

КИЕВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Подригало Михаил Абович

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА
ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ
И ТРАНСФОРМИРУЕМЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
АГРЕГАТОВ

05.05.03 - Автомобили и тракторы

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени доктора технических наук

Харьков 1994

Диссертация является рукописью

Работа выполнена в Харьковском Государственном автомобильно-дорожном техническом университете

Официальные оппоненты: доктор технических наук, член-корреспондент ИА Украины КАЛЬЧЕНКО Борис Иванович

доктор технических наук, академик ИА Украины СЕРЕБРЯКОВ Игорь Николаевич

доктор технических наук, профессор САХНО Владимир Прохорович

Ведущая организация: Днепропетровский тракторный завод (ПО ГМЗ)

Защита состоится "25" ноября 1994 г. в 10⁰⁰ ч на заседании специализированного ученого совета Д.068.09.02 при Киевском автомобильно-дорожном институте по адресу: 252010 Киев 10, ул. Суворова, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Киевского автомобильно-дорожного института.

Авторизат разослан "25" сентября 1994 г.

Ученый секретарь
специализированного ученого совета

ДМИТРИВ Н.И.

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00777744 (-)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Увеличение мощности двигателей и максимальной скорости движения, обусловленные появлением колесных тракторов и тракторных поездов на дорогах общего пользования, должна сопровождаться совершенствованием тормозного управления.

Появление энерготехнологических агрегатов блочно-модульной структуры /ЭТА БМС/, представляющих собой более широкий класс мобильных машин, требует пересмотра основной концепции проектирования тормозных систем.

В связи с отсутствием системного подхода возникла необходимость создания теоретических основ проектирования тормозного управления колесных тракторов и ЭТА БМС, и на примере машин тяговых классов 0,6...1,4 - реализации унифицированного тормозного управления, отвечающего современным требованиям.

Цель работы - создание теоретической базы проектирования, поиск направлений совершенствования тормозных систем и реализация рационального тормозного управления колесных тракторов и ЭТА БМС.

Научная новизна состоит в обосновании требований к тормозным системам и их элементам с учетом современного уровня развития и условий эксплуатации колесных тракторов и ЭТА БМС, выявлении новых направлений совершенствования конструкций и создание новых методик расчета.

Новые положения, подлежащие защите:

- подход к оценке тормозных свойств колесных тракторов и ЭТА БМС с учетом их многоцелевого использования, перспектив развития конструкций и условий эксплуатации; критериальные зависимости для оценки тормозного пути и замедления колесных машин в различных условиях движения /на уклоне, на повороте, при действии боковой силы/;
- оценка влияния боковой силы на требуемое распределение тормозных сил между колесами машины, а также - на траектории движения заблокированного колеса;
- расчетные модели для оценки продольной динамической устойчивости колесных машин экстремальной компоновки при торможении;
- теоретическое обоснование нового класса способов регулирования тормозных сил, обеспечивающих продольную устойчивость, классификация известных способов регулирования с учетом спе-

- цифики колесных тракторов и ЭТА БМС;
- математическая модель динамики поворота колесных тракторов и ЭТА БМС с затормаживанием колес внутреннего борта, а также - закон согласования углов поворота управляемых колес и тормозного момента на колесах внутреннего борта;
- критерии эффективности тормозных механизмов /приведенный коэффициент трения, работа включения/ и расчетные зависимости для оценки эффективности различных типов тормозных механизмов;
- обобщенное уравнение тормозного момента;
- расчетные модели для оценки динамики геометрической приработки плоских пар трения, распределения контактных давлений вдоль радиуса трения и тормозного момента с учетом износных характеристик фрикционных материалов и фактической площади контакта; рекомендации по выбору рационального соотношения радиусов трения дисковых тормозов;
- методика прогнозирования долговечности фрикционных пар тормозов на стадии проектирования;
- методика оценки энергозатрат на включение тормозной системы;
- обобщение и классификация схем разделения контуров тормозного привода, а также определение зон их рациональной применимости.

Практическая ценность состоит в разработке предложений по нормативам эффективности торможения колесных тракторов и ЭТА БМС с учетом специфики их работы и увеличения максимальной скорости движения до 40 км/ч; выборе и обосновании рациональных конструкций элементов тормозных систем, а также - в реализации новых технических решений в конструкции унифицированного тормозного управления колесных тракторов и ЭТА БМС тяговых классов 0,6...1,4.

Реализация работы осуществлена на ХЗТШ, ПО ВТЗ, ПО ЛТЗ, ПО ХТЗ, НПО "Силава" /г. Рига/, ПО АвтоЗАЗ и в инженерном центре Российской сельхозакадемии при проектировании тормозного управления колесных тракторов, ЭТА БМС и автомобилей. По заданию научно-технического отдела Минавтосельхозмаш СССР была выполнена разработка унифицированного тормозного управления для тракторов тяговых классов 0,6...1,4, рабочие чертежи которого переданы на Курский завод тракторных запасных частей для подготовки производства.

Классификация и анализ известных и предложенных способов регулирования тормозных сил были использованы при написании учебного пособия "Автоматизация процесса торможения автомобиля авторами С.И. Ломакой, Н.Н. Алексеем и Е.М. Гецовичем .

Апробация основных положений проводилась на международном симпозиуме по трибостехнике "Ярофри-91" /Ярославль, ВНИИАТИ-1991 г./, на Всесоюзных конференциях и семинарах /Москва, НПО НАТИ - 1977, 1979, 1985 г., ВИМ - 1979 г., МВТУ - 1986 г., Харьков, ХАДИ - 1980 г., Челябинск, ЧФ НАТИ - 1984 г., Тбилиси - 1985, 1987 гг./, областных конференциях и семинарах /Челябинск, ЧФ НАТИ - 1986 г., Горький, НТО Машпром - 1987 г., Харьков, ХАДИ - 1990 г., Харьков, НТО Машпром - 1978, 1980... 1984 гг./, а также на научно-технических конференциях ХАДИ в 1977, 1981...1992 гг. и в СИБАДИ, Омск - 1987 г. Узлы и аппараты тормозных систем, созданные под руководством и с участием автора экспонировались на Международных выставках в Москве, Познани /Польша/ и Пловдиве /Болгария/, а также на ВДНХ СССР и УССР. Дисковый тормоз открытого типа был награжден серебряной медалью ВДНХ СССР /1987 г./, а регулятор тормозных сил - дипломом III степени ВДНХ УССР /1984 г./

Публикация основных результатов осуществлена в 73 печатной работе, в том числе: 20 статьях, 4 депонированных рукописях статей, 12 опубликованных тезисах докладов и 37 авторских свидетельствах на изобретение и патентах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений. Объем работы 603 страницы, в том числе 271 страниц основного машинописного текста, 133 рисунка и 31 таблица. Список литературы включает 230 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

I. Анализ динамики торможения и направлений развития тормозных систем колесных машин.

Исследованию динамики торможения колесных машин посвящены работы Артёмисова М.О., Антонова Д.А., Бельянского Ю.Б., Бендаса И.М., Воде О., Брыкова А.С., Бухарина Н.А., Великанова Д.П., Генбома Б.Б., Гецовича Е.М., Гредескула А.Б., Гуревича А.В., Демьянюка В.А., Железнова Е.М., Иларионова Б.А., Косолапова Г.М., Лиходея А.М., Ломаки С.И., Меламуда Р.А., Метлюка Н.Ф., Накано Н., Никульникова Э.Н., Осепчугова Е.В., Парфенова А.П., Певзнера Я.М., Пеккерца Ф.Л., Пчелина Л.К., Рвина А.А., Розанова В.Г., Рсманчика Е.А., Русакожского А.Е.,

Совуля Х.В., Скутнева В.М., Таборика Я., Топалиди В.А., Федосова А.С., Чудакова Е.А., Янте А., Mitsche M., Rompe K., Serein H. и др.

Требования к тормозному управлению и его элементам должны формироваться на базе критериев оценки эффективности торможения колесных машин. В качестве этих критериев используются тормозной путь и среднее установившееся замедление.

Для обеспечения высокого технического уровня и конкурентоспособности выпускаемых машин необходимо на стадии проектирования ориентироваться на выполнение наиболее жестких требований к тормозному управлению колесных тракторов.

Реализация этих требований связана с использованием в тормозном управлении прогрессивных технических решений, выполненных на основе рациональных методик проектирования, учитывающих специфику конструкций и условия работы тракторных агрегатов. Одним из таких решений является затормаживание всех колес, обеспечивающее максимальное использование сцепного веса трактора при торможении.

Тормозной механизм рассеивает выделяемое при торможении тепло, поэтому выбор его конструкции определяет эффективность торможения колесных машин и надежность тормозного управления. Наибольшее распространение в мировом тракторостроении получили дисковые тормоза /открытого типа и закрытые - "сухие" и работающие в масляной ванне/. Они применяются примерно на 82% моделях тракторов мирового производства. В связи с этим, важное значение приобретает исследование фрикционного контакта плоских поверхностей, позволяющее оптимизировать параметры этих тормозов. Исследованию плоских фрикционных поверхностей тормозов и муфт сцепления посвящены работы Александра М.П., Борисова С.М., Брош Я.Н., Брыкова А.С., Гапоина Д.Т., Городецкого С.Н., Доли В.К., Житницкого С.П., Капелина О.Б., Крагельского И.В., Кушова В.Я., Ламбаряна Н.А., Лысякова А.Г., Метляка Н.Ф., Новожилова М.В., Оржевского И.С., Петрова А.Д., Ромашко А.М., Свичинского Н.А., Стребляченко Г.И., Счешка С.Ф., Турбина И.Д., Федосеева В.Н., Федосова А.С., Чиналиева О.К., Чичинадзе А.В., Чупилко Г.Е., Шарипова В.М., Шевчука В.П., Юденко В.А. и др.

