

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии  
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

Онайбаев И.Ж.

Проектирование автомобиля грузоподъемностью 6 т с  
разработкой в спецчасти конструкции тормозной системы

## **ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

специальность 5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии  
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика



**ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ**  
Заведующий кафедрой ТМ,ТиЛ  
К.Т.Н., доцент  
(уч. степень, звание)  
Елемесов К.К.  
« 28 » 05 2021 г.

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

На тему: «Проектирование автомобиля грузоподъемностью 6 т с  
разработкой в спецчасти конструкции тормозной системы»

по специальности 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Онайбаев И.Ж.

Научный руководитель  
к.т.н., ассоц. проф.

Ахметова Ш.Д.

«14» мая 2021 г.

Алматы 2021

Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

« 04 » 12 2021 г.

## 4

## АННОТАЦИЯ

Основная часть моей дипломной работы посвящена концепции грузового автомобиля с техническими характеристиками и проектированию тормозной системы автомобиля грузоподъемностью 6 тонн. В этой дипломной работе особое внимание уделено устройству тормозной системы, ее функциям, классификации, применяемости, видам и назначениям.

Во второй части был произведен литературно-патентный обзор, где рассматривались новые изобретения тормозной системы грузового автомобиля. Проанализировав преимущества и недостатки нескольких патентов, и основываясь на надежности, долговечности и простоте конструкции, был выбран самый подходящий патент.

В третьей части был произведен расчет тормозной системы, где сравнивалась старая конструкция с новой из выбранного патента.

В данной работе мы вычислили основные характеристики тормозной системы и проектирование грузового автомобиля. При проектировании мы убедились в том, что тормозную систему данного автомобиля можно модифицировать. Выбрав нужные параметры, мы на чертежных листах начертили общий вид, расположение тормозной системы грузового автомобиля, тормозные механизмы, а также их детали.

Выбранный нами патент для модернизации, действительно показала себя эффективным и упрощенным в обслуживании, чем прежняя конструкция.

## АНДАТПА

Менің дипломдық жұмысымның негізгі бөлігі техникалық сипаттамалары бар жүк көлігі тұжырымдамасына және жүк көтергіштігі 6 тонна болатын көліктің тежегіш жүйесін жобалауға арналған. Бұл дипломдық жұмыста тежегіш жүйесін жобалауға, оның функцияларына, жіктелуіне, қолданылуына, түрлері мен мақсаттарына ерекше назар аударылған.

Екінші бөлімде жүк көлігінің тежегіш жүйесінің жаңа өнертабыстары қарастырылған әдебиеттер мен патентке шолу жасалды. Бірнеше патенттердің артықшылықтары мен кемшіліктерін талдап, сенімділікке, беріктікке және қарапайым дизайнға сүйене отырып, ең қолайлы патент таңдалды.

Үшінші бөлімде тежегіш жүйесін есептеу жүргізілді, мұнда ескі дизайн таңдалған патенттің жаңасымен салыстырылды.

Бұл жұмыста біз тежеу жүйесінің негізгі сипаттамаларын және жүк көлігінің дизайнын есептедік. Жобалау кезінде біз осы машинаның тежегіш жүйесін өзгертуге болатындығына көз жеткіздік. Қажетті параметрлерді таңдап, біз парактарға, жүк көлігінің тежегіш жүйесінің орналасуына, тежегіштерге, сондай-ақ олардың бөлшектеріне жалпы көріністі салдық.

Біздің таңдаған модернизацияға арналған патентіміз бұрынғы дизайнға қарағанда тиімдірек және оны сақтау оңайырақ болды.

## ANNOTATION

The main part of my thesis is devoted to the concept of a truck with technical characteristics and the design of the braking system of a vehicle with a carrying capacity of 6 tons. In this thesis, special attention is paid to the design of the braking system, its functions, classification, applicability, types and purposes.

In the second part, a literature and patent review was carried out, where new inventions of the truck braking system were considered. After analyzing the advantages and disadvantages of several patents, and based on reliability, durability and simple design, the most suitable patent was selected.

In the third part, the calculation of the braking system was made, where the old design was compared with the new one from the selected patent.

In this paper, we have calculated the main characteristics of the braking system and the design of a truck. When designing, we made sure that the braking system of this car can be modified. Having chosen the necessary parameters, we drew a general view on the drawing sheets, the location of the brake system of the truck, the brakes, as well as their details.

Our chosen patent for the modernization really proved to be more efficient and easier to maintain than the previous design.

