

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК АЗЕРБАЙДЖАНА
ИНСТИТУТ ГЕОГРАФИИ им.акад.Г.А. АЛИЕВА**

На правах рукописи

ЭЛЬМАР АГАРАГИМ ОГЛЫ РАГИМОВ

**ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ТЕРМО-
МЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТОРМОЗНЫХ
ДИСКАХ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ**

Специальность: 25 08.01 Геоэкология (по технике)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

**диссертации на соискание ученой степени
доктора философии по технике**

Баку 2014

Работа выполнена в институте Экологии в Национального Аэрокосмического Агентства при Министерстве Оборонной Промышленности Азербайджанской Республики

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

ТАГИЗАДЕ А.Г.

Официальные оппоненты:

д.т.н., профессор

АЗИЗОВ Б.М.

к.т.н., доцент

ГЕЗАЛОВ С.К.

Ведущее предприятие: Азербайджанский Технический Университет
кафедра Промышленная экология и безопасность жизнедеятельности

Защита состоится 16 мая 2014г в 14-00 часов на заседании Диссертационного Совета Б/Д 01.091 при институте Географии им.акад.Г.А.Алиева Национального Академия Наук Азербайджана

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института Географии им.акад.Г.А.Алиева НАНА (по адресу Аз-1143, пр..Г.Джавида 31.8-ой этаж)

Отзывы на автореферат в двух экземплярах заверенной гербовой печатью отправить по адресу: Аз 1143, Баку пр.Г.Джавида 31, институт Географии им.акад.Г.А.Алиева, основной корпус, 8-ой этаж.

Автореферат разослан 16 апреля 2014г.

**Ученый секретарь Диссертационного
Совета Б/Д 01.091 к.г.н., доцент**

Гасанов М.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Основываясь на международные соглашения, Конституцию Республики, законы в области экологии, нормативно юридические акты об охране окружающей среды и рационального природопользования принята Экологическая Доктрина Азербайджанской республики, определяющая основные направления государственной политики в области экологии. Ключевыми проблемами обеспечения экологической безопасности на транспорте являются защита от загрязнения атмосферного воздуха, водных объектов, земельных ресурсов и недр, обеспечение экологической безопасности населения, снижение ущерба природным ресурсам, в первую очередь биологическим, сохранение качества природной среды. Для уменьшения вредного воздействия транспортной системы на окружающую среду Азербайджанской Республики необходимо управление экологической деятельностью. Эта деятельность заключается в воздействии на развитие природы и общества в целях сохранения устойчивого равновесия экосистем, рационального использования природных ресурсов, уменьшения загрязнения атмосферы, водных объектов, почвы и недр, организация работ по уничтожению и утилизацию отходов транспорта. Для рационального управления экологической деятельностью на транспорте республики необходимо:

- организация эффективного управления экологической деятельностью посредством программно -целевого планирования;
- постепенное обновление возрастного и структурного состава автомобильного парка республики;
- совершенствование существующей производственно -технической базы для контроля технического состояния и ремонта транспортных средств;
- модернизация и применение современных технологий в нефтеперерабатывающих предприятиях в целях получения наиболее экологически чистого автомобильного топлива;
- создания эффективной системы экологического контроля и мониторинга с использованием сети стационарных и передвижных постов наблюдения, а также пунктов контроля экологических параметров транспортных средств;
- сочетания правовых и экономических методов управления природоохранной деятельностью на транспорте;
- применение системы обязательной сертификации по экологическим

требованиям для транспортных средств, топлива, оборудования, технологии и т.д.;

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

Проблемы экологической безопасности автомобильного транспорта являются составной частью экологической безопасности страны. Значимость и острота этой проблемы растет с каждым годом. В инфраструктуре транспортной отрасли устранение шума визга тормоза очень важно, поскольку это вызывает дискомфорт как для водителя и пассажиров, так и для пешеходов.

Применение механического акустического поглощающего фильтра является важной задачей, позволяющей полностью устранить скрипы и различные звуки в дисковых тормозных системах.

Устранения шумов в дисковых тормозных системах позволяют решить проблему экологической безопасности автомобильного транспорта, кроме того, применение акустического фильтра позволяет решить проблему требования по обеспечению акустического комфорта.

В диссертации предлагается решить важную научно-техническую проблему, связанную с математическим моделированием максимального давления и температуры на рабочей поверхности дискового тормоза автомобиля с многосекторным тормозным диском, рассмотрены и выбраны некоторые рациональные параметры его основных элементов.

Установлено, что при выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском в специфических условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения составит не более 206°С, т.е. не превысит допустимое значение. В диссертационной работе проведено моделирование одного из способов создания вентилируемого перфорированного тормозного диска. Выбор рациональных параметров дискового тормоза, с многосекторным тормозным диском рассмотрен на примере легкового автомобиля. Визг дисковых тормозов все еще продолжает быть главным беспокойством автомобилестроения и был предметом экспери-

ментальных исследований и числового моделирования с 1930-х годов. Проблема визга тормоза может привести к существенной потере дохода для автопроизводителя из-за гарантийных рекламаций, связанных с шумом тормозов, хотя тормоза остаются абсолютно функциональными. Исследование шума тормоза и вибрации в настоящее время является актуальным.

Состояние проблемы.

Состояние проблемы определяется повсеместным ростом автомобильного парка и увеличением скорости движения автомобилей, которую выдвигают новые задачи по обеспечению безопасности движения. Безопасность движения в большой мере определяется тормозными качествами автомобилей. В связи с этим огромное значение приобретают теоретические и экспериментальные исследования, направленные на разработку методов расчета и усовершенствование тормозов автомобилей.

Оценка любого механизма, и в том числе тормозного, производится по его функциональным и прочностным возможностям.

