, в этом же разделе был проведен всесторонний анализ состояния этих вопросов.

За последние четверть века наука о трении сделала большие шаги, многие вопросы стали рассматриваться с позиций фундаментальных наук. В связи с этим отмечаются работы академика А.Ю. Ишлинского, М.П. Александрова, А.С. Ахматова, В.А. Белого, Э.Д. Брауна, Ю.А. Евдокимова, Н.Л. Галего, Н.Б. Демкина, М.Н. Добычина, Ю.Н. Дроздова, Р.М. Матвиевского, Н.М. Михина, Б.И. Костецкого, И.В. Крагельского, В.А. Кудинова, А.С. Пронникова, Д.Н. Решетова, Э.В. Рыжова, М.В. Ханина, М.М. Хрущева, А.В. Чичинадзе и др.

Вопросы динамического взаимодействия контактирующих тел при скольжении и установление условий возникновения фрикционных автоколебаний рассматривались в работах А.П. Амосова, А.С. Ахматова, Б.В. Буданова, В.Л. Вейца, И.И. Вульфсона, М. Екои, А.Ю. Ишлинского, Ю.И. Костерина, И.В. Крагельского, В.А. Кудинова, Р. Куртеля, Р. Левиса, В.Ф. Петрова, Р. Спурра, Д. Тикамори, Д.М. Толстого, В.Э. Хитрика, В.А. Шмакова и др.

Различным аспектам динамики машин с узлами сухого трения посвящены работы И.И. Блехмана, М.Н. Вульфсона, Д. Ден-Гартога, Н.А. Хелезцова, Б.Г. Кеглина, М.З. Коловского, Э.Э. Лавендела, Е. Мейснера, Л.А. Монашкина, Я.Г. Пановко, В.А. Светлицкого, М.И. Сейгина, Е. Фунайоли, С.Л. Цыфанского и др.

Проведенный анализ современного состояния триботехнических исследований и исследований, посвященных динамике машин с узлами сухого трения, показал, что при разработке методов расчета фрикционных узлов машин недостаточно учитывалась взаимосвязь динамических, реологических, тепловых и фрикционных процессов.

Исходя из проведенного анализа современного состояния различных аспектов проблемы и целей исследований, были поставлены следующие задачи:

- разработать обобщенную динамическую модель, учитывающую

взаимосвязь динамических, реологических, фрикционных и тепловых процессов, происходящих в узлах сухого трения;

- разработать методы расчета и анализа динамических моделей машин с фрикционными узлами;
- разработать методики определения фрикционных, реологических и других характеристик элементов узлов трения;
- исследовать вынужденные колебания систем со многими степенями свободы при наличии элемента сухого трения;
- исследовать особенности динамического контактирования твердых тел при относительном скольжении поверхностей трения;
- обосновать подходы к выбору эквивалентных динамических моделей машин с фрикционными узлами;
- разработать динамические модели машин, позволяющие выявить влияние параметров: фрикционных сцеплений; упругофрикционных демпферов и амортизаторов на динамические процессы в автомобилях и тракторах;
- разработать и внедрить методы расчета динамических процессов: в фрикционных сцеплениях; в трансмиссиях с упругофрикционными демпферами; в автомобилях при закреплении жестких кузовов на рамах шасси автомобилей с помощью упругофрикционных амортизаторов;

- разработать и внедрить методы расчета ресурса фрикционных узлов и конструкций, связанных с ними.

Второй раздел посвящен разработке обобщенной динамической модели узла сухого трения, его математическому описанию, разработке методов расчета динамических процессов в машинах с узлами трения и разработке методик определения динамических параметров моделей и фрикционных характеристик пар трения.

Основываясь на анализе современного состояния триботехнических исследований и исследований, посвященных динамике машин с узлами сухого трения, была разработана динамическая модель фрикционных узлов с плоской поверхностью трения (рис. I), которая учитывает взаимосвязность динамических, реологических, фрикционных и тепловых процессов, происходящих в них. В этой модели взаимное расположение двух контактирующих тел определяется двадцатью четырьмя координатами. Из них двенадцать координат определяют линейные и угловые перемещения масс m_{k-1} и m_{k+2} остальные - положение центров жесткости упругозакрепленных контактирующих поверхностей и углы их поворота.

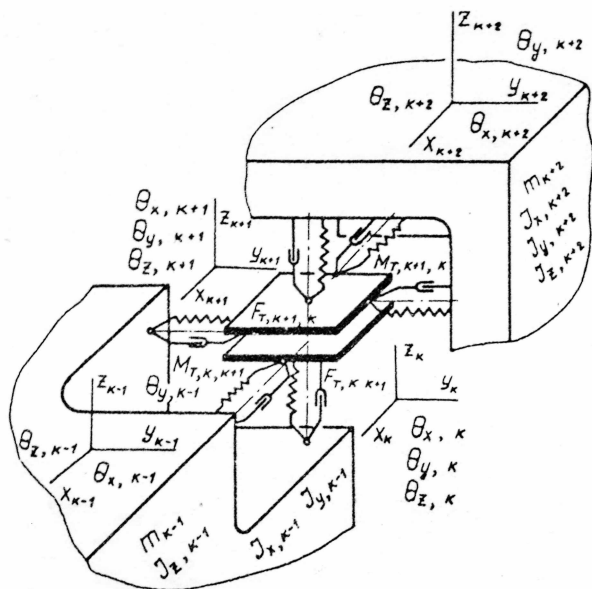


Рис. I

Учитывая, что обычно узлы сухого трения являются составной частью сложной динамической модели машины, в качестве первого приближения принималось, что безынерционные поверхности трения связаны с остальными элементами фрикционного узла упругодиссипативными элементами, представленными нелинейными моделями Кельвина-Фойгта.

Так силы, нормальные к поверхностям трения, представлялись зависимостями

$$N_{k-1, k+2} = c_z (\bar{z}_{k-1} - \bar{z}_{k+2})^2 + \theta_z (\dot{\bar{z}}_{k-1} - \dot{\bar{z}}_{k+2}), \quad (I)$$

где c_z и θ_z - коэффициенты, характеризующие жесткостные и диссипативные свойства узла в нормальном направлении; $\bar{z}$ - показатель степени ($z > 1$).

Математическое описание контактирующих сил в касательном направлении к поверхностям трения имело различный вид в пределах предварительного смещения и скольжения.

В пределах предварительного смещения для описания первого нагружения полная сдвигающая сила описывалась зависимостью

$$F_{n, \kappa-1, \kappa+2} = \sqrt{[C_{nx}(x_{\kappa-1} - x_{\kappa+2})^m]^2 + [C_{ny}(y_{\kappa-1} - y_{\kappa+2})^n]^2} + \theta_n (\dot{S}_{\kappa-1} - \dot{S}_{\kappa+2}), \quad (2)$$

где C_{nx} , C_{ny} и θ_n - коэффициенты, характеризующие жесткостные и диссипативные свойства узла трения в касательном направлении в процессе первого нагружения; m и n - показатели степени ($m < 1$; $n < 1$).