Наиболее перспективным является применение гидросилового тормозного привода, позволяющего включить тормозное управление в объединенную гидросистему и автоматизировать процесс торможения отдельных бортов тракторов и ЭТА ВМС при повороте.

Тормозное управление ЭТА БМС строится на основе блочно-модульного принципа. Оно должно включать автономное тормозное управление энергетического модуля, к которому в случае необходимости могут подключаться тормозные управления различных технологических модулей. Регуляторы тормозных сил /РТС/ в этих конструкциях должны выполнять согласующую функцию, обеспечивая устойчивость агрегата при торможении.

Анализ литературных источников показал, что действующее на сегодняшний день законодательство в отношении тормозного управления не учитывает тенденций роста мощности двигателей и скорости движения колесных тракторов и тракторных поездов, а также - возможности их использования в особо тяжелых горных условиях. Существующая практика прямого переноса методик расчета ^{тормозов} автотранспортных средств на тормоза тракторов, а также использования, в некоторых случаях, автомобильных научно-технических решений не позволяет получить эффективную конструкцию тормозного управления. Поэтому необходимо разработать основные требования к тормозному управлению колесных тракторов, усовершенствовать методики проектирования, обобщив их на более широкий класс машин - трансформируемые энерготехнологические агрегаты блочно-модульной структуры.

Для создания общей теории проектирования тормозных систем колесных тракторов и ЭТА БМС необходимо решить следующие основные задачи:

- разработать общий подход к оценке тормозных свойств, эффективности тормозных систем и их элементов на базе анализа условий эксплуатации и специфики конструкции колесных тракторов и ЭТА БМС;

- исследовать динамику колесных тракторов и ЭТА БМС при торможении, оценить эксплуатационные свойства и наметить пути совершенствования тормозных систем и их элементов;

- исследовать рабочие процессы в тормозных системах, усовершенствовать известные и разработать новые методики проектирования;

- рассмотреть примеры реализации прогрессивных технических решений на базе проведенных исследований, разработать унифицированные элементы тормозных систем и создать унифицированную тормозную систему колесных тракторов и ЭТА БМС классов О,6...1,4.

Комплексное выполнение поставленных задач позволит создать теорию проектирования тормозного управления колесных тракторов и ЭТА БМС и решить важную народнохозяйственную проблему создания унифицированного тормозного управления близких по кон-

структивному исполнению колесных тракторов тяговых классов 0,6 ... I, 4. Это дает возможность в перспективе организовать специализированные производства узлов и аппаратов тракторных тормозных систем.

2. Эффективность торможения колесных тракторов и энерготехнологических агрегатов

Способность колесной машины к обеспечению максимальной эффективности торможения при сохранении устойчивости и управляемости в различных условиях эксплуатации характеризует адаптивные свойства тормозной системы. Эти показатели особенно важны для горных колесных тракторов, предназначенных для работы на уклонах, достигающих величины 30° . Тормозная система ЭТА БМС должна обладать высокими адаптивными свойствами, поскольку на ее выходные характеристики помимо изменяющихся внешних условий, будут оказывать влияние внутренние возмущения, обусловленные переменной структурой таких машин.

Учитывая многофакторный характер воздействия внешних возмущений на машину и ее тормозное управление целесообразно рассмотреть адаптивные модели торможения в различных эксплуатационных условиях / таблица I /.

В качестве критерия оценки полноты реализации сцепного веса принят коэффициент использования сцепного веса M , представляющий собой отношение суммарной реакции, действующей в плоскости дороги к ее максимальной величине по условиям сцепления. В качестве количественной характеристики адаптивных свойств тормозной системы был принят средний коэффициент использования сцепного веса M_{cp} , представляющий собой математическое ожидание коэффициента использования сцепного веса M в возможном диапазоне действующих возмущений.

Оценка тормозных свойств и выбор тормозимых колес тракторов и энерготехнологических агрегатов

При установке тормозов на одну ось машины должно выполняться условие

$$[j_{y_{cm}}] \leq m_x \varphi'' g, \quad / 1 /$$

где $[j_{y_{cm}}]$ - регламентируемое среднее установившееся замедление;
 φ'' - максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой,
 $\varphi'' = 0,8$;

m_x - тангенциальный коэффициент использования сцепного веса

$$m_x = \frac{P_T}{\varphi'' G}; \quad / 2 /$$

P_T - общая тормозная сила, приложенная к колесам;
 G - общий вес машины;

g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

С учетом /2/ выражение /1/ примет вид после преобразования

$$\delta/L \geq \frac{[j_{ycm}]}{\varphi'' g} \left(1 \pm \varphi'' h/L \right); \quad /3/ \quad \text{— условие установки тормозов только на передние колеса;}$$

$$\delta/L \leq \frac{[j_{ycm}]}{\varphi'' g} \left(1 \pm \varphi'' h/L \right), \quad /4/ \quad \text{— условие установки тормозов только на задние колеса,}$$

где δ — расстояние от задней оси машины до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

h, L — высота центра масс и продольная колесная база машины.

В выражениях /3/ и /4/ верхние знаки относятся к случаю движения на прямом ходу, а нижние — на заднем.

В таблице 2 приведены значения минимального допустимого среднего установившегося замедления и расчетные формулы максимально допустимого тормозного пути в соответствии с действующими у нас в стране стандартами. Учитывая тенденцию роста максимальных скоростей движения тракторов до 40 км/ч, нами предложены нормативы эффективности торможения из условия равенства тормозных путей при $V_{max} = 30 \text{ км/ч}$ и $V'_{max} = 40 \text{ км/ч}$. Для горных колесных тракторов эквивалентные параметры $[j_{ycm}]^3$ и $[S_T]^3$ рассчитываются для торможения на горизонтальном пути из условия равенства установившегося замедления и тормозного пути на уклоне соответственно величинам $[j_{ycm}]$ и $[S_T]$.

У тракторного поезда, имеющего в своем составе полуприцеп, возможно недоиспользование сцепного веса при торможении только одной оси трактора, вызванное динамическим перераспределением вертикальных нагрузок на колеса /рис. 1/.

Для проверки выполнения условий /3/ и /4/, в этом случае, нами предложено использовать условные координаты центра масс /условно-двухосного трактора/

$$\left(\frac{\delta}{L} \right)_{уса} = \frac{G_T}{G_n} \cdot \frac{\delta}{L} + \frac{G_{np}}{G_n} \left[\frac{\delta_{np}}{L_{np}} \left(\frac{C_{kp}}{L} + \varphi'' \frac{h_{kp}}{L} \right) - \varphi'' \frac{h_{kp}}{L} \left(1 - \frac{C_{kp}}{L_{np}} \right) \right]; \quad /5/$$

$$\left(\frac{h}{L} \right)_{уса} = \frac{G_T}{G_n} \cdot \frac{h}{L} + \frac{G_{np}}{G_n} \left[\frac{h_{kp}}{L} + \left(\frac{h_{kp}}{L_{np}} - \frac{h_{np}}{L_{np}} \right) \frac{K - \varphi'' \frac{h_{kp}}{L} - \frac{C_{kp}}{L}}{1 + \varphi'' \frac{h_{kp}}{L_{np}}} \right], \quad /6/$$

где K — коэффициент, $K=1$ — при торможении только передних колес и $K=0$ — при торможении только задних колес трактора.

На рис. 2 представлены зоны положений центров масс колесных тракторов и ЭТА БМС, являющиеся графической интерпретацией условий /3/ и /4/, удобные для использования при проектировании как трактора (энергетического модуля), так и технологических модулей.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Таблица I

№ п/п	Характеристика условий торможения	Контролируемые параметры	Тормозной путь при максимальном использовании сцепного веса
1.	Прямолинейный горизонтальный участок дороги	Эффективность торможения и устойчивость машины	$S_T = \frac{V_0}{3,6} \left(\tau_c + \frac{\tau_H}{2} \right) - \frac{1}{24} \varphi \cdot g \tau_H^2 + \frac{V_0^2}{26 \varphi \cdot g}$
2.	На уклоне: - продольном - поперечном	Эффективность торможения, устойчивость и управляемость машины	$S_T = \frac{V_0}{3,6} \cdot \tau_c - \frac{1}{6} \tau_H^2 \varphi g \cos \alpha + \frac{0,5 g \cos \alpha}{\varphi + \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{V_0}{3,6 g \cos \alpha} + \frac{1}{2} \varphi \tau_H \right)^2$ $S_T = \frac{V_0}{3,6} \left(\tau_c + \frac{\tau_H}{2} \right) + \frac{V_0^2}{26 \varphi g (1 - 2 \frac{h}{B} \operatorname{tg} \alpha)}$
3.	На повороте	" " "	$S_T = \frac{V_0}{3,6} \left(\tau_c + \frac{\tau_H}{2} \right) - \frac{R}{4 \varphi h / B} \ln \left 1 - \frac{2h/B}{gR} \cdot \frac{V_0^2}{13} \right $
4.	Движение по спиралевидной траектории	" " "	$S_T = \frac{V_0}{3,6} \left(\tau_c + \frac{\tau_H}{2} \right) + \frac{1}{2} \frac{C \delta_{\varphi}}{c g / 6 - 2 \varphi h \cos \alpha / (BR)} \ln \left 1 + \frac{V_0^2}{g} \frac{C + \frac{R \varphi h \cos \alpha}{R g}}{3 (4 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \alpha} \right $

δ_{φ} - коэффициент учета вращающихся масс; C - коэффициент сопротивления воздуха;
 V_0 - начальная скорость торможения; τ_c, τ_H - время запаздывания и нарастания тормозного усилия /замедления/; g - ускорение свободного падения; α, β - углы продольного и поперечного уклонов пути; R - радиус поворота; h/B - высота центра масс и колея /поперечная база/ машины; φ - текущее значение коэффициента сцепления колес с дорогой.

