

Логиновский

На правах рукописи


Логиновский Андрей Александрович

АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ПОВЫШЕНИЕ
ЭФФЕКТИВНОСТИ БАРАБАННОГО ТОРМОЗНОГО
МЕХАНИЗМА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Специальность 05.05.03 – “Колесные и гусеничные машины”

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Челябинск - 1998

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете на кафедре "Автомобили и тракторы".

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент
Жестков В.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Березин И.Я.;
кандидат технических наук, доцент
Савельев Б.В.

Ведущее предприятие – ОАО "УРАЛАВТОПРИЦЕП".

Защита состоится "24 июня" 1998 г., в 15-00 часов, на заседании диссертационного совета К053.13.02 по присуждению ученой степени кандидата технических наук в Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Оттывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета

Автореферат разослан И. Я. Жестков 1998:

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

377.5-1

В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

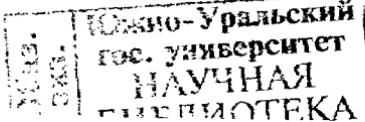
Актуальность темы. Тенденции повышения удельных нагрузок требуют повышения мощности тормозных механизмов при одновременном уменьшении диаметра тормозного барабана. Традиционные методы расчета основаны на априорно принятых законах распределения реакций по длине и не учитывают распределение по ширине трения пары, поэтому мало приспособлены для выбора параметров тормозных механизмов современных типоразмеров, так как простым назначением и корректировкой закона трудно учесть все многообразие действующих факторов. Таким образом, анализ взаимодействия элементов барабанного тормозного механизма, позволяющий прогнозировать фактическое распределение сил в контакте в зависимости от приводного усилия, геометрических параметров и механических свойств материалов является актуальной задачей. Это позволит установить причинно-следственные связи в формировании трения свойств и создаст условия для выбора более компактных и эффективных тормозных механизмов мобильных машин.

Цель работы. Повышение эффективности барабанных тормозных механизмов путем выбора рациональных геометрических параметров системы "колодка-накладка-барабан" на основе прогнозирования трения свойств и деформаций основных элементов, исходя из заданного приводного усилия.

Объект исследования. Барабанные тормозные механизмы с неподвижными опорами колодок транспортных средств.

Методы исследования. Теоретическое обоснование выполнено методом конечных элементов в трехмерной постановке. Экспериментальная оценка достоверности и работоспособности предложенных технических решений проведена в стендовых и дорожных условиях.

Научная новизна. Предложена методика функционального расчета барабанных тормозных механизмов транспортных средств, учитывающая трехмерную геометрию трения пары, формирующуюся при типичном режиме нагружения в результате взаимодействия деформируемых элементов механизма.



Установлено, что для повышения эффективности и снижения неравномерности распределения давлений по накладкам целесообразно: тормозной механизм так компоновать на транспортном средстве, чтобы направление вращения колеса было противоположным направлению вращения разжимного кулака; ребро жесткости колодок выбирать из условия, что для активной колодки ребро должно иметь повышенную жесткость, для пассивной – пониженную жесткость; фрикционные накладки располагать относительно оси разжимного устройства со смещением 25°. Для перспективного механизма определены рациональные по эффективности: толщина обода и высота ребра жесткости колодок, ширина и высота упрочняющего ребра барабана.

Практическая ценность. Методика обеспечивает с точностью необходимой при проектировании численное определение параметров рабочего процесса тормозного механизма под действием заданного приводного момента на кулачковом опорно-разжимном устройстве и, формирующихся в процессе взаимодействия накладки и барабана, нормальных и тангенциальных реакций. Методика многократно апробирована и используется при проектировании.

Реализация результатов работы. Расчетом определены параметры тормозного механизма, соответствующего международным требованиям в отношении эффективности, для колесной оси, унифицированной с европейскими аналогами. Предложенные параметры приняты при изготовлении колесной оси 99859-2410002-20 для прицепных транспортных средств ОАО "УРАЛАВТОПРИЦЕП", что подтверждено соответствующим актом.

Апробация работы. Положения работы докладывались на 3-х международных (Польша 1994, 1997г., Узбекистан 1996г.) и 4-х всероссийских конференциях (Москва 1990, 1996г., Дмитров–автономогор 1996г., Миасс 1996г.).

Публикации. Основные положения опубликованы в 8 печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников и приложения. Общий объем – 144 с., в том числе 137 с. основного текста и 44 с. иллюстраций. Список использованных источников содержит 54 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Состояние вопроса и задачи исследования. Международные и национальные стандарты, тенденции развития конструкций современных зарубежных и отечественных аналогов тормозных механизмов определяют уменьшение диаметра и увеличение ширины трения поверхности. Вместе с тем, существующие конструкции тормозных механизмов не только неудовлетворительны в отношении энергоемкости, но и не отвечают всей совокупности требований в отношении тормозного момента. Создание тормозных механизмов перспективного типа-размера потребовало повышения эффективности и совершенствования рабочего процесса взаимодействия элементов трения пары путем обеспечения соответствующего распределения сил в контакте "накладка-барабан", минимизации вероятности перекоса колодки и т.п.

