

МВССО - УССР

Харьковский автомобильно-дорожный институт

Инженер А.С.Федосов

**ИССЛЕДОВАНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ И КОНТУРНЫХ
ДАВЛЕНИЙ НА ФРИКЦИОННОМ КОНТАКТЕ
АВТОМОБИЛЬНОГО БАРАБАННОГО ТОРМОЗА**

№ 05.195 - автомобили и тракторы

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 1972

МВССО У С С Р

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Инженер А.С.Федосов

ИССЛЕДОВАНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ И КОНТУРНЫХ ДАВЛЕНИЙ
НА ФРИКЦИОННОМ КОНТАКТЕ АВТОМОБИЛЬНОГО
БАРАБАННОГО ТОРМОЗА

Учителю от
благодарного
ученика
29/IV/72
Федосов

№ 05.195 - автомобили и тракторы

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 1972

Работа выполнена в Харьковском автомобильно-дорожном институте.

Научный руководитель - А.Б.ГРЕДЕСКУЛ, доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Ю.Б.БЕЛЕНЬКИЙ, доктор технических наук, профессор.

Б.Л.ДАВЫДОВ, лауреат Государственной премии СССР, доктор технических наук, профессор.

Ведущее предприятие - Московский автомобильный завод им. Лихачева.

Автореферат разослан "7" февраля 1972 г.

Защита диссертации состоится "17" марта 1972 г.
на заседании Ученого Совета Харьковского автомобильно-дорожного института, г.Харьков-78, Петровского 25, актовый зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета

/С.Л.САВЕНКО/

В В Е Д Е Н И Е

В связи с проводимой партией и правительством политикой широкой автомобилизации народного хозяйства, еще большую актуальность приобретает задача обеспечения безопасности движения и дальнейшего совершенствования тормозных систем автомобилей. Решение этой задачи требует глубокого изучения физических процессов, протекающих в тормозном механизме.

Существующие методы анализа и расчета тормозных механизмов базируются на целом ряде допущений, не позволяющих установить влияние некоторых конструктивных параметров тормоза /например, жесткости деталей/ на его выходную характеристику. Дальнейшее совершенствование конструкции и методов расчета тормозных механизмов возможно на основе исследования вопросов контактного взаимодействия трения на поверхностях. Необходимо также установить степень влияния конструктивных параметров тормоза на этот процесс путем последовательного критического анализа основ существующих методов.

Барабанный тормоз нашел широкое применение на отечественных и зарубежных автомобилях. Совершенствование конструкции и методов расчета этого типа тормоза представляется актуальной задачей.

В работе теоретически и экспериментально определяется влияние конструктивных параметров барабанного тормозного механизма на эпюру и величину номинальных /удельных/ и контурных давлений.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Общепринятые методы расчета тормозных механизмов, в основу которых положена эпюра удельных давлений, сломались задолго до становления и успешного развития науки о внешнем трении и износе твердых тел. Удовлетворяя в основном требованиям практики, они получили широкое распространение и нашли отражение в работах Е.А.Чудакова, Н.А.Бухарина, Ю.Б.Беленьского, Б.Л.Давыдова, Я.Е.Фаробина, Б.Б.Генбома, А.Ф.Машенко, *M. Jahn, A. Jante, H. Shröder* и др.

При расчете сил трения обычно полагается, что тренияционный контакт непрерывен, а коэффициент трения не зависит от режима торможения. Форма эпюры удельных давлений определяется на основе следующих гипотез:

1. Накладка контактирует с барабаном всей поверхностью.
2. Силы трения в контакте не влияют на эпюру удельных давлений.
3. Распределение удельных давлений по ширине накладки принимается равномерным.
4. Накладка рассматривается как упругое основание обычно с линейной характеристикой.
5. Остальные детали тормоза считаются абсолютно жесткими.
6. Исключение составляет метод, предложенный акад. Е.А.Чудаковым, где постулируется равномерная эпюра удельных давлений при некоторых общих обоснованиях.