Нормативы эффективности торможения

Условия торможения	Минимально допустимая величина среднего установившегося замедления,		Максимально допустимый тормозной путь,	
	м/с ²		м	
	одиночный трактор	тракторный поезд	одиночный трактор	тракторный поезд
На горизонтальном участке пути ($\alpha=0$):				
$V_{max}=30$ км/ч	$[j_{уст}] = 3,5$	$[j_{уст}] = 4,4$	$[S_T] = 0,1V_0 + \frac{V_0^2}{90}$	$[S_T] = 0,15V_0 + \frac{V_0^2}{125}$
$V_{max}'=40$ км/ч	$[j_{уст}]' = 4,8$	$[j_{уст}]' = 5,7$	$[S_T]' = 0,1V_0 + \frac{V_0^2}{125}$	$[S_T]' = 0,15V_0 + \frac{V_0^2}{148}$
На уклоне	$[j_{уст}] = \frac{3[j_{уст}]}{\cos \alpha} - g \operatorname{tg} \alpha$		$[S_T]' = 0,1V_0 + \frac{V_0^2 \cos \alpha}{90 - 25 \sin \alpha}$	—

Схема сил, действующих на трактор и полуприцеп при торможении

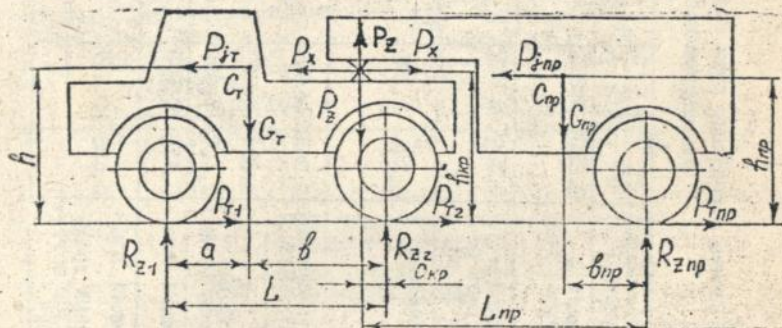


Рис. 1.: $C_T, C_{итп}$ - центры масс трактора и полуприцепа.

Экспериментальная оценка тормозных свойств колесных тракторов и тракторных поездов

В таблице 3 приведены результаты экспериментальных исследований эффективности торможения серийно выпускаемых и изготовленных и в процессе выпуска колесных тракторов, подтверждающие теоретические выводы /рис. 2/. Например, трактор Т 150К должен иметь тормоза на всех колесах, особенно при работе с полуприцепом.

Таблица 3

Оценка тормозного пути колесных тракторов и
самоходных шасси

Модель	Класс тяги	Комплектация / нагрузка /	δ/L	h/L	$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}$	V_0 , км/ч	S_T , м	$[S_T]_M$	$[S_T]_M'$	$[S_T]_M^{L=20^\circ}$
Т 16М	0,6	С кабиной и платформой без груза	0,230	0,382	0	23,4	4,18	8,424	6,720	5,249
СШ 28	0,6	С кабиной и платформой с грузом 10 кН	0,384	0,377	0	27,7	6,7	11,29	8,908	6,846
СШ 28Г /ТГ 28/	0,6	Без навесных машин	0,346	0,278	0 0,192	19,65	$\frac{4,42}{5,57^{**}}$ $\frac{3,45^{*1}}{2,69^{**}}$	6,255	5,064	4,016
ТЛ 28	0,6	Без трелевочного оборудования С ---/---/--- С платформой и грузом 15 кН	0,745	0,263	0,5	27,7	6,8	11,29	8,908	6,846
			0,684	0,367	0,5		5,8 8,25 7,40			
			0,452	0,459	0,5		10,7 6,6			
ЛТЗ 55А	0,9	Одиночный трактор	0,415	0,392	0	30	7,56	12,30	10,2	7,78
Т 150К	3,0	Одиночный трактор Одиночный трактор+ЛТЭС с грузом 90кН	0,636	0,337	1	32	11,89	14,68	11,39	8,640
					0,5		10,26			
					0,5		15,17 13,81			

*) на прямом ходу ;

**) на обратном ходу.

12

Зоны возможной установки тормозов на колеса одной оси или целесообразности затормаживания всех колес тракторов и ЭТА БМС

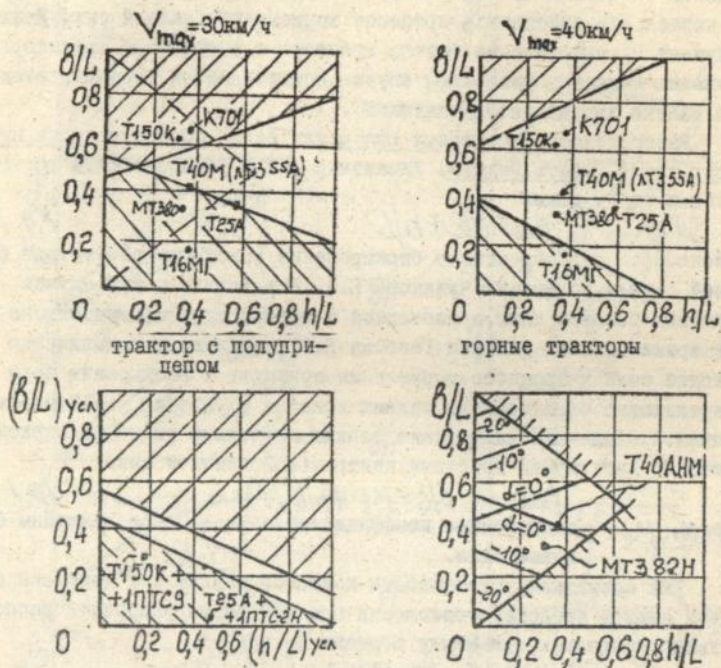




Рис.2:  -зона возможного торможения только передними колесами;
 -зона возможного торможения только задними колесами.

3. Устойчивость колесных тракторов и ЭТА БМС при торможении и оценка возможности ее повышения путем регулирования тормозных сил

Условия обеспечения курсовой устойчивости при торможении.

Курсовая устойчивость колесной машины при торможении определяется как характером сцепных свойств колес с опорной поверхностью, так и возможностями тормозной системы для предотвращения блокировки колес или опережающего блокирования задних колес по отношению к передним.

В связи с тем, что блокировку колеса не всегда можно предотвратить, представляет интерес траектория движения заблокированного колеса при действии в процессе торможения боковой силы. Нами получена математическая модель процесса и рассчитана траектория движения колеса в указанном случае, подтвердившая экспериментальные данные других исследователей.

Распределение тормозных сил между осями, обеспечивающее курсовую устойчивость машины. Идеальный закон распределения тормозных сил между осями

$$\beta_{\text{зад}} = \delta/L + h/L \quad / 7 /$$

обеспечивает одновременное блокирование колес при отсутствии боковой силы и, по мнению Чудакова Е.А., справедлив и для случая действия боковой силы, приложенной в центре масс машины. Однако в экспериментальных работах Генбома Б.Б. показано, что появление боковой силы в процессе торможения приводит к расширению зоны опережающего блокирования задних колес и ухудшению устойчивости машины. Проведенные нами исследования позволили уточнить зависимость /7/ для случая действия центральной боковой силы

$$\beta_{\text{зад}} = \mu_{\text{I}} \cdot \delta/L + \mu_{\text{II}} \cdot \varphi h/L, \quad / 8 /$$

где $\mu_{\text{I}}, \mu_{\text{II}}$ - поправочные коэффициенты, зависящие от величины боковой силы.

Для повышения устойчивости колесной машины при действии боковой силы в процессе торможения предложено регулировать распределение тормозных сил между бортами по закону

$$K'_{\text{зад}} = P'_{\text{T}}/P_{\text{T}} = 0,5 - m_{\text{y}} \varphi h/B, \quad / 9 /$$

где $K'_{\text{зад}}$ - коэффициент распределения общей тормозной силы на колеса менее нагруженного/внутреннего/борта машины;

P'_{T} - тормозная сила на колесах внутреннего борта;

m_{y} - боковой коэффициент использования сцепного веса,

$$m_{\text{y}} = P_{\text{y}} / (\varphi G); \quad / 10 /$$

P_{y} - боковая сила, приложенная в центре масс машины.

Разработка рациональных способов регулирования распределения тормозных сил между осями. В работе Меламуда Р.А., Гуревича Л.В. приведена классификация известных способов регулирования распределения тормозных сил между осями, обеспечивающих приближение к той или иной степени точности действительных характеристик к идеальным по условиям сцепления. Учитывая, что время срабатывания гидравлического тормозного привода относительно велико, а также то, что регулятор тормозных сил/РТС/ должен лишь предотвращать опережающее блокирование задних колес нами предложена гамма ко-