Анализу рабочего процесса тормозных механизмов посвящены работы многих авторов (Авгушко В.П., Белецкий Ю.Б., Вольченко А.Н., Генбом Б.Б., Гольд Б.В., Гредескул А.Б., Гришкевич А.И., Мамити Г.И., Машченко А.Ф., Метлюк Н.Ф., Федосов А.С., Janie A., Jahn M. и др.). Однако традиционные методы функционального расчета основаны на априорно принятых законах распределения радиальных сил во трении паре; рассматривают взаимодействие накладки и барабана только в плоскости вращения и предполагают равномерный закон распределения по ширине накладки; не учитывают в полной мере деформативные свойства элементов механизма, условия формирования трения поверхности. Предлагаемые методы уточнения традиционных методик не обладают достаточной общностью для прогнозирования характеристик новых конструкций, а иногда рассматривают взаимодействие цилиндрических поверхностей на основе не классических представлений ("параллельная система сил" Мамити Г.И.).

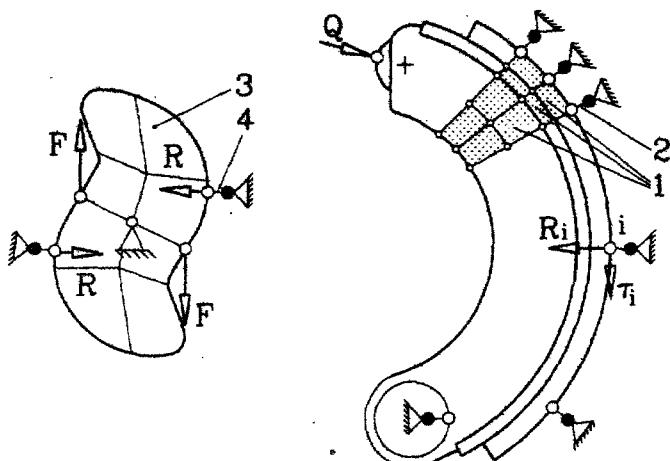
Таким образом, существующие методы расчета мало приспособлены для выбора параметров механизмов с уменьшенным диаметром и увеличенной шириной рабочей поверхности. Обоснование параметров таких тормозных механизмов целесообразно на основе анализа взаимодействия пространственно протяженных

элементов и прогнозирования фактического распределения сил во фрикционной паре в зависимости от внешнего приводного усилия, геометрических параметров и механических свойств материалов. Поставленная цель потребовала решения следующих задач:

- разработка методики функционального расчета барабанных тормозных механизмов транспортных средств, учитывающей пространственную протяженность основных элементов и геометрию фрикционной поверхности;
- определение для тормозного механизма качественной и количественной взаимосвязи между условиями работы, геометрическими параметрами основных элементов механизма и распределением сил во фрикционной паре;
- обоснование для тормозного механизма перспективного типоразмера рациональных с точки зрения эффективности параметров: координат расположения накладок, толщины обода и высоты ребра жесткости колодок, ширины и высоты упрочняющего ребра барабана;
- экспериментальное подтверждение работоспособности и соответствие нормативным требованиям предложенных технических решений.

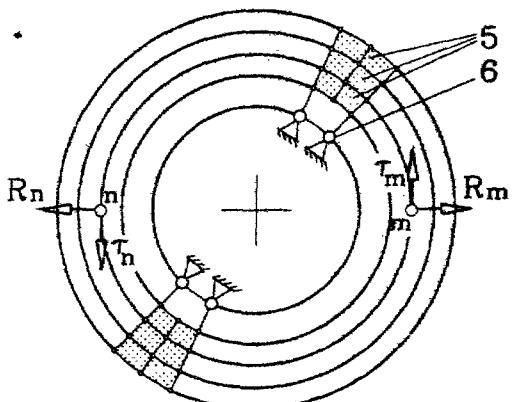
2. Анализ взаимодействия элементов фрикционной пары и методика функционального расчета. Предметом настоящей работы являются закономерности формирования характеристики тормозного момента механизма при однократном кратковременном торможении (функциональный расчет). В соответствии с этим решаем статическую задачу упругого взаимодействия элементов механизма и не рассматриваем влияние температуры.

Для анализа рабочего процесса тормозного механизма рассмотрим пространственное взаимодействие трех тел: “разжимное устройство”, “колодка–накладка” и “барабан”, представленных конечно-элементными моделями с приложением активных сил и соответствующими реакциями связей. На рис. 1 приведена расчетная схема механизма (для простоты в плоскости вращения). Каждое из тел дискретизировано на множество изопараметрических пространственных восьмиузловых конечных элементов (поз. 1, 3, 5). Момент, сообщаемый кулаку от тормозной камеры, моделируем парой сил F . Силы Q , сообщаемые кулаком тормозным



а)

б)



в)

Рис.1. Расчетная схема тормозного механизма:
а) разжимное устройство; б) колодка с
накладкой; в) тормозной барабан

колодкам, получаем в соответствующих точках контакта кулака и роликов с помощью закреплений в нормальном направлении (поз.4). Точки контакта кулака и роликов расчитываем из кинематики вращения колодок, заданных размеров роликов, геометрии криволинейной поверхности кулака и накладок, трением в осях роликов пренебрегаем. Рабочая поверхность накладки закрепляется в радиальном направлении (поз.2). Аналогично накладываем связи в осях вращения колодок. Для барабана связи накладываем в виде запрещения всех перемещений в узлах (поз.6), геометрически соответствующих точкам крепления фланца барабана.