Наметившаяся тенденция к повышению энергонагруженности

тормозных механизмов и успехи науки о трении и износе твердых тел способствовали появлению работ Л.И.Пыжевича, М.П.Александрова, А.В.Чичинадзе, *Fazekas, Neigam, Spragg, Odzege* и др., учитывавших характер взаимодействия трещущихся поверхностей. Внедрение методов теории трения в проектный расчет барабанного тормоза затруднено по следующим причинам:

1. Не установлены необходимые характеристики контакта /эпюра номинальных давлений, величина контурной поверхности и т.д./.
2. Невозможно установить строгую однозначную зависимость между приводной силой и тормозным моментом даже при стабильном коэффициенте трения, т.к. число, конфигурация и положение контурных пятен оказывают влияние на степень серводействия/ самоусиления/ колодки.

Представляется целесообразным и на современном этапе развития автомобильной техники в основу построения единой методики расчета барабанного тормоза положить такую эпюру удельных давлений, которая наиболее соответствовала бы экспериментально установленному распределению величин контурных давлений по полу накладки. Нестабильность коэффициента трения, перемещение контурных пятен и другие возмущения можно учесть пределами изменения "условного коэффициента трения". Вопросом создания единой методики расчета тормозов посвящены работы Б.Б.Генбома и А.Ф.Машенко.

Во многих работах делаются попытки уточнения расчетного прогнозирования выходных параметров тормоза на основе пересмотра одной из гипотез, принятых при определении эпюры удельных давлений. *H. Shröder* исследовал различные модели накладки как упругого основания. Б.Б.Генбомом, В.Б.Немцовым, *M. Jahn* и др. исследовались вопросы влияния температурных

и силовых деформаций отдельных деталей тормоза на величину и эпюру удельных давлений. Применительно к тормозным механизмам общего машиностроения аналогичные исследования проводились Н.И.Брофеевым, С.П.Житницким, В.И.Лазаренко, Ш.В.Сариашвили и др.

Несмотря на обстоятельность многих исследований, практически ни одно из них не нашло достаточного отражения в общепринятых методах расчета автомобильного барабанного тормоза. По-видимому, только последовательный комплексный анализ влияния различных конструктивных параметров тормоза на его выходные показатели может способствовать созданию необходимых предпосылок для разработки единой методики расчета.

Экспериментальному исследованию контактных давлений по углу охвата накладки посвящены работы В.Л.Гадолина и Л.М.Пышевича совместно с Ю.В.Марулиным. Отсутствие четкого определения измеряемой величины давлений/ номинальные или контурные/ и математической обработки результатов экспериментов несколько снижает практическую ценность этих интересных работ.

Цель исследования - определение влияния конструктивных параметров автомобильных тормозных механизмов барабанного типа на эпюру номинальных /удельных/ и величину контурных давлений и, следовательно, на выходные параметры тормоза.

Задачи исследования:

1. Определение влияния механических и геометрических параметров накладки на эпюру и величину номинальных давлений /исследование гипотезы о линейноупругой модели накладки/.

2. Определение влияния жесткости сопрягаемых с накладкой деталей тормоза на эпюру номинальных давлений/ исследование ги-

потезы абсолютной жесткости деталей тормоза/.

3. Определение величины контурных давлений и их взаимосвязи с номинальными давлениями/ исследование гипотезы о сплошном контакте накладки с барабаном/.

Особое внимание уделяется расчетному режиму торможения, соответствующему максимально возможной величине замедления. Вопросы тепловой деформации тормоза не рассматриваются, как не имеющие определяющего значения на расчетном режиме.

В качестве объекта исследований выбран тормозной механизм с неподвижными центрами вращения колодок, нашедший широкое применение на грузовых автомобилях.

Для приведения в соответствие терминологии, принятой при расчете автомобильных тормозов, с терминологией и символикой соответствующих разделов механики и общего машиностроения, целесообразно: применять общепринятые в механике термины и обозначения, заменить термин "удельное давление" термином "номинальное давление" и за начальную линию отсчета угла контакта принять линию, соединяющую центр вращения барабана с точкой накладки, имеющей максимальное радиальное перемещение.

ГЛАВА II

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИПОТЕЗЫ О ЛИНЕЙНОУПРУГОЙ МОДЕЛИ НАКЛАДКИ

Основные допущения: накладка контактирует с барабаном всей поверхностью, остальные детали считаются абсолютно жесткими. Дальнейшие исследования показали несостоятельность допущения абсолютной жесткости деталей тормоза. Однако, даже в рамках этого допущения можно оценить влияние геометрических и механических параметров накладки на величину и эпюру номинальных

давлений - $q_a(\theta)$.