Предлагаемые способы регулирования распределения тормозных сил между осями

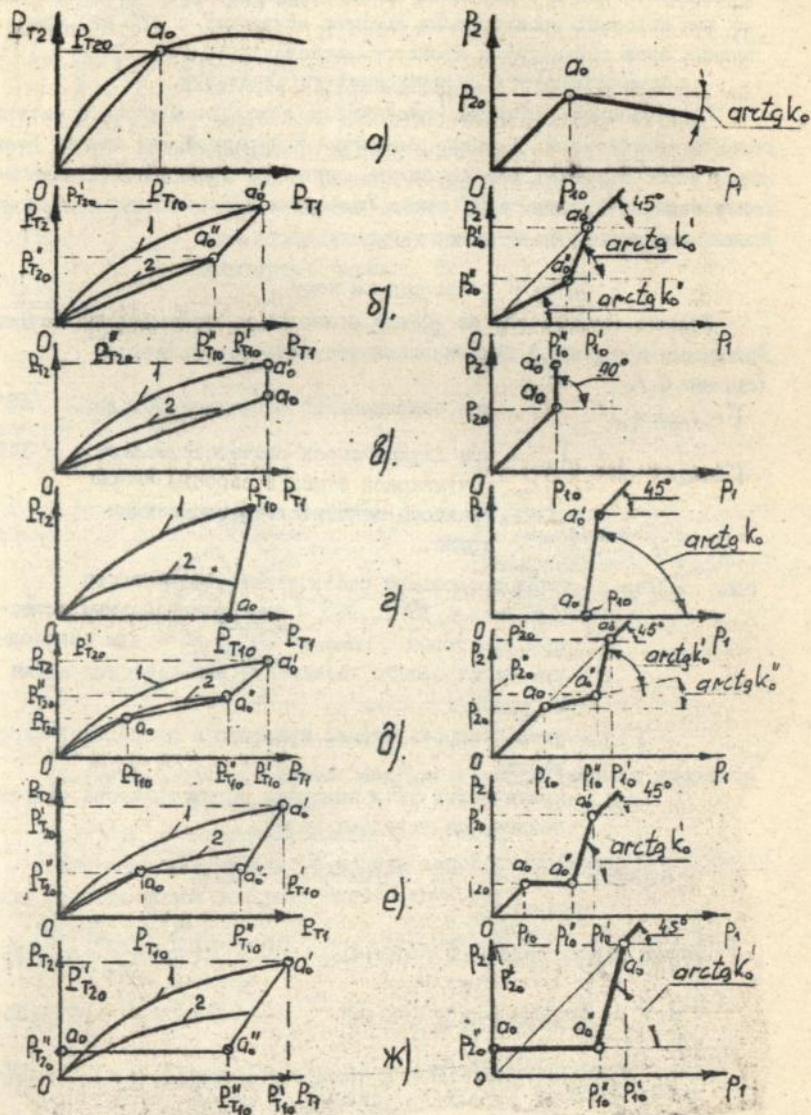


Рис. 3.

вых способов регулирования распределения тормозных сил между осями/см. рис.3/. Эти способы позволяют исключить связь РТС как с подвеской, так и с датчиком замедления машины, что особенно важно для колесных тракторов/на имеющих подвески/ и ЭТА БМС, изменяющих свою структуру в процессе эксплуатации.

Оценка продольной динамической устойчивости.

Существование колесных тракторов и самоходных шасси с экстремальной компоновкой /имеющих смещенный к передней или задней осям центр масс/ вызывает необходимость оценки их продольной динамической устойчивости при торможении. Условиями отрыва колес при торможении являются $a/h \leq \varphi$ - на прямом ходу ; /11/

$$b/h \leq \varphi \quad \text{- на заднем ходу .} \quad /12/$$

Однако отрыв колес не всегда приводит к опрокидыванию машины. Условиями продольной динамической устойчивости являются /см. рис.4./

$$\gamma < \alpha_{стат} + \alpha^* \quad \text{- при одномассовой расчетной модели;} \quad /13/$$

$$\gamma < \alpha_0 + \alpha \quad \text{- при двухмассовой расчетной модели,} \quad /14/$$

учитывающей степень свободы остова трактора относительно тормозимых колес, /15/

где $\alpha_{стат}$ - угол продольной статической устойчивости
/ $\alpha_{стат} = 35^\circ \dots 40^\circ$ - для универсальных колесных тракторов и $\alpha_{стат} = 20^\circ \dots 25^\circ$ - для самоходных шасси общего назначения без навесных машин и орудий/;

γ - угол поворота остова трактора в продольной плоскости;

α_0 - критический угол поворота остова трактора относительно оси передних колес.

Уравнения движения при одномассовой модели

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G}{g} \ddot{Z}_c = R_{Z1} - G \cos \alpha; \quad /15/ \\ \frac{G}{g} \ddot{X}_c = -G \sin \alpha - P_{T1}; \quad /16/ \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{yc} \ddot{\gamma} = R_{Z1} \sqrt{a^2 + h^2} \left[\frac{P_{T1}}{R_{Z1}} - \operatorname{tg}(\alpha_{стат} - \gamma) \right] \cos(\alpha_{стат} - \gamma), \quad /17/ \end{array} \right.$$

где J_{yc} - момент инерции остова трактора относительно поперечной оси, проходящей через центр масс.

* Угол имеет положительное значение для случая движения на подъеме и отрицательное - на спуске.

При двухмассовой модели

$$\begin{cases} \frac{G_0}{g} \ddot{z}_{c0} = R_{z1} - G \cos \alpha; & /18/ \\ \frac{G_0}{g} \ddot{x}_{c0} = -G \sin \alpha - P_{T1}; & /19/ \\ J_{yc0} \ddot{\gamma} = (R_{z1} - 2G_{K1} \cos \alpha) \sqrt{a_0^2 + (h_0 - r_{K1})^2} \cos(\alpha - \gamma) \left[\frac{R_{z1} - 2G_{K1} \cos \alpha}{R_{z1} - 2G_{K1} \cos \alpha} \tan(\alpha - \gamma) + \frac{P_{T1}}{2M_{T1}} \right] \end{cases}$$

где $a_0; h_0$ - координаты центра масс C_0 остова трактора без учета масс затормаживаемых колес,
 J_{yc0} - момент инерции остова трактора / без учета масс тормозимых колес / относительно поперечной оси, проходящей через C_0 ,

$$\alpha_0 = \arctg \frac{a_0}{h_0 - r_{K1}} = \arctg \frac{a}{h - r_{K1}}, \quad /21/$$

Торможение трактора на спуске

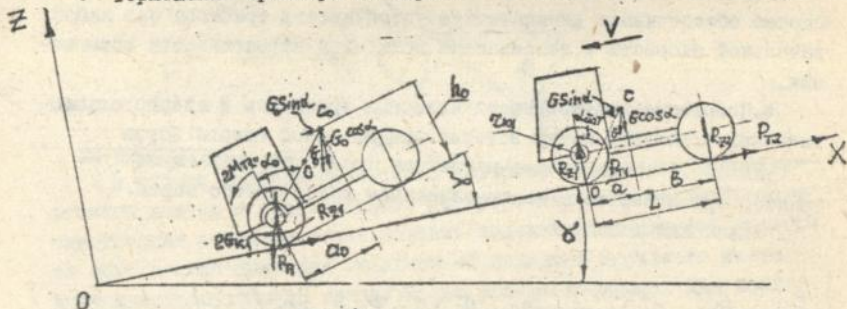


Рис. 4

$G_{K1}; J_{K1}; r_{K1}$ - масса, момент инерции и радиус качения тормозимого колеса;

M_{T1} - тормозной момент на колесе.

Одномассовая модель позволила получить приближенную формулу для расчета углов поворота остова трактора

$$\gamma = \frac{180^\circ}{\pi} \left(\frac{P_{Tycm}}{G \cos \alpha} - \frac{a}{h} \right) (0,0206 \sqrt{\alpha} + 0,261 \alpha) \left\{ \exp \left[\frac{\sqrt{2} \sqrt{a^2 + h^2}}{l} (T - t_{отп}) \right] + \exp \left[- \frac{\sqrt{2} \sqrt{a^2 + h^2}}{l} (T - t_{отп}) \right] - 2 \right\}, \text{ град}, \quad /22/$$

где l - радиус инерции остова трактора, $l = \sqrt{J_{yc} g / G}$;
 T - время торможения,

$$\dot{t} = \frac{V_0 + 0,5 R_{\text{торм}} \cdot \gamma_H \cdot g / G}{g (R_{\text{торм}} / G + \sin \alpha)}; \quad /23/$$

$R_{\text{торм}}$ - установившееся значение общей тормозной силы;
 $\gamma_{\text{торм}}$ - время прошедшее с момента начала торможения до момента отрыва колес,

$$\gamma_{\text{торм}} = \gamma_H \cdot \frac{G}{R_{\text{торм}}} \cdot \frac{a}{h} \cdot \cos \alpha. \quad /24/$$

На основании анализа уравнения /22/ предложены два способа регулирования тормозной силы, обеспечивающие повышение продольной динамической устойчивости. Силовой способ /ограничение общей тормозной силы $R_{\text{торм}} \leq \frac{a}{h} G \cdot \cos \alpha$. / 25 /

Временной способ /ограничение темпа роста общей тормозной силы/
 $T - \gamma_{\text{торм}} \leq 0$. / 26 /

Сравнительный анализ указанных способов показал, что силовой способ обеспечивает динамическую устойчивость трактора при любой начальной скорости и максимально возможной эффективности торможения.

4. Повышение маневренности колесных тракторов и энерготехнологических агрегатов путем затормаживания колес одного борта

На рис.5 представлена расчетная схема сил, действующих на трактор при повороте с затормаживанием колес одного борта.

Уравнения движения

$$\frac{G}{g} \ddot{X}_c - (R_{K_2}' - R_{K_2}'') \cos \psi + (R_{\delta_2}' + R_{\delta_2}'') \sin \psi + R_{K_1} \cos(\theta + \psi) + R_{\delta_1} \sin(\theta + \psi) = 0; \quad /27/$$

$$\frac{G}{g} \ddot{Y}_c + (R_{K_2}' + R_{K_2}'') \sin \psi + (R_{\delta_2}' + R_{\delta_2}'') \cos \psi - R_{K_1} \sin(\theta + \psi) + R_{\delta_1} \cos(\theta + \psi) = 0; \quad /28/$$

$$J_{Zc} \ddot{\psi} - (R_{K_2}' - R_{K_2}'') \cdot \frac{B}{2} + (R_{\delta_2}' + R_{\delta_2}'') B - R_{\delta_1} a \cos \theta + R_{K_1} a \sin \theta = 0, \quad /29/$$

где J_{Zc} - момент инерции остова трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;

ψ - курсовой угол;

θ - средний угол поворота управляемых колес.

*) В дальнейшем все обозначения с одним штрихом будут относиться к параметрам менее нагруженного - внутреннего колеса, а с двумя штрихами - наружного колеса.