При повторном нагружении сдвигающая сила описывалась зависимостью

$$F_{y, \kappa-1, \kappa+2} = F_{nA} - \sqrt{[C_{yx}(\Delta x_{\kappa-1, \kappa+2} - x_{\kappa-1} + x_{\kappa+2})]^2 + [C_{yy}(\Delta y_{\kappa-1, \kappa+2} - y_{\kappa-1} + y_{\kappa+2})]^2} + \theta_y (\dot{S}_{\kappa-1} - \dot{S}_{\kappa+2}). \quad (3)$$

Здесь F_{nA} - значение сдвигающей силы, подсчитанное по формуле (2) до начала разгрузки; $\Delta x_{\kappa-1, \kappa+2}$ и $\Delta y_{\kappa-1, \kappa+2}$ - относительные сдвиги масс $m_{\kappa-1}$ и $m_{\kappa+2}$ до начала разгрузки; C_{yx} , C_{yy} и θ_y - коэффициенты, характеризующие жесткостные и диссипативные свойства узла трения в касательном направлении на этом этапе нагружения.

В соответствии с законом Амонтона при относительном скольжении поверхностей трения сила трения описывается зависимостью

$$F_{T, \kappa, \kappa+1} = - \left[\int_{A_e} f_T P_e dA_e \right] \text{sign} (\dot{S}_\kappa - \dot{S}_{\kappa+1}), \quad (4)$$

где A_e - номинальная площадь контакта; f_T - коэффициент трения скольжения; P_e - нормальное давление по площадке контакта dA_e ; $\dot{S}_\kappa - \dot{S}_{\kappa+1}$ - относительная скорость скольжения поверхностей трения.

Учитывая, что в процессе скольжения могут одновременно меняться силовые, кинематические, тепловые и другие условия контактирования, коэффициент трения в формуле (4) представляет функцией

$$f_T = f [P_e, (\dot{S}_\kappa - \dot{S}_{\kappa+1}), \vartheta, \dots], \quad (5)$$

где ϑ - температура на поверхности трения.

В основу учета взаимосвязи динамических, реологических, тепловых и фрикционных процессов была положена методика А.В. Чичинадзе, используемая в тепловой динамике трения.

Специфической особенностью динамических моделей машин с узлами трения является то, что в процессе их движения имеют место этапы относительного скольжения и покоя поверхностей трения. В таких системах при переходе от этапа относительного скольжения поверхностей трения к этапу их относительного покоя происходит либо блокировка жесткостей, либо блокировка масс, а иногда и подключение новых элементов системы. При этом скачкообразно изменяется либо число степеней свободы, либо изменяются параметры системы. Такие динамические системы получили название систем с переменной структурой. Движение этих механических систем на различных этапах описывается различными системами дифференциальных уравнений, причем различие проявляется либо в изменении числа уравнений, либо в изменении членов уравнений. Моменты перехода от одного этапа движения к другому определяют силовыми и кинематическими условиями.

Условиями существования этапов движения с относительным скольжением поверхностей трения являются

$$\dot{S}_k - \dot{S}_{k+1} > 0 \quad \text{или} \quad \dot{S}_k - \dot{S}_{k+1} < 0, \quad (6)$$

т.е. в пределах всего этапа скольжения поверхностей трения их относительная скорость не меняет знак.

Условием отсутствия относительного проскальзывания поверхностей трения является

$$|F_{\tau n}| > |F_{n, k-1, k+2}|, \quad (7)$$

т.е. предельная сила трения покоя во время всего этапа относительного покоя поверхностей трения больше сдвигающей силы, возникающей в деформируемых элементах узла трения.

Если сдвигающие деформации в узлах трения некоторых машин оказываются значительно меньше соответствующих деформаций остальных элементов машин, то такие узлы в работе названы жесткими узлами трения. При расчетах этих узлов возникают вычислительные трудности, связанные с определением сдвигающих сил

$F_{n, k-1, k+2}$. Сдвигающие силы в таких узлах определяются суммой $\sum F_i$ внешних, упругих, диссипативных и инерционных сил, действующих в направлении S на массу m_{k-1} или

массу m_{k+2} . В этом случае условие (7) принимает вид

$$|F_{Tn}| > |\sum F_i|. \quad (8)$$

Уравнения, описывающие движение машин с жесткими узлами трения, являются "вырожденными" по отношению к исходным, записанным для податливых узлов. При движении динамических систем, описанных "вырожденными" уравнениями, в отличие от исходных, возможны мгновенные относительные остановки поверхностей трения.

Определенное место в данном разделе занимает разработка методов расчета динамических систем с сухим трением. Для этого проводилось целенаправленное совершенствование существующих методов решения линейных и нелинейных дифференциальных уравнений переменной структуры. Особое внимание было уделено развитию метода поэтапного аналитического интегрирования, метода численного интегрирования на ЭВМ и электрическому моделированию на АБМ.

Метод поэтапного аналитического интегрирования уравнений движения на этапах с последующим приспособыванием решений, получил дальнейшее развитие для систем с n - степенями свободы, которые описываются линейными уравнениями на отдельных этапах движения при наличии $F_T = \text{const}$ и при отсутствии других диссипативных сил.

Решения уравнений движения на отдельных этапах преобразовывалось к виду, удобному для приспособывания. Так на m -ом этапе оно приводилось к виду

$$\begin{aligned} \bar{y}_m(t) = & K_m^*(t - t_{m-1}) \bar{y}_m(t_{m-1}) + \\ & + \int_0^{t-t_{m-1}} K_m^*(t - t_m - \tau) \bar{P}_m^*(\tau + t_{m-1}) d\tau, \end{aligned} \quad (9)$$

где K_m^* - преобразованная фундаментальная матрица решений однородного дифференциального уравнения; $\bar{y}_m(t_{m-1})$ - $2n$ -мерный вектор, компонентами которого являются перемещения и скорости системы в конце $m-1$ этапа; $\bar{P}_m^*(\tau + t_{m-1})$ - состояние $2n$ -мерного вектора возмущающих воздействий и сил трения в момент времени $\tau + t_{m-1}$.

Метод поэтапного аналитического интегрирования уравнений с последующим приспособыванием решений позволил решить ряд тестовых задач. Отметим, что этот метод ограничен в применении и

трудоемок.

В работе особое внимание было уделено развитию метода численного моделирования на ЭВМ уравнений, описывающих движение систем с сухим трением. На рис. 2 приведена блок-схема решения этой задачи. Наибольшие трудности в реализации этого метода возникли при разработке алгоритмов перехода от одного этапа движения к другому, т.е. удовлетворению точности выполнения условий (6)...(8).