Определение напряженно-деформированного состояния накладки сводится к решению плоской задачи теории упругости в полярных координатах для кольцевого сектора, сжимаемого между круговыми штампами. При решении различных вариантов задачи были использованы: метод комплексной переменной, метод решения контактной задачи для тонкого кольцевого слоя с учетом сил трения, приближенный /энергетический/ метод при определении влияния ширины накладки. Дополнительно проводилась проверка полученных решений в частном случае /коэффициент Пуассона - $\nu = 0,5$ / с помощью методов функций напряжений и перемещений. На круговых границах задавались перемещения, а радиальные торцы считались свободными от напряжений. При использовании энергетического метода и метода, разработанного для кольцевого слоя малой толщины, граничные условия на радиальных торцах не удовлетворялись.

В процессе решения задачи было установлено, что накладка работает в условиях близких к плоскоизажатенному состоянию, силы трения и ширина накладки не оказывают существенного влияния на величину и эпюру номинальных давлений.

Полученное аналитическими методами поле напряжений экспериментально проверялось при помощи поляризационно-оптического метода моделирования напряженного состояния.

В существующих конструкциях тормозов $\frac{h}{R_2} \leq 0,1$ и $\frac{\delta}{R_2} \leq 1,0 / h$ - толщина накладки, δ - ширина, R_2 - радиус поверхности трения/. В этом случае решения, полученные разными методами, совпадают:

$$q_a \approx \frac{E}{h} \delta \cos \theta \quad \text{или} \quad q_a = \frac{P \cos \theta}{\delta R_2 (\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta)} ; \quad /2.1/$$

где $P = \delta R_2 \int_{-\theta_0}^{\theta_0} q_a(\theta) \cos \theta d\theta$; E - модуль Юнга для накладки, q_a - номинальные давления, δ - максимальное радиальное перемещение колодки, θ - угловая координата, θ_0 - половина угла охвата.

Анализ решений показывает, что при принятых допущениях:

I. Подтверждена гипотеза о линейноупругой модели накладки. Величина $K = \frac{E}{h}$ является коэффициентом упругой податливости основания /накладки/.

2. При постоянной, по углу охвата, толщине накладки имеет место косинусоидальная эпюра номинальных давлений, ранее обоснованная с позиций гипотезы о линейноупругой модели накладки.

3. Изменяя толщину накладки в функции угла охвата можно регулировать эпюру номинальных давлений, оказывая влияние на выходные и износные показатели тормозного механизма.

Необоснованность гипотезы об абсолютной жесткости деталей тормоза вызывает сомнение в практической ценности двух последних пунктов выводов применительно к автомобильному барабанному тормозу. Однако, надо полагать, они будут полезны при конструировании и расчете некоторых типов тормозных механизмов общего машиностроения с достаточно жесткими деталями и малой величиной K .

ГЛАВА II

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТИ КОЛОДКИ И БАРАБАНА НА ЭПЮРУ НОМИНАЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЙ

Основное допущение: накладка контактирует с барабаном всей поверхностью.

Предварительный анализ показал, что жесткость барабанов в несколько раз меньше жесткости колодок, а жесткость накладки на сжатие более чем на два порядка выше изгибной жесткости колодки. Как показали исследования Б.Б.Генбома и др и наши эксперименты, податливость опорно-разжимных деталей, способствуя перераспределению усилий на колодках, не оказывает существенно-го влияния на эпюру номинальных давлений.

Таким образом, проверка гипотезы абсолютной жесткости деталей тормоза сводится к определению влияния деформаций колодки и барабана на эпюру номинальных давлений. Применение методов теории оболочек приводит к значительным математическим и вычислительным трудностям, препятствующим получению даже качественного решения. Для практических расчетов желательны решения в замкнутом виде. В существующих методах расчета коэффициент трения

f считается постоянным и, следовательно, форма эпюры давлений по ширине накладки не может быть учтена. Барабан и колодку можно считать в этом случае кольцом и краем бруском единичной ширины.

Для определения жесткости кольца, имитирующего барабан, разработана приближенная методика.

