

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ФЕДОСОВ АЛЕКСАНДР СЕРГЕЕВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И  
КОНСТРУКЦИЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ЛЕГКОВЫХ  
АВТОМОБИЛЕЙ

05.05.03 - автомобили и трамваи

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Харьков, 1994

Диссертацией является рукопись.

Работа выполнена в Харьковском государственном автомобильно-дорожном техническом университете.

Официальные оппоненты:

- |                                       |                 |
|---------------------------------------|-----------------|
| 1. Доктор технических наук, профессор | В.П. Сахно      |
| 2. Доктор технических наук, профессор | В.Я. Анилович   |
| 3. Доктор технических наук, профессор | И.Н. Серебряков |

Ведущая организация: Запорожский автозавод

Защита состоится *15 марта* 1995 г. в *10<sup>00</sup>* часов  
на заседании специализированного ученого совета Д.02.17.02  
при Харьковском государственном автомобильно-дорожном техническом  
университете по адресу: 310078 Харьков-78, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ХГАДТУ.

Автореферат разослан "*10*" *февраля* 1995 г.

Ученый секретарь  
специализированного ученого совета Подригало М.А.

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00777356 (Z)

ЛНБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы определяется ее направленностью на повышение тормозных качеств и технического уровня легковых автомобилей в рамках выполнения Государственной программы развития автомобилестроения Украины, госбюджетной темы № 24-53-93 (приказ МинВУЗа Украины № 78 от 21.03.91), темы № 09.Н1 плана НИОКР "Безопасность дорожного движения" на 1982-85 г.г., утвержденного ГКНТ СССР 25.02.82, Постановления Совмина СССР № 613 от 17.07.80 (проблема ГКНТ 1.19.01, задание 03.01) о создании автомобиля ЗА3-1102.

Тормозные качества оказывают существенное влияние на безопасность дорожного движения и конкурентоспособность легковых автомобилей, составляющих более 80 % мирового автопарка, а их уровень должен соответствовать постоянно ужесточающимся требованиям общества к собственной безопасности. Поэтому необходимо постоянно совершенствовать как конструкцию тормозных систем, так и теоретическую базу их проектирования.

Автомобильная промышленность бывшего СССР ориентировалась на применение заимствованных или компилятивных концепций, процесс проектирования которых практически сводился к детальной разработке и поверочному расчету известных конструкций. Это предопределило и фактическое отсутствие теоретической базы системного подхода, реализуемого на предварительном этапе проектирования, - совокупности "быстрых" или проектных методик анализа и отбора многочисленных вариантов будущих конструкций. Модели такого рода за рубежом относят к "ноу хау". Такое положение препятствует созданию опережающих технических решений и не соответствует желаемому уровню развития автомобильной промышленности Украины.

Цель работы - создание теоретической основы для реализации системного подхода к выбору концепций и основных параметров тор-

мозного управления легковых автомобилей на предварительном этапе проектирования, разработки и анализа опережающих технических решений.

Тормозные системы легковых автомобилей помимо компоновочных имеют ряд конструктивных и эксплуатационных особенностей – самоустанавливающиеся колодки, дисковые тормоза открытого типа, гидропривод, повышенную цикличность работы и т.д.

Объектом исследования являются конструкции тормозных систем легковых автомобилей и методы анализа их рабочих процессов.

Методологической основой работы являются принципы системного подхода к проектированию, требующие от расчетных моделей сочетания высокого уровня абстракции и информативности с простотой и учетом влияния только основных параметров конструкции. Поэтому при разработке проектных моделей предпочтение отдавалось концептуальному методу, который, в отличие от формального, использует только основные законы природы и наиболее полно удовлетворяет указанным требованиям. При решении отдельных задач использовались: принципы минимума диссипации энергии и суперпозиции временных процессов, методы механики, теплопередачи, теории автоматического управления, теории вероятностей, математической статистики и планирования экспериментов.

Основной тезис, выносимый на защиту, состоит в обобщении и разработке теоретических и прикладных аспектов системного подхода к проектированию тормозного управления легковых автомобилей, способствующих созданию опережающих технических решений.

Научная новизна заключается в определении новых функциональных и статистических связей между параметрами автомобиля и его тормозного управления.

Проблема создания теоретической основы системного подхода к

проектированию тормозного управления легковых автомобилей представлена в составе задач, при решении которых получены новые научные результаты, которые выносятся на защиту:

1. Модели взаимосвязей динамических характеристик автомобилей — максимальной скорости и приемистости с применяемыми концепциями тормозов и типоразмерами колес, ограничивающих их габариты.

2. Аналитические модели статических, статистических и динамических выходных характеристик тормозов, установленные путем применения принципа минимума диссипации энергии, учета возможности миграции пятен контакта и частотно-независимого характера упругих несовершенств трущихся деталей.

3. Модели энергопреобразующих качеств тормозов, учитывающие периодическую составляющую температуры поверхности трения, обусловленную неравенством трущихся поверхностей, влияние динамических качеств автомобиля на объёмную температуру ротора и возможности резкой интенсификации теплоотдачи при испарительном охлаждении ротора диспергированной струей воды.

4. Принципы построения эффективных алгоритмов антиблокировочных систем (АБС), использующие модель "  $\mu$ - $S$  " — диаграммы, основанную на корректном учете особенностей трения эластичных тел, и линейный непрерывный способ управления путем изменения приводного давления пропорционально регулируемому АБС параметру.

5. Модели учета влияния внешних и внутренних возмущений на желаемое и реальное распределение тормозных сил по колесам, осям и бортам автомобиля.

6. Модели статических и динамических характеристик гидропривода, его отдельных контуров и агрегатов.

7. Модели определения основных параметров комбинированного насосного привода с гидроусилителем тормозов (ГУТ) для автомоби-

ля и буксируемого им одноосного прицепа, принципы унификации и стандартизации его агрегатов.

Перечисленные новые научные результаты получены лично автором и отражают его личный вклад в обобщение работ, выполненных под его научным руководством аспирантами и соискателями.

Достоверность основных научных результатов, выводов и рекомендаций, изложенных в диссертации, прежде всего устанавливалась путем сопоставления с результатами исследований, полученных независимыми авторами, а при их отсутствии - личными экспериментальными и модельными исследованиями, решениями, полученными другими методами, результатами НИР и ОКР, проведенными совместно с ЗАЗ, ГАЗ, ЗИЛ, УАЗ, ЛуАЗ и другими заводами, опытом проектирования и эксплуатации автомобиля ЗАЗ-1102.

Практическая значимость и реализация результатов исследования. Применение предложенных в работе теоретических основ реализации системного подхода к проектированию тормозного управления легковых автомобилей позволило:

1. Сократить сроки и повысить эффективность предварительного этапа проектирования автомобиля ЗАЗ-1102, разработать и реализовать новую концепцию колесного увала в составе дискового тормоза и бездискового обода (а.с. № 895757), улучшить потребительские и компоновочные качества автомобиля, на 33 кг уменьшить его массу и снизить максимальную температуру поверхности трения тормоза.

2. Разработать рациональные пути совершенствования конструкции открытых дисковых тормозов и реализовать их на серийно выпускаемом автомобиле ЗАЗ-1102 (а.с. № 830053, № 903618), что позволило на 2,8 кг снизить массу тормоза по сравнению с лучшим зарубежным аналогом и только за счет уменьшения расхода проката получить годовой экономический эффект 821970 рублей в ценах 1980 г. (программа выпуска - 150 тыс. автомобилей).

3. Использовать Комплексным инновационным центром ИПмаш АН Украины предложенную в работе модель "У-5" - диаграммы для имитации сцепных условий при стендовых испытаниях тормозных систем автомобилей.

4. Создать ряд опережающих технических решений, прошедших стадии НИР и ОКР и рекомендуемых к применению на перспективных моделях ЗАЗ, ГАЗ и УАЗ, что отражено в актах внедрения результатов соответствующих хозяйственных работ.

Апробация работы и ее результатов проводилась на международной конференции (Львов, ЛВПИ-1993 г.), всесоюзных конференциях, семинарах и выставках (Москва, МАМИ - 1976 г., Запорожье, ЗАЗ - 1978 г., Ташкент, ТАДИ - 1982 г., ВДНХ - 1985 г., Москва, МВТУ - 1986 г.), заседаниях специализированных ученых советов (МАДИ - 1987 г., МВТУ - 1988 г.) и кафедр (ХАДИ - 1986 г. и 1994 г., МАДИ - 1986 г., КАДИ - 1994 г.), заседаниях научно-технических советов заводов - ЗАЗ, ГАЗ, ВАЗ и др. Решения частных задач работы апробированы в пяти успешно защищенных кандидатских диссертациях (И.И. Бudyко, В.Ю. Матвиенко, М.А. Подригало, А.С. Булавкин, С.Н. Шуклинов), выполненных под научным руководством автора, использованы в многочисленных хозяйственных и бюджетных НИР, в которых автор выступал в роли научного руководителя или ответственного исполнителя, в период 1972 - 1992 г.г. Основные результаты диссертации подтверждены опытом проектирования и эксплуатации серийных автомобилей ЗАЗ, испытаниями опытных образцов автомобилей ГАЗ, УАЗ и ЛуАЗ.

Публикации. Результаты исследования опубликованы в 93 печатных работах, из которых более 40 - изобретения.

На защиту выносятся новые расчетные модели для предварительного этапа проектирования и созданные с их помощью опережающие

технические решения.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из семи глав, введения, заключения, приложения и списка литературы. Объём диссертации – 409 страниц: 293 стр. текста и 116 стр. рисунков, таблиц, приложений и списка использованных литературных источников.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе анализируется пригодность поверочных и исследовательских расчетных моделей для создания на их основе "быстрых" или проектных моделей для предварительного этапа проектирования. Отмечаются их основные недостатки: низкий уровень абстракции и информативности, т.к. чрезмерная детализация (используются второстепенные параметры, определяемые при доводке конструкции) сочетается с примитивностью (использование субъективно принимаемых характеристик, например – закона распределения нормальных давлений по поверхности трения); отсутствие достоверных сведений о динамических характеристиках агрегатов и т.д. Сформулированы задачи по созданию проектных или "быстрых" методик определения:

1. Статических, статистических и динамических выходных характеристик тормозной системы и ее агрегатов.