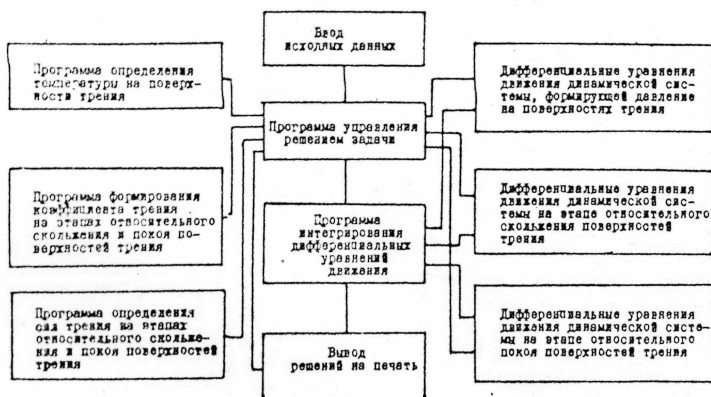


Рис. 2

Для моделирования динамических процессов на АВМ для ряда систем с сухим трением были разработаны электрические модели с использованием релейных и диодных схем.

В результате разработки методов расчета было установлено, что наиболее эффективным методом для решения поставленных задач является метод математического моделирования с использованием численного интегрирования на ЭВМ. Использование же методов линеаризации нелинейных характеристик трения возможно только в тех случаях, в которых гарантируются режимы скольжения поверхностей трения с мгновенными относительными остановками.

Для получения экспериментальной информации, необходимой при проведении расчетов динамических процессов в машинах с узлами сухого трения, были разработаны следующие методики:

- методика определения конструкционной площади контакта в

таких узлах трения, как дисковые сцепления и тормоза;

- методика определения диссипативных характеристик фрикционных материалов;

- методика поиска математических моделей процесса (коэффициента) трения и интенсивности изнашивания, построенные на основе метода планирования многофакторного эксперимента. Полученные таким образом математические модели явились паспортами пар трения.

В результате испытаний образцов на машине трения были получены математические модели характеристик (коэффициента) трения (5) для следующих пар трения: 132 + ЧХД - 32-52; 8-45-62 + ЧХД - 32-52, 56 + СЧ 20; F 202 + СЧ 20 и энергетической интенсивности изнашивания пар трения 56 + СЧ 20 и F 202 + СЧ 20.

В третьем разделе для обоснования эквивалентных динамических моделей машин с узлами сухого трения исследовались динамические процессы в машинах, вызванные как внешними источниками возбуждения, так и колебаниями, возникающими в результате контактного взаимодействия поверхностей трения при их скольжении.

Для выявления реакции динамических систем с сухим трением на внешнее возмущающее воздействие были решены две задачи. В первой, на примере системы с двумя степенями свободы с элементом сухого трения, как наиболее простой системы, обладающей всеми свойствами систем с многими степенями, было исследовано влияние сил сухого трения на колебаний такой системы. Решение этой задачи велось методом аналитического интегрирования дифференциальных уравнений движения с последующим припасовыванием решений. В результате проведенных исследований систем со многими степенями свободы установлено, что:

- сухое трение управляет перестройкой структуры динамической модели в пределах периода колебаний;

- точки пересечения АЧХ, соответствующих двум предельным значениям сил трения $F_T = 0$ и $F_T \geq F_T^*$ (F_T^* - минимальное значение силы трения, при которой отсутствует относительное скольжение поверхностей трения) практически не изменяют своего положения и при промежуточных значениях сил сухого трения;

- если в динамических системах рассеивание энергии осуществляется только элементом сухого трения, то на соответствующих резонансных режимах амплитуды колебаний растут неограниченно;

- максимумы рассеивания энергии элементом сухого трения

необязательно соответствуют безостановочным режимам движения системы;

- может быть выбрано такое оптимальное значение силы сухого трения, которое обеспечит некоторый минимум амплитуд колебаний системы в заданном диапазоне изменения частот возмущающих сил. Этот минимум амплитуд обязательно соответствует максимуму рассеивания энергии в узле трения;

- можно обосновать оптимальные параметры динамического гасителя колебаний с элементом сухого трения.

Во второй решенной задаче исследовалось влияние вибраций основания, действующих в направлении основного движения ползуна на натяжение троса, тянущего ползун. Решение этих двух задач велось при условии, что силы трения подчиняются закону Амонтона.

Для исследования динамического взаимодействия контактирующих поверхностей трения был разработан ряд моделей. Эти исследования велись в соответствии с блок схемой (рис. 2) методом численного моделирования динамических процессов на ЭВМ.

Так, используя динамическую модель, в которой ползун мог осуществлять движение только в направлении скольжения поверхностей трения, было показано, что тепловые процессы на контакте трения в системах, широко встречающихся в инженерной практике, не могут явиться причиной возникновения фрикционных автоколебаний, так как скорость изменения теплового состояния системы несоизмеримо мала по сравнению со скоростью протекания динамических процессов.

Анализируя поведение динамической модели, в которой ползун мог осуществлять колебания в нормальном и касательном направлениях к поверхностям трения, установили, что наличие значности этих процессов при определенных условиях приводит к неустойчивым режимам скольжения, которые получили название фрикционных автоколебаний. Таким образом, фрикционные автоколебания есть процесс связанных через контакт касательных и нормальных колебаний контактирующих тел. Эти исследования также показали, что силы трения, фиксируемые силоизмерителем, принимают наибольшие значения при стационарных режимах скольжения.

Для исследования стационарных режимов скольжения использовались две модели: в первой - контактирование осуществлялось по поверхностям, имеющим случайный профиль; во второй - по гармоническому профилю. Из результатов этих исследований установлено,

что наличие диссипативных контактирующих элементов, нормальных к поверхности трения, в большинстве случаев приводит к снижению коэффициента трения и увеличению взаимного отжатия контактирующих тел при увеличении скорости скольжения.

Оценка областей устойчивых режимов скольжения (скольжения ползуна без автоколебаний) проводилась в соответствии с критериями Рауса. Расчеты показали, что области неустойчивых режимов шире, чем области, полученные ранее при рассмотрении модели с одной степенью свободы.

На основании исследований контактного взаимодействия поверхностей трения были разработаны "Рекомендации к условиям и методика получения паспортных и износных характеристик пар трения", в одном из разделов которых отмечается, что для получения фрикционных характеристик пар трения, независимых от динамических особенностей испытательного оборудования, в силовом измерительном устройстве должен быть введен демпфирующий элемент, исключающий возникновение фрикционных автоколебаний.