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....                                                                                                                         | 9  |
| 1 Обоснование темы дипломной работы .....                                                                                              | 10 |
| 1.1 Концепция автомобиля ЗИЛ-433360.....                                                                                               | 10 |
| 1.2 Технические характеристики автомобиля ЗИЛ-433360.....                                                                              | 13 |
| 1.3 Назначение и виды тормозных систем .....                                                                                           | 13 |
| 1.4 Требования к тормозной системе .....                                                                                               | 15 |
| 2 Литературно-патентный обзор. Оценка различных конструкций тормозной системы.....                                                     | 16 |
| 2.1 Устройство автоматической регулировки зазора барабанного тормоза и привода стояночного тормоза.....                                | 16 |
| 2.2 Барабанный тормозной механизм .....                                                                                                | 17 |
| 2.3 Барабанный тормоз с серводействием.....                                                                                            | 18 |
| 2.4 Автоматический регулирующий разжим для барабанного тормоза ...                                                                     | 19 |
| 2.5 Барабанный тормоз с механизмом автоматической регулировки зазора и устройством для его избирательного отключения и блокировки..... | 21 |
| 2.6 Разжимной кулак барабанно-колодочного тормоза .....                                                                                | 23 |
| 3 Расчет тормозной системы .....                                                                                                       | 24 |
| 3.1 Расчет барабанного тормозного механизма .....                                                                                      | 24 |
| 3.2 Определение усилия на педали тормоза с классическим и новым кулачковым разжимным устройством .....                                 | 26 |
| 3.3 Определение показателей износостойкости тормозных механизмов .                                                                     | 30 |
| 3.4 Определение хода педали .....                                                                                                      | 32 |
| 3.5 График оптимального распределения тормозных сил по осям .....                                                                      | 33 |
| 3.6 Расчет максимально возможного значения тормозного момента .....                                                                    | 34 |
| 3.7 Расчет показателей эффективности тормозов.....                                                                                     | 35 |
| 3.8 Расчет показателей энергоемкости тормозов.....                                                                                     | 36 |
| 3.9 Прочностной расчет тормозов .....                                                                                                  | 37 |
| 3.10 Сравнение классического и нового кулачкового типа разжимного устройства барабанных тормозов.....                                  | 40 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....                                                                                                                       | 41 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....                                                                                                 | 42 |

## ВВЕДЕНИЕ

В первобытно-общинном строе вопросы, связанные с перемещением, решались людьми простым путем. Орудия труда, животная и растительная пища, материалы для строительства жилища и изготовления одежды, а также топливо на начальных этапах перевозились людьми на своих плечах или путем буксировки. В рамках одомашнивания животных их стали чаще использовать для перевозки людей и грузов.

В связи с этим транспорт выделился в самостоятельную отрасль, осуществляющую перевозку пассажиров и грузов за определенную плату.

Стоит отметить и рост числа специализаций внутри этой отрасли, которая, с одной стороны, способствует развитию транспорта и транспортной техники, а с другой - усовершенствованию крупного машинного производства.

Основу государственной транспортной системы составляет транспорт общего пользования. Именно он обеспечивает все основные требования к перевозкам в стране и в торговой зоне, а также в обслуживании населения, обуславливающий взаимодействие всех отраслей народного хозяйства.

Современный автомобильный транспорт содержит в себе по материально-технической базе подвижные составы, дороги и автотранспортные предприятия. К движущимся составам относятся автомобили-тягачи, полуприцепы и прицепы. Автомобили-тягачи являются основным и наиболее сложным разделом подвижного состава, определяющим технический уровень и экономико-эксплуатационные характеристики всех других элементов снабжения, как самостоятельных подвижных единиц. Полуприцепы и прицепы - это безмоторные тележки для грузов и пассажиров.

Устройство для остановки и понижения скорости движения автомобильного транспорта, а также удержание на наклонной поверхности в состоянии покоя служит тормозная система.

Для повышения эффективной эксплуатации и средней скорости движения автомобильного транспорта используются тормоза повышенной надежности. Автомобильные транспорты имеют в основном четыре тормозных систем, а именно рабочая, запасная, стояночная и вспомогательная.

В грузовых автомобилях и автобусов в качестве рабочего колесного тормоза наиболее распространены колодочные тормоза барабанного типа. Дисковые тормоза зачастую устанавливаются на передних колесах в легковых автомобилях.

## **1 Обоснование темы дипломной работы**

### **1.1 Концепция автомобиля ЗИЛ-433360**

На нынешнем этапе развития автомобильной промышленности совершенствование автомобильных конструкций обусловлены социально-экономическими причинами: повышение уровня безопасности и комфорта, улучшение топливной экономичности, а также уменьшение вредных выбросов. Начиная с 21 века автомобилестроение достигло некоторых успехов в этих направлениях. Особое внимание можно отнести двигатели нового поколения; нейтрализаторы; электронные системы управления двигателем, позволяющие контролировать и сохранять требуемые нормы расхода топлива и токсичности; активные и пассивные системы безопасности альтернативные виды топлива и стремительно набирающие популярность на сегодня электромобили. Наглядным примером является двигатель недавно запущенного дизельного грузового автомобиля ЗИЛ-433360, показавшим себя экономичным, по сравнению со старым двигателем.

Автомобильные транспорты работающие на базе двигателя внутреннего сгорания с использованием нефтяного топлива являются источником шума и вибрацией, выхлопных газов, токсичных и опасных веществ, которые негативно влияют на здоровье человека и на окружающую среду. В связи с этим, в большинстве странах проводятся увеличение требований и стандартов экологической безопасности автомобиля. На законодательном уровне вводятся ограничения максимальной скорости движения для снижения расхода топлива, контролируется качественный состав изготавливаемого топлива, нормируются выпускаемые автомобили по показателям токсичности и т.д.

Тенденция на уменьшение расхода топлива обусловлена также нынешним экономическим положением во всех стран: из-за нестабильности курса цен на нефть, проводятся мероприятия направленные на эффективное использование топлива конструктивным способом.

В первую очередь следует увеличить использование дизельного двигателя, снижающего расход топлива на 25-30% (при дальнейшей реализации рабочего процесса дизеля и использовании турбонаддува).