2. Энергопреобразующих свойств тормозов, учитывающих влияние неравенства взаимодействующих фрикционных площадей, начальную температуру ротора, определяемую эксплуатационной нагруженностью тормоза, и возможность резкой интенсификации теплоотдачи при использовании испарительной системы охлаждения ротора диспергированной струей жидкости.

3. Взаимосвязей концепций и основных параметров тормозных механизмов с эксплуатационной нагруженностью тормозов, динамическими качествами автомобиля и условиями дорожного движения.

4. Научно-корректной и достоверной аналитической модели описания "S-S"-диаграммы тормозящего колеса и основных закономерностей эффективной работы АБС.

5. Рациональных законов распределения и регулирования тормозных сил, учитывающих действие внешних и внутренних возмущений.

6. Основных параметров гидростатического и гидросилового комбинированного приводов, в том числе - и их нетрадиционных концепций.

Поставленная цель требует демонстрации прецедентов - создания опережающих технических решений, использующих новые научные результаты исследования, воплощенные в перечисленных выше проектных методиках расчета.

Вторая и третья главы посвящены совершенствованию аналитических моделей механических и тепловых процессов на поверхности трения (глава 2) и в тормозе (глава 3).

У самоустанавливающихся колодок дисковых тормозов, применяющихся на легковых автомобилях, равнодействующая нормальных сил  $N$  сдвинута относительно равной ей приводной силы  $P$  на расстояние  $a = (\tau/N)h$  (рис. 1) по направлению вращения диска. Поэтому центр тяжести поверхности трения целесообразно располагать в этой точке. Равнодействующая сил трения  $T = \mu \iint q \cos \theta dF = \mu N \cos \bar{\theta}$  развивает момент  $M = \mu \iint q \rho dF = \mu N \bar{\rho}^{(F)}$  (черта над символом указывает на среднее значение параметров). Равнодействующую  $T$  можно заменить равным ей по модулю главным вектором  $T$ , приложенным в центре нормальных давлений  $O_N$  и главным моментом  $M_N = \mu N \bar{\rho} \sin \bar{\theta}$ . Главный вектор  $T$  развивает момент  $M_T = \mu N \rho_N \cos \bar{\theta}$ . Так как  $M = M_T + M_N$ , то  $\bar{\rho} = \rho_N \cos \bar{\theta} + \bar{\rho} \sin \bar{\theta}$ . В соответствии с принципом минимума диссипации энергии решение уравнения  $\partial \bar{\rho} / \partial \bar{\theta} = 0$  минимизирует  $M$ . При этом  $\tan \bar{\theta} = \bar{\rho} / \rho_N$  и

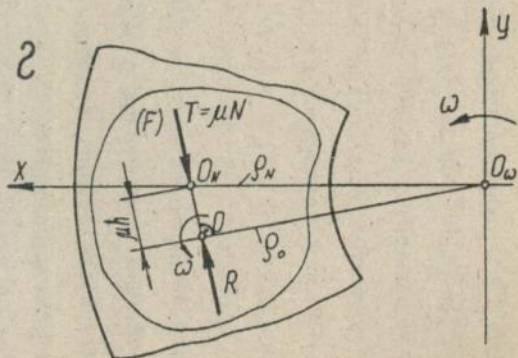
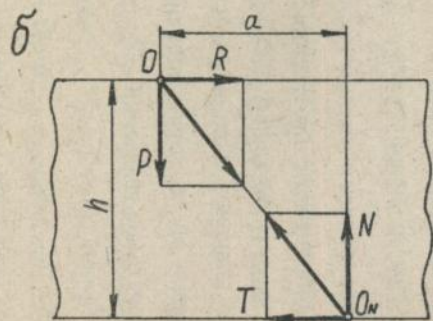
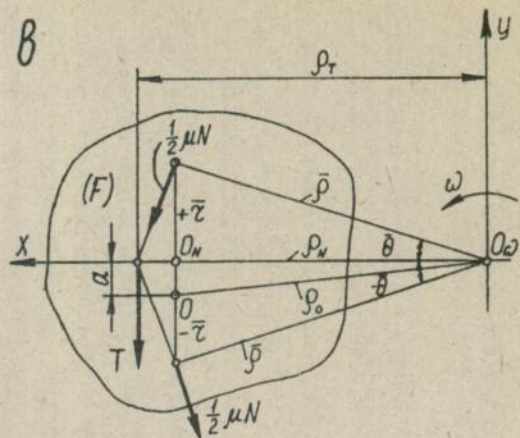
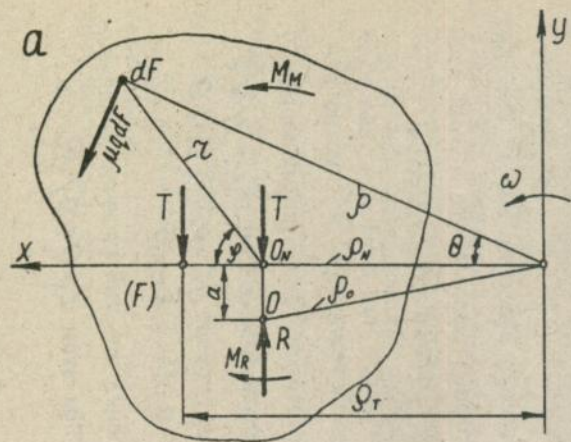


Рис. I. Расчетная схема колодки дискового тормоза: а-схема сил и моментов, б-положение центра давлений, в-модель колодки, г-вращающаяся колодка

плоская система сил трения моделируется двумя силами  $\frac{1}{2}MN$ , приложенными в точках с координатами  $X = \rho_N$  и  $Y = \pm Z$ . Присущее только этой модели аналитическое описание эффекта вращения колодки, установленной на подшипнике, с угловой скоростью диска вне зависимости от формы ее поверхности трения подтверждает достоверность полученных результатов, а количественная характеристика плеча  $Q$  пары сил  $N$  и  $P$  легла в основу а.с. № 830053, устранившего косою износ накладку дискового тормоза автомобиля ЗАЗ-1102.

У самоустанавливающейся колодки барабанного тормоза точка  $O_2$  (рис. 2) является центром приведения плоской системы сил и при  $M > 0$  равнодействующая  $Q$  контактных сил отклоняется на угол  $\alpha$  от линии  $OO_2$  и создает момент  $QL \sin \alpha = QZ \sin \alpha$  относительно центра вращения  $O$ . Равнодействующая  $T$  сил трения, действуя на плече  $\rho \geq Z$ , создает момент  $MNP$ . Следовательно  $Z/\rho = \sin \delta / \sin \alpha$  ( $\delta \leq \alpha$ ,  $\delta = \arctg \mu$ ). В соответствии с принципом минимума диссипации энергии  $\rho$  и  $\alpha$  должны принимать минимальные значения. При этом  $\rho = Z$ ,  $\alpha = \delta$  и система распределенных контактных сил моделируется действием сосредоточенной силы  $Q = \iint_{(F)} q dF / \cos \delta$ , отклоненной от линии  $OO_2$  на угол  $\alpha = \pm \arctg \sin(\frac{Z}{L} \sin \delta)$ . Так как для колодки с фиксированной осью вращения заранее неизвестно направление реакции  $R$ , то условия  $\alpha = \delta$  недостаточно для раскрытия ее статической неопределимости, т.е. определения угла  $\bar{\theta}$  точки приложения  $Q$  к поверхности трения. Одним из условий статического равновесия колодки является уравнение  $Ph/Qc = \cos(\bar{\theta} + \delta) + (\frac{e}{c}) \sin(\bar{\theta} + \delta) + (\frac{Z}{c}) \sin \delta$  (верхний знак относится к активной колодке, а нижний - к пассивной). В соответствии с принципом минимума диссипации энергии величина  $\bar{\theta}$  определяется решением уравнения  $\partial(PH/Qc) / \partial \bar{\theta} = 0$ .

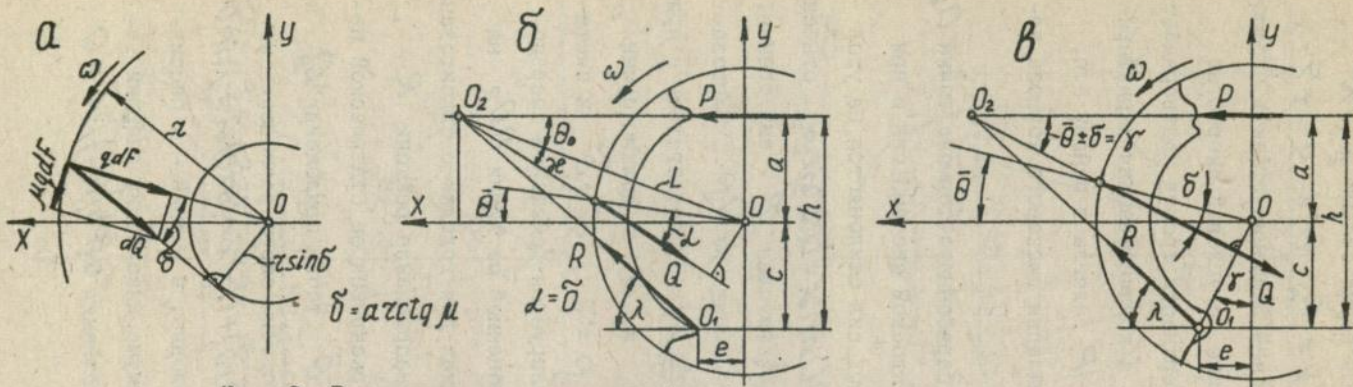


Рис. 2. Расчетная схема колодки барабанного тормоза: а-контактные силы, б-самоустанавливающаяся колодка, в-колодка с фиксированной осью поворота