При аналитическом решении принять допущения: радиусы трущихся поверхностей совпадают; колодка и барабан считаются тонкими бруском и кольцом, лежащими на упругом основании - накладке; удлинениями круговых осей пренебрегаем; проиль колодки считается постоянным. Неуравновешенные внешние силы и моменты уравновешиваются потоками касательных сил /реакции/, действующими по нейтральной круговой оси кольца. Получены дифференциальные уравнения относительно номинального давления. Для уравновешенного тормоза:

$$q_a''(\theta) + 2q_a'''(\theta) + (1+\lambda)q_a'(\theta) - 2f q_a(\theta) + \beta t = 0; \quad /3.1/$$

$$\lambda = K_0 \left(\frac{R_\delta R_\kappa^3}{E_\delta J_\delta} + \frac{R_\kappa R_\delta^3}{E_\kappa J_\kappa} \right); \quad \beta = \frac{K_0 R_\delta^4}{E_\delta J_\delta}; \quad K_0 = K B_0; \quad B_0 = 1 \text{ см}.$$

t - поток касательных напряжений, уравновешивающих момент от сил трения /тормозной момент/. $R_\delta, R_\kappa, J_\delta, J_\kappa$ - соответственно, радиусы нейтральных осей и моменты инерции сечений кривых брусьев единичной ширины, имитирующих изгиб барабана и колодки в плоскости их кривизны.

Границные условия уравнения /3.1/ не могут быть полностью определены из-за невозможности раскрытия статически неопределенной системы-кольца при неизвестных эпюрах нагрузок. Для существующих конструкций $\lambda \approx \beta \not\rightarrow 10^3$, поэтому представляется возможным упростить исходное уравнение /3.1/:

$$q_a'(\theta) - f q_a(\theta) + \xi t = 0;$$

где $\xi = \frac{\beta}{\lambda}$; /3.2/

отсюда: $q_a(\theta) = C e^{f\theta} + \frac{\xi t}{f}; \quad /3.3/$

C - постоянная интегрирования, подлежащая определению из условий равновесия колодки.

Аналогичным образом были получены решения для колодок неуравновешенного тормоза.

Из условия равенства нулю главного момента всех внешних сил и реакций, действующих на барабан, можно определить t . Тогда из /3.3/:

$$q_a(\theta) = C \left[e^{f\theta} + \left(\frac{f}{2\xi} - 1 \right)^{-1} \frac{\sin f\theta_0}{f\theta_0} \right]. \quad /3.4/$$

Проверка исходных уравнений и их решений по предельным изменениям параметров и на тенденцию к изменению /тренд/ дала положительные результаты. Правомочность сделанных упрощений подтверждается при подстановке полученных решений в исходные дифференциальные уравнения. При этом сумма всех отброшенных членов в уравнении /3.1/ не превысит долей процента от величины любого из оставленных в /3.2/ и значительно меньше возможных погрешностей в определении параметров α, β и f .

Из полученных уравнений и зависимостей вытекают, как частные случаи, некоторые из общепринятых законов распределения номинальных давлений: закон, установленный Л.Эйлером для ленточного тормоза - $q_a(\theta) = C e^{\theta}$, закон $q_a(\theta) = C \cos \theta$ - для абсолютно жестких деталей; закон $q_a(\theta) = \text{const.}$, постулированный академиком А.Чудаковым, при $f = 0$ или $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$ / в этом случае $t = f q_a(\theta)$ в каждой точке контакта/.

Подставляя в /3.1/ $K_o = K_o(\theta)$ можно убедиться, что изменение толщины накладки в функции угла θ не оказывает заметного влияния на эпюру номинальных давлений. Действительно, функция $K_o(\theta)$ входит во все члены уравнения /3.2/ и, следовательно, сокращается.

Упрощенное уравнение /3.2/ описывает контактное взаимодействие кольца и кругового бруса в предположении абсолютной жесткости накладки на сжатие.

Для существующих конструкций $0,90 \leq \xi \leq 1,02$.

Легко показать, что для грузовых автомобилей, где барабанный тормоз сохраняет конкурентоспособность и $\xi \approx 1,0$, преобразованное для этого случая уравнение /3.2/ будет описывать контактное взаимодействие кругого бруса /кольца/ с об-

солютно жестким основанием. Таким образом, основной вклад в формирование эпюры номинальных давлений вносит деформационная способность барабана.