Расчетная схема сил, действующих на колесный трактор при повороте с "жесткими" колесами

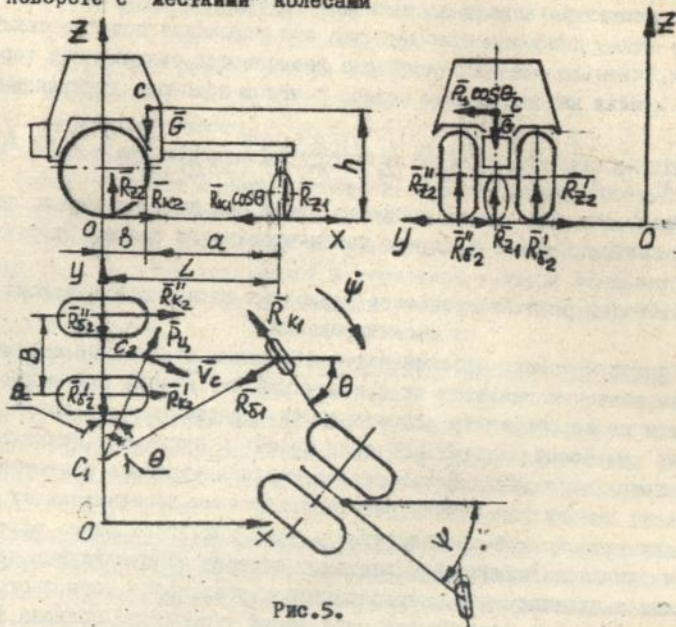


Рис. 5.

В работе исследован процесс поворота одноосного энергетического модуля и трехколесного трактора как с "жесткими", так и эластичными колесами. Использование модели трехколесного трактора обусловлено наличием балансирной подвески переднего моста, что позволило условно привести два колеса к одному. Для всех возможных вариантов получено дифференциальное уравнение углового перемещения машины

$$\Psi + \frac{c}{A} \cdot \dot{\Psi} = \frac{1}{A} \cdot \frac{M'_{T2} + M_{K2}}{\Gamma_{K2}} \quad / 30 /$$

где A, c — коэффициенты;

M_{K2} — крутящий момент на задних колесах;

M'_{T2} — тормозной момент на заднем внутреннем колесе.

Решение уравнения /30/ позволило определить курсовой угол машины в любой момент времени и радиус поворота

$$R = \frac{V_c^2}{g} \cdot \frac{2B \cdot f_k \left(\frac{h}{B} + \frac{B}{B \cdot f_k} + \frac{2J_{K2} \cdot g}{B \cdot B \cdot \Gamma_{K2}} \right)}{\frac{M'_{T2} + M_{K2}}{\Gamma_{K2}} + \frac{2B}{B} \cdot g \cdot f_k \cdot \frac{g}{2}} \quad / 31 /$$

где V_c — линейная скорость центра масс трактора/модуля/;

f_k — коэффициент сопротивления качению.

Анализ уравнений движения трактора показал, что боковой увод шин незначительно влияет на величину радиуса поворота, а только смещает центр поворота относительно его положения при "жестких" колесах. Учитывая это, нами получена зависимость, связывающая тормозной момент на внутреннем колесе с углом поворота управляемых колес

$$\frac{M'_{T2}}{B \cdot f_k \cdot r_{k2}} = \frac{Vc^2}{\delta \cdot g} \left[\frac{h}{B} \left(1 + \frac{\delta}{L} \operatorname{tg} \theta \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) + \frac{2J_{k2} \cdot g}{B \cdot B \cdot r_{k2}} \right] \cdot \sin 2\theta + 2 \frac{\delta}{B} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \quad / 32 /$$

Уравнение /32/ может использоваться при синтезе систем поворота колесных машин в случае комбинированного способа управления.

5. Анализ рабочих процессов тормозных механизмов и основы их проектирования

Подход к оценке эффективности тормозных механизмов определяет направления развития их конструкций. Эту оценку ранее производили по коэффициенту эффективности, представляющему собой отношение суммарной касательной силы трения к сумме сил, приложенных к колодкам/лентам/. Целью такого подхода являлось снижение усилия на педали управления без использования дополнительных усиливающих устройств. В соответствии с этим критерием более эффективным считался тормозной механизм с высоким самоусилием, что вступает в противоречие с требованием стабильности тормозного момента. Развитие конструкций усилителей тормозного привода и использование тормозных механизмов, обладающих высокой жесткостью опорно-разжимного устройства, позволяет пересмотреть традиционный подход.

Критерием эффективности тормозного механизма должен быть развиваемый им максимальный тормозной момент. Этот момент ограничивается контактным давлением на поверхностях трения и долговечностью фрикционных пар.

Стабильность тормозного момента определяется конструкцией тормозного механизма, его теплоотводящей способностью и оказывает влияние на динамику торможения колесной машины.

В результате проведенного исследования автором получено обобщенное уравнение тормозного момента для применяемых в авто-тракторостроении типов тормозных механизмов

$$M_T = \sum_{j=1}^{m_n} P_j R_j Q_{1j} \left\{ \exp[Q_{2j} \cdot M_j (1 - Q_{3j})] - \exp(-Q_{2j} \cdot M_j \cdot Q_{3j}) \right\} \quad / 33 /$$

где Q_{1j}, Q_{2j} - коэффициенты, зависящие от типа тормозного механизма /см. табл. 5/;

Q_3 - коэффициент, зависящий от знака коэффициента серводействия фрикционной пары; при положительном серводействии

$$Q_3 = 0, \text{ а при отрицательном } - Q_3 = 1 ;$$

R_r - габаритный радиус ротора тормозного механизма;

μ - коэффициент трения фрикционных поверхностей;

P - приводное усилие;

m_n - число параллельных фрикционных пар тормозного механизма.

Кроме того, для оценки эффективности управления может использоваться работа, затрачиваемая на включение тормозных механизмов/увеличение тормозного момента от нуля до максимальной величины/. При наличии усилителей в тормозном приводе уменьшение работы включения тормозных механизмов увеличивает быстродействие тормозной системы.

Исследование контакта плоских фрикционных поверхностей

Величина момента трения в контакте плоских поверхностей зависит от распределения контактных давлений вдоль радиуса трения. Это распределение определяется износными характеристиками фрикционной пары. Известные методики расчета распределения давлений и среднего/эффективного/ радиуса трения базировались на гипотезах пропорциональности износа давлению $|P_r/P_0 = const|$ и удельной мощности трения $|P_r V_r = const|$ при допущении сплошного контакта поверхностей /см. табл. 4/. Однако многочисленные исследования выявили нелинейную связь величины износа с давлением и скоростью скольжения в контакте. Это позволило автору, используя гипотезу $P_r \cdot V_r^{K_2} = const$, определить обобщенные зависимости для расчета указанных параметров/табл. 4/. При $K_2 = 0$ эти зависимости соответствуют гипотезе $P_r = const$, а при $K_1 = K_2$ - $P_r \cdot V_r = const$. Результаты расчета распределения давления по предлагаемым зависимостям хорошо согласуются с экспериментальными данными С.П. Житницкого /рис. 6/. При этом расхождение между теоретическими и экспериментальными данными уменьшилось с 8,2 % /результаты С.П. Житницкого/ до 2,93 % /расчет по предлагаемой методике/. Кроме того, в теоретическом распределении стал просматриваться гиперболический закон, соответствующий результатам экспериментов указанного автора/см. рис. 6/.

Свести к минимуму максимальное давление/на внутреннем радиусе/ можно в случае

$$K_R = \sqrt[3-K_2/K_1]{3 K_1/K_2} \quad / 34 /$$

где K_R - соотношение наружного и внутреннего радиусов трения,
 $K_R = R_H/R_{ВН}$.

Распределение контактных давлений вдоль радиуса
дискового тормоза тали ТВ-3 при различных силах
прижатия

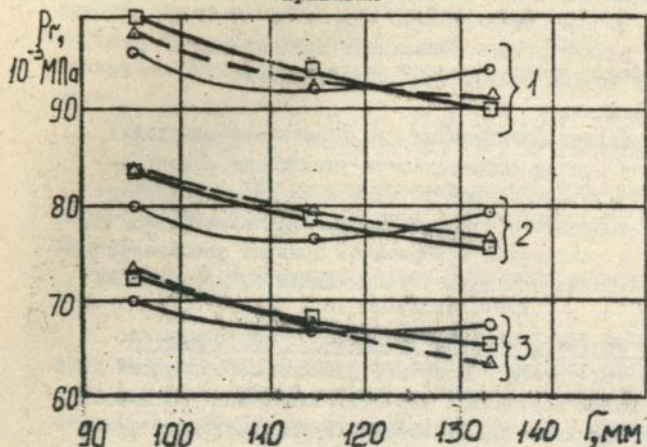


Рис. 6 : 1- при $N = 3632 \text{ Н}$; 2- при $N = 3185 \text{ Н}$;
3- при $N = 2793 \text{ Н}$; \square - расчет по пред-
лагаемой методике; \triangle , \circ - эксперименталь-
ные и теоретические результаты С.П. Жит-
ницкого.