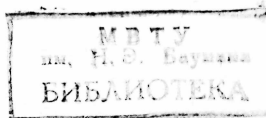
Исходя из анализа вынужденных колебаний систем с сухим трением и условий возникновения фрикционных автоколебаний, была разработана методика получения эквивалентных моделей машин с узлами сухого трения, включающая: анализ связности подсистем; анализ собственных спектров частот подсистем, связанных с поверхностями трения в нормальном и касательном направлениях; анализ спектров внешних воздействий и упрощения систем путем анализа парциальных систем:

- построена общая структурная схема расчетно-экспериментальных работ для выбора оптимальных параметров фрикционных узлов машин, которая представлена на рис. 3.

Четвертый раздел посвящен разработке методов расчета динамических процессов, происходящих в автомобилях и тракторах при включении фрикционных сцеплений, и расчета ресурса сцеплений.

В сцеплениях формирование нормальных нагрузок на поверхностях трения обеспечивают нажимные устройства, управление которыми осуществляется водителем посредством привода сцепления. В последнее время широкое распространение за рубежом и в отечественных легковых автомобилях получили диафрагменные нажимные устройства. Основным элементом таких устройств является разрезная тарельчатая пружина.

Диафрагменные нажимные устройства имеют нелинейные упру-



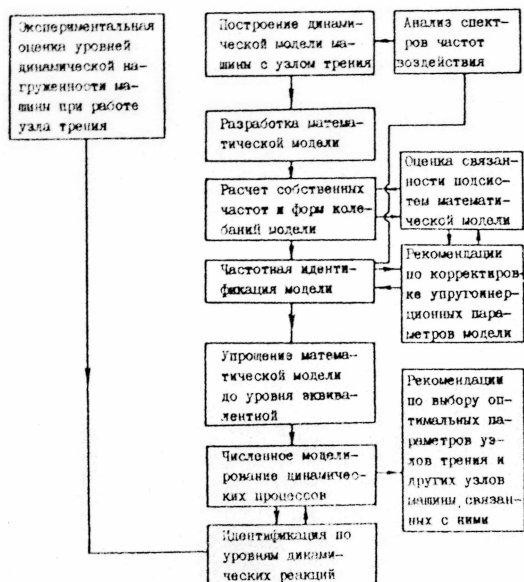


Рис. 3

гие характеристики, позволяющие компенсировать износ фрикционных накладок ведомых дисков и снижать усилия на педали привода в процессе включения сцепления. Отсутствие достоверных методов расчета таких нажимных устройств затруднило их внедрение в отечественное машиностроение, поэтому в работе было уделено большое внимание разработке метода их расчета. В основу разработки этого метода расчета был положен метод Альмена и Ласло для расчета тарельчатых пружин. В отличие от предшественников, в разработанном методе учитывалась: обкатка торообразных опорных колец; наличие концентраторов напряжений, вызванных прорезями разрезной тарельчатой пружины; предварительный натяг пружин, создаваемый опорными кольцами и др. В результате проведенных исследований были разработаны методы поверочного и проектировочного расчетов нажимных устройств как "вдавливаемого", так и "вытягиваемого" типов. Используя этот метод, был проведен поверочный расчет ряда нажимных устройств отечественных и зарубежных сцеплений и оптимизационный проектировочный расчет нажимно-

го устройства для перспективного трактора ЛТЗ-155.

На основе динамической обобщенной модели узлов сухого трения (рис. 1) были разработаны динамические модели фрикционных сцеплений, учитывающие: взаимосвязь движений их элементов в нормальном и касательном направлениях; реологические характеристики контактирующих элементов сцеплений, а также взаимосвязь тепловых и динамических процессов с процессами трения и изнашивания. Сама же модель сцепления рассматривалась как часть единой динамической модели машины, включающей: двигатель, трансмиссию, движитель и систему поддрессоривания.

Уравнения, описывающие движение принятой модели, имели сложную переменную структуру, учитывающую замыкания дисков сцепления, их буксование и буксование ведущих колес.

В соответствии со схемой, представленной на рис. 3, была проведена идентификация расчетной динамической модели трактора Т-40, включающей модель сцепления, и рекомендованы рациональные параметры динамической модели.

Исследования показали, что при включении сцепления в трансмиссиях машин возникают как вынужденные колебания, так и автоколебания. Первые вызваны продольными колебаниями дисков сцепления, вторые — особенностями взаимодействия поверхностей трения. Борьба с вынужденными колебаниями осуществлялась двумя путями: первый заключался в обеспечении аperiodического характера продольных движений дисков сцепления; второй — путем частотной расстройки продольных и крутильных колебаний дисков сцеплений (изменением жесткости трансмиссии). Борьба с фрикционными автоколебаниями осуществлялась исключением из употребления фрикционных материалов пар трения, обладавших повышенной виброактивностью и повышением демпфирующей способности силовых передач машин. Эти рекомендации легли в основу "Отраслевой методики динамических расчетов муфт сцепления тракторов".

В результате исследований работы автотракторных сцеплений было разработано "Программное обеспечение динамических расчетов системы пуска и остановки кривошипных прессов" и даны рекомендации по совершенствованию пневмосистемы управления этими фрикционными узлами для прессов КА 5535, изготавливаемых в ПО ВОРОНЕЖТИММХПРЕСС.

В основу разработки метода расчета стендового ресурса сцеплений была положена идентификация динамической модели сцепления в системе испытательного стенда. Здесь использовались пас-

портные фрикционные и износные характеристики пар трения.

Разработанные динамические модели автомобилей и тракторов, включающие в себя модели сцеплений, идентифицированные по фрикционным и износным характеристикам на стендах, и данные заводов по спектрам видов работ, позволили разработать метод и программное обеспечение расчета ресурса однодисковых сцеплений. На основе этого метода был проведен сравнительный расчет ресурсов сцеплений, имеющих различные конструктивные особенности нажимных устройств и различные материалы пары трения. Конечным результатом данной работы было обоснование конструктивных решений сцепления, устанавливаемых на перспективном тракторе ЛТЗ-155, готовящемся к постановке на производство.

В пятом разделе излагаются результаты разработки метода расчета параметров упругофрикционных демпферов, встроенных в ведомые диски сцеплений. Демпферы рассматриваемого типа предназначены для снижения крутильных колебаний в трансмиссиях машин, вызванных неравномерной работой ДВС.

В соответствии со структурной схемой (рис. 3) была разработана динамическая модель, в которой возмущающее воздействие задавалось функцией, полученной на основании конструктивных и паспортных данных ДВС.

Уравнения, описывающие движения разработанных моделей, имеют переменную структуру. Они учитывают наличие этапов скольжения и относительного покоя поверхностей трения демпферов. Для решения этих уравнений на ЭВМ были разработаны специальные алгоритмы и программное обеспечение, базирующееся на методе численного моделирования.

В результате исследования работы упругофрикционных демпферов установлено, что снижение уровней крутильных колебаний в трансмиссиях машин осуществляется за счет перестройки структуры динамической модели в процессе перехода от одного этапа движения к другому, а не в результате рассеивания энергии демпфером, как ранее предполагалось.