12

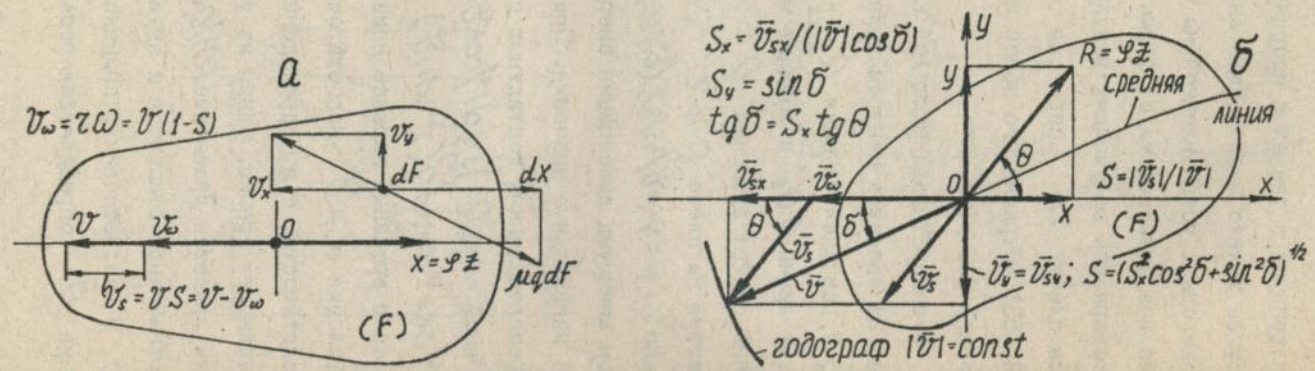


Рис. 3. Модель контакта тормозящего колеса: а-плоское движение, б-общий случай

Поэтому  $\delta \pm \bar{\theta} = \gamma$  и сила  $Q$  должна совпадать с линией наибольшего сближения колодки и барабана (направлением износа накладки). Аналитическое описание этого эффекта подтверждается исследованиями радиальной деформации барабана и свидетельствует о достоверности предлагаемой модели. Полученные в работе зависимости для определения передаточных отношений колодок отличаются от существующих формой представления расчетного значения коэффициента трения  $\mu^* = \sin \delta$ , устраняющего его отличия (до 1,5 раз) от физического значения  $\mu = \tan \delta$ , определяемого на машинах трения. Путем сопоставления этого результата с данными экспериментальных исследований Р.А. Меламуда установлена достоверность предлагаемых моделей.

В силу своей вероятностной основы принцип минимума диссипации энергии характеризует только математическое ожидание передаточного отношения колодки  $k$  или  $\mu^*$ , на которые помимо изменчивости коэффициента трения оказывает влияние и миграция пятен фактического контакта, локализованная границами поверхности трения и ограниченная условиями статического равновесия колодки. Эти особенности послужили основой для определения ожидаемых значений коэффициентов вариации передаточного отношения  $k$  и эквивалентного или кажущегося коэффициента трения  $\mu^*$ , отражающих возможные статистические характеристики вновь проектируемого тормоза. Установлено влияние границ поверхности трения и степени самоустановки на указанные параметры. В частности, коэффициент вариации передаточного отношения у самоустанавливающихся колодок дискового тормоза приблизительно в 1,5 раза меньше, а барабанного в 3 раза меньше, чем у несамоустанавливающихся колодок. Производственные отклонения, и дискретный характер фрикционного контакта нарушают идеальность расчетной схемы: при определенных в работе

значениях координат точек фактического контакта колодка теряет статическую устойчивость. Характерные признаки этого процесса полностью совпадают с физическими явлениями, сопровождающими скрип барабанного тормоза. Выдвинутая гипотеза об их тождественности подтверждается отсутствием скрипа колодок, границы контакта которых определены по условиям сохранения статической устойчивости.

Зависимости для передаточных отношений колодок обобщаются формулой  $k = \mu^* A / (1 \mp \mu B) = k_n / (1 - k_n k_0)$ , ( $k_n = \mu^* A$ ,  $k_0 = \pm B/A$ ) передаточные отношения цепей прямой и обратной связей,  $\mu^*$  - эквивалентный коэффициент трения,  $A$  и  $B$  - независимые от  $\mu^*$  параметры). Это позволяет при совершенствовании выходных характеристик тормозов использовать известные методы теории обратной связи. Чувствительность  $k$  к изменению  $\mu$  обычно оценивается показателем  $\varepsilon = d(\ln k) / d(\ln \mu)$ . Так как  $k$  и  $\varepsilon$  монотонные функции  $\mu$ , то при выборе  $A$  и  $B$  рекомендуется использовать коэффициент неустойчивости  $S = \varepsilon / \mu$ , принимающий минимальное значение в диапазоне возможных величин  $\mu$ : приведены примеры анализа конструкций и выбора их параметров, предложена концепция дискового тормоза повышенной стабильности (а.с. №681269). В традиционных конструкциях  $k$  и  $\varepsilon$  изменяются обратно пропорционально друг другу. Установлено, что большие значения  $k$  при малых  $\varepsilon$  могут быть реализованы путем применения цепи обратной связи с передаточным отношением, изменяющимся по закону  $1/k_0 = 1/\mu - 1/\mu'$  ( $\mu'$  - принятое расчетное номинальное значение  $\mu$ ). С этой целью предложено использовать в цепи опорно-разжимных деталей дискового тормоза гидравлический аналог клина с управляемым обратным клапаном (а.с. № 658019, 889505): уменьшение  $\mu$  относительно  $\mu'$  в два раза приводит к падению  $k$  всего на

5...10 % при неизменном приводном давлении. На основе этого устройства разработано новое техническое решение гидравлического тормозного привода (а.с. №880826), стабилизирующего реальное распределение тормозных сил по осям и бортам автомобиля.

Динамические характеристики дисковых и барабанных тормозов исследовались в процессе их испытаний на инерционном стенде при синусоидальном и скачкообразном изменении переменной составляющей приводного давления. Управление давлением и его замер производились непосредственно через рабочий цилиндр, минуя шланги и трубопроводы, что существенно повысило достоверность полученных новых результатов: динамические характеристики тормозов с достаточной для практики точностью соответствуют модели физического тела с частотно независимым внутренним трением и удовлетворяют условиям работы АБС: отношение приведенных жесткости и массы не влияет на АФЧХ в диапазоне частот от 0 до 50 Гц. Основное влияние на АФЧХ оказывает уровень потерь в опорно-разжимных деталях, обусловленный их упругими несовершенствами. В переходном режиме тормоз можно полагать безынерционным звеном (постоянная времени несколько миллисекунд), а при периодических воздействиях - звеном с постоянным углом запаздывания (при частотах до 50 Гц фазовый угол между давлением и моментом для всех типов испытанных тормозов находится в диапазоне  $6^{\circ} \pm 2^{\circ}$  при 95 % доверительном интервале).

Теплоаккумулирующие свойства тормоза характеризуются способностью его ротора воспринять энергию экстренного торможения с максимальной скорости без превышения предельно допустимой для фрикционной накладки температуры поверхности трения, которая определяется путем суперпозиции составляющих  $T = T_{HO} + \bar{T} + \tilde{T}$  ( $T_{HO}$  - начальная объемная температура ротора,  $\bar{T}$  - средняя температура его поверхности трения, обусловленная равномерно распределенным по ней

тепловым потоком,  $\tilde{T}$  - периодическая составляющая, обусловленная неравенством трущихся площадей ротора и накладки, т.е. величиной коэффициента взаимного перекрытия (к.в.з). Определение  $\tilde{T}$  на предварительном этапе проектирования затруднено отсутствием достоверной аналитической расчетной модели. Автором разработана такая модель и установлена ее достоверность путем сопоставления с численным решением, полученным Е.Б. Решетниковым с помощью метода конечных разностей. С ее помощью конструктор может оценить влияние основных параметров тормоза на величину  $\tilde{T}$ . В частности установлено, что при прочих равных условиях  $\tilde{T} \sim (z/\bar{r})^2/n$  ( $z$  - радиус колеса,  $\bar{r}$  - средний радиус трения,  $n$  - число поверхностей трения), а при неизменном к.в.з. применение двух противоположно расположенных колодок на одной поверхности трения вместо одной снижает  $\tilde{T}$  в  $\sqrt{2}$  раз.