Существующие методы расчета дисковых тормозов дают значения тормозного момента, значительно отличающиеся от действительности.

Определение реальных значений контактного давления открывает возможность расчетным методом решить актуальные проблемы функционального расчета дисковых тормозов: определение реального значения тормозного момента, изучения характера износа накладки, влияние скорости начала торможения на выходные показатели тормозного механизма.

Цель и задачи диссертационной работы.

Целью настоящей работы является:

- разработка нового метода расчета дисковых тормозов, позволяющей на стадии проектирования определить их оптимальные параметры, повысить эффективность тормозов автомобилей и, следовательно, экологическую безопасность движения.

- разработка метода проверки термо - механической модели, как при механических структурных изменениях, а также от динамической неустойчивости системы тормозного диска, приводящих к визгу.

Значительное число исследований в области функционального расчета дисковых тормозов обусловлено повышением точности расчета, полученных реальных выходных характеристик тормозных меха-

низмов, влияющих на увеличение динамики торможения, высокую надежность и безопасность работы автомобильного тормоза.

Научные исследования и конструкторские разработки позволили создать достаточно эффективные и надежные тормозные механизмы современных автомобилей. Тем не менее, остается не выясненным ряд вопросов, уточнение которых позволило бы повысить эффективность работы тормозных систем и сократить число аварий на автомобильном транспорте. Одним из таких вопросов является задача выявления реального закона распределения удельного давления по длине накладки. Решение данной задачи с учетом изменения основных факторов открывает возможность разработки нового метода расчета с реальными выходными показателями. Сделанные выводы позволяют считать целесообразным разработку нового метода расчета дисковых тормозов с целью получения реальных выходных показателей.

Для достижения этой цели необходимо решение следующих основных задач:

1. Получить модель аналитической зависимости расчета максимальных температур и давления с многосекторным тормозным диском и установление некоторых параметров
2. Применить акусто - механический фильтра для подавления шумов и скрипов в дисковых тормозных системах
3. Решить проблемы экологической безопасности автомобильного транспорта
4. Установить допустимые значения максимальной температуры на поверхности трения дискового тормоза.
5. Смоделировать вентилируемой перфорированной тормозной диск.

Объект исследования - дисковые тормозные системы.

Методика исследований. Теоретические исследования проводились на основе общепринятой и предлагаемой расчетной схеме. Основные результаты исследований доведены до числовых расчетов на примерах тормозов автомобилей с помощью персонального компьютера.

Научная новизна работы заключается в новом подходе функционального расчета и моделирования дисковых тормозов - определением допустимого закона распределения максимальной температуры и давления. Применения акусто - механический фильтра для подавления шумов и скрипов в дисковых тормозных системах. Компьютерное моделирования вентилируемой перфорированной тормозной диск.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Применение акусто - механического фильтра для подавления шумов и скрипов в дисковых тормозных системах.
2. Математическое моделирование максимальных температур и давления с многосекторным тормозным диском установления некоторых параметров его основных элементов.
3. Компьютерные моделирования вентилируемой перфорированной тормозной диск.
4. Решение проблемы экологической безопасности автомобильного транспорта.
5. Установление допустимых значений максимальной температуры на поверхности трения дискового тормоза.

Апробация работы: Результаты диссертационной работы докладывались на 48 НТК магистров-аспирантов Азербайджанского Технического Университета, Баку 2008, на международной НТК «Перспективы развития современных информационно-коммуникационных технологий», Баку 22-24 сентября 2011, на Международной НТК «Экологические проблемы транспорта», Баку 2011, на Республиканской НТК «Высокие технологии и высшее образования», Баку 24-26 ноября 2011, на Республиканской НТК Азербайджанской Государственной Морской Академии, Баку 2011. *Azərbaycan Xalqının Ümummilli Lideri Heydər Əliyevin 90 illiyinə həsr olunmuş «Metallurgiya və metalşünvashlığın problemləri» mövzusunda Beynəlxalq elmi praktik konfransın materialları Bakı 29-30 aprel 2013 il*

Публикации: Материалы диссертационной работы опубликованы в 15-и печатных трудах, в том числе 8 статьях и 5 тезисах докладов на международных и республиканских конференциях, и в одном авторском свидетельстве.

Структура и объем работы: Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения списка литературы и приложений. Диссертация включает 130 страниц текста, 47 рисунков, 4 таблиц и список литературы, содержащий 125 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность выбранного направления исследования, излагаются цель и задачи работы, основные положения, выносимые на защиту, научная новизна, практическая ценность результатов, их реализация.

В первой главе приводится обзор литературных данных по проблемам экологической безопасности автомобильного транспорта, которые является составной частью экологической безопасности страны. Острота и значимость этой проблемы растет с каждым годом.

Автомобильный парк, являющийся одним из основных источников загрязнения окружающей среды, сосредоточен в основном в городах. Если в среднем в мире на 1 км² территории приходится семь автомобилей, то плотность их в крупнейших городах развитых стран в 200-300 раз выше.

Один из основных источников шума в городе – автомобильный транспорт, интенсивность движения которого постоянно растёт. Уровень уличных шумов в основном обуславливается интенсивностью, скоростью и характером (составом) транспортного потока.

Акустическая характеристика транспортного потока определяется показателями шумности автомобилей. За последние годы средний уровень шума, разработанный транспортом, увеличился на 12-14 дБ. Шум в больших городах сокращает продолжительность жизни человека. По данным австрийских исследователей, это сокращение колеблется в пределах 8-12 лет. Наиболее чувствительны к действию шума лица старших возрастов. Так, в возрасте до 27 лет на шум реагируют 46% людей, в возрасте 28-37 лет – 57%, в возрасте 38-57 лет – 62%, а в возрасте 58 лет и старше – 72%. Данные опроса показывают, что беспокоящее действие шума отражается больше на людях занятых умственным трудом, чем по сравнению с людьми выполняющими физическую работу (соответственно 60% и 55%).