По результатам исследования работы упругофрикционного демпфера были разработаны отраслевые методические указания "Выбор оптимальных параметров упругофрикционных демпферов, встроенных в ведомые диски сцеплений тракторов".

Используя разработанный метод расчета, были обоснованы параметры упругофрикционного демпфера автомобиля ЗИЛ-164А и вы-

раны оптимальные параметры демпферов тракторов Т-150 и Т-150К, обеспечивающие работоспособность тракторов.

Шестой раздел посвящен разработке методов расчета виброзащиты объектов, закрепленных с помощью упругофрикционных амортизаторов на грузовых автомобилях.

Установка цельнометаллических кузовов фургонного типа на рамах шасси автомобилей посредством деревянного бруса и отстремков, т.е. таким же способом, которым крепятся бортовые кузова, приводит к снижению их усталостной прочности вследствие стеснения рамы шасси. Для улучшения совместимости кузова и рамы шасси в организации п/я А-7449 были введены резинометаллические упругофрикционные амортизаторы между кузовом и рамой шасси. Использование амортизаторов такого типа в системе амортизации имеет некоторые особенности, которые заключаются в том, что при малых нагрузках, действующих на объект, они находятся в запертом состоянии, т.е. объект и вибрируемое основание представляют собой единое целое; при больших нагрузках амортизаторы "отпираются".

Анализируя конструкцию автомобиля Урал-375 и кузова КР-47, была разработана дискретная расчетная динамическая модель, в которой кузов принимался абсолютно жестким как на изгиб, так и на кручение; рама шасси - жесткой на изгиб и податливой на кручение. Динамическая модель имела 13 степеней свободы.

Анализ результатов испытаний автомобилей Урал-375 по тяжелым дорогам показал, что на нормативных режимах движения отрыв колес от дороги и пробои в подвеске возникают весьма редко. Введенные между рамой шасси автомобиля и кузовом резинометаллические упругофрикционные амортизаторы облегчают возможность рамы шасси закручиваться со значительными амплитудами при движении автомобиля по рассматриваемому типу дорог. В таких условиях преобладают режимы движения поверхностей амортизаторов с мгновенными остановками. Все отмеченное позволило линеаризовать характеристики амортизаторов и описывать движение принятой расчетной динамической модели линейными дифференциальными уравнениями. Такой подход позволил поставленную задачу решать спектральным методом. Здесь в качестве "входа" использовались статистические характеристики микропрофиля дорог; "выходными" характеристиками являлись стандарты: параметров движения, напряжений в наиболее опасных точках несущей системы, ходов амортизаторов и др. Передаточные функции вычислялись методом комплексных амплитуд.

Упругоинерционные параметры автомобиля Урал-375 определялись по чертежам с использованием данных НАМИ и других организаций. Для определения упругодиссипативных характеристик амортизаторов было проведено специальное исследование. Коэффициенты матриц жесткостей системы, включающей автомобиль и кузов, определялись методом перемещений. В эти коэффициенты как составляющие входили жесткостные коэффициенты, учитывающие совместное деформирование рамы шасси, основания кузова и амортизаторов, т.е. деформирование сложной статически неопределимой системы. Определение этих коэффициентов осуществлялось по специально разработанной методике.

В процессе решения задачи, в соответствии со схемой, представленной на рис. 3, были идентифицированы упругие и диссипативные характеристики динамической модели с гармоническими профилями.

По данным тензометрирования и расчетов было установлено, что наиболее нагруженными являются 3-я поперечная балка основания кузова и участок лонжерона рамы шасси между 3-й и 4-й поперечными. Эти элементы регламентировали ресурс конструкции, который рассчитывался согласно линейной теории накопления повреждения.

Расчеты показали, что уменьшение жесткости амортизаторов и увеличение коэффициентов, характеризующих диссипацию энергии в амортизаторах, приводит к снижению напряжений в несущих элементах конструкций, но при этом хода амортизаторов в ряде случаев принимали недопустимо большие значения. В результате варьирования параметрами амортизаторов были выбраны такие их значения, которые позволили не ухудшая плавности хода автомобиля, обеспечить необходимую долговечность рамы шасси и основания кузова при допустимых ходах амортизаторов.

На основании проведенных исследований был разработан "Метод инженерного расчета цельнометаллического кузова фургонного типа и рамы шасси автомобилей Урал-375, ЗИЛ-157, ЗИЛ-131, КраЗ-219", который положен в основу руководящего материала для конструкторов "Метод расчета, руководство для конструкторов" и ГОСТ 12.4.09380. СБГ. Вибрация. Машины стационарные. Основные положения. Введ. 30.06.80. - М.: Изд-во стандартов, 1980. - 40 с.

Основные результаты и выводы

1. Из анализа функционального назначения фрикционных узлов, используемых в автомобилях и тракторах, следует, что одни узлы, такие как сцепления и тормоза, являются возбудителями колебаний в машинах, а другие – демпферы и амортизаторы сухого трения служат для борьбы с ними.

2. Проведенный анализ состояния проблемы повышения эффективности функционирования и долговечности фрикционных узлов автомобилей и тракторов показал, что при разработке методов их расчета должным образом не учитывались динамические процессы, происходящие в машинах.

3. На основе анализа современного состояния триботехнических исследований и исследований, посвященных динамике машин с узлами сухого трения, была разработана динамическая модель фрикционных узлов с плоской поверхностью трения, которая учитывает взаимосвязь динамических, реологических, фрикционных и тепловых процессов, происходящих в них.

4. Основной трудностью расчетов машин с узлами сухого трения является то, что дифференциальные уравнения, описывающие их движение, имеют переменную структуру, зависящую от условий существования того или иного этапа движения. Для решения этих уравнений в выполненных работах получили дальнейшее развитие: метод поэтапного аналитического интегрирования с последующим припасовыванием решений на отдельных этапах, метод численного моделирования на ЭВМ и метод электрического моделирования на АЭМ.

Результаты разработки методов расчета показали, что наиболее эффективным методом для решения поставленных задач является метод математического моделирования с использованием численного интегрирования на ЭВМ; линеаризация нелинейной характеристики трения возможна только в тех случаях, при которых гарантируются режимы скольжения поверхностей трения с мгновенными относительными остановками.

5. Для получения экспериментальной информации, необходимой при проведении расчетов динамических процессов в машинах с узлами сухого трения, были разработаны следующие методики:

- методика определения конструктивной площади контакта в таких узлах трения, как дисковые сцепления и тормоза;
- методика определения диссипативных характеристик фрик-

ционных материалов;

- методики поиска математических моделей процесса (коэффициента) трения и интенсивности изнашивания, построенные на основе метода планирования многофакторного эксперимента. Полученные таким образом математические модели явились паспортами пар трения. Методика внедрена НПО НАТИ и ПО ЗИЛ.