Теплорассеивающие свойства тормоза в основном определяются темпом охлаждения его ротора: он должен быть таким, чтобы сумма остаточной и добавляемой при очередном торможении температуры не превысила допустимой величины. При сопоставительном анализе однотипных конструкций в одинаковых условиях испытаний теплоотдача характеризуется отношением  $\beta G/Fn$  ( $G$  - сила веса автомобиля,  $\beta$  - коэффициент распределения тормозных сил,  $F$  - площадь одной поверхности трения,  $n$  - число этих поверхностей). Существующая система нормативных испытаний фактически не учитывает различий в динамических качествах легковых автомобилей и их эксплуатационной нагруженности. Это отличие оценивается путем сопоставления теплорассеивающей и теплоаккумулирующей способностей тормоза  $-hFt/cm$  ( $m$ ,  $F$  и  $C$  - масса, площадь охлаждения и удельная теплоемкость ротора,  $h$  - коэффициент теплоотдачи,  $t$  - время между двумя последовательными экстренными торможениями). Учитывая возросшие

динамические качества автомобилей начальную скорость для расчетной имитации двух последовательных экстренных торможений следует принять равной 100 км/ч, что упрощает определение  $t$  (время разгона до 100 км/ч указывается в техническом задании). При определении можно использовать полученную в работе статистическую зависимость  $t = 1,05 + 0,64 (M/N_{emax})$ , с ( $M$  - масса снаряженного автомобиля с двумя пассажирами - кг,  $N_{emax}$  - максимальная мощность двигателя, кВт). Рост динамических качеств (уменьшение  $t$ ) должен компенсироваться в условиях ограниченности изменений  $h$  ростом отношения  $F/m$ , что при значительных отличиях  $t$  требует изменения конфигурации ротора и, следовательно, перехода к новой концепции тормоза. Очевидно, что при постоянном росте динамических качеств автомобилей технический прогресс в развитии концепции тормозных механизмов прежде всего связан с интенсификацией их теплоотдачи. Перспективным представляется испарительное охлаждение диспергированной струей жидкости (воды). Однако, отсутствие достоверных количественных характеристик этого процесса препятствует его практическому использованию на массовых моделях. С целью их получения были проведены лабораторные и дорожные исследования упомянутой системы охлаждения. Использовались центробежные форсунки с диаметром сопла 0,5 мм и расходах жидкости 2,5 ... 5 см<sup>3</sup>/с на каждую поверхность трения дисковых тормозов. Установка форсунок на выходе диска из контакта с накладками позволила избежать их намокания и сохранить величину коэффициента трения. Теплоотдача характеризуется двумя режимами - переходным и пленочным, разделяемыми установленной в работе критической температурой поверхности трения - 200°C. В первом случае теплоотдача в три раза выше, чем во втором. При двухсторонней установке форсунок относительно сплошного диска теплоотдача при переходном режиме кипения в тридцать раз превышает теплоотдачу при естественном воздушном охлаждении (ко-

эфицент эффективного использования воды  $\sim 0,74$ ). Это позволяет применительно к ЗАЗ-1102 при испытаниях типа I поддержать переходной режим кипения (температура поверхности трения менее  $200^{\circ}\text{C}$ ) при общем расходе жидкости не более  $200 \text{ см}^3$  на один тормоз. Применение рассмотренной системы охлаждения позволяет сохранить конструкцию тормоза базовой модели на скоростной модификации автомобиля или уменьшить массу ротора при незначительных конструктивных усложнениях тормоза и системы стеклоомывателя (а.с. № 1257006, 1209717, 1344649), представляется возможной замена тормоза с вентилируемым диском на более легкий тормоз со сплошным диском.

Четвертая глава посвящена разработке модели контактного взаимодействия тормозящего колеса с опорной плоскостью и определению основных закономерностей адаптивного управления процессом торможения.

Циклические вертикальные деформации  $\varepsilon_x$  катящегося колеса сопровождаются гистерезисными потерями и проскальзываниями точек контакта в продольном -  $S_x$  и боковом -  $S_y$  направлениях. Относительная боковая деформация в точке контакта  $\varepsilon_y$  пропорциональна  $\varepsilon_x$  и, следовательно, скорость ее скольжения в боковом направлении  $v_y \sim \varepsilon_x \omega = \varepsilon_x v(1-s)$ . Введя коэффициент пропорциональности  $k \sim 1/\varepsilon_x$ , находим  $v_y = v(1-s)/k$  и затем проекцию элементарной силы трения  $\mu q dF$  на продольную ось  $dx = \mu q dF / [v_x / (v_x^2 + v_y^2)^{1/2}]$ . В зонах сцепления контакта  $v_x = 0$ , а возникающие здесь силы упругой деформации цикловой работы не совершают, не учитываются при определении продольной реакции  $X$  и не отражаются в уравнениях движения. Приращение  $X$  сопровождается увеличением площади скольжения и изменением среднего значения  $v_x / [v_x^2 + v_y^2]^{1/2}$ . Поэтому интегрирование сил  $dx$  можно вести по всей площади контакта, заменив  $v_x$  его средним в площади зоны скольжения значением  $\bar{v}_x = v S_x$ . Таким обра-

зом, величина удельной продольной реакции  $q_x = \frac{X}{Z} = \mu \left[ 1 + \left( \frac{1-s}{k} \right)^2 \right]^{1/2}$  ( $Z = qF$  - вертикальная реакция). При этом  $k = EF/Z$  ( $E$  - коэффициент, характеризующий вертикальную жесткость шины). Произведение  $EF$  слабо и неоднозначно изменяется в функции давления в шине и может полагаться ее константой. Показано, что  $\mu$  может входить в уравнения движения только в функции скорости скольжения -  $v_s$ . Полученная зависимость обобщается на произвольную комбинацию продольной  $S_x$  и боковой реакций  $S_y$  или скольжений  $S_x$  и  $S_y$ . При этом  $s = [(S_x \cos \delta)^2 + S_y^2]^{1/2}$ ,  $S_y = s \sin \delta$ ,  $\tan \theta = \tan \delta / S_x$ ,  $S_x = v_{sx} / v \cos \delta$  ( $\delta$  - угол бокового увода,  $\theta$  - угол между суммарной реакцией в опорной плоскости и ее проекцией  $X$ ). Установлена связь коэффициентов  $EF$  и  $k$  с коэффициентом сопротивления боковому уводу:  $k_y = \mu_0 EF = \mu_0 k Z$  ( $\mu_0$  - коэффициент трения при  $v_s \rightarrow 0$ ). Достоверность модели подтверждается ее совпадением с результатами экспериментов Зигеля, Мичке, Бергмана и др.

В режиме свободного качения реакция  $R = 0$  (плоская система сил трения в контакте взаимно уравновешена), потери на качение компенсируются работой ведущего момента, колесо находится в условиях равномерного качения в продольном направлении, его статический радиус совпадает с кинематическим и динамическим и потому отождествляется с радиусом  $Z$  "отвержденной" модели колеса. При работе АБС желательно обеспечить стационарный режим торможения:  $s = \text{const}$ ,  $Z\dot{\omega} = \dot{v}(1-s)$ ,  $Z\omega = v(1-s)$ , обеспечивающий согласованное замедление колеса и автомобиля вплоть до его остановки. Необходимый для этого удельный тормозной момент  $\bar{m} = M/(Z^2)$  складывается из удельного момента  $\psi$ , обеспечивающего замедление поступательно движущейся массы  $Z/g$  и удельного момента  $Jg(1-s)/(Z^2)^2$ , замедляющего вращение колеса ( $J$  - мо-

мент инерции). Сигнал на прекращение растормаживания количественно характеризуется второй из указанных составляющих  $\bar{m}$ , а не нулевым значением  $\dot{\omega}$ , как это полагалось. Соответственно, зоны устойчивого и неустойчивого торможения характеризуются линией стационарных режимов, а не кривой „ $\varphi$ - $S$ “ -диаграммы. Отклонение  $2\dot{\omega}$  от стационарного значения, допускаемое АБС, должно убывать быстрее или в темпе падения скорости  $\dot{v}$ . При снижении  $\dot{v}$  резко возрастают требования к частоте пульсации момента и точности процесса управления. Для компенсации этого недостатка АБС предложено использовать линейный непрерывный принцип управления (а.с. № 852679, 770885): приводное давление изменяется пропорционально отклонению управляемого параметра, например -  $\dot{\omega}$ , от его эталонного или программного значения (при перемене знака отклонения меняется знак темпа изменения давления). Достоверность результатов исследования и эффективности предложенного принципа работы АБС подтверждается испытаниями, проведенными Е.М. Гецовичем и С.Я. Ходыревым.

Пятая глава посвящена выбору законов распределения и регулирования тормозных сил. Рассмотрены потенциальные возможности межколесного, межосевого и межбортового регулирования на пространственной расчетной схеме автомобиля и установлено основное условие ее замены плоской (велосипедной) расчетной схемой - наличие момента  $Gh\delta_x\delta_y$  ( $G$  - сила веса автомобиля,  $h$  - высота центра масс,  $\delta_x$  и  $\delta_y$  - удельные продольная и боковая суммарные реакции опорной плоскости). Показано, что внешние (боковые силы и т.д.) и внутренние (отклонения характеристик тормозов и упругих элементов подвесок, смещение груза и т.д.) возмущения могут быть компенсированы только при межколесном регулировании. Межосевое регулирование при действии боковых сил не может обеспечить

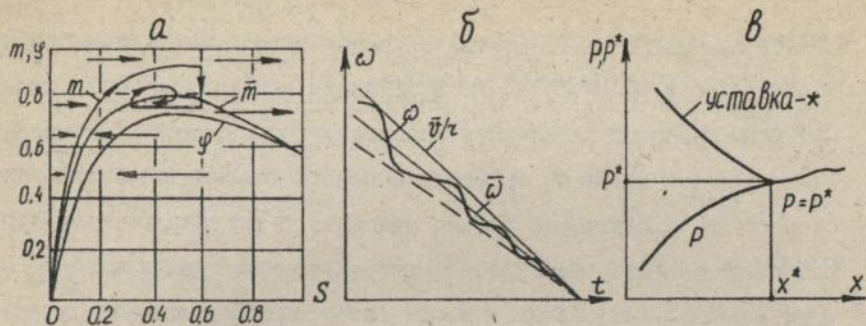


Рис. 4. Рациональная организация работы АВС: а-фазовая диаграмма, б-протекание процесса, в-линейный принцип управления