В первой главе также рассмотрены допустимые уровни шума для населения и защита от автомобильного шума. Для защиты людей от вредного влияния городского шума необходима регламентация его интенсивности, спектрального состава, времени действия и других параметров. При этом немаловажным является устранение шумов и скрипов в тормозных системах. Одним из направлений борьбы с шу-

мом является разработка государственных стандартов на транспортные и технические средства, в основу которых положены гигиенические требования по обеспечению акустического комфорта.

В диссертации предполагается решить важную научно-техническую проблему, связанную с исследованием, выбором основных параметров и разработкой метода конструирования фрикционных пар дискового тормоза на стадии проектирования легковых автомобилей. Особенностью работы является комплексное решение проблемы расчета и конструирования основных элементов фрикционной пары дискового тормоза, рассматриваемое с точек зрения повышения теплорассеивающей способности и экономичности системы охлаждения, увеличения долговечности дисков и улучшения фрикционных характеристик тормоза.

Во второй главе приводится анализ тормозных систем автомобилей, требования, классификация, применяемость тормозных систем современных автомобилей. Безопасность движения автомобилей с высокими скоростями в значительной степени определяется эффективностью действия и безопасностью тормозов.

Одним из основных показателей оценки тормозной системы автомобиля является коэффициент тормозной эффективности, который определяется соотношением тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом к условному приводному

$$K_{\text{э}} = M_{\text{тор}} / (\Sigma P r_{\text{тр}}) \quad (1)$$

где: $M_{\text{тор}}$ - тормозной момент; ΣP - сумма приводных сил; r - радиус приложения результирующих сил трения.

Тормозная эффективность должна оцениваться отдельно при движении вперед и назад. В дисковом тормозном механизме с плавающей скобой, скоба может перемещаться в позах кронштейна, закрепленного на фланце поворотного кулака. В этом случае цилиндр расположен с одной стороны. При торможении, перемещение поршня вызывает перемещение скобы в противоположную сторону, благодаря чему обе колодки прижимаются к тормозному диску.

Плавающая скоба имеет значительно меньшую ширину по сравнению с неподвижной, что позволяет обеспечить отрицательное плечо обкатки. При плавающей скобе, ход поршня в два раза больше, чем при неподвижной. Для него тормозной момент равен:

$$M_{\text{тр}} = 2 P_{\text{мгс}} r \quad (2)$$

а коэффициент эффективности:

$$K_э = M_{тр} / (2P_{ср}) = \mu \quad (3)$$

При расчетном коэффициенте трения $\mu = 0,35$, коэффициент эффективности $K_э = 0,35$.

В этой главе диссертационной работы путем математического моделирования максимальной температуры и давления на рабочую поверхность дискового тормоза автомобиля с многосекторным тормозным диском установлены некоторые рациональные параметры его основных элементов. Выбор рациональных параметров дискового тормоза с многосекторным тормозным диском рассмотрен на примере легкового автомобиля.

Определим максимальный необходимый момент торможения на валу двигателя $M_{тmax}$ в предположении, что на автомобиле установлены стальные колеса. Исходя из количества секторов тормозного диска и формы фрикционных накладок, приходим к выводу, что зависимость пульсирующего момента торможения с достаточной степенью точности описана выражением:

$$\begin{aligned} M'_0 &= 2(M_0 - A \sin(n\varphi_2)) / u = M'_0 - A' \sin(n'\varphi_1) = \\ &= M'_0 (1 - A^* \sin(n'\varphi_1)) = M'_0 \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(n'\varphi_1) \right) (\mu_1 > \mu_2), \quad (4.) \end{aligned}$$

Таким образом, максимальное значение постоянной составляющей момента торможения на валу двигателя $M'_{0max} = 766 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Максимальное мгновенное значение необходимого тормозного момента на валу двигателя

$$M'_{Tmax} = M'_{0max} \left(1 + \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \right) (\mu_1 > \mu_2). \quad (5)$$

При выбранных материалах секторов тормозного диска и фрикционных накладок

$$M'_{Tmax} = 867 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Рассмотрим дисковый тормоз с одним тормозным диском. По конструктивным соображениям принимаем внутренний радиус рабочей зоны диска $R_1 = 9,3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Определим внешний радиус рабочей зоны диска. Максимальное давление на поверхности трения, возникающее при создании максимального тормозного момента M'_{Tmax} ,

$$P_{\max} = \frac{M'_{\dot{\theta}_{\max}}}{2\mu_{i\dot{\theta}\dot{\theta}} R_{\dot{Y}} F} = [p], \quad (6)$$

$$R_{\text{э}} = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)\alpha}{3(R_2^2 - R_1^2)\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}} - \text{эквивалентный радиус трения}$$

После преобразований получим:

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{6M'_{T\max}\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}{\mu_{\text{наим}}\alpha[p]\pi}} + R_1^3. \quad (7)$$

. Безразмерную температуру на поверхности трения в процессе нагрева определим по формуле

$$\begin{aligned} \theta_{1,2}(\rho, 0, F_0) &= \frac{2\pi Bi_{1,2}}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho)(2 + \pi \rho_1 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))}{v_n(4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))} \times \\ &\times \int_0^{F_0} Ki(F_0 - \tau) \rho_{1,2}(v_n, \tau) d\tau. \end{aligned} \quad (8)$$

Как видно из рисунка 1, в конечный момент времени зависимость безразмерной температуры на поверхности трения тормозного диска от безразмерного радиуса имеет максимум в точке ρ_0

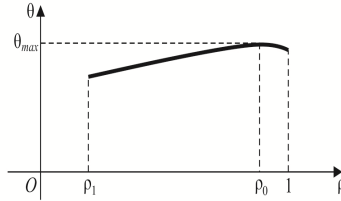


Рис 1. Зависимость безразмерной температуры на поверхности тормозного диска от безразмерного радиуса в конце торможения