6. В результате исследования вынужденных колебаний систем с двумя степенями свободы при наличии одного элемента сухого трения показали, что в системах со многими степенями свободы:

- точки пересечения АЧХ, соответствующих двум предельным значениям сил трения ($F_T = 0$ и $F_T \geq F_T^*$), практически не изменяют своего положения и при промежуточных значениях сил сухого трения;

- максимумы рассеивания энергии элементом сухого трения необязательно соответствуют безостановочным режимам движения системы;

- может быть выбрано такое оптимальное значение силы сухого трения, которое обеспечит некоторый минимум амплитуд колебаний системы в заданном диапазоне изменения частот возмущающих сил. Этот минимум амплитуд необязательно соответствует максимуму рассеивания энергии в узле трения.

7. Исследования контактного взаимодействия поверхностей трения твердых тел при скольжении показали, что:

- тепловые процессы на контакте трения в системах, широко встречающихся в инженерной практике, не могут явиться причиной возникновения фрикционных автоколебаний, так как скорость изменения теплового состояния системы несоизмеримо мала по сравнению со скоростью протекания динамических процессов;

- работа диссипативных контактирующих элементов, нормальных к поверхности трения, приводит к снижению коэффициента трения при увеличении скорости скольжения и увеличению взаимного отжатия контактирующих тел. Наличие связанности этих процессов при определенных условиях приводит к неустойчивым режимам скольжения, которые получили название фрикционных автоколебаний;

- силы трения принимают максимальные значения при снятии фрикционных характеристик пар трения на стационарных режимах скольжения;

- для получения фрикционных характеристик пар трения, не зависящих от динамических особенностей испытательного оборудо-

вания, в силоизмерительное устройство должен быть введен демпфирующий элемент, исключающий возникновение фрикционных автоколебаний.

8. На основе анализа вынужденных колебаний систем с сухим трением и условий возникновения фрикционных автоколебаний были:

- разработана методика получения эквивалентных моделей машин с узлами сухого трения;
- построена общая структурная схема расчетно-экспериментальных работ для выбора оптимальных параметров фрикционных узлов машин.

9. Разработаны динамические модели фрикционных сцеплений, учитывающие: взаимосвязь движений их элементов в нормальном и касательном направлениях, реологические характеристики контактирующих элементов сцеплений, а также взаимосвязь тепловых и динамических процессов с процессами трения и изнашивания. Модели сцеплений являются составной частью единой модели машины, включающей двигатель, трансмиссию, движитель и систему подрессоривания.

10. В результате исследования динамических процессов установлено, что снижение динамических нагрузок в машинах при включении сцеплений возможно за счет: обеспечения аperiodического закона нагружения поверхностей трения в нормальном направлении; рассогласования собственных частотных спектров нормальных и крутильных колебаний в фрикционных узлах и связанных с ними остальных узлах машин; выбора материалов пар трения, обладающих меньшей виброактивностью, и повышения демпфирующей способности силовых передач машин. Эти рекомендации легли в основу "Отраслевой методики динамических расчетов муфт сцепления тракторов". Методика внедрена в НПО НАТИ, НАМИ, ПО ЗИЛ, ВСХИ и других организациях.

11. Базируясь на паспортных фрикционных и износных характеристиках пар трения, полученных при испытании образцов материала пар трения на машинах трения, и идентификации динамических моделей испытательных стендов и сцеплений, был разработан метод и программное обеспечение расчета стендового ресурса однодисковых сцеплений. Метод внедрен в НПО НАТИ и НАМИ.

12. Разработанные динамические модели автомобилей и тракторов, включающие в себя модели сцеплений, идентифицированные по фрикционным и износным характеристикам на стендах, и данные за-

водов по спектрам видов работ, позволили разработать метод и программное обеспечение расчета ресурса однодисковых сцеплений. Используя этот метод, были обоснованы конструктивные решения сцепления, устанавливаемого на интегральном тракторе ЛТЗ-155, готовящемся к постановке на производство. Метод внедрен в ЛТЗ.

13. Для диафрагменных нажимных устройств сцеплений, получивших широкое распространение за рубежом и в отечественных легковых автомобилях, были разработаны методы поверочного и проектировочного расчета нажимных устройств как "вдавливаемого", так и "вытягиваемого" типов. На основе этого метода был проведен поверочный расчет ряда нажимных устройств отечественных и зарубежных сцеплений и оптимизационный проектировочный расчет нажимного устройства для трактора ЛТЗ-155. Метод внедрен в НПО НАТИ, НАМИ, ПО ЗИЛ, ЛТЗ.

14. Разработаны динамические модели трансмиссий с упруго-фрикционными демпферами, предназначенными для снижения уровней крутильных колебаний, вызванных неравномерной работой поршневых ДВС. В результате исследования работы таких демпферов установлено, что:

- снижение уровней крутильных колебаний в трансмиссиях машин осуществляется за счет перестройки структуры динамической модели в процессе перехода от одного этапа движения к другому, а не в результате рассеивания энергии демпфером, как ранее предполагалось;

- для обеспечения наиболее эффективной работы демпфера жесткость его упругого элемента должна быть выбрана такой, чтобы резонансные режимы при $M_T = 0$ и $M_T \gg M_T^*$ наиболее равномерно расположились в рабочем диапазоне изменения угловых скоростей двигателя, а точки пересечения АЧХ соответствовали наименьшим значениям амплитуд упругих моментов;

- оптимальное значение момента сухого трения в демпфере должно обеспечивать некоторый минимум амплитуд колебаний упругого момента в рабочем диапазоне изменения угловых скоростей двигателя.

15. Результаты исследования работы упругофрикционного демпфера легли в основу методики расчета, которая изложена в отраслевых методических указаниях "Выбор оптимальных параметров упругофрикционных демпферов, встроенных в ведомые диски сцеплений тракторов". Методические указания внедрены в НПО НАТИ, НАМИ, ПО

ЗИЛ, ХТЗ и других организациях.

Используя разработанный метод расчета, были обоснованы параметры упругофрикционного демпфера автомобиля ЗИЛ-164А и выбраны оптимальные параметры демпферов тракторов Т-150 и Т-150К, обеспечивающие работоспособность тракторов.

16. Анализ конструкции трехосного грузового автомобиля Урал-375 с жестким кузовом КР-47, закрепленным посредством упругофрикционных амортизаторов на раме шасси, и результатов испытаний позволили линиаризировать характеристики амортизаторов и описать движение принятой расчетной динамической модели линейными дифференциальными уравнениями. Исследование расчетной модели велось спектральным методом.

В результате расчетов были выбраны такие характеристики амортизаторов, которые позволили, наихудшая плавность хода автомобиля, обеспечить необходимую долговечность рамы шасси и основания кузова при допустимых ходах амортизаторов.