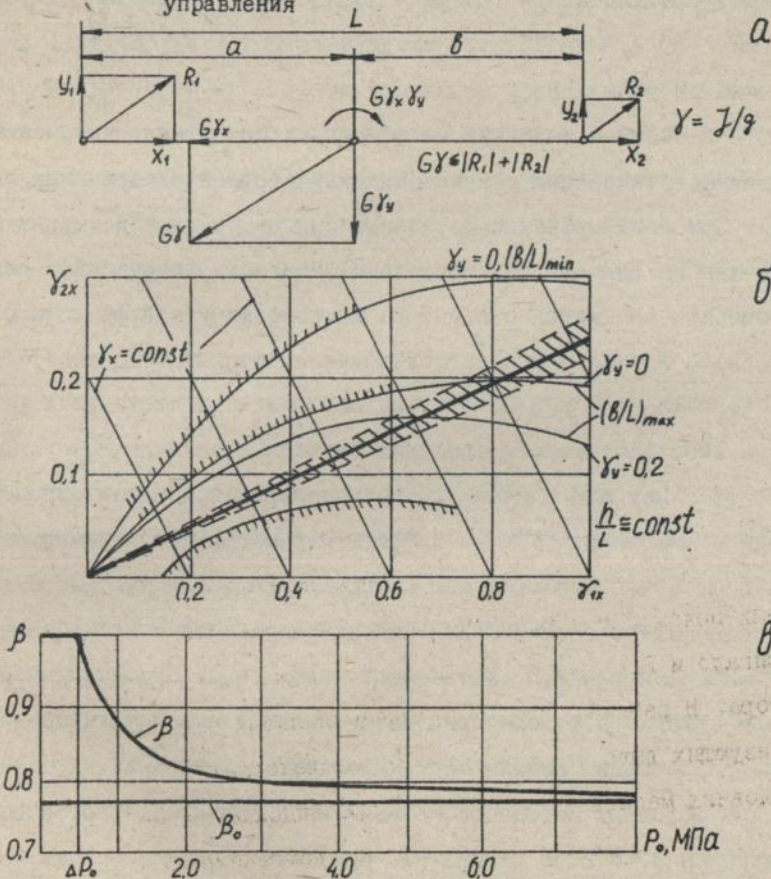


Рис. 5. Осевое распределение тормозных сил, а-расчетная схема, б-выбор коэффициента распределения -  $\beta$ , в-влияние стяжных пружин и потерь на трение -  $\Delta P$  на  $\beta$  ( $\beta_0$  - предлагаемая величина)

полное использование оставшихся сцепных возможностей в целях торможения:  $\gamma_x = (\varphi^2 - \gamma_y^2)^{1/2} (1 - 2\gamma_y \frac{h}{B})$  ввиду непараллельности суммарных реакций колес в опорной плоскости ( $B$  - колея). Так как  $\gamma_y = \frac{v^2}{g\rho}$  ( $\rho$  - радиус кривизны траектории центра масс автомобиля), то для скоростных модификаций помимо межосевого регулирования целесообразно применять и межбортовое регулирование тормозных сил. На современных европейских дорогах автомобиль испытывает удельные боковые ускорения  $\gamma_y \approx 0,2$  около 2 % времени движения, что следует учитывать при выборе коэффициента распределения тормозных сил  $\beta$ . В работе рекомендуется  $\beta = \frac{\rho}{L} + \varphi_x^* \frac{h}{B}$  ( $\rho$  - расстояние от центра масс до задней оси,  $L$  - база,  $\varphi_x^* = 0,82 \dots 0,85$  - расчетное значение коэффициента сцепления, учитывающее возможные отклонения статических характеристик тормозных механизмов. При регулировании тормозных сил путем аппроксимации идеального закона для одного, нескольких или всех нагрузочных состояний автомобиля оптимальность выбора аппроксимирующей функции следует оценивать коэффициентом использования сцепных возможностей в целях торможения -  $m$ . Если известны или гипотетически реальны какие-либо законы распределения случайных величин  $\gamma_y$ ,  $B/L$  и  $\varphi$ , то с помощью имитационного моделирования можно определить среднее значение  $\bar{m}$  и выбрать параметры аппроксимирующей функции, обеспечивающие его максимальную величину. Достоверность приведенных положений подтверждена результатами исследований М.А. Подригало и В.Д. Матвиенко, выполненных под научным руководством автора. В работе приведены описания новых технических решений, реализующих выводы теоретических исследований.

В условиях массового применения АБС видоизменяются цели регулирования. В этом случае РТС призваны: компенсировать наиболее тяжелые последствия отказа АБС, не допуская опережающего блокирования задних колес; выравнивать энергонагруженность тормозов перед-

ней и задней осей; снизить уровень приводного давления и частоту его модуляции. Эти функции успешно реализуются конструктивно наиболее простыми односигнальными РТС, совершенствованию которых посвящены новые технические решения (а.с. № 895760, 933508, III5946).

Шестая глава посвящена совершенствованию расчетных моделей традиционного гидростатического и насосного гидросилового приводов для целенаправленного выбора типа, схемы и основных параметров узлов привода на предварительном этапе проектирования. Исследованы статические и динамические характеристики указанных приводов и их отдельных агрегатов. Потери на трение оказывают существенное влияние на распределение тормозных сил по осям автомобиля, особенно при наиболее частых служебных торможениях. В работе установлены необходимые характеристики для учета этого эффекта при выборе типа тормозных механизмов и схем разделения контуров привода. При осевой схеме разделения контуров и смешанной дисково-барабанной системе тормозов до 90 % всей энергии торможения в рядовых условиях эксплуатации автомобиля рассеивается передними дисковыми тормозами (рис. 5 в). Основными путями устранения этого недостатка являются: применение дисковых тормозов на всех колесах, отказ от осевого разделения контуров и (или) замена ГТЦ типа "тандем" на ГТЦ типа "твин". Предложена новая концепция безрычажного педального узла прямого действия на основе ГТЦ типа "твин" (а.с. № I646930, I7229I6), которая помимо улучшения функциональных и эргономических качеств привода позволяет за счет уменьшения хода педали сократить габариты салона. Экспериментально определены динамические характеристики отдельных агрегатов и привода в целом. Установлено, что передаточная функция привода соответствует последовательно соединенным аperiodическому (ГТЦ) и колебательно-магистраль) звеньям: постоянная времени первого находится в

диапазоне  $(1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$  с, а второго -  $(2 \dots 5) \cdot 10^{-2}$  с при коэффициенте относительного демпфирования  $0,20 \dots 0,75$ . Уменьшение внутреннего диаметра трубопроводов до 3 мм не приводит к заметному снижению быстродействия привода, практически исключает эффект перерегулирования и повышает качество его следящего действия. Полученные результаты позволяют прогнозировать функциональные качества выбранного типа привода и способа управления процессом торможения.

Очевидная тенденция к повышению скорости движения легковых автомобилей и грузоподъемности их прицепов сопровождается все более широким применением гидравлического силового (насосного) привода и комплектуемого на его основе комбинированного гидравлического привода, объединяющего посредством гидроусилителя тормозов (ГУТ) гидростатический привод автомобиля с гидросиловым приводом прицепа. Этому способствует появление гидроусилителей руля на автомобилях малого и особо малого классов, призванных повысить их активную безопасность. В результате проведенных НИР и ОКР совместно с ГАЗ и УАЗ установлена перспективность применения ГУТ соосной компоновки типа "закрытый центр" (рис. 6), определены наиболее рациональные концепции узлов и разработана проектная методика выбора основных параметров привода, способствующая унификации агрегатов и их дальнейшей стандартизации. Нормирование коэффициента пропорциональности между усилием на педали и замедлением при одинаковом уровне давления в приводе в условиях нормативных испытаний позволяет комплектовать типоразмеры ГУТ и ГТЦ при одинаковой золотниковой паре (допускаемое перекрытие до 0,4 мм). Это способствует быстрой адаптации водителя к тормозному управлению при смене автомобиля или подсоединении к нему прицепа, позволяет использовать одинаковые гидроузлы силового привода.

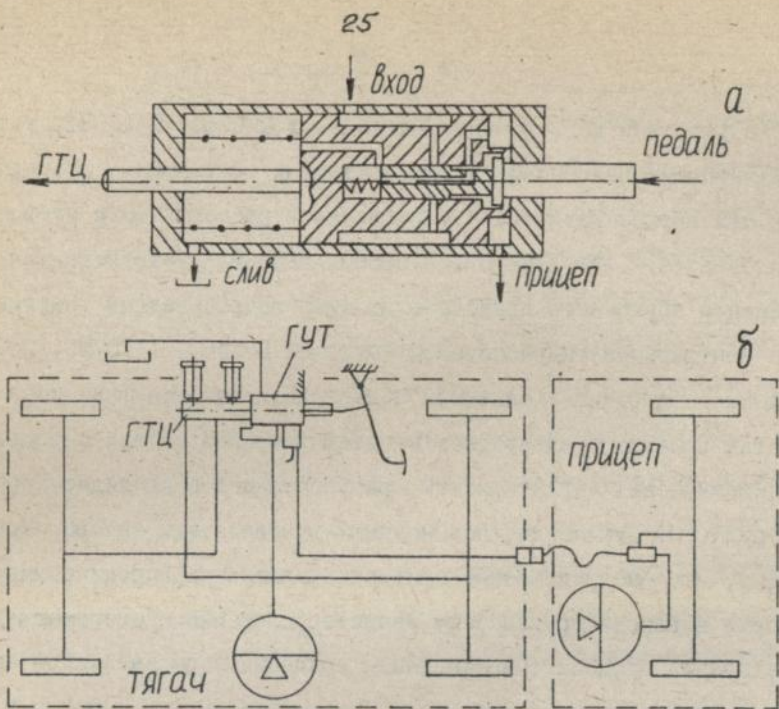


Рис. 6. Комбинированный гидросиловой привод: а-ГУТ типа закрытый центр, б-концепция привода