В период охлаждения безразмерную температуру на поверхности трения определим из соотношения, вывод которого аналогичен

$$\theta_{1,2}(\rho, 0, F_0) = \frac{2\pi^2}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho)}{4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(v_n \rho_1)} \int_0^{F_0} \eta_{1,2}(v_n, \tau) d\tau + U_{1,2} \quad (9)$$

$$\eta_{1,2} = c_{1,2} \exp[-(d_{1,2} - Bi_{1,2}^2)] \left(\frac{\exp(-d_{1,2} F_0)}{\sqrt{\pi F_0}} - \sqrt{d_{1,2}} \exp(d_{1,2} F_0) - 1 \right) \quad (10)$$

Температура определяется из соотношения

$$T_{1,2} = \theta_{1,2}(T_D - T_H) + T_H. \quad (11)$$

По требованиям к тормозным механизмам нагрев тормозного диска за одно торможение не должен превышать 20⁰С. Перечень конструктивных решений, улучшающих охлаждение и одновременно снижающих термонагруженность дискового тормозного механизма, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Тормозной механизм	Максимальная температура, К(С)	
	Диска	Скобы
С серийным грязезащитным щитком	573 (300)	388 (115)
Без грязезащитного щитка	538 (265)	368 (95)
С обрезанным грязезащитным щитком	540 (267)	370 (97)
С грязезащитным щитком и воздухозаборником	473 – 510 (200-237)	348-358 (75-85)

Из таблицы видно, что обрезанный на четверть со стороны встречного потока грязезащитный щиток снижает температуру тормозов в среднем на 10%, т.е. дает те же результаты, что и демонтаж щитков.

Во второй главе также произведен расчет элементов тормозной системы, определены параметры, по которым оценивают совокупность тормозных механизмов рабочей тормозной системы и тормозные механизмы отдельно.

В третьей главе приводятся исследования визга, скрипа и шума в дисковых тормозных системах. Предлагается электронный способ устранения шумов и скрипов в тормозных дисках автомобиля. Рассмотрим применение акусто-механического фильтра для подавления шумов и скрипов в дисковых тормозных системах автомобиля. Акустический фильтр низких частот реализуется в виде трубы переменного сечения (рис.2). Воздух в узких участках трубы рассматриваем как массу m , а в широких - как гибкость C .

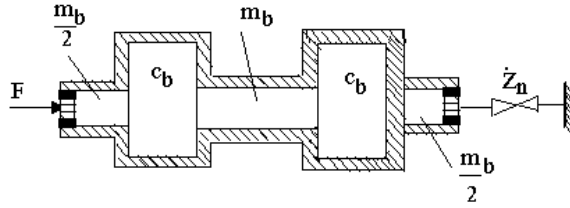


Рис 2 Акустический фильтр низких частот

Характеристическое сопротивление низкочастотного фильтра будет определяться следующими выражениями:

$$Z_1 = j\omega m \quad \text{и} \quad Z_2 = \frac{l}{j\omega c} \quad (12)$$

$$Z_0 = \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} = r_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \quad (13)$$

Чтобы получить электрический фильтр высоких частот, нужно поменять местами в фильтре низких частот емкости и индуктивности. В механической схеме так сделать не удастся, потому что все массы имеют второй полюс на опоре и на электрической эквивалентной схеме они всегда будут включены между собой последовательно. Это затруднение решается введением свободного рычага. Как было рассмотрено, электрическая эквивалентная схема свободного рычага есть фильтр высоких частот. Для симметрирования необходимо лишь выполнить условие:

$$c_1 = \frac{c_2}{n^2} = 2c \quad \text{тогда} \quad Z_1 = \frac{l}{j\omega c}; \quad Z_2 = j\omega m \quad (14)$$

Далее в работе для фильтра высоких частот получено следующее выражения:

$$\omega_n = \frac{l}{2\sqrt{mc}} = \frac{\omega_0}{2}; \quad \omega_g = \infty$$

$$Z_0 = \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega_n^2}{\omega^2}} \quad (15)$$

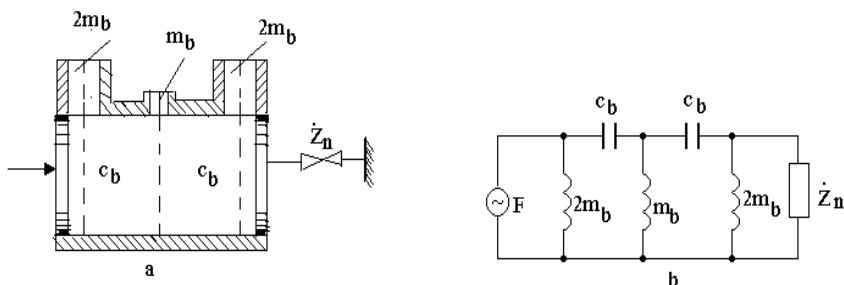


Рис 3. Акустический фильтр высоких частот (а) и его эквивалентная электрическая схема (б)

Акустический фильтр высоких частот представляет собой (Рис.3.а) широкую трубку с узкими боковыми отводами. Воздушные объемы в отводах играют роль массы, а в основной трубке (в промежутках между отводами) - роль гибкостей. В области низких частот индуктивное сопротивление мало и подавляющее количество воздуха, вытесняемого излучающим поршнем, выходит через боковые отводы. На боковые отводы как бы закупориваются большим инерционным сопротивлением и поток устремляется к приемному поршню, создавая перед ним деформацию воздуха, а следовательно, и движущую силу. Эквивалентная электрическая схема фильтра (Рис.3б) есть П-образный двухзвенный четырехполюсник фильтра, граничные условия которого определяются по формулам (16), а характеристическое сопротивление (17)

$$-4 \leq \frac{\hat{Z}_1}{\hat{Z}_2} \leq 0 \quad (16)$$

$$\hat{Z}_0 = \pm \sqrt{\hat{Z}_1 \hat{Z}_2 \left(1 + \frac{\hat{Z}_1}{4\hat{Z}_2} \right)}; \quad \hat{Z}_0 = \pm \sqrt{\frac{\hat{Z}_1 \hat{Z}_2}{\left(1 + \frac{\hat{Z}_1}{4\hat{Z}_2} \right)}} \quad (17)$$

Далее в работе рассмотрено некоторые аспекты визга дисковых тормозных систем, вопросы исследования тормозных систем и исследование дисковых тормозных механизмов.