Выходные параметры тормоза, подсчитанные по зависимости /3.4/, мало отличаются от параметров, рассчитанных по эпюре $q_a(\theta) = C \cos \theta$ или $q_a(\theta) = \text{const.}$ и занимают промежуточное положение. Уменьшение или увеличение жесткости барабана аналогично по воздействию на эпюру номинальных давлений уменьшению или увеличению жесткости колодки.

Допуски на сопрягаемые размеры барабана и накладки в подавляющем большинстве случаев подбираются таким образом, что радиус трения барабана в ненагруженном состоянии - $R_{2\delta}$ больше радиуса трения накладки - R_{2H} . В процессе приработки величина $\Delta = R_{2\delta} - R_{2H}$ не может стать равной нулю, т.к. приработка происходит по деформированной поверхности барабана, радиус кривизны которой меньше $R_{2\delta}$. Таким образом, в процессе торможения при возрастании приводной силы происходит формирование номинальной поверхности трения. Процесс формирования номинальной поверхности трения с ростом приводной силы можно разбить на три этапа:

1. В точке начального контакта радиус кривизны барабана уменьшается до совпадения с R_{2H} .

2. Зона контакта увеличивается до $\pm \theta_0$.

3. Радиусы кривизны накладки и барабана в зоне $\pm \theta_0$ равны и остаются постоянными.

Качественный анализ зависимостей, характеризующих первоначальные этапы в случае симметричного уравновешенного торможения при $f = 0$ в предположении абсолютной жесткости накладки и колодки, показывает, что зависимость деформации барабана от

приводной силы должна иметь существенно нелинейный характер /интенсивность роста деформации на третьем этапе меньше, чем на втором/; полученные зависимости /3.3/ и /3.4/ применимы только на втором и третьем этапах.

При экспериментальном исследовании деформации тормозного барабана задней оси автомобиля КрАЗ-257 на инерционном стенде получено качественное подтверждение характера зависимости деформации от приводного давления, установленной формы эпюры номинальных давлений по углу охвата и ширине накладки, неуравновешенности тормоза с разжимным кулаком.

Эпюры номинальных давлений для заклиниваемой и отжимаемой колодок неуравновешенного тормоза, полученные аналитически, хорошо согласуются с экспериментами В.Л.Гадолина и, как и в случае уравновешенного тормоза, близки к равномерным. Вариации угла охвата, приводного давления, жесткостей барабана и колодки в регламентируемых практикой автомобилестроения пределах не оказывают существенного влияния на эпюру номинальных давлений.

ГЛАВА IV

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТУРНЫХ ДАВЛЕНИЙ

Аналитические зависимости, характеризующие исследуемый параметр в реальном тормозном механизме, не установлены и решение поставленной задачи было получено при помощи экспериментальных методов путем непосредственного измерения величины контурных давлений.

Датчик контурного давления был устроен следующим образом. В отверстие, просверленное и развернутое в накладке и колодке,

до упора в торец вставлялся керамический штырь, обработанный графитовой смазкой. Во избежание возможных погрешностей накладка и колодка пришабривались и склеивались. Перемычка между торцом штыря и контактной поверхностью находилась в пределах $2 \pm 0,5$ мм при толщине накладки 18 мм. При сжатии накладки керамический штырь, перемещаясь, изгибал тензометрическую балку, установленную на кронштейне, закрепленном на колодке таким образом, чтобы деформация колодки не оказывала существенного влияния на измеряемую величину. На каждой колодке устанавливалось по 9 датчиков, число и расположение которых определялось методами математического планирования экспериментов. Одновременно регистрировались тормозной момент, приводное давление и в отдельных опытах температура в контакте трения. Объектом исследования служил тормоз задней оси автомобиля КрАЗ-257.

Испытания проводились на инерционном стенде в основном на режимах служебных и экстренных торможений при различных сочетаниях приводного давления и начальной скорости. С целью исключения влияния режима предыдущих торможений и временного дрейфа объекта исследований эксперименты рандомизировались во времени.