Благодаря использованию ТНВД с электронным управлением дозами подачи топлива и сгорания, турбонаддува в дизельных и бензиновых двигателях, системы изменения фаз газораспределения позволяет сэкономить расход топлива до 15-20%.

Большое внимание уделяется альтернативным видам топлива, заменяющим нефтяное топливо.

Водород является перспективным направлением в качестве использования топлива для ДВС, запасы которого на земле практически неограниченны. Автомобиль на базе водородного топлива имеет высокий КПД, бесшумна и не выделяет токсичные отработавшие газы, что является главным преимуществом

перед традиционными топливами. К недостаткам автомобилей работающих на водородном топливе относятся дорогостоящий способ получения этого топлива в промышленных масштабах, вероятность возгорания, значительный вес транспорта, отсутствие водородных заправочных станций, недоработка технологий хранения и транспортировки данного топлива. Именно из-за недостатков водородных автомобилей откладывается серийное производство данных автомобилей.

Набирающая популярность в последнее время электромобили еще находится в нерентабельном состоянии. Объясняется тем, что на разработку и производство электромобилей расходуются огромные затраты. Но тем не менее, государства предпринимают финансовые меры для стимулирования спроса на электромобили.

Основные преимущества электромобилей – отсутствие выхлопных газов, высокий КПД электродвигателя, простота конструкции, плавность хода, возможность подзарядки от бытовой розетки, стоимость обслуживания. К недостаткам электромобилей можно отнести малый запас хода и проблема утилизации аккумуляторов.

Уменьшив массу автомобиля на 50 - 70 кг, можно сэкономить 2 - 3% топлива.

Способы снижения массы автомобильного транспорта ведутся по трем направлениям: поиск оптимальных компоновочных решений; поиск оптимальных форм деталей; использование композиционных материалов, имеющие лучшими показателями жесткости и прочности при малой плотности.

Для грузовых автомобилей предпочтительным решением, способствующим снижению веса в несколько раз, является размещение кабины над двигателем.

Использование легированных и низколегированных сталей, а также алюминия при производстве автомобилей способствует значительному снижению веса автомобилей. В настоящее время рассматриваются изготовления деталей автомобилей из легких металлов, таких как магний и титан.

При использовании пластмасс вес автомобиля значительно снижается. Помимо снижения веса автомобиля, обеспечивается сокращение трудоемких деталей и снижение теплопроводности, повышение их коррозионной стойкости и т. д.

Экономичность топлива может быть снижена при оптимальном выборе чисел передач трансмиссии. Увеличение числа коробок передач является общим направлением, способствующим выбору передачи, наиболее отвечающим требованиям топливной экономичности в условиях эксплуатации. Например, сейчас зачастую устанавливают 5-ступенчатые коробки передач на легковых автомобилях малого класса, а на грузовых автомобилях вплоть до 24.

Экспериментально доказано, что уменьшение сопротивления качению шин на 10% экономит экономию топлива в среднем до 3%.

Экспериментально доказано, что снижение аэродинамического сопротивления кузова автомобиля на 2% экономит топливо на 1%. Форма кузова менял-

ся на протяжении всей истории автомобилестроения и продолжает меняться, становясь все более обтекаемым и округлым, и лишаясь выступающих деталей.

Снижение аэродинамического сопротивления грузовых автомобилей стало уделяться только в последние годы. Это имеет особое значение для автомобилей, совершающих междугородные перевозки и движущихся с большой средней скоростью. Для улучшения сцепления между кабиной и полуприцепом (фургоном) крепятся пластмассовые стяжки. Параллельно пытаются придать кузовам округлую форму. Такие меры позволяют снизить расход топлива примерно на 10% на скоростях 70 ... 80 км / ч.

Так как масса кузова составляет значительную часть от общей массы автомобиля, снижение массы кузова является первостепенной задачей для экономии топлива. Данная цель достигается заменой некоторых деталей кузова пластмассой, масса которой минимум 2 раза легче, чем детали изготовленные из стали.