На основании проведенных исследований был разработан метод расчета вторичного подрессоривания кузовов. Метод внедрен и положен в основу ГОСТ 12.4.09380.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Геккер Ф.Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. - М.: Машиностроение, 1983. - 168 с.

2. Силовые передачи транспортных машин: Динамика и расчет /С.В. Алексеева, В.Л. Вейц, Ф.Р. Геккер, А.Е. Кочура. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. - 256 с.

3. Геккер Ф.Р., Светлицкий В.А. Исследование установившихся колебаний систем с сухим трением // Изв. вузов. Машиностроение. - 1965. - № 2. - С. 50-56.

4. Геккер Ф.Р. Стационарные колебания двухмассовой системы при наличии элемента сухого трения // Изв. вузов. Машиностроение. - 1965. - № 4. - С. 65-67.

5. Геккер Ф.Р. Определение оптимальных параметров демпфера сухого трения // Изв. вузов. Машиностроение. - 1966. - № 2. - С. 53-56.

6. Геккер Ф.Р. Энерго-частотные характеристики механических систем // Изв. вузов. Машиностроение. - 1966. - № 3. - С. 138-140.

7. Геккер Ф.Р. Исследование стационарных режимов колебаний

систем с сухим трением // Изв. вузов. Машиностроение. - 1967. - № 2. - С. 30-33.

8. Геккер Ф.Р. Энерго-частотные характеристики вибрируемых машин // Рассеивание энергии при колебаниях механических систем. - Киев, 1968. - С. 135-141.

9. Владыкин Н.Г., Геккер Ф.Р., Спицына Д.Н. К виброзащите жесткого кузова на шасси автомобиля // Матер. 2-ой Всесоюз. конф. по пробл. надежности в строительной механике. Вильнюс, 1968. - С. 221-224.

10. Геккер Ф.Р. К методике определения оптимального момента трения демпфера крутильных колебаний трансмиссии автомобилей // Автомобильная промышленность. - 1969. - № 2. - С. 15-18.

11. Геккер Ф.Р., Темис Ю.М. Исследование работы амортизатора с сухим трением // Изв. вузов. Машиностроение. - 1971. - № 2. - С. 18-24.

12. Сравнительная оценка параметров виброзащиты транспортируемых объектов на долговечность несущих систем /Н.Г. Владыкин, Ф.Р. Геккер, Д.Н. Спицына, Л.П. Аветисов // Тез.докл. 3-ей Всесоюз. конф. по пробл. надежности в строительной механике. г. Вильнюс, 7-10 июня 1971 г. - М., 1971. - С. 49-51.

13. К определению жесткостных коэффициентов при кручении шасси автомобилей с закрепленными на них конструкциями /Н.Г. Владыкин, Ф.Р. Геккер, Д.Н. Спицына и др. // Жесткость в машиностроении: Тез.докл. на Всесоюз. науч.-техн. конф. - Брянск, 1971. - С. 155-162.

14. Геккер Ф.Р. К определению характеристик упругих систем, включающих тарельчатые пружины // Вестник машиностроения. - 1971. - № 10. - С. 16-17.

15. Оценка возможности отрыва колес от дороги и пробоев подвесок при движении автомобилей по испытательным трассам с гармоническим профилем /Н.Г. Владыкин, Ф.Р. Геккер, Л.П. Аветисов и др. // Изв. вузов. Машиностроение. - 1971. - № 11. - С. 129-133.

16. Геккер Ф.Р. К использованию динамических гасителей колебаний с сухим трением для виброзащиты человека // Влияние вибраций различных спектров на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез.докл. - М., 1972. - С. 287-291.

17. Геккер Ф.Р., Карасева Г.А., Фалеева Е.Н. К методике исследования колебаний динамических систем с сухим трением

// Изв. вузов. Машиностроение. - 1972. - № 2. - С. 24-27.

18. Геккер Ф.Р., Темис Д.М. Рассеивание энергии в системе виброзащиты с сухим трением // Рассеивание энергии при колебаниях механических систем. - Киев, 1972. - С. 107-113.

19. К выбору параметров амортизационных узлов крепления кузовов фургонного типа к раме шасси грузового автомобиля /Н.Г. Владыкин, Ф.Р. Геккер, Д.Н. Спицына, Б.В. Югов // Автомобильная промышленность. - 1973. - № 10. - С. 19-21.

20. Трение и рассеивание энергии при крутильных колебаниях в силовой передаче трактора /Ф.Р. Геккер, С.Г. Борисов, С.А. Лапшин и др. // Тр. НАТИ. - 1974. - Вып. 227. - С. 3-15.

21. Исследование влияния основных параметров упругофрикционного демпфера на крутильные колебания в силовой передаче трактора /Ф.Р. Геккер, С.Г. Борисов, С.А. Лапшин и др. // Тр. НАТИ. - 1974. - Вып. 227. - С. 16-28.

22. Геккер Ф.Р., Федоров А.И., Романов В.В. Моделирование колебаний силовой передачи при включении двухдисковой муфты сцепления // Тр. БИТМ. - 1974. - Вып. 26. - С. 115-118.

23. Владыкин Н.Г., Геккер Ф.Р., Гатнев М.К. К определению напряжений в несущих элементах автомобильного кузова // Изв. вузов. Машиностроение. - 1975. - № 1. - С. 109-113.

24. Федоров А.И., Геккер Ф.Р., Борисов С.Г. Исследование динамических процессов в двухдисковой муфте сцепления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1976. - № 3. - С. 11-14.

25. Геккер Ф.Р., Боровкова Е.В., Петров Ю.И. Экспериментальное исследование распределений напряжений в резрезных тарельчатых пружинах // Изв. вузов. Машиностроение. - 1976. - № 5. - С. 40-44.

26. Геккер Ф.Р., Борисов С.Г., Федоров А.И. Исследование влияния осевой податливости ведомого диска муфты сцепления на процесс формирования предельного передаваемого момента // Жесткость машиностроительных конструкций. - М., 1976. - С. 213-218.

27. Геккер Ф.Р. Эффективный коэффициент трения при движении груза с упругой связью по вибрируемому основанию // Докл. I-го симп. по прикладной механике. г. Варшава, 25-27 ноября 1975 г. - Варшава, 1976. - С. 97-106.

28. Исследование напряженного состояния несущих систем при различных способах закрепления жестких кузовов на автомобильных рамах /Д.Н. Спицына, Ф.Р. Геккер, Н.Г. Владыкин, Б.А. Стешенко

// Расчеты на прочность. - М., 1976. - № 17. - С. 222-239.

29. Геккер Ф.Р. Об особенностях динамики движения механических систем с фрикционными связями // Теория трения, износа и смазки. - Ташкент, 1976. - С. 129-130.

30. Хейман Е.Д., Геккер Ф.Р. О расположении виброизоляторов при установке на них машин // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. - М., 1977. - С. 238-244.