В процессе одного торможения давления в точках замеров сохраняли стабильное значение. Некоторые датчики, как правило, не регистрировали наличие контактного давления, хотя накладка была полностью приработана к барабану. Следовательно, контакт накладки с барабаном является дискретным. Зазор между накладкой и барабаном зачастую обнаруживался при помощи щупа. Гипотеза о непрерывности контакта фрикционных поверхностей применительно к автомобильному барабанному тормозу оказалась несостоятельной, а понятие "эпюра номинальных давлений" – лишеным физического содержания. Влияние режима предыдущего торможения нашло

отражение в относительно низкой воспроизводимости опытов.

Было установлено, что величина контурного давления не зависит от начальной скорости торможения в диапазоне 30–60 км/час и значительно /в 3–6 раз/ превышает расчетное номинальное давление в режиме служебных и экстренных торможений.

Смещение контурных пятен определялось по показаниям датчиков. Оказалось, что положение контурных пятен стабильно: для их перемещения требовалось более 20 экстренных торможений или длительное торможение, приводящее к деструкции поверхностного слоя накладки.

С целью получения некоторых количественных соотношений было решено, используя свойство относительной стабильности контурных пятен, провести отдельный цикл исследований. Величина контурного давления \bar{q}_c определялась в зависимости от следующих факторов: угловые координаты накладки — X_1 , координаты ширины накладки — X_2 , приводного давления — X_3 , типа колодки — X_4 и направления вращения кулака — X_5 . Начало координат помещалось в центр факторного пространства. Условные координаты X_1 и X_2 в крайних точках накладки принимали значение ± 1 . Направление оси X_1 совпадало с направлением вращения барабана, а ось X_2 была направлена от центра накладки к ступице. Приводное давление изменялось в пределах от 2,5 кг/см² до 6,5 кг/см², что соответствовало изменению X_3 от -1 до $+1$. Так как факторы X_4 и X_5 — качественные, то они принимали значение либо $+1$, либо -1 . Знак плюс относился к заклиниваемой колодке, а минус — к отжимаемой. При совпадении направлений вращения барабана и разжимного кулака $X_5 = +1$, при вращении в разные стороны $X_5 = -1$. Изменение направления вращения кулака осуществлялось путем реверсирования вращения барабана. Все опыты проводились при фиксированном значении начальной

скорости торможения. Применялся план эксперимента типа 2⁵.

Каждый опыт повторялся шесть раз при рандомизации во времени. При необходимости можно было перейти к планированию второго порядка /центрально-композиционному или ротатабельному/.

Накладка пришабривалась к барабану таким образом, чтобы в точках замеров обеспечивался надежный контакт трущихся поверхностей. После приработки поверхностей трения производилось необходимое по условиям эксперимента число торможений.

Контакт накладки с барабаном является дискретным. Однако, условно считая, что контурное пятно занимает всю площадь накладки, можно установить математические модели исследуемого явления. Принятое размещение точек замеров на колодке гарантировало равномерное распределение контурных пятен по полю накладки.

Исследования проводились как в режиме торможения, так и при неподвижном барабане. Для возможности обобщения некоторых результатов экспериментов на барабанные тормозные механизмы других типов опыты проводились также с одной колодкой.

В результате обработки опытных данных для установленной области факторного пространства были получены математические модели ($\bar{q}_c = \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right]$):

1. Торможение двумя колодками / $K=5$ /:

$$\bar{q}_c = 46,65 + 3,09X_1 + 2,64X_2 + 8,79X_3 + 8,17X_4 + 1,99X_5 + 2,04X_3X_4 + 4,21X_4X_5; \quad /4.1/$$

$\Sigma \{\bar{q}_c\} = 4,18$; $\Sigma \{b_i\} = 0,74$; b_i — коэффициенты регрессии; K — число факторов.

2. Статическое нагружение при неподвижном барабане / $K=4$; $X_5 = 0$ /:

$$\bar{q}_c = 47,12 + 2,98X_2 + 8,24X_3 - 2,94X_4 + 1,59X_1X_4; \quad /4.2/$$
$$\Sigma \{\bar{q}_c\} = 3,04; \Sigma \{b_i\} = 0,76.$$

3. Торможение одной колодкой $K=2$; $X_3 = -1$:

Заклиниваемая: $q_c = 69,89 + 3,66X_1 + 4,54X_2$; /4.3/

Отжимаемая: $q_c = 41,75 - 5,05X_1 + 3,16X_2$; /4.4/

Статическое нагружение: $q_c = 48,92 + 2,94X_2$; /4.5/

Различие в знаках в /4.3/ и /4.4/ перед членом, содержащим X_1 , является следствием реверсирования вращения барабана, а различие в q_c в /4.3/, /4.4/ и /4.5/ по сравнению с /4.1/ и /4.2/ объясняется различием в величине приводных сил при одинаковых значениях X_3 . Так как контурные давления в случае торможения одной колодкой достигали значительных величин /4.3/, было решено ограничиться минимальным значением приводного давления. При определении дисперсии опытов учитывались предыдущие испытания. Соответствие полученных зависимостей математическим моделям проверялось по F - критерию при 5% уровне значимости.