В четвертой главе приводится экспериментально-расчетные исследования диссертационной работы. В работе проведен расчет

автомобиля с модернизацией переднего дискового тормоза, расчет максимально возможного тормозного момента. Прежде чем проектировать тормоза мобильных машин необходимо знать величину максимально возможного тормозного момента, который может быть реализован в определенных условиях эксплуатации машины и уже потом, с учетом найденной величины максимально возможного реализуемого момента, приступить к проектированию тормозов. Рассматривая силы, действующих на мобильную машину при установившемся торможении на горизонтальном участке дороги определяем максимальные моменты трения переднего и заднего тормозов проектируемой машины, исходя из условия полного использования сцепления шин с дорогой:

$$M_1 = (\varphi \cdot r \cdot m \cdot g / (n_1 \cdot L)) \cdot (b + \varphi \cdot h), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (18)$$

$$M_2 = (\varphi \cdot r \cdot m \cdot g / (n_2 \cdot L)) \cdot (a - \varphi \cdot h), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (19)$$

где M_1, M_2 - максимально возможные моменты трения передних и задних тормозов соответственно в случае одновременного торможения всеми колесами автомобиля; φ - коэффициент сцепления шин с дорогой, $\varphi = 0,8$; r - радиус качения колеса, $r = 0,2435$ м; m - масса автомобиля, $m = 975$ кг; $a = 1,1068$ м, $b = 1,0732$ м, $h = 0,6374$ м - координаты центра масс автомобиля; L - база автомобиля, $L = 2,18$ м; n_1, n_2 - число колес с тормозами, соответственно, на передней и задней осях.

$$M_1 = \frac{0,8 \cdot 975 \cdot 9,81 \cdot 0,2435}{2 \cdot 2,18} \cdot (1,0732 + 0,8 \cdot 0,6374) = 675,84 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_2 = \frac{0,8 \cdot 975 \cdot 9,81 \cdot 0,2435}{2 \cdot 2,18} \cdot (1,1068 - 0,8 \cdot 0,6374) = 254,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, как видно из проведенных расчетов, момент трения на задних колесах меньше чем на передних.

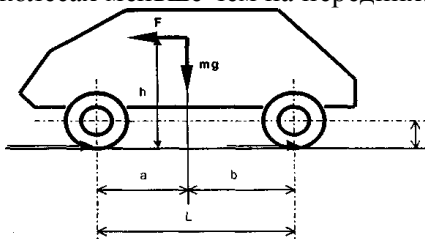


Рисунок 4. – Силы, действующие на мобильную машину при торможении на горизонтальном участке дороги

Полученные формулы позволяют определить требуемые моменты трения, которые должны развивать проектируемые тормоза автомобиля для полного использования сцепления шин с дорогой и, тем самым, обеспечения максимальной эффективности торможения.

В этой главе произведены также следующие расчетные исследования:

Расчет основных геометрических параметров тормозов. Для определения основных геометрических параметров однодискового переднего тормоза воспользуемся формулой для расчета величины тормозного момента:

$$M_1 = 2\mu NR_c, \text{ Нм}, \quad (20)$$

где μ – коэффициент трения, $\mu = 0.4$; R_c – средний радиус трения; N – сила прижимающая накладку к диску,

$$N = \frac{qd^2\pi}{4}, \text{ Н}, \quad (21)$$

где q – давление жидкости в гидроприводе тормозов; d – диаметр тормозного цилиндра.

$$N = \frac{M_1}{2\mu \cdot R_c}, \quad (22)$$

определяем диаметр тормозного цилиндра:

$$d = \sqrt{\frac{4N}{q\pi}}, \quad (23)$$

Основным показателем для окончательного выбора размеров фрикционных накладок является максимальная удельная нагрузка, создаваемая в контакте поверхностей трения тормоза

$$p = \frac{N}{F}, \text{ Н / см}^2, \quad (24)$$

где F – площадь поверхности трения накладки.

Для дисковых тормозов допустимое значение удельной нагрузки на накладку не должно превышать 500 Н/см^2 . Принимаем $p = 400 \text{ Н/см}^2$. Площадь поверхности трения накладки равна

$$F = \frac{N}{p}, \text{ см}^2, \quad (25)$$

Площадь поверхности трения накладки можно определить по формуле (26)

$$F = \alpha \cdot R_c (R - r), \quad (26)$$

где α - центральный угол кольцевого сегмента накладки; R, r - наружный и внутренний радиусы кольцевого сегмента накладки.

Для определения R и r составим систем уравнений:

$$\begin{cases} F = \alpha \cdot R_c (R - r) \\ R + r = 2R_c \end{cases}. \quad (27)$$

Для определения диаметра главного цилиндра воспользуемся отношением

$$i_c = \frac{d_{\text{гц}}}{d}, \quad (28)$$

где $d_{\text{гц}}$ - диаметр главного цилиндра, м;

d - диаметр колесного цилиндра, м.