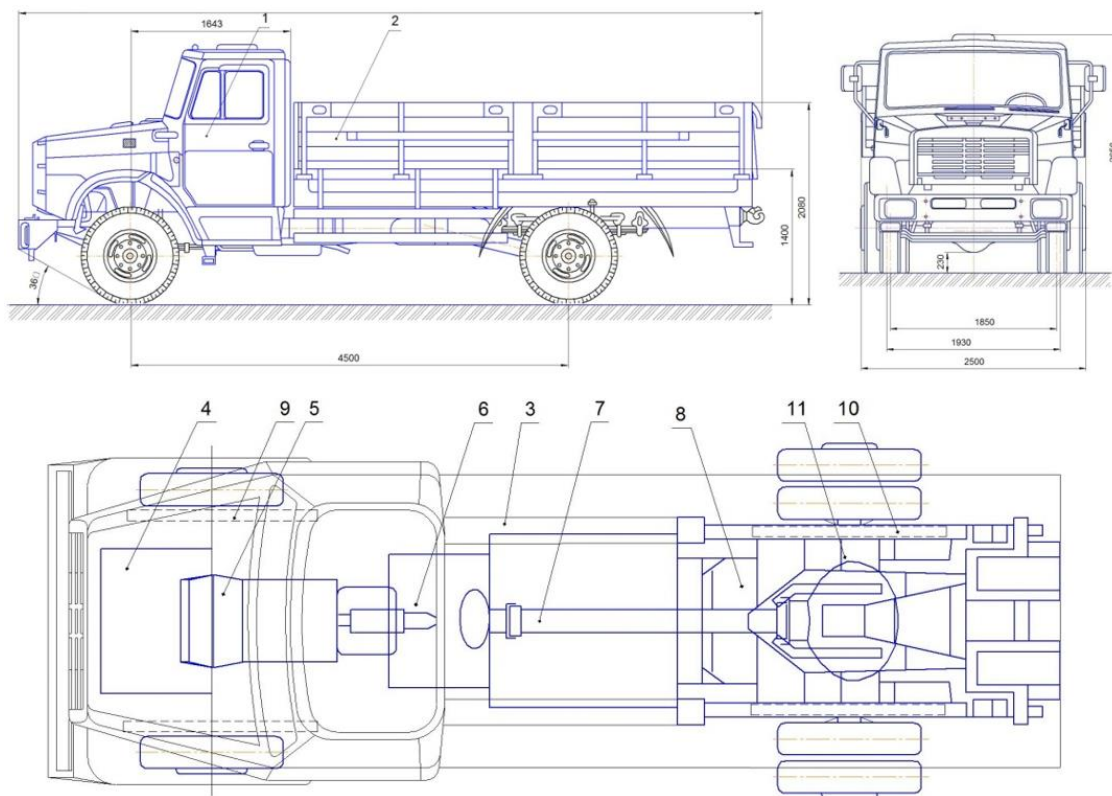


Рисунок 1 - Схема грузового автомобиля ЗИЛ-433360

## 1.2 Технические характеристики автомобиля ЗИЛ-433360

|                                                                                      |                               |
|--------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|
| Колесная формула .....                                                               | 4x2                           |
| Грузоподъемность, кг .....                                                           | 6000                          |
| Полная масса автомобиля, кг .....                                                    | 11000                         |
| Нагрузка на дорогу через шины:                                                       |                               |
| передних колес, кг .....                                                             | 3000                          |
| задних колес, кг .....                                                               | 8000                          |
| Максимальная скорость, км/ч .....                                                    | 90                            |
| Двигатель .....                                                                      | ЗИЛ-508.10                    |
| Максимальная мощность, кВт .....                                                     | 110                           |
| Частота вращения коленчатого вала на<br>максимальной мощности, об/мин .....          | 3200                          |
| Максимальный вращающий момент, Н*м .....                                             | 402                           |
| Частота вращения коленчатого вала при<br>максимальном крутящем моменте, об/мин ..... | 1900                          |
| Коробка передач .....                                                                | 5-ступенчатая<br>механическая |
| Шина .....                                                                           | 260R 508                      |
| Контрольный расход топлива при 50 км/ч, л/100 км...                                  | 33                            |

## 1.3 Назначение и виды тормозных систем

Тормозная система – это устройство, служащее для остановки и понижения скорости движения транспортной техники, а также удержание на наклонной поверхности в состоянии покоя.

Автомобильный транспорт оснащен рабочей, стояночной, запасной, и вспомогательной тормозными системами. Для экономии топлива и повышения средней скорости автомобиля, использование тормозов повышенной надежности является определяющим фактором. Зачастую в автомобилях применяются рабочие и стояночные тормозные системы.

В грузовых автомобилях и автобусов широко используются барабанно-колодочные тормоза, а в легковых дисковые тормоза на передних колесах и барабанные тормоза на задних.

Для регулирования скорости движения и остановки автомобиля используется рабочая тормозная система, включающая с помощью нажатой педали тормоза под ногами водителя и передающая на все четыре колеса приводная сила. На активацию тормозных механизмов необходимо прилагать большие усилия на педаль тормоза, и данная проблема решается внедрением вакуумного или пневматического усилителя тормозов. Вакуумный (пневматический) усилитель тормозов увеличивает усилие передаваемого от педали тормоза к главному тормозному цилиндру в несколько раз и тем самым облегчает управление

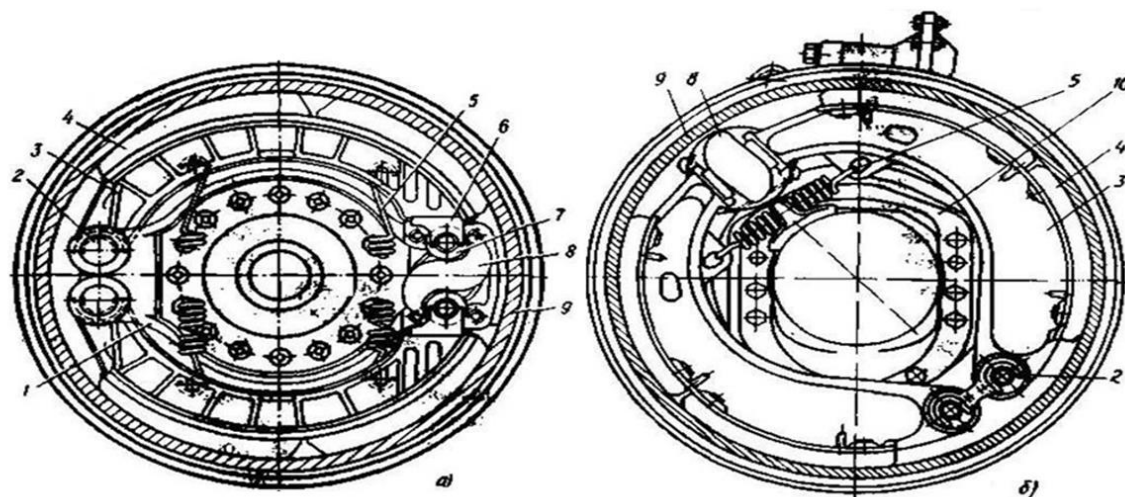
автомобилем. Главный тормозной цилиндр перераспределяет преобразованное усилие в давление рабочей жидкости по контурам, которые поступают в рабочие тормозные цилиндры тормозных механизмов. Контур в неисправном состоянии (разгерметизация, утечка) представляет опасность для водителя, и поэтому для избежания таких непредвиденных случаев в тормозном гидроприводе контуры komponуются диагонально или параллельно, тем самым разделяя тормозную систему на рабочую и на запасную.