В случае равномерного распределения контурных пятен по полю накладки контурное давление практически не зависит от координат X_1 и X_2 и по виду эпюры хорошо согласуется с результатами аналитических исследований эпюры номинальных давлений, изложенных в главе III. Было установлено, что в исследованной области факторного пространства происходит формирование контурной поверхности трения, в то время как формирование номинальной поверхности уже завершено. Контурные давления в 3-5,5 раз превышают номинальные. С ростом приводного давления контурная поверхность увеличивается с 18% до 32% от номинальной.

Величина контурных давлений на заклиниваемой колодке в 1,2 раза больше, чем на отжимаемой, при принятом направлении вращения разжимного кулака. При совпадении направлений вращения кулака и барабана из-за различия в направлениях сил трения в

разжимном механизме и в плечах приводных сил это отношение увеличивается до 1,68. С ростом приводного давления неуравновешенность тормозного механизма возрастает.

Исследования, проведенные с одной колодкой, не выявили заметных отличий от основных опытов. Это позволяет обобщить результаты экспериментального исследования эпюры контурных давлений на неуравновешенные тормозные механизмы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования номинальных и контурных давлений на фрикционном контакте автомобильного барабанного тормоза позволяют сформулировать следующие основные выводы:

1. Контакт тормозной накладки с барабаном является дискретным. В процессе торможения с ростом приводных сил происходит формирование номинальной и контурной поверхности трения. На стабильность тормоза, помимо вариации коэффициента трения, оказывает влияние дискретный характер контакта /число, конфигурация и расположение контурных пятен/. В связи с этим, даже в случае применения высокостабильных фрикционных материалов, точное аналитическое прогнозирование выходных параметров тормоза следует считать невозможным.

2. Путем проведения специальных экспериментальных исследований было установлено, что величина контурных давлений мало зависит от координат пятна контакта. Полученные результаты хорошо согласуются с аналитическими исследованиями эпюры номинальных давлений с учетом коэффициента трения и жесткостей

барабана, колодки и накладки.

3. Применительно к объекту экспериментальных исследований /тормоз задней оси автомобиля КрАЗ-257/ установлено, что с ростом приводного давления, начиная с 35% от максимально возможного, контурная поверхность трения увеличивается с 18% до 32% от номинальной. Соответственно, в этом диапазоне контурные давления превышают номинальные в 5,5 – 3 раза. Типичность объекта исследований позволяет обобщить эти результаты на уравновешенные тормозные механизмы грузовых автомобилей. Полученные в исследовании результаты могут быть использованы при расчете сил трения методами науки о внешнем трении и износе твердых тел, а также при моделировании процессов трения применительно к автомобильному барабанному тормозу.

4. Основное влияние на формирование эпюры номинальных давлений и номинальной поверхности трения оказывает деформационная способность барабана. С ростом приводных сил увеличивается номинальная поверхность трения, формирование которой заканчивается в режиме служебных торможений. При расчетном режиме, как показали аналитические исследования, эпюра номинальных давлений близка к равномерной.

5. Аналитическими исследованиями установлено, что вариация угла охвата, коэффициента трения и соотношения жесткостей колодки, накладки и барабана в регламентируемых практикой автомобилестроения пределах не оказывает существенного влияния на форму эпюры номинальных давлений.

6. Путем непосредственного измерения величины контурных давлений подтвержден вывод о неуравновешенности тормозного механизма с разжимным кулаком и получены количественные соотношения. Неуравновешенность возрастает с ростом приводного давления.