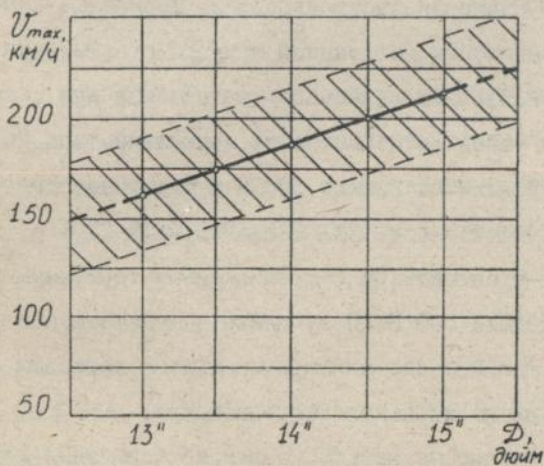


Рис. 7. Взаимосвязь посадочного диаметра обода -  $D$  с максимальной скоростью автомобиля

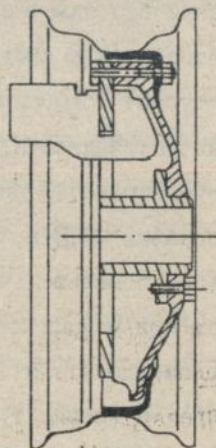


Рис. 8. Дисковый тормоз автомобиля ЗАЗ-1102

Разработаны конструкции ГУТ (а.с. № 895762, 941669), устройств, обеспечивающих безопасность при нештатных ситуациях - разгерметизации или обрыве магистрали управления и рассоединении элементов автопоезда (а.с. № 1296457, 1752609, 885638), устройств для совмещения тормозного привода с другими потребителями энергии или с центральной гидросистемой (а.с. № 931562, 1175780, 1357294). Стендовые и дорожные испытания подтвердили высокие функциональные качества привода и адекватность математической модели определения его динамических характеристик, разработанной в кандидатской диссертации С.Н. Шуклинова, под научным руководством автора. Установлено, что быстродействие привода превышает эргономические возможности водителя при высоком качестве слежения и опережающем затормаживании прицепа (максимальное значение тормозной силы на колесах достигается менее чем за 0,05 с против 0,1 ... 0,3 с у привода с вакуумным усилителем), уменьшение внутренних диаметров трубопроводов до 3 мм и шлангов до 2 мм исключает перерегулирование без заметного снижения быстродействия. Тормозные качества автопоезда с предложенной конструкцией привода практически не уступают тормозным качествам одиночного автомобиля при сохранении устойчивости: в условиях нормативных испытаний типа "0" средний тормозной путь при усилии на педали 300 Н у одиночного автомобиля составил 36,8 м, а у автопоезда УАЗ 3151+УАЗ-8109-37,1 м, что на 27 % меньше, чем у автопоезда с традиционным тормозным приводом при усилии на педали 500 Н. Полученные результаты позволяют рекомендовать этот тип привода для применения на легковых автомобилях и комплектуемых на их основе автопоездах.

Седьмая глава посвящена выбору концепций тормозных механизмов на предварительном этапе проектирования и совершенствованию их конструкций.

Максимальный уровень воспринимаемой энергии и тормозного момента, равно как и удельные показатели (давление, удельные мощность и работа и т.д.), не объясняют существующей дифференциации концепций тормозных механизмов, применяемых на различных транспортных машинах (тракторах, самолетах, поездах и т.д.) и, в частности, на легковых автомобилях. Цикличность и средний уровень нагруженности тормозов статистически связаны со средней скоростью движения  $\bar{v}$ , которая при одинаковых дорожных условиях и манере вождения статистически зависит от максимальной скорости автомобиля -  $v_{max}$ . Рост уровня нагруженности компенсируется увеличением массы и габаритов ротора: установлена соответствующая статистическая связь  $v_{max}$  с посадочным диаметром обода (рис. 7). Повышение цикличности торможений требует увеличения темпа охлаждения ротора: изменения его конфигурации и геометрических пропорций, т.е. смены концепции тормоза. Следовательно, ранжирование применяемых концепций тормозных механизмов по их теплорассеивающей способности статистически увязывается, как и посадочный диаметр обода, с величиной  $v_{max}$ . Это положение подтверждается в работе сопоставлением результатов ретроспективного анализа развития концепций тормозных механизмов легковых автомобилей и статистических исследований их нагруженности, качественным совпадением с ранжированиями по полной массе автомобиля и максимальной величине кинетической энергии, воспринимаемой его тормозами / 7, 10, 15, 17/. Дисковые тормоза со сплошным - Д и вентилируемым - ВД дисками, устанавливаемые на передних колесах (числитель) современных легковых автомобилей, могут сочетаться с барабанными - Б или дисковыми тормозами задних колес (знаменатель), образуя различные системы (рис. 9), характеризуемые математическим ожиданием -  $\bar{v}_{max}$  и коэффициентом вариации -  $\sigma/\bar{v}_{max}$ . Теплорассеивающая способность

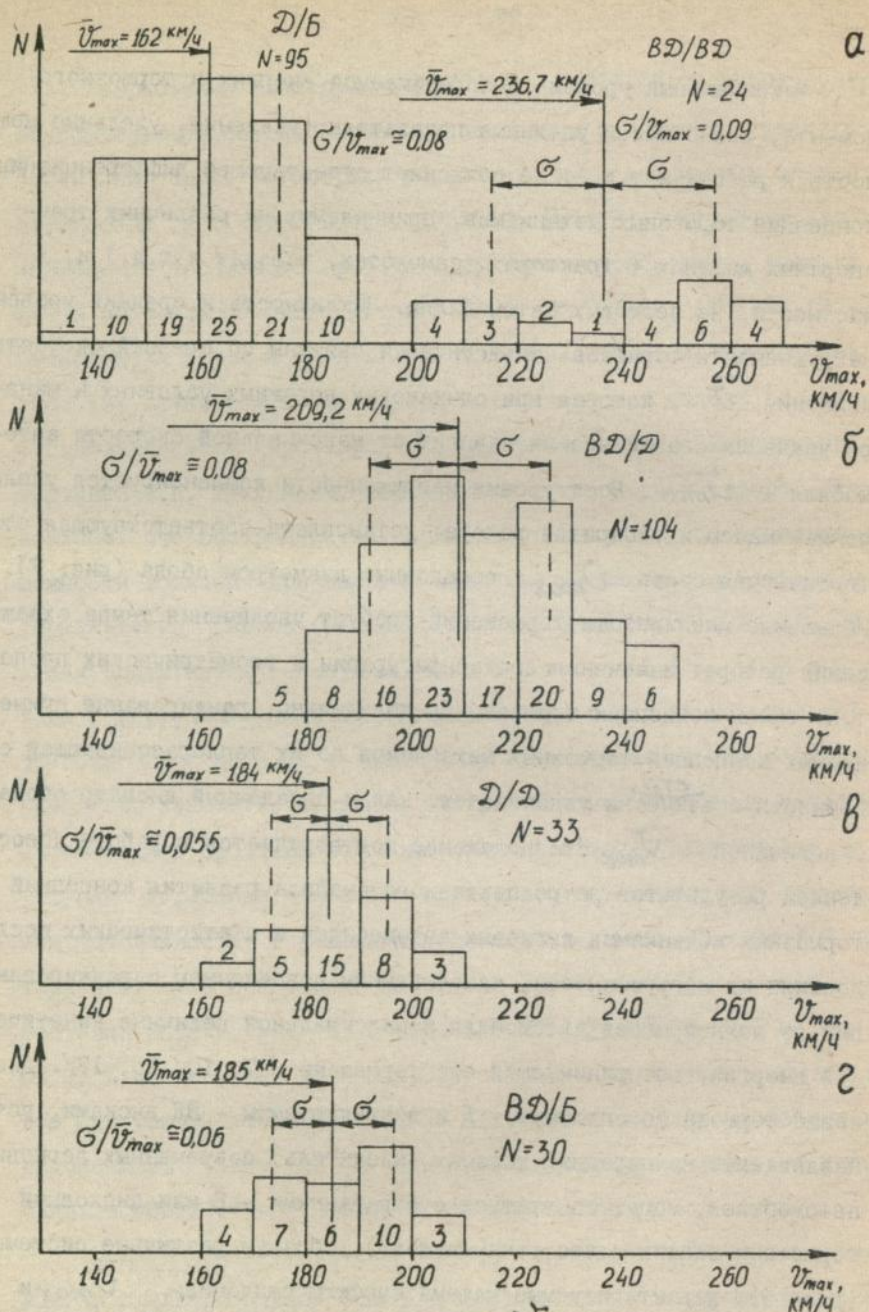


Рис. 9. Гистограммы распределения  $v_{max}$  по концепциям тормозов: а-системы Д/Б и ВД/ВД, б-система ВД/Д, в-система Д/Д, г-система ВД/Б

систем тормозов увеличивается соответственно росту  $\bar{v}_{max}$ . Смешанная система Д/Б ( $\bar{v}_{max} \approx 162$  км/ч,  $G/\bar{v}_{max} \approx 0,08$ ) находится на нижнем иерархическом уровне (система Б/Б применяется на весьма ограниченном числе моделей при  $\bar{v}_{max} < 120$  км/ч), и, как правило, устанавливается на колесах с посадочным диаметром I3" ( $\bar{v}_{max} = 162$  км/ч,  $G/\bar{v}_{max} \approx 0,08$ ). Система ВД/ВД обладает наивысшими функциональными качествами ( $\bar{v}_{max} \approx 237$  км/ч,  $G/\bar{v}_{max} \approx 0,09$ ) и обычно сочетается с ободом I5" ( $\bar{v}_{max} \approx 214$  км/ч,  $G/\bar{v}_{max} \approx 0,08$ ). Однотипные системы Д/Д и ВД/Д на европейских моделях постепенно вытесняют смешанные системы Д/Б и ВД/Б ( $\bar{v}_{max} \approx 185$  км/ч,  $G/\bar{v}_{max} \approx 0,06$ ). Тепло рассеивающие качества систем Д/Д и ВД/Б практически одинаковы, однако первая обеспечивает более стабильное распределение тормозных сил. Полученные результаты отражают современный уровень развития автомобильной техники и служат основой для выбора системы тормозных механизмов, типоразмера колеса и основных параметров тормоза на предварительном этапе проектирования: в работе приведены соответствующие методика и примеры, оценена перспективность применения на легковых автомобилях некоторых нетрадиционных конструкций тормозов и предложена новая концепция дискового тормоза, встроено в колесо с разборным ободом.