С использованием аппарата метода конечных элементов для каждого из тел (разжимное устройство – индекс "у", колодки с накладками – индекс "к", барабан – индекс "б") формируются: матрицы жесткости \mathbf{K} с учетом условий закрепления; вектор-столбец \mathbf{V} неизвестных перемещений; вектор-столбец \mathbf{F} приведенных к узлам внешних сил; матрицы жесткости $\tilde{\mathbf{K}}$ и вектор-столбец заданных перемещений $\tilde{\mathbf{V}}$ узлов контакта. В итоге получаются системы вида

$$\mathbf{KV} = \mathbf{F} + \tilde{\mathbf{K}}\tilde{\mathbf{V}}. \quad (1)$$

Решая системы (1) методом LDL^T – факторизации относительно \mathbf{V} и дополнив заданными перемещениями $\tilde{\mathbf{V}}$, определяем реактивные силы \mathbf{R} в узлах модели, в том числе $\tilde{\mathbf{R}}$, соответствующие контактирующим поверхностям.

Рассматривая взаимодействие 3-х тел, решаются одновременно две контактные задачи: взаимодействие разжимного устройства и колодок; взаимодействие колодок и барабана. Принцип решения задач одинаков и осуществляется в соответствие с алгоритмом Шварца, путем последовательных приближений. В матричной форме процедура решения контактной задачи на j -м шаге итерационного процесса может быть представлена следующим образом.

Расчет конечно-элементной модели разжимного устройства. Система линейных уравнений имеет следующий вид:

$$\mathbf{K}_y \mathbf{V}_y = \mathbf{F}_y + \tilde{\mathbf{K}}_y (\tilde{\mathbf{V}}_y^{(n)} + w(\tilde{\mathbf{V}}_y^{(n)} - \tilde{\mathbf{V}}_y^{(n)})), \quad (2)$$

где $\tilde{\mathbf{V}}_y^{(n)}$ – вектор-столбец перемещений к поверхности кулака, сформированный

на $j-2$ шаге процедуры (индекс "n" указывает на выбор нормальных к поверхности компонент перемещений); \tilde{V}_y^n – вектор-столбец перемещений, полученный на $j-1$ шаге процедуры, численно равный перемещениям узлов колодок $\tilde{V}_y^n \equiv V_k^n$ (в этом векторе, также как и в \tilde{V}_y^n исключены перемещения, соответствующие кинематическому повороту кулака относительно его оси); w – коэффициент релаксации, предназначенный для уменьшения влияния значений перемещений конкретного шага. Определяем реактивные силы \tilde{R}_y .

Расчет конечно-элементной модели колодок. Система линейных уравнений имеет следующий вид:

$$K_k V_k = F_k + \tau + \tilde{K}_k (\tilde{V}_k^0 + \tilde{V}_k'^n + w(\tilde{V}_k^n - \tilde{V}_k'^n)), \quad (3)$$

где F_k – вектор-столбец сил, действующих от кулака на ролики колодок, численно равный и противоположный по знаку вектору реакций \tilde{R}_y ; τ – вектор-столбец тангенциальных сил, полученный на предыдущем шаге $j-1$ при расчете модели колодок; $\tilde{V}_k'^n$, \tilde{V}_k^n – соответствующие вектора перемещений узлов накладки, причем $\tilde{V}_k^n \equiv \tilde{V}_6^n$; \tilde{V}_k^0 – вектор-столбец перемещений узлов поверхности накладки, определяющий отклонения поверхности накладки от идеальной цилиндрической формы (определяется начальными условиями задачи). Рассчитываем реактивные силы \tilde{R}_k и тангенциальные силы

$$|\tau| = \mu |\tilde{R}_k|, \quad (4)$$

где $\mu = \mu(p_i)$ – функциональная зависимость коэффициента трения от давления в i -м узле, полученная для применяемой композиции накладки путем математической обработки известных экспериментальных данных.

Расчет конечно-элементной модели барабана. Система линейных уравнений имеет следующий вид:

$$K_6 V_6 = F_6 + \tau_6, \quad (5)$$

где F_6, τ_6 – векторы сил, действующие на барабан со стороны накладок.

Последовательный расчет моделей разжимного устройства, колодок и барабана продолжается до тех пор пока наибольшая относительная разница перемещения узлов поверхности накладки между соседними итерациями не окажется устойчиво меньше наперед заданной величины 0.1%. Этим обеспечивается равенство радиальных перемещений рабочих поверхностей накладок и барабана при равных, но противоположно направленных контактных силах.