В случае частичной неисправности рабочей тормозной системы или ее полного отказа срабатывает запасная тормозная система.

Постоянное удержание автомобиля в состоянии покоя на наклонной поверхности, а также аварийное торможение в случае выхода из строя рабочей и запасной тормозной системы оснащают стояночной тормозной системы с механическим приводом. Стояночная тормозная система активируется рычагом (педалью), передающая усилие к тормозным механизмам задних колес благодаря тросам.

В продолжительном спуске транспортное средство может набрать значительную небезопасную для водителя скорость движения, следовательно приходится многократно использовать рабочую тормозную систему для сбавления и поддержания скорости движения. Такие меры пагубно влияет на рабочую тормозную систему: износ, снижение тормозной эффективности, повышение температуры и снижение срока службы тормозных накладок. Решением данной проблемы является внедрение вспомогательной тормозной системы. Бывают трех видов: моторный тормоз, гидравлический и электрический тормоз-замедлители. Чаще всего распространен моторный тормоз, представляющий двигатель с устройствами прекращения подачи топлива в цилиндр и закрытием выпускного трубопровода. Применяются вспомогательные тормозные системы в грузовых автомобилях и автопоездов.

Процесс торможения в барабанном тормозном механизме происходит в результате соприкосновения барабана с фрикционной накладкой тормозной колодки. Фрикционная накладка в процессе эксплуатации изнашивается и теряет первоначальный размер толщины, а следовательно ухудшается надежность и эффективность тормозного механизма. Для предотвращения этого применяется автоматический механизм регулировки зазоров между барабаном и фрикционной накладкой, крайне редко регулятор зазоров ручным методом. На рисунке 2 показан барабанно-колодочный тормозной механизм грузового автомобиля ЗИЛ-4331.



1 — разжимной кулак; 2 — рычаг; 3 — накладка; 4 — диск; 5 — тормозная камера; 6 — тормозной барабан; 7 — пальцы; 8 — пружина; 9 — колодка.  
 1 - суппорт; 2 - колодочная ось; 3 - колодка; 4 - фрикционный элемент; 5 - пружина для стягивания; 6 - роликовая опора; 7 - ролик; 8 - разжимной кулак; 9 - барабанный механизм; 10 - маслоотражатель.

Рисунок 2 - Тормозные механизмы грузового автомобиля ЗИЛ-4331 (а) — для задних колес, (б) — для передних колес

#### 1.4 Требования к тормозной системе

К системе управления тормозами предъявляются высокие требования. Система управления торможением должна обеспечивать постоянную безопасность движения. Торможение должно быть надежным для автомобиля в любое время и в любых дорожных условиях, а тормозной путь должен быть минимальным (т.е. расстояние, которое проезжает автомобиль во время торможения). Срабатывание тормоза не должно приводить к потере устойчивости автомобиля.

Система управления тормозом всегда должна работать исправно. Если один из элементов системы управления тормозом выходит из строя, система управления тормозом автомобиля должна оставаться в рабочем состоянии. Если система управления тормозом полностью выйдет из строя, это может привести к аварии.

Тормозной механизм должен: не пропускать грязь и жидкость в трущиеся детали (барабан с фрикционной накладкой тормозной колодки), приводящие к вибрацию и неприятным запахам; эффективно рассеивать выработанное во время торможения тепло, иначе это приводит к деформации детали; сохранять стабильность в условиях изменяющейся внешней среды; стоить дешево в ремонте и в тех. обслуживании.