Расчет показателей эффективности тормозов. Эффективность тормозов оценивается в основном тормозным путем и установившемся замедлением. Приравнивая силу инерции автомобиля и суммарную тормозную силу, найдем выражение для установившегося замедления:

$$j = \varphi \cdot g \quad (29)$$

Максимально возможный путь торможения с начальной скоростью 60 км/ч при гидравлическом приводе тормозов рассчитывают по формуле:

$$S = 0.125 V_0 + V_0^2 / (2 j), \text{ м}, \quad (30)$$

где, S - тормозной путь, м; V_0 - начальная скорость торможения, м/с.

Полученное выражение справедливо для случая одновременного торможения передними и задними колесами автомобиля.

Расчет показателей энергоемкости тормозов. Способность тормозов поглощать и быстро рассеивать накопленное тепло, без сущест-

венного снижения эффективности действия, называется энергоемкостью, о которой судят, косвенно, по удельной работе трения тормозов и приросту температуры за одно торможение на фрикционные накладки.

Процесс интенсивного торможения продолжается весьма краткое время, поэтому пренебрегают теплоотдачей в окружающую среду и в соседние, нерабочие участки диска. Тогда удельная работа трения тормоза выразится как:

$$L=0.051Z_1V_0^2/2F, \quad (31)$$

где Z_1 - нормальная реакция дороги при торможении на колеса; V_0 - начальная скорость торможения, $V_0 = 16.66$ м/с; F - площадь накладок рассчитываемого тормоза. Рассчитываем нормальную реакцию дороги на переднее колесо:

$$Z=(Mg/(2L))(b+\phi h), \quad (32)$$

Пренебрегая теплоотдачей в окружающую среду, можно считать что вся работа трения превращается в тепло. Тогда прирост температуры диска за одно торможение выразится, как

$$\Delta t = \frac{0.051Zv_0}{mc}, \quad (33)$$

где m – масса кольцевой части диска, непосредственно примыкающей к поверхности трения,

$$m = \pi(R^2 - r^2)b \cdot \rho, \text{ кг}, \quad (34)$$

где R, r – наружный и внутренний радиусы поверхности трения диска, м; b – толщина диска, м; ρ – плотность материала диска, для стали $\rho =$

7.83 кг/м^3 ; c – теплоемкость материала диска, для стали $c = 0,46 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \text{ } ^\circ\text{C}.$

Прочностной расчет тормозов. Достаточная жесткость деталей барабанного тормоза, прежде всего барабана и колодок, является непременным условием для обеспечения его надежности, стабильности и эффективности торможения. Считаем тормозной барабан (рис. 4) достаточно жестким, если выполняется условие:

$$W=2*10^8*((P*h*f(a))/(c*E*\sin^2\alpha))*U(\gamma_i)*(R^3/(L*H_0^3))\leq 0,0016*R, \quad (35)$$

где, W - максимальный статистический прогиб свободного края тормозного барабана;

P - разжимная сила, Н; c - расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодки, мм; E -модуль Юнга, $E = 1,6 \times 10^{11}$ н/м²; α - половина угла охвата колодки, $\alpha = 45^\circ$; R - радиус средней окружности; L - длина оболочки; H_0 - толщина оболочки

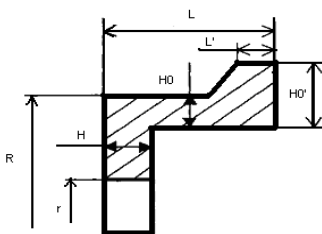


Рисунок 5 - Геометрические параметры тормозного барабана
 $L=75$ мм, $L'=17$ мм, $H=5$ мм, $H_0=10$ мм, $H_0'=5$ мм,
 $R=150$ мм, $r=35$ мм.

Вычисляем значения γ , по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= H/R = 0,02, \quad (36), \quad \gamma_2 = r/R = 0,136, \quad (37), \quad \gamma_3 = R/R_0 = 0,6, \quad (38), \\ \gamma_4 &= L/R_0 = 0,3, \quad (39), \quad \gamma_5 = H_0/R_0 = 0,04, \quad (40), \quad \gamma_6 = L'/R_0 = 0,068, \quad (41), \\ \gamma_7 &= H_0'/R_0 = 0,1, \quad (42), \end{aligned}$$

Расчет параметров заднего дискового тормозного механизма. Тормозная сила на колесе, развиваемая барабанным тормозным механизмом, равна

$$R_{x2} = (p_{02} - \Delta p_2) B_2, \quad (43)$$

где p_{02} - давление в приводе задних тормозов; Δp_2 - давление, необходимое для преодоления сил упругости пружин и сил трения; B_2 - комплексный параметр тормозного механизма.

Комплексный параметр - это коэффициент пропорциональности между тормозной силой и давлением в приводе, который для барабанного тормозного механизма с одним рабочим цилиндром равен

$$B_2 = 2F_2 \frac{r_6}{r_k} k_2 \eta_2, \quad (44)$$

где F_2 - площадь заднего рабочего цилиндра; r_6 - радиус барабана; r_k - динамический радиус колеса; η_2 - к.п.д. тормозного механизма; k_2 - коэффициент эффективности тормозного механизма с односторонним

расположением опор тормозных колодок, который находится по выражению:

$$k_2 = \frac{2\mu}{1-\mu^2}, \quad (45)$$

где μ - коэффициент трения пары накладки- тормозной барабан.