Начальные условия \tilde{V}_k^0 должны учитывать особенности работы тормозных механизмов транспортных средств: типичный режим работы – режим частичного нагружения, а функциональный расчет производится для случая экстремального нагружения. Поэтому \tilde{V}_k^0 определяется геометрией фрикционной поверхности, формирующейся при типичном режиме приработки механизма, который для транспортных средств рекомендуется принимать соответствующим режиму торможения с половиной эффективностью. Рассматривая процесс формирования профиля квазистационарным, принимаем, что изменение толщины δv_i накладки в каждой точке пропорционально уровню складывающегося давления p_i . Задача сводится к определению вектора-столбца начальных перемещений $\tilde{V}_k^0 = \{v_i\}$, который формируется под воздействием вектора давлений $P = \{p_i\}$ на накладку. При формировании \tilde{V}_k^0 будем исключать возможный поворот колодки (как единого целого) относительно опоры. В результате выбор начальных условий осуществляется следующим образом:

- первоначально предполагаем идеальное совпадение поверхностей накладок и цилиндрической поверхности барабана $\tilde{V}_k^0 = 0$ и принимаем значение F при водного усилия, соответствующим типичным условиям нагружения;
- решаем контактную задачу взаимодействия 3-х тел при заданных условиях и рассчитываем $P = \{p_i\}$;
- определяем приращение $\delta v_i \sim p_i$ с коэффициентом пропорциональности, выбранным из условия сходимости задачи, исключаем составляющую перемеще-

ний, связанную с поворотом колодок, добавляем модифицированный вектор δv_i , к существующему вектору $\tilde{V}_k^0 = \tilde{V}_k^0 + \{\delta v_i\}$;

– последовательность шагов повторяется до тех пор, пока их количество не превысит наперед заданного значения.

Момент трения тормозного механизма M_T определяется как произведение радиуса барабана на сумму тангенциальных сил, действующих по рабочей поверхности барабана, с учетом функциональной зависимости $\mu = \mu(p_i)$.

Предложенная методика расчета многократно проверена при решении тестовых задач, имеющих аналитическое решение, и апробирована при расчетах различных конструкций тормозных механизмов. Результаты расчетов подтверждают качественно и количественно известные из литературы картины распределения реакций во фрикционной паре, возникающие в различных предельных случаях (например, недеформируемые – колодка и барабан; деформируемая накладка). Расчеты позволили систематизировать принимавшиеся ранее и известные из экспериментов законы распределения давлений тормозных механизмов транспортных средств. Установлено, что при типичных условиях нагружения формируется такой профиль накладки, что распределение давлений по длине стремится к закону *sin* – стационарной картине, определяемой кинематическим перемещением поверхности накладки, а увеличение приводного усилия до экстремального приводит в качественном отношении к закону *cos* независимо от параметров механизма (рис.2). Причем, уровни максимальных давлений на краях в три-четыре раза превышают средние уровни.

3. Стендовые экспериментальные исследования. Для определения количественного соответствия были проведены специальные экспериментальные исследования. Эксперимент проводился на стенде с беговыми роликами, на которые устанавливалось колесо с тормозным механизмом. Измерительная система включала в себя: компьютер в качестве регистрирующего и обрабатывающего устройства, электронный блок с аналогово - цифровым преобразователем и платами нормализующих усилителей, устройство задания режимов торможения, систему датчи-