Совершенствование конструкций дисковых тормозов, как наиболее перспективной концепции для легковых автомобилей, необходимо базировать на системном подходе к проектированию тормоза как части более сложной системы - колесного узла, обеспечивая высокие тепло-рассеивающие качества и снижение массы неподрессоренных деталей. Наиболее перспективным путем является увеличение диаметрального габарита ротора, например, за счет применения разборного обода, ободов типа *TRX* или низкопрофильных шин с увеличенным посадочным диаметром обода. При этом следует максимально реализовать по-

тенциальные качества выбранной концепции в конструкциях отдельных узлов тормоза: силовой схеме соединения диска тормоза с диском колеса, обода или ступицей, опорно-разжимном устройстве скобы и суппорта, уплотнительном узле поршня рабочего цилиндра, обеспечивающего реализацию условий самоустановки колодок и т.д.

Применение бесколокольного плоского диска, соединенного по наружному диаметру с ободом позволяет получить коробчатую конструкцию колесного узла, "включающую в свою силовую схему тормозной диск и позволяющую таким образом снизить массу неподрессоренных деталей и повысить вентиляционный эффект за счет радиальных окон в съемном диске колеса, который может быть выполнен из легких сплавов. Часть тепла посредством кондукции поступает в диск колеса и благодаря его развитой поверхности охлаждения эффективно рассеивается. Однако при этом необходимо устранить вероятность коробления диска при термических деформациях за счет его податливости в радиальном направлении, например, путем применения эластичного соединения его с ободом или радиальных пазов в болтовом соединении (а.с. № 1180282). Внутреннее расположение скобы позволяет увеличить наружный диаметр поверхности трения диска на 10... 15 % по сравнению с традиционной конструкцией. Перспективность предложенной конструкции подтверждается опытом эксплуатации переднего дискового тормоза ЗАЗ-1102 (рис. 8).

Для автомобилей высоких классов рекомендуется применение неподвижных скоб, обеспечивающих "чистоту" выключения, а для массовых моделей - плавающих скоб с разгруженными герметизированными направляющими. Применительно к предложенной конструкции крепления диска разработано и внедрено на ЗАЗ-1102 новое техническое решение направляющего узла плавающей скобы (а.с. № 903618). Опорно-разжимной узел скобы и суппорта призван обеспечить надежное перемещение

плавающей скобы и совместно с рабочим цилиндром и его уплотнительным устройством реализовать условия для самоустановки колодки на поверхности трения диска: в работе приведены конкретные рекомендации и соответствующие геометрические соотношения. Мостовая секция скобы испытывает внецентренное растяжение. Особенно сильно этот недостаток проявляется при её внутреннем расположении. Поэтому применение цельной алюминиевой скобы в дисковом тормозе ЗАЗ-1102 можно считать существенным техническим достижением. Достоверность результатов исследования подтверждается опытом проектирования дискового тормоза для автомобиля ЗАЗ-1102: в работе изложены основные узловые моменты процесса проектирования, анализа альтернативных вариантов и принятия решений. Преимущества новой концепции колесного узла, как и ожидалось, в наибольшей степени проявлялись на более высоком иерархическом уровне - компоновочной схеме и потребительских качествах автомобиля: бездисковое колесо вместо багажного отсека размещено в моторном без повышения линии его капота (аналогичное компоновочное решение для традиционного колесного узла, принятое на автомобиле *Fiat-127*, потребовало повышения линии капота на 40 мм), вынос колеса из багажного отсека позволил повысить его объём и исключил перекладку багажа при замене колеса. По сравнению с лучшим зарубежным аналогом-тормозом *Girling Colette*, устанавливаемом на автомобиле ВАЗ-2108, при сопоставимых размерах, материалах и условиях применения новая концепция позволила снизить массу колесного узла на 2,8 кг, включая индуцированное снижение поддрессоренной массы, обеспечила общее уменьшение массы снаряженного автомобиля на 33 кг. При этом удалось избежать значительных валютных затрат на расширение прав лицензий, купленных ВАЗ у фирмы *Girling* для автомобиля ВАЗ-2108. Экономический эффект только за счет умень-

шения расхода стального проката на изготовление диска колеса составил 821970 руб. при программе выпуска 150 тыс. автомобилей в год в ценах 1980 г. В целом, как показали результаты приемочных испытаний и сопоставительного анализа, предложенная концепция тормоза превосходила по своему техническому уровню лучшие зарубежные аналоги. В частности, в условиях скоростного горного спуска максимальная температура диска тормоза снижена на  $70^{\circ}\text{C}$  ( $260^{\circ}\text{C}$  против  $330^{\circ}\text{C}$  у аналога - тормоза *Girling Colette*, установленного на автомобиле *Ford Fiesta*): на 45 % это снижение обеспечено улучшением вентиляционного эффекта и на 55 % увеличением площади охлаждения.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вышеизложенное позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Концепция тормозных механизмов должна соответствовать динамическим качествам автомобиля, повышение которых требует увеличения темпа охлаждения вне зависимости от максимальных уровней энергии, момента или нагруженности пар трения. Установлены статистические и функциональные связи максимальной скорости и приемистости автомобиля с концепциями применяемых тормозных механизмов, их основными параметрами и типоразмерами колес. Разработана и реализована на ЗАЗ методика выбора тормозных механизмов для вновь проектируемого автомобиля. Дифференциация и смена концепций тормозных механизмов по классам автомобилей обусловлена различием их динамических качеств и требует соответствующей дифференциации условий нормативных испытаний. Повышение темпа охлаждения является основным направлением совершенствования концепций тормозных механизмов.

2. Предложено выходные характеристики тормозов определять путем применения принципа минимума диссипации энергии для раск-

рытия статической неопределимости условий равновесия колодок, Полученные на этой основе функциональные связи устанавливают оптимальное расположение равнодействующей контактных давлений, приводной силы и центра тяжести поверхности трения, указывая на новые возможности совершенствования конструкций тормозных механизмов: разработано и реализовано на ЗАЗ-II02 техническое решение (а.с. № 830053), устранившее кривой износ накладки.

2.1. Геометрическое расположение границ поверхности трения и способность колодок к самоустановке оказывают существенное влияние на вариацию передаточного отношения тормоза, которое необходимо учитывать в расчетных моделях. Разработана и реализована на ЗАЗ методика сопоставительной оценки стабильности выходных характеристик тормозных механизмов, предложены технические решения по ее повышению (а.с. № 681269, № 880026 и др.). Смещение пятен контакта к угловым границам накладки барабанного тормоза может нарушить условия ее статического равновесия, вызывая скрип тормоза: определены условия, устраняющие <sup>это</sup> явление.

2.2. Установлено, что динамические характеристики тормозов соответствуют известной модели физического тела с частотно-независимым внутренним трением и удовлетворяют условиям работы существующих АБС. В переходном режиме тормоз допустимо моделировать безынерционным звеном, а при периодическом - звеном с постоянным углом запаздывания  $6^{\circ} \pm 2^{\circ}$  при частотах до 50 Гц.

2.3. Установлено, что изменение передаточного отношения цепи обратной связи тормоза обратно пропорционально коэффициенту трения практически полностью стабилизирует его общее передаточное отношение: предложены соответствующие новые технические решения (а.с. № 658019, № 889505).

3. Предложено в расчетных моделях тепловых процессов тормозов учитывать периодическую составляющую температуры поверхности трения, обусловленную неравенством трущихся поверхностей, и начальную объемную температуру ротора, статистически зависящую от динамических качеств автомобиля. Разработана и реализована на ЭВМ соответствующая методика расчетного определения максимальной температуры поверхности трения.

3.1. Получена функциональная связь периодической составляющей температуры поверхности трения с основными параметрами тормоза, автомобиля и режима торможения.

3.2. Установлено, что система охлаждения диска тормоза диспергированной струей воды более чем на порядок увеличивает его теплоотдачу при приемлемом расходе и без заметного снижения коэффициента трения и может рекомендоваться к практическому применению (а.с. № 1289717, № 1257006).

4. Граница устойчивых режимов движения тормозящего колеса определяется линией его согласованных с автомобилем замедлений, а не " $\varphi$ - $S$ " - диаграммой, как это обычно полагалось. Отклонение от нее тормозного момента, допускаемое АБС, должно убывать быстрее скорости автомобиля, а при их совпадении следует прекращать растормаживание.

4.1. Путем учета особенностей трения эластичных тел получена функциональная связь силовых и кинематических параметров тормозящего колеса при его произвольном движении по горизонтальной плоскости, которая может рекомендоваться к использованию в алгоритмах адаптивных АБС.

4.2. Установлено, что изменение приводного давления пропорционально изменению регулируемого АБС параметра создает искусственную точку равновесия тормозящего колеса. Разработанный на этой основе линейный непрерывный способ управления АБС (а.с. № 852679),

в отличие от общепринятого дискретного, не допускает блокирования колеса вплоть до его полной остановки и рекомендуется к практическому применению.

5. Предложено оценивать эффективность распределения тормозных сил средней величиной коэффициента использования сцепного веса в условиях действия внешних и внутренних возмущений в диапазоне возможных изменений коэффициента сцепления. Разработаны соответствующие методики расчета, реализованные на ЗАЗ, и новые технические решения (а.с. № 1030221, № III5946 и др.).

6. Определены статические и динамические характеристики традиционного и насосного(с усилителем)комбинированного приводов. Их быстроедействие превышает функциональные возможности водителя, передаточные функции соответствуют последовательно соединенным апериодическому и колебательному звеньям, а разница сил сопротивления перемещению колодок тормозов и поршней ГТЦ существенно влияет на распределение тормозных сил: установлены соответствующие количественные характеристики.