При совпадении направлений вращения барабана и кулака на расчетном режиме торможения контурные давления на заклиниваемой колодке в 1,68 раза больше, чем на отжимаемой, против 1,20 раза при принятом направлении вращений в тормозных механизмах автомобиля КрАЗ-257. Обнаруженный эффект следует учитывать при проектировании тормозных механизмов.

7. Практикуемое иногда изменение толщины накладки в функции угла контакта для получения благоприятной эпюры износа, как показали аналитические исследования, не оказывает заметного влияния на форму эпюры номинальных давлений в автомобильном барабанном тормозе. Однако не исключена возможность регулирования эпюры номинальных давлений с помощью этого приема в тормозных механизмах общего машиностроения с достаточно жесткими деталями и малым модулем упругости материала накладки.

Проведенные исследования позволили полнее раскрыть вопросы взаимодействия трения поверхностей в автомобильном барабанном тормозе с точки зрения расчетного прогнозирования выходных параметров тормозного механизма. Путем комплексного пересмотра основных гипотез существующих расчетных методов и проведения широких экспериментальных исследований созданы необходимые теоретические и экспериментальные предпосылки для единой методики расчета барабанных тормозов, базирующейся на равномерной эпюре номинальных давлений.

В работе показано, что вариации жесткостей основных деталей тормоза, величины приводного давления, коэффициента трения и угла охвата накладок в регламентируемых практикой автомобилестроения пределах, равно как тип колодки и тормоза, не оказывают существенного влияния на эпюру номинальных давлений. Результаты исследования исключают существующую многозначность^в толкования

этих вопросов.

Наибольший эффект от применения высокостабильных брикциональных материалов можно получить только в случае их установки в тормозной механизме с достаточно стабильными выходными характеристиками, т.к. значительный диапазон перемещения контурных пятен нивелирует преимущества в стабильности коэффициента трения. Достаточно очевидным путем повышения стабильности выходных параметров барабанного тормоза без снижения эффективности является увеличение числа самостоятельно прижимаемых к барабану колодок. Второй путь - это создание самонастраивящихся на управляющие сигналы тормозных механизмов и систем.

Наметившаяся тенденция к широкому применению противо-блокировочных устройств и регуляторов тормозных сил требует форсирования исследований тормозных механизмов как объектов автоматического регулирования. Необходимо также разработать методы расчета деталей тормоза на прочность, что позволит, по-видимому, снизить вес неподпрессоренных частей автомобиля при сохранении требуемой эффективности торможения.

На основании вышеизложенного, очевидно, можно считать, что цель исследования достигнута.

Основное содержание работы изложено в статьях:

1. Гредескул А.Б., Кудиевский Г.Г., Федосов А.С. Влияние деформации тормозного барабана на распределение удельных давлений по длине колодки.

- Сб. "Автомобильный транспорт", вып.5, "Техника", Киев, 1968.

2. Федосов А.С. Влияние формы тормозной накладки на закон

распределения удельных давлений. - Сб."Автомобильный транспорт", вып.6, "Техника", Киев, 1970.

3. Федосов А.С. О законе контактных давлений в автомобильном колодочном тормозе. - Сб."Автомобильный транспорт", вып.8, "Техника", Киев, 1971.

4. Федосов А.С. Исследование контурных давлений в барабанном тормозе. - Сб."Тезисы к IV Всесоюзной межвузовской конференции по использованию автомобилей и автомобильных дорог в условиях жаркого климата и высокогорья", Ташкент, ТашПИ, 1971.

Результаты работы докладывались:

1. На научно-техническом семинаре "Состояние и перспективы улучшения тормозных систем автомобилей", /НАМИ-ВДНХ, 20-24 октября 1969г., Москва/.

2. На IV Всесоюзной межвузовской конференции по использованию автомобилей и автомобильных дорог в условиях жаркого климата и высокогорья /ТашПИ, 28 сентября - 2 октября 1971г., Ташкент/.

3. На научно-технической конференции Кременчугского завода /КрАЗ, 15-18 сентября 1970г., Кременчуг/.

4. На научных сессиях Харьковского автомобильно-дорожного института /1967 - 1971 гг., Харьков/.

Ответственный за выпуск-доцент ЛОМАКА С.И.

БЦ 50006 Подписано к печати 4/1-1972г., усл.-печ.л.1, зак. № 1 тир. 150

Офсет ХАДИ, ул.Петровского, 25.