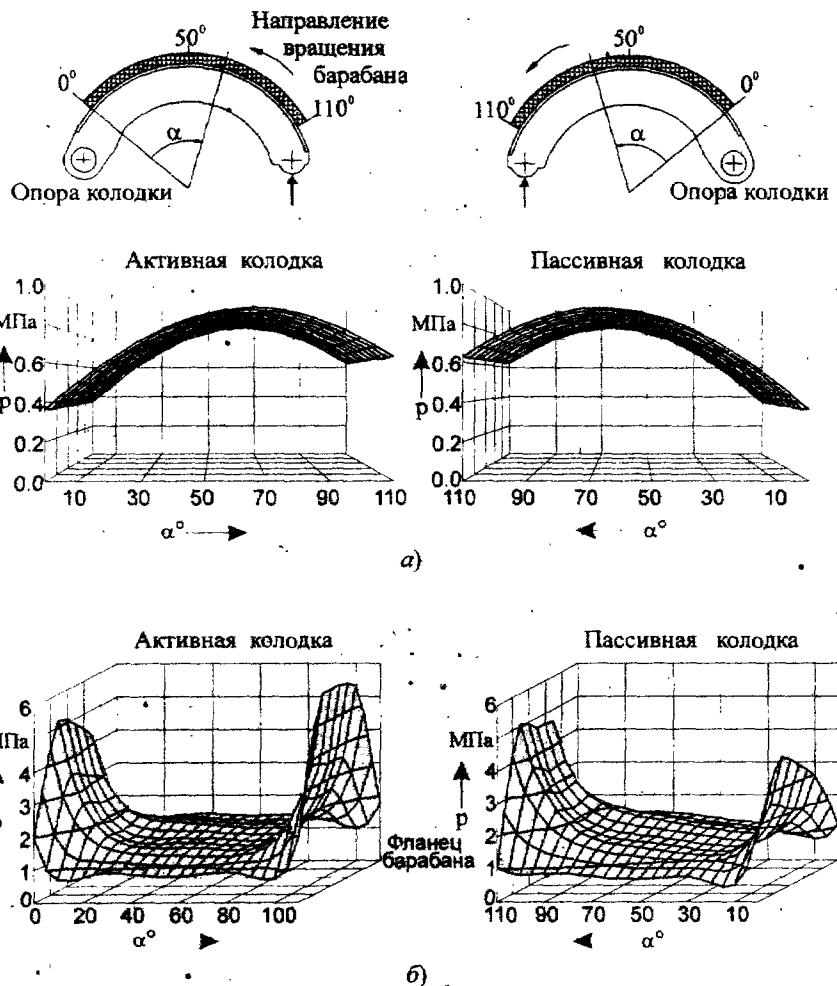


Рис. 2. Качественные картины распределения давлений во фрикционной паре барабанного тормозного механизма с кулачковым приводом колодок:
а) при типичных условиях нагружения; б) при экстремальном нагружении

ков. В эксперименте регистрировались и контролировались следующие параметры: тормозной момент механизма, давление воздуха в тормозной камере, деформации фрикционных накладок – тензодатчики были расположены в радиальных пазах тормозных накладок, в плоскостях перпендикулярных плоскости вращения колеса. Эксперимент проводился с двумя типами тормозных механизмов, типоразмера 440x140 и 380x140, и при двух режимах нагружения, соответствующих типичному режиму и режиму экстремального нагружения. Экспериментальные и расчетные характеристики деформаций накладок и тормозного момента механизма типоразмера 440x140 приведены на рис. 3,4. Расчетные значения тормозного момента, близкие к экспериментальным данным (погрешность не более 10%), а также нелинейный характер зависимости свидетельствуют об удовлетворительной точности предложенной методики расчета. Правомерность методики подтверждается и сопоставлением расчетных и экспериментальных значений деформаций накладок (максимальная относительная погрешность не более 15%).

4. Обоснование параметров барабанного тормозного механизма перспективного типоразмера. Используя разработанную методику, выполнено обоснование параметров тормозного механизма с уменьшенным диаметром и увеличенной шириной рабочей поверхности. Рассматривались качественные и количественные закономерности влияния на распределение сил во фрикционной паре и тормозной момент следующих параметров: направление вращения разжимного кулака; угловые координаты расположения фрикционных накладок; высоты ребра жесткости колодки; толщины обода колодки; высоты и ширины упрочняющего ребра барабана.

Обобщая результаты исследования, в целом для рассматриваемого класса барабанных тормозных механизмов с кулачковым приводом колодок определено следующее. Формирование экстремумов давлений обусловлено двумя факторами: с одной стороны, направлением вращения барабана, определяющим условия работы колодок (активная или пассивная); с другой стороны, направлением вращения кулака, определяющим направление действия приводных сил на колодки. Анализ распределения давления по поверхностям накладок показывает, что для

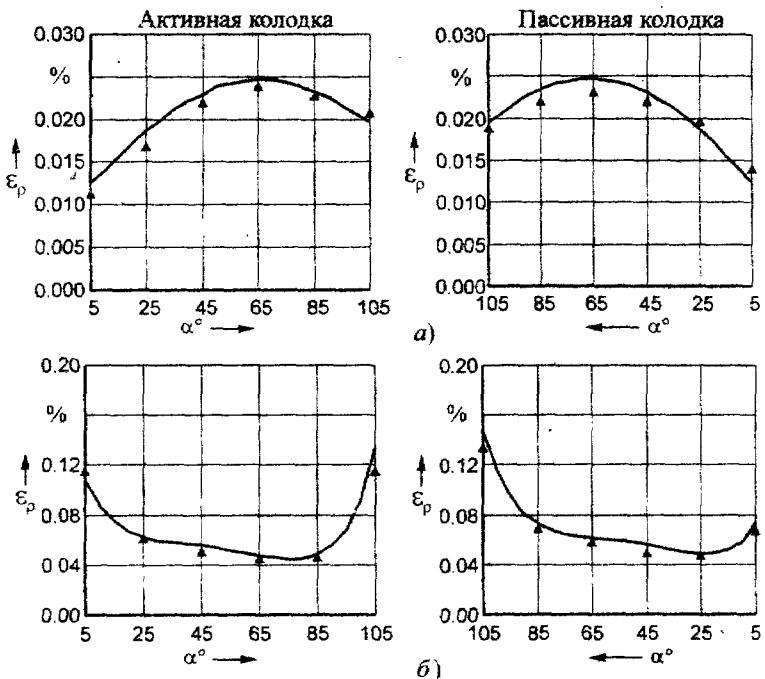


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные характеристики деформаций фрикционных накладок механизма типоразмера 440х140 мм:
а) типичный режим нагружения; б) экстремальный режим нагружения; ▲ - эксперимент, — — расчет

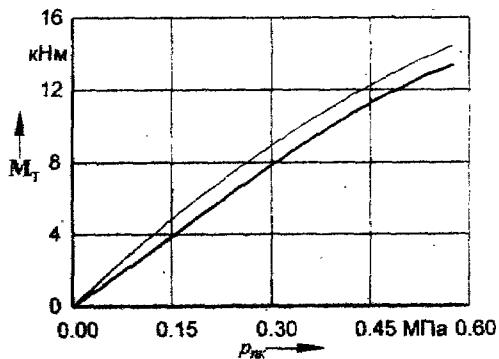


Рис. 4. Экспериментальная и расчетная характеристики тормозного момента: — — экспериментальная; — — расчетная

пассивной колодки при одностороннем вращении разжимного кулака и колеса экстремум давлений более чем в два раза превышает соответствующий экстремум давлений при разнонаправленном вращении. Для выравнивания профиля давлений по накладкам тормозной механизма следует так компоновать на транспортном средстве, чтобы направления вращения колеса и разжимного кулака были противоположными.