31. Исследование влияния натяга пружин и упоров в демпфере муфты сцепления на крутильные колебания силовой передачи трактора /Ф.Р. Геккер, С.Г. Борисов, Е.Н. Фалеева, Г.А. Карасева // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1977. - № 7. - С. 13-16.

32. Геккер Ф.Р. К исследованию динамики машин и механизмов, имеющих фрикционные узлы // Матер. I-го Всесоюз. съезда по теории механизмов и машин. Алма-Ата. - 1977. - С. 229-230.

33. Геккер Ф.Р. Сухое трение в динамических системах //Трибология и эффективность на производство: Докл.симп. г. Варна, 26-28 мая 1977. - София, 1977. - С. 55-62.

34. Математическое моделирование процесса включения фрикционной однодисковой муфты сцепления колесного трактора /С.Г. Борисов, Ф.Р. Геккер, А.И. Федоров, Н.Г. Федорова // Тр. НАТИ. - 1977. - Вып. 254. - С. 13-26.

35. Геккер Ф.Р., Фалеева Е.Н., Борисов С.Г. К использованию упругофрикционных демпферов для снижения крутильных колебаний в силовых передачах тракторов // Рассеивание энергии при колебаниях механических систем. - Киев, 1978. - С. 197-206.

36. Алексеев С.В., Геккер Ф.Р., Кочура А.Н. Исследование динамических силовых характеристик двигателя // Автомобильная промышленность. - 1980. - № 8. - С. 1-4.

37. Геккер Ф.Р. Динамика систем с сухим трением // Аннот. докл. 5-го Всесоюз. съезда по теоретической и прикладной механике. - Алма-Ата, 1981. - С. 107.

38. Геккер Ф.Р., Бомбенков А.А. Упругофрикционная характеристика устройств, включающих тарельчатую пружину // Изв. вузов. Машиностроение. - 1981. - № 5. - С. 43-47.

39. Куприянов А.А., Геккер Ф.Р. Колебания силовой передачи машины при взаимодействии протектора с твердым покрытием // Изв. вузов. Машиностроение. - 1981. - № 7. - С. 80-85.

40. Геккер Ф.Р., Рыбалкин А.Г. К оптимизации параметров фрикционных муфт кривошипных прессов // Изв. вузов. Машино-

роение. - 1981. - № 9. - С. III-III4.

41. Моделирование динамических нагрузок в силовой передаче трактора и на поверхностях трения муфты сцепления при ее включении /С.Г. Борисов, Ф.Р. Геккер, А.И. Федоров, Н.Г. Федорова // Научно-технические основы создания трансмиссии тракторов. - М., 1981. - С. 36-48.

42. Геккер Ф.Р., Рыбалкин А.Г. Использование многофакторного эксперимента для поиска математической модели коэффициента трения // Изв. вузов. Машиностроение. - 1982. - № 8. - С. 29-34.

43. Автоколебания поверхностей трения муфты сцепления /А.И. Федоров, С.Г. Борисов, Ф.Р. Геккер, Н.Г. Федорова // Вопросы динамики и износа узлов трансмиссии тракторов. - М., 1982. - С. 28-34.

44. Определение температуры нагрева дисков муфты сцепления с учетом характера динамического нагружения поверхностей трения /С.Г. Борисов, Ф.Р. Геккер, А.И. Федоров, А.Г. Рыбалкин // Исследование и методы расчета тракторных трансмиссий и их узлов. - М., 1982. - С. 54-61.

45. Сысоев Н.Л., Геккер Ф.Р. Влияние некоторых параметров упругофрикционных демпферов на их упругодиссипативные характеристики // Автомобильная промышленность. - 1983. - № 10. - С. 22-23.

46. Геккер Ф.Р. Динамическая модель узлов трения, работающих без смазочных материалов // Трение и износ. - 1983. - Т. 4, № 6. - С. 1051-1058.

47. Геккер Ф.Р., Рыбалкин А.Г. Метод планирования эксперимента при поиске математической модели процесса трения // Трение и износ, - 1984. - Т. 5, № 1. - С. 100-105.

48. Выбор оптимальных параметров упругофрикционных демпферов, встроенных в ведомые диски сцепления тракторов: Методические указания /Ф.Р. Геккер, С.Г. Борисов, И.Ш. Чернявский и др. - М.: ИОТИ НАТИ, 1984. - 175 с.

49. Геккер Ф.Р., Федоров А.И. Контакт поверхностей трения в сцеплениях // Трение и износ. - 1984. - Т. 5, № 5. - С. 865-873.

50. Вейц В.Л., Геккер Ф.Р., Кочура А.Е. Расчет характеристик возмущающих воздействий ДВС по паспортным данным // Снижение шума поршневых ДВС. - М., МАДИ, 1984. - С. 103-107.

51. Применение теории планирования эксперимента при испы-

таниях фрикционных материалов тормозов /Ф.Р. Геккер, Н.М. Куравлев, Р.А. Меламуд, А.Г. Рыбалкин // Вестник машиностроения. - 1985. - № 3. - С. 36-39.

52. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Влияние динамического контактного взаимодействия на формирование силы трения скольжения // Машиноведение. - 1985. - № 5. - С. 89-93.

53. Федоров А.И., Геккер Ф.Р. Фрикционные сцепления на выставке "Сельхозтехника-84" // Тракторы и сельхозмашины. - 1985. - № 7. - С. 49-51.

54. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Влияние шероховатости и реологических свойств контактирующих тел на стационарные режимы скольжения // Изв. вузов. Машиностроение. - 1986. - № 5. - С. 23-27.

55. Геккер Ф.Р., Кужелев П.В. Динамический расчет однодискового диафрагменного автотракторного сцепления // Тр. МЭИ. - 1986. - № 83. - С. 69-76.

56. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Контактное взаимодействие волновых шероховатых поверхностей /МВТУ им. Н.Э. Баумана. - М., 1986. - 28 с. - Деп. НИИТИ, № 6413.

57. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р. Расчет упругих характеристик диафрагменных нажимных устройств автотракторных сцеплений вдавливаемого и вытягиваемого типов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - № 3. - С. 81-86.

58. Геккер Ф.Р., Кужелев П.В. Анализ и расчет диафрагменных нажимных устройств сцеплений // Тракторы и сельхозмашины. - 1988. - № 5. - С. 67-68.

59. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р. Устойчивость разрезных тарельчатых пружин диафрагменных нажимных устройств сцеплений // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - № 5. - С. 88-92.

60. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р., Сопкин В.А. Математическое моделирование фрикционных характеристик и износостойкости пар трения // Трение и износ. - 1989. - Т. 9, № 3. - С. 528-533.

А-18691

Объем 2 п.л. Тираж 150 экз. Ротапринт МВТУ им. Н.Э. Баумана

Подл. в печать 08.01.89

Заказ 182