Тормозная сила на колесе, развиваемая дисковым тормозным механизмом, равна

$$R_{x2} = (p_{02} - \Delta p_d) B_{2d} \quad (46)$$

где Δp_d - давление, необходимое для преодоления сил трения; B_{2d} - комплексный параметр дискового тормозного механизма.

$$B_d = 2F_d \frac{r_d}{r_k} k_d \eta_d, \quad (47)$$

где F_d - площадь поршня рабочего цилиндра дискового тормозного механизма; r_d - средний радиус диска; η_d - к.п.д. тормозного механизма; k_d - коэффициент эффективности дискового тормозного механизма, который находится по выражению:

$$k_d = \mu$$

Накладывая условие равенства тормозных сил, развиваемых барабанным и дисковым тормозными механизмами (правые части уравнений (43) и (46) равны), получим

$$(p_{02} - \Delta p_2) B_2 = (p_{02} - \Delta p_d) B_{2d}.$$

С учетом выражений (44) и (47) находим площадь поршня рабочего цилиндра дискового тормозного механизма и его диаметр по выражению

$$d_d = 20,64 \sqrt{2 \frac{r_{\delta}}{r_d (1 - \mu^2)} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_d}} \quad (48)$$

В работе также осуществлено моделирование вентилируемого перфорированного тормозного диска. Произведено моделирование тормозного диска -3DS Max.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

Обобщения, теоретических и экспериментальных исследований, выполненные диссертационной работе, позволяют сделать следующее заключение:

1. На основе математического моделирования максимальных давления и температуры на рабочей поверхности дискового тормоза автомобиля с многосекторным тормозным диском выбраны некоторые рациональные параметры его основных элементов.

2. Установлено, что при выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском в специфических условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения составит не более 206°C, т.е. не превысит допустимое значение.

3. Применение механического акустического поглощающего фильтра позволяет полностью устранить скрипы и различные звуки в дисковых тормозных системах.

4. Устранения шумов в дисковых тормозных системах позволяют решить проблему экологической безопасности автомобильного транспорта

5. Применение акустического фильтра позволяет решить проблему требования по обеспечению акустического комфорта.

6. Экспериментальные исследования выявили информации о природе визга, способы вибрации, износ тормозов, и фрикционные взаимодействия в тормозах.

7. Научные исследования и работы конструкции позволили создавать достаточно эффективные и надежные дисковые тормоза современных автомобилей.

8. Проведено моделирование тормозного диска -3DS Max

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих статьях:

1. Rəhimov E.A. Neftemalı müəssisələrində müasir avtomatik idarəetmə sistemləri. Azərbaycan Milli Akademiyası, Azərbaycan Milli Aerokosmik Agentliyi, Xəbərlər jurnalı, cild 9, 2(9),2006.səh 101-105
2. Rəhimov E.A. Müasir neftemalı zavodlarında istehsalat proseslərinin avtomatlaşdırılması. Azərbaycan Milli Akademiyası, Azərbaycan Milli Aerokosmik Agentliyi, Xəbərlər jurnalı, cild 9, № 3-4(9),2006,səh.72-75
- 3.Rəhimov E.A Tağıyev R.Ə .İsmayilov M.A.Lokal kompyuter şəbəkəsinin strukturu və funksional təşkili Görkəmli alim Nobel mükafatı laureatı Lev Davidoviç Landaunun 100 illik yubileyinə həsr olunmuş 51-ci Tələbə Elmi-texniki konfransının materialları,2008 səh-34-36
- 4.Manafov Q.C., Rəhimov E.A. Yanacaq doldurma stansiyalarının ekoloji təhlükəsizliyinin müasir vəziyyəti Azərbaycan Texniki Universitetinin 48-ci tələbə Elmi Texniki konfransının məruzələrinin tezisləri Bakı 2008 il, səh144-145
- 5.Э.А.Рагимов,О.М.Саламов,А.Г.Тагизаде Электронный автосторож с шумоподавляющей системой. Получено положительное решение от 07 февраля 2012г. İddia sənədi №a2011 0199
- 6.Гезалов.С.К, Рагимов Э.А. Review of the existing disk brake mechanisms and sistem. Материалы Международной НТК «Экологические проблемы транспорта» Баку 2011, стр 165-172
- 7.Тагизаде А.Г, Рагимов Э.А. Механико-акустический поглощающий фильтр для устранения шумов и скрипов в тормозных дисках автомобиля. Müasir informasiya və kommunikasiya texnologiyalarının inkişaf perspektivləri mövzusunda Beynəlxalq Elmi-Texniki konfransın materialları. Bakı 22-24 sentyabr 2011 il.səh172-182
- 8.Гезалов.С.К,Рагимов Э.А. Some issues in the study of braking systems and mechan. Материалы Международной НТК «Экологические проблемы транспорта» Баку 2011, стр. 156-164
- 9.Рагимов Э.А, Гезалов.С.К. Моделирование вентилируемого перфорированного тормозного диска. Материалы Республиканской НТК «Высокие технологии и высшее образование» Баку 24-26 ноября 2011, стр. 47-51

10. Рагимов Э.А., Гезалов С.К. Математическое моделирование температуры и давления на поверхности дискового тормоза. Материалы Республиканской НТК «Высокие технологии и высшее образования» Баку 24-26 ноября 2011, стр 51-55
11. Тагизаде А.Г., Рагимов Э.А. Обзор существующих дисковых тормозных механизмов. Тематический журнал Азербайджанской Государственной Морской Академии №1 2012, стр. 107-113
12. Тагизаде А.Г., Рагимов Э.А. Некоторые вопросы исследования тормозных систем. Тематический журнал Азербайджанской Государственной Морской Академии №1 2012, стр. 151-158
13. Гезалов С.К., Рагимов Э.А. Электронный способ устранения шумов и скрипов в тормозных дисках автомобиля. Журнал Петербургская Электроника Санкт-Петербург РФ №1 2012г, Стр. 97-102
14. Э.А. Рагимов, О.М. Саламов, С.К. Гезалов Электронное противотупонное устройство Журнал Петербургская Электроника Санкт-Петербург РФ №1 2013г. Стр. 59-66
15. Рагимов Э.А. Гезалов С.К. Некоторые аспекты визга дисковых тормозных систем. Azərbaycan Xalqının Ümummilli Lideri Heydər Əliyevin 90 illiyinə həsr olunmuş “Metallurgiya və metalşünaslığın problemləri” mövzusunda Beynəlxalq elmi praktik konfransın materialları. Bakı 29-30 aprel 2013 il, səh. 65-69