Смещением трения накладки от оси симметрии в сторону разжимного устройства достигается значительное снижение значений средних квадратических отклонений давлений по накладкам: активная колодка до 10%, пассивная – 30% (рис.5а). Накладки целесообразно располагать относительно разжимного устройства со смещением 25° , при этом тормозной момент механизма можно увеличить не менее чем на 6%.

При выборе ребра жесткости колодок следует принимать во внимание целесообразность колодок с различной жесткостью, а именно, ребро жесткости активной колодки должно иметь повышенную жесткость, пассивной – пониженную жесткость. Однако, к изменению жесткости наиболее чувствительна в отношении неравномерности распределения давлений активная колодка (рис.5б). Следовательно, при условии симметрии колодок высота ребра жесткости должна соответствовать параметрам рационально выбранной активной колодки.

Увеличение толщины обода колодки приводит к выравниванию давлений по площади накладок с одновременным снижением экстремумов давлений на краях накладок особенно у разжимного устройства. Толщину обода колодки целесообразно выбирать в пределах 6...8мм, чем достигается повышение эффективности работы накладки по всей поверхности (в частности, за счет рационального использования ширины накладки) и снижение (на 8...10%) значений средних квадратических отклонений давлений по поверхности накладок.

Разработана методика выбора параметров упрочняющего ребра тормозного барабана. Для заданных компоновочных параметров барабана и конструктивных параметров колодки расчетом по разработанной методике минимизируется момент реактивных сил в опоре колодки (результаты приведены на рис.6), дейст-

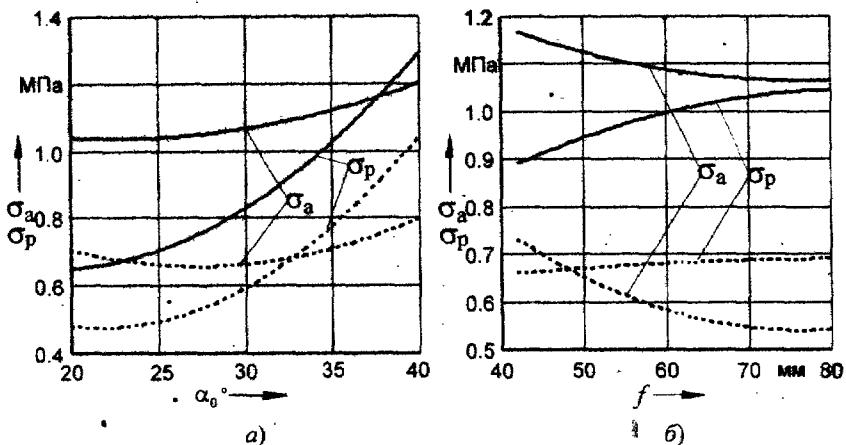


Рис. 5. Изменение значений средних квадратических отклонений давлений по накладкам в зависимости от параметров механизма:
 а) при смещении накладок относительно разжимного устройства;
 б) при изменении высоты ребра жесткости колодки;
 — деформируемый барабан, ····· недеформируемый барабан

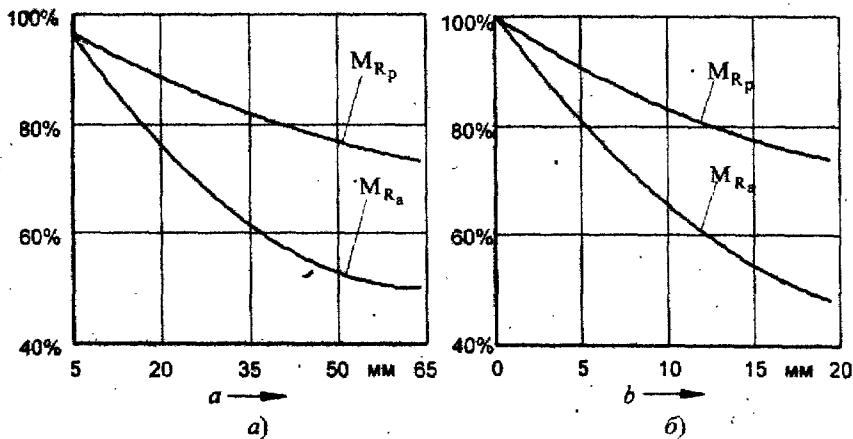


Рис.6. Изменение моментов реактивных сил в опорах колодок (%) по отношению к механизму с барабаном без ребра жесткости:
 а) при увеличении ширины ребра; б) при увеличении высоты ребра

вующий в плоскости перпендикулярной плоскости вращения колеса. Этим достигается снижение вероятности перекоса колодки в рабочем процессе и повышение стабильности характеристик механизма. Так, для тормозного механизма 420x200мм рациональными являются параметры ребра: $a=45\text{мм}$, $b=15\ldots20\text{мм}$.