Таблица 4

Определение характеристик контакта плоских поверхностей трения

Гипотеза	Распределение давлений	Средний (эффективный) радиус тре- ния $R_{\text{эф}} = \frac{M_T}{\int p \cdot r \cdot dr}$
$p_r = p_0 = \text{const}$	$p_0 = \frac{3M_T}{\mu \cdot z \cdot \ln(R_H^3 - R_{BH}^3)}$ /36/	$\frac{2}{3} \frac{R_H^3 - R_{BH}^3}{R_H^2 - R_{BH}^2}$ /39/
$p_r \cdot V_r = \text{const}$	$p_r = \frac{2M_T \cdot r^{-1}}{\mu \cdot z \cdot \ln(R_H - R_{BH})}$ /37/	$\frac{R_H + R_{BH}}{2}$ /40/
$p_r^{k_1} \cdot V_r^{k_2} = \text{const}$	$p_r = \frac{M_T (3 - k_2/k_1) \cdot r^{-k_2/k_1}}{\mu \cdot z \cdot \ln(R_H^{3-k_2/k_1} - R_{BH}^{3-k_2/k_1})}$ /38/	$\frac{2 - k_2/k_1}{3 - k_2/k_1} \cdot \frac{R_H^{3-k_2/k_1} - R_{BH}^{3-k_2/k_1}}{R_H^{2-k_2/k_1} - R_{BH}^{2-k_2/k_1}}$ /40/

Таблица 5

Коэффициенты $Q_1; Q_2; Q_4; Q_5$

Тип тормозного механизма	Q_1	Q_2	Q_4	Q_5
Ленточный	1	$\frac{2\mu}{\rho C}$	$\frac{Q_H \cdot M}{R_H \cdot \delta_H}$	1
Барabanный	$(a+c)/e$	$\frac{2\mu}{\rho C}$	$\frac{Q_H \cdot M}{R_H \cdot \delta_H}$	0
Дисковый	$[\mu \cdot (k_2 + 1)]^{-1}$	$M \cdot z \cdot (k_2 + 1) / (2k_2)$	$\frac{2 \cdot \mu \cdot R_H \cdot (k_2 - 1) \cdot K_{B3}}{M \cdot M_r \cdot k_2 \cdot (k_2 + 1)}$	1

При $K_1 = K_2$ $K_R = \sqrt{3}$. / 35 /

Статистический анализ соотношения K_R выпускаемых кольцевых фрикционных накладок показал, что выражение /35/ справедливо для определения моды случайной величины.

Если рассматривать дискретный контакт фрикционных поверхностей дискового тормоза, то можно предположить, что за некоторое время T , необходимое для получения видимого износа происходит последовательный контакт в отдельных точках /пятнах/ по всей поверхности. В каждый момент времени сумма площадей всех пятен /фактическая площадь/ может быть определена по известной зависимости

$$F_{\varphi} = (0,5 \dots 1,0) N / (H_B). \quad / 36 /$$

Величина среднего радиуса трения не изменится, если мы условно "уплотним" накладку, т.е. перенесем все пятна по своему радиусу к центру накладки. В этом случае получим эквивалентную накладку, давление на поверхности которой будет соизмеримо с твердостью материала. Форма этой накладки будет определять величину эффективного радиуса трения. Для накладки секторной формы

$$R_{\varphi} = \frac{2-K_2}{3-K_2} \cdot \frac{R_H^{3-K_2} - R_{BH}^{3-K_2}}{R_H^{2-K_2} - R_{BH}^{2-K_2}}. \quad / 37 /$$

Для накладки прямоугольно-сегментной формы

$$R_{\varphi} = \frac{1-K_2}{2-K_2} \cdot \frac{R_H^{2-K_2} - R_{BH}^{2-K_2}}{R_H^{1-K_2} - R_{BH}^{1-K_2}}. \quad / 38 /$$

Прогнозирование долговечности фрикционных накладок на стадии проектирования

Предельная энергия, поглощаемая тормозом до полного износа фрикционных накладок

$$W_{пред} = \sum_{j=1}^{m_n} \frac{H_j R_j}{m_{\varphi j}} Q_j [1 - \exp(-\frac{Q_j}{Q_j} M_j)], \quad / 39 /$$

где H_j - толщина j -ой фрикционной накладки;

Q_j, Q_j - коэффициенты, зависящие от типа тормозного механизма /см. табл. 5/; $m_{\varphi j}$ - показатель износа накладок.

В таблице 5 приняты следующие обозначения: M_j - коэффициент трения в направляющих тормозных дисках; Z - число пар поверхностей трения дискового тормоза; a, c, e - геометрические параметры барабанного тормоза; α_n - угол обхвата лентой тормозного шкива; β_n - угол обхвата колодки барабанного тормоза; b_n - ширина фрикционной накладки; K_{B3} - коэффициент взаимного пересечения фрикционных поверхностей.

В основе методики прогнозирования лежит сравнение средних мощностей трения в тормозах при действительном/эксплуатационном/ и теоретическом/наиболее напряженном "разгон"-торможении"/режимах торможения.

При проектировании перспективных машин на базе серийно выпускаемых и установке на них новых тормозных механизмов ориентировочную оценку ресурса фрикционных накладок по износу можно определить

$$h_n'' = \frac{\bar{N}_{тр.р}'}{\bar{N}_{тр.р}''} \cdot \frac{W_{прев}''}{1800 \cdot \bar{N}_{тр.р}''}, \quad / 40 /$$

где $\bar{N}_{тр.р}'$; $\bar{N}_{тр.р}''$ - средняя мощность трения, действительная и расчетная для серийной машины;

$W_{прев}''$; $\bar{N}_{тр.р}''$ - предельная энергия и расчетная средняя мощность трения для проектируемых тормозных механизмов.

$$\text{Для ЭТА БМС} \quad (\bar{N}_{тр.р})_{ЭБ} = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{N}_{тр.р} i \cdot \alpha_i,$$

где α_i - доля работы агрегата при i -ой компоновке;

n_k - число возможных компоновок ЭТА БМС.

6. Разработка и исследование дисковых тормозных механизмов открытого типа

Разработка и анализ вариантов конструкции

Проведенные исследования показали, что колесных тракторов и ЭТА БМС классов 0,6...I,4 наиболее рациональным является применение дисковых тормозов открытого типа. На перспективных машинах /учитывая наиболее жесткие требования международных и национальных стандартов/необходимо устанавливать тормозные механизмы непосредственно на колесах. Учитывая возможность работы ЭТА БМС со сменными шинами, целесообразно иметь унифицированные тормозные механизмы, помещающиеся в обод применяемых колес. В этом случае наружный диаметр тормозных дисков/см.табл.6/

$$d_H = 2 \sqrt[3]{\frac{3\sqrt{3} \cdot P_0 \cdot \varphi \cdot r_{cm}}{M \cdot Z \cdot d_H \cdot [\rho]}} < d_0, \quad / 42 /$$

где P_0 ; r_{cm} - допустимая нагрузка на шкву и статический радиус колеса;

$[\rho]$ - максимально допустимое давление на внутренней радиусе трения фрикционной пары;

d_0 - диаметр обода колеса.

В настоящее время на колесных тракторах и самоходных шасси классов 0,6...I,4 применяются тормозные механизмы, устанавливаемые

в рукавах/корпусах/ перед бортовыми/конечными/ передачами. Нами разработана конструкция унифицированного дискового тормоза открытого типа, предназначенного для установки в рукавах указанных классов машин /см.табл.7 /.

Экспериментальные исследования на стенде.

Унифицированный дисковый тормоз открытого типа был установлен на инерционном тормозном стенде ХЗТСМ. В процессе экспериментальных исследований оценивались тормозной момент, температурный режим и долговечность накладок. Получена формула, позволяющая рассчитать температуру тормозного диска при циклических торможениях /испытаниях на нагрев/.

Дорожные эксплуатационные испытания.

Дорожные испытания унифицированных дисковых тормозов открытого типа проводились на самоходном шасси СМ 25, колесном тракторе ЛТЗ 55А. На горной модификации самоходного шасси СМ 28Г /ТГ 28 / проводились также испытания задних дисковых тормозов открытого типа с пневмомеханическим приводом и передних колесных дисковых тормозов открытого типа с гидравлическим приводом. При испытаниях отмечались высокая эффективность и плавность торможения, хорошее следящее действие по усилию на педали управления.

На рис.7 приведена зависимость износа фрикционных накладок тормозов от наработки самоходного шасси СМ 25. Ресурс фрикционных накладок по результатам эксплуатационных испытаний СМ 25 составил $h_{\text{н}} = 16667$ мч/накладки из материала шифра I45-40/.

Исследование энергонагруженности тормозных механизмов самоходного шасси СМ 25 в эксплуатационных условиях позволило выявить статистическое распределение числа торможения по уровням приводного давления жидкости.

В работе предложены пути выравнивания энергонагруженности тормозных механизмов за счет регулирования тормозных сил. При этом для тракторов со всеми тормозимыми колесами рекомендуется $\beta = 0,5$, а для ЭТА БМС - в соответствии с соотношением масс энергетического и технологического модулей.

7. Анализ и обоснование рациональной конструкции тормозного привода

Оценка эффективности тормозного привода.

Оценка эффективности тормозного привода производится в настоящее время по величине хода педали управления $H_{\text{пmax}}$ и усилия на ней $P_{\text{пmax}}$. Попытка улучшить один из указанных показателей при постоянном передаточном отношении привода и отсутствии дополнитель-

Типоразмерный ряд колесных дисковых тормозов
открытого типа ЭТА ВМС

Размеры тормозного диска $d_H \times d_{BH}$, мм	d_H , мм	Шины ведущих колес /ГОСТ 7463-80/
450 x 260	70	8,3 - 20; 11,2 - 20; 9,5 - 32; 11,2 - 28;
600 x 340	70	9,5 - 42; 11,2 - 42; 13,6 R 38; 14,9 - 30; 15,5 R 38; 15,5 - 38; 16,9 R 30;
670 x 380	70	18,4 L 30; 18,4 R 34

Таблица 7

Установка унифицированных дисковых тормозных
механизмов открытого типа на тракторах и са-
моходных шасси классов 0,6...1,4

Модель трактора или самоходного шасси	Тяговый класс	Завод-изготовитель	Эксплуатационная масса M_a , кг	V_{max} , км/ч	M_{Tmax} , Н.м.	Размеры диска $d_H \times d_{BH} \times B_p$, мм.	h_H , мм
СШ 28	0,6	ХЗТСП	3029	27,7	394	180x104x12	15881
ТЗС/ТЗСА	0,6	ПО ВТЗ	2470	23,6	289	180x104x12	16060
ЛТЗ55А	0,9	ПО ЛТЗ	3183	30,0	658	190x114x12	8182
ИТЗ 80	1,4	ПО ИТЗ	3516	33,4	979	200x124x12	6014
ИМЗ 6АМ	1,4	ПО ИМЗ	3486	24,5	883	200x124x12	7971

В таблице 7 : B_p - толщина тормозного диска /ротора/;
величина h_H для всех машин /кроме СШ 28/ получена расчетным путем.
Динамика износа фрикционных накладок дисковых тормозов открытого типа самоходного шасси СШ 28

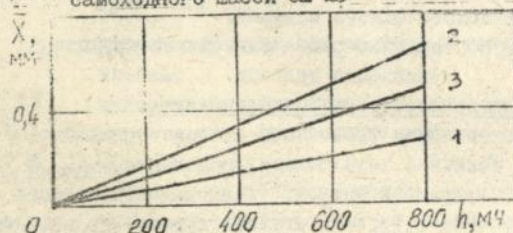


Рис. 7...: 1 - левый тормоз; 2 - правый;
3 - средний износ.