## 2 Литературно-патентный обзор. Оценка различных конструкций тормозной системы

### 2.1 Устройство автоматической регулировки зазора барабанного тормоза и привода стояночного тормоза

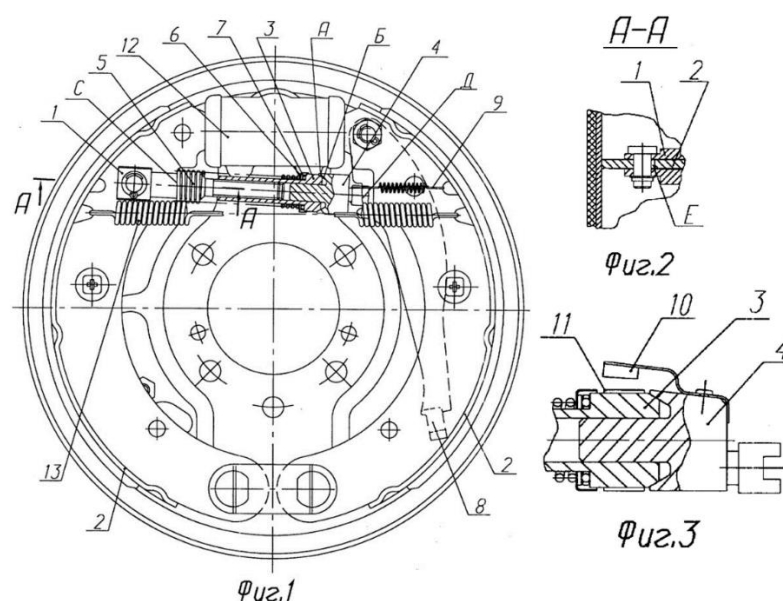
**Класс МПК:** F16D 65/52;

**Номер патента №:** 2118725;

**Авторы:** Цырлин В. М., Яржемский Д. М., Летавин А. А.;

**Владелец патента:** ОАО "ГАЗ";

**Дата публикации:** 10.09.1998.



1 – толкатель; 2 – колодка; 3 – регулировочная втулка; 4 – корпус; А, Б, С, Д – поверхность; 5 – пружина; 6 – шайба; 7 – упорный подшипник; 8 – приводной рычаг; 9 – пружина; 10 – биметаллическая пластина; 11 – зубья; 12 – колесный цилиндр; 13 – стяжная пружина; Е – осевой зазор

Рисунок 3 - на фиг. 1 показан общий вид тормоза с устройством автоматической регулировки зазора; на фиг. 2 - разрез А-А на фиг. 1; на фиг. 3 - устройство блокировки при высоких температурах.

Данное изобретение отличается от остальных устройств автоматической регулировки зазора тем, что механизм регулировки имеет легкоскручивающуюся резьбу, которая плавно регулирует размер зазора и конструктивно более надежна по сравнению со ступенчатой регулировкой, требующая увеличенного зазора между барабаном и колодкой.

Принцип работы данного устройства заключается в следующем: в случае возникновения зазора между поверхностями втулки и корпуса в результате износа между барабаном и фрикционной накладкой пружина вращает втулку вокруг своей оси через подшипник до касания поверхностей втулки и корпуса. Когда торможение прекращается стяжная пружина перемещает колодки в ис-

ходное положение с учетом суммарного зазора (E), поскольку обратное вращение втулки вокруг своей оси заблокирован касанием поверхностей втулки и корпуса, возникшее в результате из-за износа между барабаном и фрикционной накладкой. В случае, когда возникает необходимость в экстренном торможении данное устройство оснащена биметаллической пластиной со свойством эффекта памяти. Биметаллическая пластина срабатывает в том случае, если выделяется избыточное количество тепла при экстренном торможении, останавливая вращение втулки, зацепляя ее зубья, и тем самым останавливая образование зазора между поверхностями втулки и корпуса. Как только пластина остывает, она возвращается в исходное положение, отцепляя зубья втулки и продолжая образованию зазора между поверхностями втулки и корпуса.

## **2.2 Барабанный тормозной механизм**

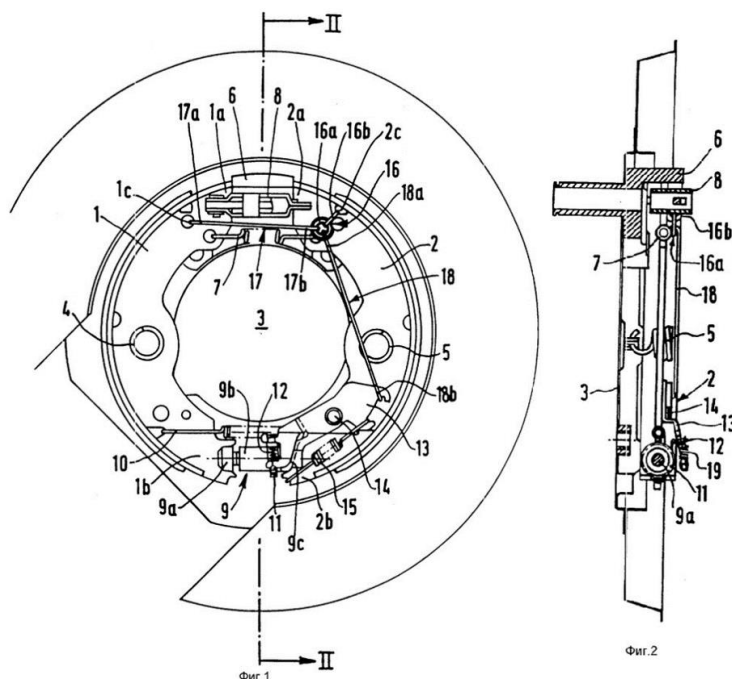
**Класс МПК:** F16D 65/56;