6.1. Предложено для устранения недостатков традиционного гидропривода использовать спаренные ГТЦ с безрычажным pedalным приводом прямого действия для однотипной системы тормозов (а.с. № 1646930, № 1722916), что позволяет также сократить длину салона.

6.2. Установлены высокие функциональные и компоновочные качества комбинированного насосного привода с гидроусилителем, что позволяет рекомендовать его к практическому применению. Разработаны и реализованы на ГАЗ и УАЗ методики расчетного определения его основных параметров, предложен ряд опережающих технических решений (а.с. № 941699, № 1752609 и др.). Определены принципы унификации и стандартизации основных агрегатов привода - нормирование максимального уровня давления и коэффициента пропорциональности между замедлением и усилием на педали по условиям нормативных

испытаний типа "0".

7. Установленные новые функциональные и статистические связи образуют теоретическую основу системного подхода к проектированию тормозных систем легковых автомобилей. В частности, с их помощью разработана и практически реализована на ЗАЗ-1102 новая концепция колесного узла в составе бездискового обода и дискового тормоза с внутренним расположением плавающей скобы (а.с. №895757, № 903618), позволяющая улучшить потребительские и компоновочные качества автомобиля (запасное колесо вынесено из багажника и размещено в моторном отсеке вокруг стойки подвески без повышения линии капота), снизить на 33 кг его массу и только за счет сокращения расхода проката получить годовой экономический эффект более 800 тыс. рублей в ценах 1980 г. (программа выпуска 150 тыс. автомобилей) при существенном повышении функциональных качеств: температура поверхности трения в условиях скоростного горного спуска снижена на 70°C по сравнению с лучшим зарубежным аналогом-тормозом *Girling Colette* автомобиля *Ford Fiesta*.

Основные публикации по теме диссертации.

1. Федосов О. Вдосконалення методів розрахунку і конструкції гальмових систем легкового автомобіля - Узб.: Методи дослідження та розрахунку систем автомобілів і машин. Матеріали міжнародної конференції. - Львів, Львівський політехнічний Інститут, 1993, с. 113-117.

2. Федосов А.С. Исследование контурного давления в автомобильном барабанном тормозе. - В сб.: Автомобильный транспорт. - Киев: Техніка, 1972, вып. 9, с. 112-116.

3. Федосов А.С. Экспериментальные исследования контакта тормозной накладкой с барабаном. - В сб.: Автомобильный транспорт. - Киев: Техніка, 1972, вып. 9, с. 108-112.

4. Федосов А.С. Вероятностный подход к проектированию и расчету барабанных тормозов. - В сб.: Автомобильный транспорт. - Киев: Техніка, 1982, вып. 19, с. 90-95.
5. Федосов А.С. Аналитические аспекты адаптивного процесса торможения. - В сб.: Безопасность и надежность автомобиля. - М.: МАМИ, 1976, вып. I, с. 62-68.
6. Федосов А.С. Рациональное распределение тормозных сил легковых автомобилей на стадии предварительного проектирования. - Автомобильная промышленность, 1982, № 1, с. 26-27.
7. Федосов А.С. Динамические характеристики тормозных механизмов легковых автомобилей с АБС. - Автомобильная промышленность, 1983, с. 6, с. 19-20.
8. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Скутнев В.М. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил.: Автомобильная промышленность, 1975, № 6, с. 24-25.
9. Федосов А.С., Баранов А.А. Определение параметров плоской системы сил трения на фрикционных накладках дисковых тормозов. - Автомобильная промышленность, 1980, № 9, с. 11-14.
10. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Матвиенко В.Ю. Статистические аспекты выбора тормозных механизмов для легковых автомобилей. - Автомобильная промышленность, 1980, № 8, с. 21-23.
11. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Матвиенко В.Ю. Системный анализ статической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей. - Автомобильная промышленность, 1981, № 5, с. 13-15.
12. Федосов А.С., Скляр В.Н., Булавкин А.С. Экспериментальные частотные характеристики тормозных цилиндров легковых автомобилей. - Э.И. Конструкции автомобилей. - М.: НИИНавтопром, 1981, № 3, с. 34-27.
13. Федосов А.С., Подригало М.А. Влияние боковой силы на

очередность блокирования колес автомобиля. - В сб.: Автомобильный транспорт. - Киев: Техніка, 1979, вып. 16, с. 53-57.

14. Федосов А.С., Подригало М.А. Исследование потенциальных сцепных возможностей при действии боковой силы в процессе торможения. - В сб.: Автомобильный транспорт. - Киев: Техніка, 1980, вып. 17, с. 73-78.

15. А.с. № 658019. Тормозная система транспортного средства. Федосов А.С., Подригало М.А. - Оpubл. в Б.И., 1979, № 15.

16. А.с. № 830053. Дисково-колодочный тормоз. Баранов А.А., Стешенко В.П., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1981, № 18.

17. А.с. № 852679. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства. Гецович Е.М., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1981, № 29.

18. А.с. № 895757. Колесный узел транспортного средства. Баранов А.А., Стешенко В.П., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 1.

19. А.с. № 903618. Направляющий узел дисково-колодочного тормоза. Баранов А.А., Стешенко В.П., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 5.

20. А.с. № 941699. Гидроусилитель тормозного привода. Федосов А.С., Цырлин В.М., Склярв В.Н., Булавкин А.С. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 25.

21. А.с. № 1030221. Гидравлический тормозной привод транспортного средства. Гецович Е.М., Подригало М.А., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1983, № 27.

22. А.с. № 1289717. Способ охлаждения тормозного диска. Батанов С.В., Гецович Е.М., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И. 1987, № 6.

23. А.с. № 1722916. Главный тормозной цилиндр для тормозной системы с разделительными контурами. Стешенко В.П., Папашев О.Х.,

Плечун Ю.Н., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1992, № 12.

24. А.с. № 1752609. Гидравлическая тормозная система автопоезда. Шуклинов С.Н., Скляр В.Н., Федосов А.С. - Оpubл. в Б.И., 1992, № 29.

25. Федосов А.С. Вероятностный метод расчета дисковых тормозов. - Харьков, 1981. - Деп. в НИИНавтопроме, Библ.указ.ВИНИТИ "Депонир. рукоп.", № 8(118), 1981, с. 70.

26. Федосов А.С. Теоретические основы расчета барабанного тормоза. - Харьков, 1988. - Деп. в ЦНИИТЭИавтопрома 26.10.88. Библ. указ. ВИНИТИ "Депонир. научн. работы", 1989, № 4(210), с. 113.

27. Федосов А.С., Булавкин А.С. Нагруженность дисковых тормозных механизмов при их совместном использовании с барабанными. - Харьков, 1985. - Деп. в НИИНавтопром 30.09.85, № 1249-ап, Библ.указ. ВИНИТИ "Депониров. научн. работы", 1986, № 2(272), с. 101.

28. Федосов А.С., Батанов С.В. Теплорассеивающая способность дисковых тормозов легковых автомобилей при испарительном охлаждении. - Харьков, 1989. - Деп. в ЦНИИТЭИавтопрома 30.01.89, № 1820-Ап89. - Библ. указ. ВИНИТИ "Депонир. научн. работы", 1989, № 9(215), с.

29. Федосов А.С. Теоретическое обеспечение предварительного этапа проектирования тормозных систем легковых автомобилей. - Тезисы доклада на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники", М.: МВТУ им. Баумана, 1986, с. 108.

Федосов О. Вдосконалення методів розрахунку та конструкції гальмових систем легкових автомобілів.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 - автомобілі і трактори. Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, Харків, 1994.

Захищаються нові розрахункові моделі та створені за їх допомогою нові технічні рішення, відображені в 50 наукових працях і 40 винаходах, складаючі теоретичну підставу системного підходу до проектування гальмового керівництва легкових автомобілів. Встановлено, що добір концепції та основних параметрів гальмових систем визначається інтенсивністю теплових процесів, залежної від динамічних властивостей автомобіля, зскрема - його максимальної швидкості. Здобитки роботи використані Запорізьким автозаводом, а окремі нові технічні рішення впроваджені на автомобілі ЗАЗ-1102: підвищені його споживчі і гальмові якості, на 33 кг зменшена маса.

Ключові слова: легкові автомобілі, гальмове керування, проектування, теорія, розрахунок.

A.S.Fedosov Improvement of Motor Car Brake System  
Designing Methods.

Thesis for a doctor's degree in technical sciences on "Motor Cars and Tractors" speciality (W<sup>0</sup>-05.05.03).

Kharkov State Automobile and Highway Technical University,  
Kharkov, 1994

The thesis presents some new analytical models which have been applied in a number of innovations and have become a theoretical basis for systemic approach to designing of motor car brake control. Information on the research was published in 50 research works and 40 invention certificates.

It was established that the intensity of heat processes depending on dynamic characteristics of a car and on its top speed in particular is an important factor for determining basic parameters and a concept of a brake system.

The obtained results of the research have been implemented at Zaporozhsky Automobile Plant where some original alterations were made in ZAZ-1102. They allowed to improve its performance and braking characteristics as well as to achieve a 33kg reduction of its weight.



Подп. к печ.  
Бумага газетная.  
Усл. печ. л. 2,5.  
Тир. 120 экз

Формат А5  
Отпечатано на ризографе  
Уч.-изд. л. 2,6  
Зак. 25.

---

ХГАДТУ, 310078, Харьков, ул.Петровского, 25

---

Харьковский государственный автомобильно-дорожный  
технический университет, РИО.



288.18A

Содержание

Введение

Глава I. Общие сведения

1.1. Назначение и область применения

1.2. Составные части и их обозначения

1.3. Технические характеристики

1.4. Условия эксплуатации

Приложение

Список литературы

AB 31.932