ных источников энергии приводит к ухудшению второго показателя. В этом случае предельные возможности водителя ограничим некоторой условно" работой, затрачиваемой на включение тормозной системы

$$A_y = H_{n \max} \cdot P_{n \max} \leq [H_n] \cdot [P_n] = [A_y], \quad / 43 /$$

где $[H_n]; [P_n]$ - максимально допустимые в соответствии с действующими стандартами величины хода педали и усилия на ней;

$[A_y]$ - максимально допустимая условная работа включения тормозной системы.

Невыполнение условия /43/ вызывает необходимость установки дополнительных источников энергии /усилителей/.

Уменьшить работу включения можно за счет применения тормозных приводов с переменным передаточным отношением, однако это приводит к ухудшению показателей управляемости тормозной системы как объекта автоматического управления.

Условная работа включения A_y не соответствует действительной работе A_d , затрачиваемой на включение тормозной системы

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6, \quad / 44 /$$

где $A_1; A_2; A_3; A_4; A_5; A_6$ - работа деформации возвратных пружин, сил сухого трения, сил гидравлического/воздушного/сопротивления, сил упругих деформаций трубопроводов, сжатия рабочего тела, работа затрачиваемая на деформацию механических элементов, включая тормозные механизмы.

В диссертации показано, что работа, затрачиваемая на сжатие воздуха, в несколько раз выше, чем жидкости. Также определены составляющие условной работы в уравнении /44/ и получены аналитические выражения для расчета работы включения различных типов тормозных механизмов. На рис. 8 представлены зависимости работы включения ленточных и дисковых открытого типа тормозных механизмов самоходного шасси класва 0,6 от коэффициента трения фрикционных поверхностей. Анализ кривых на рис. 8 показывает, что высокая чувствительность ленточного тормоза к уменьшению коэффициента трения влечет за собой резкое увеличение работы включения и снижение эффективности ~~управления~~ управления. Дисковый тормоз открытого типа менее чувствителен к этому изменению, а при низких M его работа включения меньше, чем ленточного тормоза. Это дает основание не рассматривать эффект серводействия в качестве преимущества ленточных тормозных механизмов.

Зависимость работы включения от коэффициента трения фрикционных поверхностей тормозных механизмов самоходного шасси класса 0,6

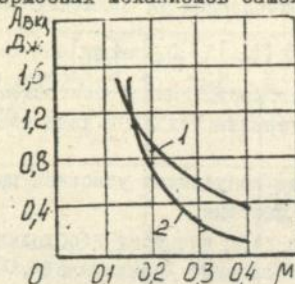


Рис. 8: 1-дискный тормоз открытого типа СШ25; 2-ленточный тормоз Т16МТ.

Выбор и обоснование схемы унифицированного тормозного привода.

В работе доказано, что применение гидросилового тормозного привода на колесных тракторах и самоходных шасси классов 0,6... 1,4 более эффективно по сравнению с пневмоприводом, поскольку требует меньших относительных затрат мощности двигателя. В случае применения указанного привода на ЭТА БМС и выборе распределения тормозных сил между осями в соответствии с предложенными выше рекомендациями обеспечивается постоянное соотношение между замедлением и приводным давлением вне зависимости от общей массы агрегата. Кроме того, в связи с малой работой включения предложенных дискных тормозов открытого типа, есть возможность работы системы в гидростатическом режиме без усиливающего эффекта в случае остановки гидронасоса.

В работе проанализированы возможные схемы разделения контуров тормозного привода и выявлены зоны рациональной их применимости в зависимости от положения центра масс машины, что особенно важно для гбрных колесных тракторов.

Автоматические устройства в тормозном приводе.

В тормозном приводе колесных тракторов и ЭТА БМС могут использоваться РТС и клапаны раздельного автоматического торможения бортов /КАРТЕ/. В работе предложены варианты РТС, обеспечивающие как регулирование распределения тормозных сил между осями/в соответствии с законами регулирования, представленными на рис. 3/, так и общий тормозной силы и ее распределения между бортами отдельными звеньями колесных машин. Особое внимание уделено РТС, установленным на ЭТА БМС и в двухконтурных тормозных приводах, корректирующим свои характеристики при выходе из строя или отключении одного из контуров.

В работе предложены несколько вариантов схем КАРТЕ и проведено их экспериментальное исследование.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Системный подход к оценке тормозных свойств и выходных характеристик тормозных систем колесных машин позволил разработать теорию проектирования тормозного управления с учетом конструкции и специфики условий эксплуатации колесных тракторов и ЭТА БМС.

2. Тормозное управление ЭТА БМС должно также формироваться на основе блочно-модульного принципа и состоять из автономного тормозного управления энергетического модуля и подключаемых к нему при агрегатировании тормозных управлений технологических модулей (включая тормозные системы прицепов и полуприцепов).

3. Конструкция колесных тракторов и ЭТА БМС допускает появление экстремальных компоновок (со смещением к передней или задней осям центром масс), что, в определенных случаях, дает возможность обеспечить эффективное торможение колесами только одной оси. Однако тормозные свойства горных тракторов и тракторов со скоростью движения свыше 30 км/ч могут соответствовать современным требованиям только при максимальном использовании сцепного веса, т.е. затормаживании всех колес. Предложенные зоны положений центра масс позволяют на стадии проектирования оценить целесообразность принятия такого решения. Аналогичные зоны, построенные в соответствии с нормативами эффективности запасной тормозной системы, могут использоваться для сравнения вариантов схем разделения контуров тормозного привода.

4. При экстремальной компоновке возможен отрыв колес и опрокидывание тракторов и ЭТА БМС в процессе торможения, что необходимо учитывать при проектировании. Оценку продольной динамической устойчивости этих машин целесообразно производить при помощи разработанной методики, полученной на базе одно- и двух-массовой модели процесса опрокидывания. Предотвратить потери продольной устойчивости при торможении без установки баласта возможно за счет регулирования тормозных сил. Наиболее эффективным способом регулирования является ограничение общей тормозной силы.

5. Выбор распределения тормозных сил между осями тракторов постоянной компоновки $\beta = 0,5$, а ЭТА БМС — в соответствии с соотношением масс технологического и энергетического модулей при

условии применения способа регулирования распределения тормозных сил между осями с "восходящей" характеристикой, позволяет сохранить курсовую устойчивость, получить равную энергонагруженность и стабильность тормозных механизмов. Это позволяет также увеличить ресурс фрикционных накладок и улучшить тормозные свойства колесных тракторов и ЭТА БМС при стандартных испытаниях тормозов на нагрев.

6. Исследование процесса торможения колесных машин при действии боковой силы позволило определить идеальный закон распределения тормозных сил между осями (обобщающий известную зависимость) и определить новое направление совершенствования тормозных систем — регулирование распределения тормозных сил между бортами. Возникающий при этом стабилизирующий момент повышает курсовую устойчивость колесных машин при торможении.

7. Процесс поворота колесных тракторов и ЭТА БМС с затормаживанием колес внутреннего борта является нестационарным, с постоянно изменяющимся радиусом, что определено при помощи разработанной математической модели. Необходимо согласовывать углы поворота управляемых колес и тормозные моменты на колесах внутреннего борта, для чего целесообразно использование автоматических устройств. При этом рациональным является объединение рулевого и тормозного управлений в единую гидросистему.

8. Оценка эффективности элементов тормозных систем должна осуществляться на основе требований, предъявляемых к тормозным свойствам и эффективности торможения колесных машин. Для оценки эффективности тормозных механизмов рекомендуется использовать тормозной момент, развиваемый при максимально допустимом давлении на поверхности трения. Средняя мощность трения, которую могут реализовать фрикционные пары без перегрева, является критерием энергоемкости, а приведенный коэффициент трения и работа, затрачиваемая на включение тормозов — критериями эффективности управления тормозными механизмами. Критерием эффективности тормозного привода также может являться работа, затрачиваемая на его включение.

9. Полученное обобщенное уравнение тормозного момента для различных типов тормозных механизмов, а также зависимости для предложенных критериев эффективности элементов тормозных систем позволили определять следующее:

-- наиболее эффективным типом тормозных механизмов для установки на тракторы и ЭТА БМС классов 0,6...1,4 являются дис-

ковне тормоза открытого типа;

- гидросиловой тормозной привод является наиболее эффективным, поскольку доля непроизводительных затрат мощности двигателя на его работу значительно ниже, чем на работу пневмопривода.

Полученные теоретические результаты подтверждаются анализом тенденций развития мирового тракторостроения.

10. Предпосылка того, что износные характеристики фрикционных материалов оказывают влияние на распределение контактных давлений в дисковом тормозе позволила получить следующие результаты:

- математическую модель процесса геометрической приработки фрикционных пар;

- закон распределения контактных давлений вдоль радиуса трения;

- обобщенную зависимость для расчета среднего (эффективного) радиуса трения как при сплошном, так и дискретном контакте фрикционных пар;

- рациональное соотношение наружного и внутреннего радиусов трения, которое при проектном расчете можно принять равным $\sqrt{3}$;

- определить, что увеличение числа самостоятельно принимаемых колодок повышает эффективность дискового тормоза.