**Номер патента №:** 2104421;

**Автор:** Жан Шарль Малинь[FR];

**Владелец патента:** Алльедсиньяль Эроп Сервис Текник (FR);

**Дата публикации:** 10.02.1998.



1,2 – тормозные колодки; 1с – опорная точка; 1а,2а – первые концы тормозных колодок; 1б,2б – вторые концы тормозных колодок; 2с – точка; 3 – тормозной щит; 4,5 – пружины; 6 – опора; 7 – пружина; 8 – механическое разжимное устройство; 9 – регулировочный механизм; 9а – винт; 9б – гайка; 9с – концевой отрезок; 10 – пружина; 11 – зубчатое колесо; 12 – храповый механизм; 13 – баланси́р; 14 – ось; 15 – пружина; 16 – рычаг; 16а – кольцо; 16б – крюк; 17,18 – первая и вторая тяги; 17а – первый конец первой тяги; 17б – второй конец первой тяги; 18а – первый конец второй тяги; 18б – второй конец второй тяги;

Рисунок 4 - на фиг. 1 дано предлагаемое устройство, вид спереди; на фиг. 2 - изображение в разрезе этого же устройства, выполненное по линии II-II на фиг. 1.

Особенностью данного изобретения является рычажной и храповый механизмы, связанные с двумя тягами, служащие для автоматической регулировки зазора, путем раздвигания двух колодок. в их вторых концах регулировочным механизмом. Такая конструкция позволяет расширить ее применение в вспомогательных тормозных механизмах барабанного типа, в частности типы с ручным приводом смонтированные внутри дискового тормоза.

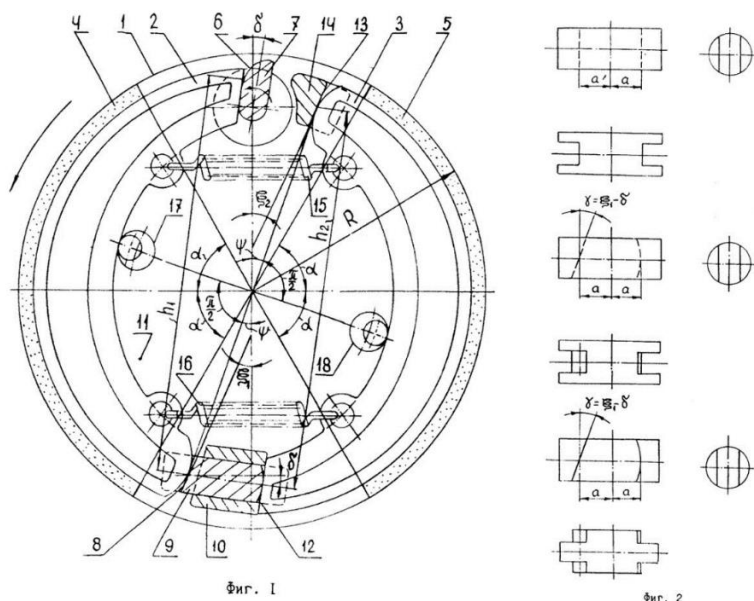
Работу данного устройства можно описать следующим образом: рабочий тормозной цилиндр раздвигает колодки в направлении к барабану. Две тяги, связанные с колодками и кольцом, придают вращение балансира вокруг своей оси против часовой стрелки. Пружина сдвигает храповик, давя на зубчатое колесо, которое связано с винтом и гайкой. Гайка вращается в том случае, если усилие пружин не превышает усилие храповика на зубчатое колесо. Из-за вращения гайки происходит разведение колодок и уменьшение размера зазора между колодкой и барабаном, вызванное износом фрикционных накладок.

## 2.3 Барабанный тормоз с серводействием

Класс МПК: F16D 65/02;

Номер патента №: 2006713;

**Авторы:** Мамити Г.И., Кленицкий В.В., Захарин В.С.;  
**Владелец патента:** Мамити Герас Ильич;  
**Дата публикации:** 30.01.1994.



1 – внутри барабана; 2,3 – самоустанавливающиеся колодки; 4,5 – фрикционные накладки; 6, 8,12,13 – рабочая поверхность; 7 – разжимной механизм; 9 – стержень; 10 – направляющая; 11 – тормозной щит; 14 – опора; 15, 16 – пружины; 17,18 – эксцентрики

Рисунок 5 - на фиг. 1 изображен предлагаемый барабан;  
на фиг. 2 - варианты исполнения концов стержня с прорезями (а) и выступами (б).

Это изобретение применимо в транспортных техниках где необходимо использование тормоза с низкой приводной силой.

Преимущество данной конструкции заключается в том, что износ накладок симметрична по ее длине с небольшим усилием привода.