Методика расчета позволяет получить характеристику тормозного момента механизма в функции давления в приводной пневмокамере $M_T(p_{nk})$ (рис.7), наиболее полно и достоверно учитывая основные параметры и факторы, определяющие ее. Так результаты расчетов подтверждают известные экспериментальные данные о нелинейности характеристики. Доказано, что при рациональном выборе параметров механизма 420x200мм снимаемый при экстремальном нагружении тормозной момент может быть увеличен не менее чем на 15%. При этом средний уровень давлений по накладкам снизится с 2,4МПа (440x140мм) до 1,7МПа (420x200мм) при одновременном снижении неравномерности давлений (рис.8), что количественно выражается в уменьшении значений средних квадратических отклонений давлений по накладкам: для пассивной колодки не менее чем на 20%; для активной колодки не менее чем на 8%.

5. Дорожные испытания механизмов. Результаты работы нашли отражение в техническом проекте колесной оси, который был передан ОАО "УРАЛАВТОПРИЦЕП". Предложенные технические решения были реализованы в опытных образцах тормозных механизмов 420x200. Испытания полуприцепа с опытными образцами тормозных механизмов были проведены в объеме испытаний типа 0, I, II, а также с установкой антиблокировочной системы в различных дорожных условиях. Большой объем испытаний позволил провести разработанный мобильный измерительно-управляющий комплекс на основе портативного компьютера. Получены результаты, подтвердившие соответствие тормозных механизмов нормативным требованиям в отношении эффективности и энергоемкости. Анализ результатов показывает, что при установке тормозных механизмов 420x200 эффективность торможения всех моделей полуприцепов производства ОАО "УРАЛАВТОПРИЦЕП" при испытаниях типа 0 с запасом не менее 10% соответствует нормативным требованиям.

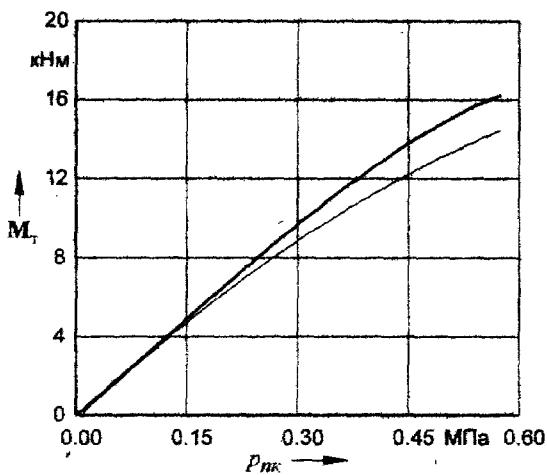


Рис. 7. Характеристика тормозного момента механизма:
— механизм 420x200; — механизм 440x140

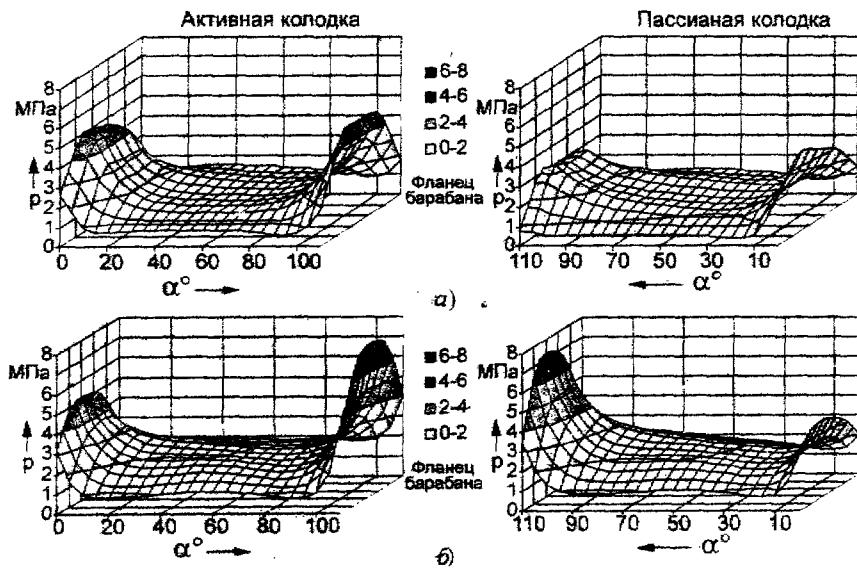


Рис.8. Распределение давления по накладкам тормозного механизма:
а) механизм 420x200; б) механизм 440x140

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Существующие методы расчета тормозных механизмов основаны на априорно принятом распределении реакций между накладкой и барабаном, отражают лишь идеализированные случаи взаимодействия элементов тормозного механизма; рассматривают взаимодействие элементов только в плоскости вращения; не учитывают условий приработки фрикционной накладки и, следовательно, не могут в полной мере служить основой для создания механизмов уменьшенного диаметра и увеличенной ширины фрикционной поверхности.