11. Результаты проведенных исследований позволили разработать типоразмерный ряд дисковых тормозов открытого типа для колесных тракторов и ЭТА БМС и реализовать ряд технических решений. В их числе: варианты конструкции дисковых тормозов открытого типа, гидравлического тормозного привода, регуляторов тормозных сил и устройств раздельного автоматического торможения бортов. Наиболее рациональные технические решения, экспериментально подтвердившие свою эффективность, вошли в состав унифицированного тормозного управления колесных тракторов и ЭТА БМС классов 0,6 ... I, 4.

12. Разработанная и прошедшая экспериментальную проверку методика прогнозирования долговечности фрикционных пар тормозных механизмов на стадии проектирования, позволила определить долговечность унифицированной тормозной колодки при установке на тракторах и самоходных шасси классов: 0,6-16000 мч; 0,9-8000 мч; I, 4-6000...8000 мч.

Основное содержание диссертации опубликовано
в следующих работах

1. Оганесян Г.С., Бабаян М.Б., Гредескул А.Б., Подригало М.А. Обоснование требований к тормозным системам горных колесных тракторов с учетом условий торможения на продольном уклоне. - Тракторы и сельхозмашины, 1985, №10, с. 20...21.
2. Либцис С.Е., Подригало М.А. Требования к тормозным системам трактор ов при повышении транспортных скоростей. Тракторы и сельхозмашины, 1990, №11, с.9...10
3. Дурманов А.С., Гусенко Н.Е., Подригало М.А., Щербань Б.А. Совершенствование тормозной системы интегрального трактора ЛТЗ-155. - Тракторы и сельхозмашины, №12, 1990, с.6...8.
4. Федосов А.С., Скутнев В.М.; Скляр В.Н., Мирошниченко Ю.Н., Подригало М.А. Метод исследования динамических характеристик систем регулирования тормозных сил. - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 12, Киев: Техніка, 1975, с. 155...157.
5. Федосов А.С., Подригало М.А. Зоны применимости некоторых способов регулирования тормозных сил. - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 15, Киев: Техніка, 1978, с.54...57.
6. Лагунов Л.Я., Подригало М.А. Влияние эффективности работы тормозной системы на эксплуатационные показатели автомобиля. - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 14, Киев: Техніка, 1977, с.63...66.
7. Федосов А.С. Подригало М.А. Влияние боковой силы на очередность блокирования колес тормозной оси автомобиля. - В сб. Автомобильный транспорт. Вып. 10, Киев: Техніка, 1979, с. 53...57.
8. Федосов А.С., Подригало М.А. Исследования потенциальных сцепных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения. - В сб.: Автомобильный транспорт, Вып. 17, Киев: Техніка, 1980, с. 73...75 .
9. Подригало М.А. Исследование закона движения заблокированного колеса автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения. - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 18, Киев: Техніка, 1981, с.96...99.
10. Лагунов Л.Я., Прохорова Г.С., Подригало М.А. Влияние эффективности торможения на повороте на пропускную способность дороги. - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 19, Киев: Техніка, 1982, с. III... III.

11. Подригало М.А. Оценка влияния размеров фрикционной накладки на распределение удельных давлений по поверхности трения дискового тормоза - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 21, Киев: Техніка, 1984, с. 94...96.
12. Подригало М.А., Чернышев С.А. Распределение давлений вдоль радиуса поверхности трения дискового тормоза.- В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 23. Киев: Техніка, 1986, с.123...126.
13. Подригало М.А., Щербань В.А. Определение возможностей применения гидростатического привода тормозов на транспортных средствах с различной полной массой.- В сб.:Автомобильный транспорт. Вып. 24, Киев: Техніка, 1987, с. 96...98.
14. Подригало М.А. Определение эффективного радиуса трения дискового тормоза с учетом фактической площадки контакта.-В сб.: Автомобильный транспорт, Вып. 26, Киев: Техніка, 1989, с. 81...84.
15. Подригало М.А., Константинов Г.А., Ущенко О.В.Обеспечение поворота одноосного колёсного энергетического модуля в автономном режиме движения. - В сб.: Автомобильный транспорт, Вып.27, Киев: Техніка, 1990, с. 78...81.
16. Подригало М.А., Валев М.В., Кабатный В.С., Щербань В.А., Исследование режимов работы тормозов самоходного шасси класса 0,6 - В сб.: Автомобильный транспорт. Вып. 28, Киев: Техніка, 1991, с. 109...111.
17. Лысенко А.Н., Подригало М.А. О типоразмерном ряде перспективных дисковых тормозов открытого типа для колесных тракторов и самоходных шасси.- В сб.: Надежность и повышение тягово-сцепных качеств тракторов. М.: МАИМ, 1988, с. 155...161.
18. Подригало М.А. Повышение эффективности дискового тормозного механизма путем увеличения числа самостоятельно прижимаемых накладок . В сб. Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. Омск: 1991, СибАДИ, с. 30...34.
19. Подригало М.А. Оптимизация характеристик тормозных систем транспортных средств на базе исследования их адаптивных свойств. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции молодых специалистов. ВДХ-НАТИ, М.: 1977, с. 52...53.

20. Подригало М.А. Исследование и разработка обобщенных критериев эффективности тормозных систем транспортных средств. Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы комплексной механизации транспортных работ в сельском хозяйстве". ВИМ Минсельхоз СССР, М., 1979, с.44...46.
21. Гредескул А.Б., Гецович Е.М., Клименко В.И., Подригало М.А. Совершенствование конструкций автомобильных тормозных систем и направления их диагностики. Тезисы докладов и сообщений Всесоюзной научной конференции по диагностике и прогнозированию технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта. Харьков, 1980, с.49...51.
22. Гредескул А.В., Подригало М.А., Лысенко А.Н., Высоковос Н.Н. Рациональное проектирование тормозных систем самоходных шасси и тракторов класса 0,6. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Основные направления экономики и рационального использования металла в автотракторостроении", Челябинск, 1984, с.156.
23. Подригало М.А., Чернышев С.А. Методика расчета удельных давлений на поверхностях трения дисковых тормозов для прогнозирования их долговечности на стадии проектирования. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Основные направления экономики и рационального использования металла в автотракторостроении", Челябинск, 1984, с.193.
24. Подригало М.А., Чернышев С.А., Щербань В.А. Совершенствование тормозных систем колесных тракторов и самоходных шасси. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование тракторных конструкций", М.НАТИ-ВДНХ, 1985, с.97...98.
25. Гредескул А.Б., Подригало М.А., Чернышев С.А. Исследование процесса торможения колесных тракторов на горных склонах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции по теории и расчету мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания. Тбилиси, 1985, с.49.
26. Подригало М.А. Проблемы синтеза тормозных систем колесных тракторов и тракторных поездов. Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Проблемы совершенствования автомобильной техники", М.; МВТУ, 1986, с.91.
27. Подригало М.А. Пути повышения активной безопасности колесных тракторов. Тезисы докладов VI Всесоюзной научно-технической конференции "Пути повышения безопасности дорожного движения", Тбилиси, 1987, с.322...323.

28. Подригало М.А. Исследование характеристик дискового тормоза с учетом свойств фрикционных материалов. Тезисы докладов научно-технической конференции "Повышение эффективности испытаний автомобилей", Горький, 1987, с.81.
29. Подригало М.А. Проблемы создания тормозного управления энерго-технологических и транспортных агрегатов блочно-модульной структуры. Тезисы докладов научно-технической конференции. Харьков, 1990, с.134...135.
30. Подригало М.А., Валяев М.В., Кабачный Е.С., Щербань В.А. Режимы работы тормозов самоходного шасси Т16МГ. Тезисы докладов научно-технической конференции, Харьков, 1990, с.139...140.
31. Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения. Рукопись депонирована в НИИАвтопром №Д487, 1980.
32. Подригало М.А., Фаворов Н.Ю., Чернышев С.А. Оценка влияния износа на распределение удельных давлений по фрикционной поверхности открытого дискового тормоза. Рукопись депонирована в НИИАвтопром №757ап - ДВ2, 1982.
33. Федосов А.С., Подригало М.А., Булавкин А.С. Зоны применимости схем разделения контуров тормозного привода легковых автомобилей. Рукопись депонирована в НИИАвтопром №60ап - ДВ3, 1983.
34. Подригало М.А., Чернышев С.А. Влияние износа фрикционных поверхностей на характеристики дискового тормоза. Рукопись депонирована в НИИАвтопром №1150ап - 85 Деп., 1985.
35. Подригало М.А., Щербань В.А. Оценка эффективности тормозных механизмов по работе, затраченной на их включение. - В сб.: Автомобильный транспорт, Вып.29, Киев:Техника, 1992, с 88...93.
36. Подригало М.А., Фаворов Н.Ю., Лысенко А.Н. Оценка продольной динамической устойчивости колесных тракторов при торможении. - В сб.: Тяговые качества и надежность тракторов. М., МАМИ, 1992, с 132...141.

Авторские свидетельства СССР № 658019, 667437, 681269, 856876, 878628, 879093, 880826, 880827, 889505, 895760, 933508, 893635, 962058, 994829, 1013324, 1030221, 1032251, 1081032, 1115946, 1172784, 1172785, 1204430, 1204433, 1305464, 1474015, 1493515, 1541091, 1541093, 1558743. Положительные решения ВНИИГПЗ по заявкам № 4741381/II; 4886409/II; 4883310/27; 4805639/27; 4932265/27; 4908615/27; 4946747/II; 4942104/II.

AB 30.92

AB 30.927

[Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page]

THANK YOU