ELMAR AĞARƏHİM OĞLU RƏHİMOV

**DİSK ƏYLƏC SİSTEMLƏRİNDƏ TERMO-MEXANİKİ
PROSESLƏRİN EKOLOCİ ASPEKTLƏRİ VƏ ONLARIN
ƏTRAF MÜHİTƏ TƏSİRİ**

XÜLASƏ

Müasir disk əyləc sistemlərində maneələrin aradan qaldırılması əsas əhəmiyyət kəsb edən amillərdən biridir, belə ki, bu maneələr həm sürücü və həm də yolda hərəkət edən sakinlər üçün problemlər yaradır. Dissertasiya işində disk əyləc sistemlərinin və mexanizmlərinin icması aparılmış, onların üstün və nöqsan cəhətləri müəyyən edilmiş, disk əyləc sistemlərinin effektivliyini xarakterizə edən titrəyişlərin yaranması, disklərin konstruktiv hazırlanması dəqiqliyi tədqiq edilmişdir.

Disk əyləc sistemlərinin hesabı zamanı əsas göstərici əyləc momenti olduğu vurğulanmışdır. Əyləc sistemi işə salınan zaman avtomobilin getdiyi məsafəni avtomobilin təkərlərin optimal olaraq sürtünməklə saxlanılmasını təmin edirlər ki, bu da avtomobilin idarə olunmasını və dayanıqlığını təmin edir. 3DS Max proqramı vasitəsilə əyləc sisteminin modelləşdirilməsi aparılmışdır.

Disk əyləc sisteminin riyazi modelləşdirilməsi zamanı əyləc sisteminin səthində temperatur və təzyiq parametrləri tədqiq edilmiş və çoxsektorlu əyləc sisteminin əsas parametrləri müəyyən edilmişdir. Müəyyən edilmişdir ki, əyləc sisteminin 3-cü saxlanılma anında, əyləc sisteminin səthində temperatur 206°S , olur ki, bu da buraxıla bilən qiymətdir. Dissertasiya işində həmçinin 3 kateqoriyalı maneələr araşdırılmış, hansı ki, disk əyləc sistemlərində baş verən maneələrin tezliyinə görə onlar siniflərə bölünür.

Dissertasiya işində yaranan müxtəlif tezlikli maneələri yox etmək məqsədilə akusto-mexaniki süzgəcdən istifadə etmək təklif edilmiş və bu da maneələrin kəskin azalmasına gətirib çıxarmışdır. Eyni zamanda akusto-mexaniki süzgəcin tətbiqi nəqliyyat sistemlərində ekoloji problemləri aradan qaldırmış və akustik komfortu təmin etmişdir.

ELMAR AGARAHIM OQLI RAHIMOV

**ECOLOGICAL ASPECTS OF THERMO-
MECHANICAL PROCESSES IN BRAKE DISKS AND
THEIR INFLUENCES ON ENVIRONMENT**

THE SUMMARY

Elimination of noise of squeal of a brake extremely important as it causes discomfort for any driver and passengers, just as any pedestrians. In work the analysis of brake systems and mechanisms is made. It is analysed various variants of disk brake systems, their merits and demerits.

Efficiency of a brake, in connection with vibration occurrence, accuracy and manufacturing of brake disks, and also the analysis of various designs is revealed. At calculation of disk brake mechanisms in initial size the brake moment which provides disk a brake is. For reduction of a brake way of the car it is necessary to provide delay of a wheel with optimum проскальзыванием that allows to keep stability and controllability of the car. Is made modelling of a brake disk-3DS Max. On the basis of mathematical modelling maximum pressure and temperatures on a working surface of a disk brake of the car with a multisector brake disk are chosen some rational parametres of its basic elements. It is established that at the chosen parametres of a disk brake with a multisector disk in specific conditions in the end of the third braking to a full stop the maximum temperature on a friction surface will make no more 206°C, i.e. will not exceed admissible value. In work three general categories of the noise connected with a disk of an automobile brake are analysed.

These categories are classified according to a range of frequencies in which they pass. It is offered for elimination i.e. for suppression of these noise to use in disk brake systems the mechanical acoustic overwhelming filter. Application of the mechanical acoustic absorbing filter allows to eliminate completely scratches and various sounds in disk brake systems. Elimination of noise in disk brake systems allow to solve проблеме ecological safety of motor transport. Application of the acoustic filter allows to solve a requirement problem on maintenance.

Sifariş imzalanıb 11.04.2014-cü il. Sayı 100
Formatı 60x84 1/16 Əla növ kağız.

AzTU-nun mətbəəsi H.Cavid pr.25.

AZƏRBAYCAN MİLLİ ELMLƏR AKADEMİYASI
akad. H.Ə.ƏLİYEV adına COĞRAFIYA İNSTİTUTU

Əlyazma hüququnda

ELMAR AĞARƏHİM OĞLU RƏHİMOV

**DİSK ƏYLƏC SİSTEMLƏRİNDƏ TERMO-MEXANİKİ
PROSESLƏRİN EKOLÖJİ ASPEKTLƏRİ VƏ ONLARIN
ƏTRAF MÜHİTƏ TƏSİRİ.**

25 08.01 Geoekologiya(texnika üzrə) ixtisası üzrə

**Texnika üzrə fəlsəfə doktoru elmi dərəcəsi
almaq üçün təqdim edilmiş dissertasiyanın**

A V T O R E F E R A T I

Bakı 2014