2. Предложена методика функционального расчета барабанных тормозных механизмов транспортных средств на основе анализа взаимодействия деформируемых элементов – кулачкового разжимного устройства, колодки, накладки и барабана с учетом трехмерной геометрической протяженности, под действием заданного приводного усилия и формирующихся в процессе взаимодействия накладки и барабана нормальных и тангенциальных реакций.

3. Для тормозных механизмов мобильных машин анализ взаимодействия элементов должен представлять собой последовательность двух этапов: предварительно итерационным процессом определяется геометрия фрикционной поверхности, формирующаяся в результате взаимодействия деформируемых элементов механизма при типичном режиме нагружения; при предельном режиме нагружения определяется эффективность механизма, как результат взаимодействия барабана и колодок с полученными на предварительном этапе геометрическими формами фрикционной поверхности накладок.

4. Для барабанных тормозных механизмов закон распределения давлений по накладкам при заданных условиях нагружения определяется соотношением этих условий с типичными условиями приработки фрикционных накладок. Для транспортных средств, имеющих типичный режим работы при частичных нагрузках, экстремальное торможение приводит к косинусоидальному закону распределения давлений по накладкам независимо от параметров механизма.

5. Для выравнивания профиля давлений по накладкам тормозной механизм

следует так компоновать на транспортном средстве, чтобы направления вращения колеса и разжимного кулака были противоположными.

6. Для повышения эффективности и снижения неравномерности распределения давлений по накладкам целесообразно фрикционные накладки располагать относительно оси разжимного устройства со смещением 25°.

7. При условии симметричности колодок высота ребра жесткости должна соответствовать параметрам рационально выбранной активной колодки.

8. Для тормозного механизма перспективного типоразмера 420x200 мм определены качественные и количественные зависимости влияния на выходные характеристики основных геометрических параметров колодок и выбраны их рациональные значения: толщина обода колодки 6...8 мм, высота ребра жесткости 60...70мм, ширина и высота упрочняющего ребра тормозного барабана, соответственно, 45 мм и 20 мм.

9. Сравнительный анализ характеристик тормозных механизмов 440x140 мм и 420x200 мм показывает, что при прочих равных условиях рациональным выбором параметра снимаемый при экстремальном нагружении тормозной момент может быть увеличен не менее чем на 15%, при одновременном снижении неравномерности давлений по поверхности накладок, что выражается в уменьшении значений средних квадратических отклонений давлений по накладкам: для пассивной колодки более чем на 20%; для активной – не менее чем на 8%.

10. Дорожные испытания прицепа с опытными образцами тормозных механизмов, подтвердили соответствие механизмов нормативным требованиям в отношении испытаний типа 0, I, II. В настоящее время семейство прицепных транспортных средств с тормозными механизмами 420x200 мм получило "Одобрение типа транспортного средства" Госстандарта России.

Содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Анализ напряженно-деформированного состояния основных элементов барабанных тормозных механизмов // Тезисы докладов четвертого научно-технического совещания "Динамика и прочность автомобиля". –М.: Институт проблем механики АН СССР, 1990.– С. 86 (в соавторстве).

2. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов барабанных тормозных механизмов // Деп. НИИстандартавтосельхозмаш, 18.09.1991.- №2097. – ан.1991. – 10с. (в соавторстве).
3. Analysis of co-operation and grounds of parametrs of basic details in drum brake mechanisms // Brakes of road vehicles. – Lodz: Poland, 1994. – P.181-185.
4. Метод расчета автомобильных барабанных тормозных механизмов с не-подвижными опорами колодок // Тезисы докладов VII научно-технического совещания по динамике и прочности автомобиля. – М.: Институт машиноведения РАН им. А.А.Благонравова, 1997. – С.25-26 (в соавторстве).
5. Расчет тренияционных свойств и выбор рациональной конструкции барабанных тормозных механизмов мобильных машин // XV Российская школа по проблемам проектирования неоднородных конструкций. – Миасс: УралАЗ, 1996.- С.58-59.
6. Анализ взаимодействия основных элементов барабанных тормозных механизмов мобильных машин // Труды международной научно-технической конференции по проблемам развития автотранспорта и транзитных коммуникаций в Центрально-Азиатском регионе. – Ташкент: ТАДИ, 1996. –Т.2., С.95-97 (в соавторстве).
7. Электропневматическое управление тормозной системой полуприцепа // Автомобильная промышленность, 1997. – №5. – С.35-36 (в соавторстве).
8. Methodology of complex computational analysis of work process of drum brake // Brakes of road vehicles. – Lodz: Poland, 1997. – P. 283-291 (в соавторстве).



Логиновский Андрей Александрович

**АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ПОВЫШЕНИЕ
ЭФФЕКТИВНОСТИ БАРАБАННОГО ТОРМОЗНОГО
МЕХАНИЗМА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

• Специальность 05.05.03—“Колесные и гусеничные машины”

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Издательство Южно-Уральского государственного
университета**

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 20.05.98. Формат
60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1
Тираж 80 экз. Заказ 147 / 207.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76