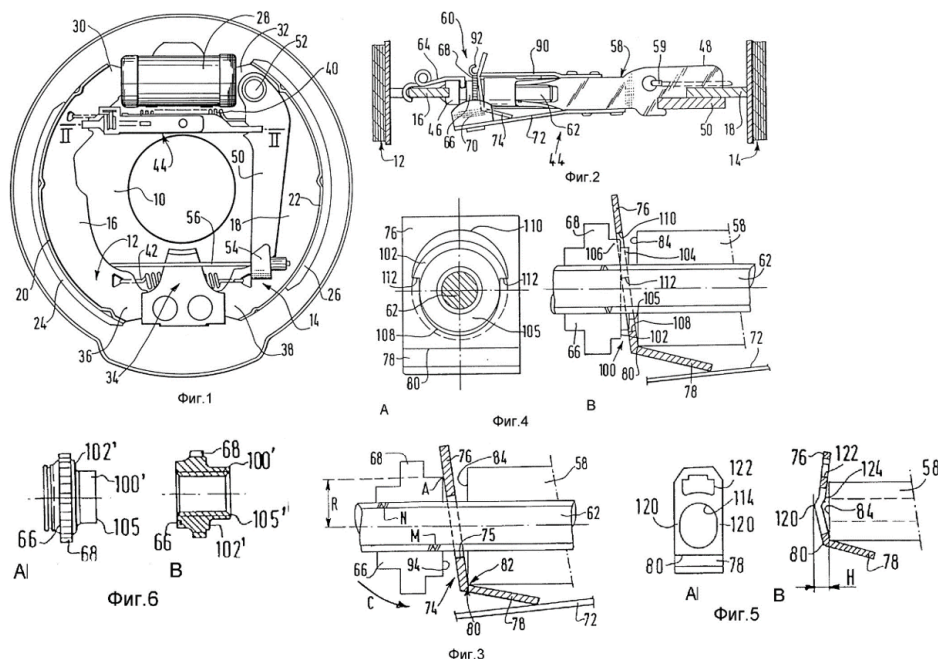
Работает данное изобретение следующим образом: вращающееся вокруг своей оси разжимной кулак приводит в действие первую колодку, соприкасаясь фрикционной накладкой к барабану. Первая колодка в результате взаимодействия с барабаном приводит в действия также и стержень, который перемещаясь воздействует на вторую колодку, который в свою очередь прижимается к барабану и перемещает опору. Зазор между колодкой и барабаном регулируется с помощью положениями пальцев эксцентриков.

## 2.4 Автоматический регулирующий разжим для барабанного тормоза

**Класс МПК:** F16D 65/56;  
**Номер патента №:** 2126504;  
**Авторы:** Даниэль Ле Муань (FR), Серж Тампестини (FR);  
**Владелец патента:** Алльедсиньяль Эроп Сервис Текник (FR);  
**Дата публикации:** 20.02.1999.

Еще одна разновидность автоматического регулировочного разжимного устройства особенностью которого является предотвращение паразитной нагрузки в области рычага и системе винт-гайка.

Принцип работы данного изобретения заключается в следующем: до включения режима торможения в распорном элементе гайка давит на рычаг так, что первое плечо рычага направляется к корпусной детали, а второе плечо направлена на гибкую полосу, сопровождаясь с расцеплением зубчика гайки и собачки. Когда срабатывает торможение тормозные накладки колодок соприкасаются к барабану. В процессе торможения корпусная деталь и система винт-гайки расходятся в противоположном горизонтальном направлении, в котором гибкая полоска вызывает вращение вокруг своей оси рычаг на втором плече и движение собачки к зубчикам. В случае, когда возникает износ тормозных накладок, корпусная деталь и система винт-гайки расходятся суммарно с размером износа, вовлекая собачку на поворот гайки в своей оси относительно винта и раздвигая первый конец распорки от гайки. Как только прекращается процесс торможения, стяжная пружина, возвращая колодки в исходное нерабочее положение, обратный поворот гайки вокруг своей оси останавливается из-за трения рычага в области первого рычага и гайки. Таким образом, длина распорного элемента увеличился на размер зазора между колодками и барабаном, скомпенсировав износ.



10 – опорная пластина; 12, 14 – тормозные колодки; 16, 18 – плоские перемычки; 20, 22 – дугообразные ободы; 24, 26 – фрикционные накладки; 28 – колесный цилиндр; 30, 32 – концы колодок; 34 – крепежный блок; 36, 38 – противоположные концы колодок; 40, 42 – растяжные пружины; 44 – распорка; 46, 48 – концы распорки; 50 – рычаг ручного привода колодок; 52 – ось рычага; 54 – свободный конец рычага; 56 – тросик; 58 – корпусная деталь распорки; 59 – пружина распорки; 60 – система винт-гайка; 62, 64 – винт и пружина; 66 – гайка; 68 – зубчик гайки; 70 – собачка; 72 – свободная гибкая полость; 74 – рычаг; 75 – отверстие; 76 – первое плечо рычага; 78 – второе плечо рычага; 80 – вершина; 82 – кромка; 84 – плоская торцевая поверхность; 90 – биметаллическая полоска; 92 – другой конец бимет. полоски; 94 – периферийная поверхность; 100 – цилиндрическая часть; 100' – бесступенчатая цилиндрическая часть; 102, 102' – буртик; 104 – цилиндрическая поверхность; 105, 105' – плоская круглая поверхность; 106 – промежуточная часть; 108, 110 – первый и второй полукруглый контур; 112 – буртики; 114 – продолговатое отверстие; 120 – две вершины плеча рычага; 122 – дополнительное отверстие; 124 – вторая неровность

Рисунок 6 - на фиг. 1 изображен барабанный тормоз традиционной конструкции; на фиг. 2 изображена распорка в разрезе II-II на фиг. 1; на фиг. 3, 4 – изображен рычаг распорки и ее вид слева; на фиг. 5, 6 – детально изображена гайка распорки

## 2.5 Барабанный тормоз с механизмом автоматической регулировки зазора и устройством для его избирательного отключения и блокировки

**Класс МПК:** F16D 65/56;

**Номер патента №:** 2221174;

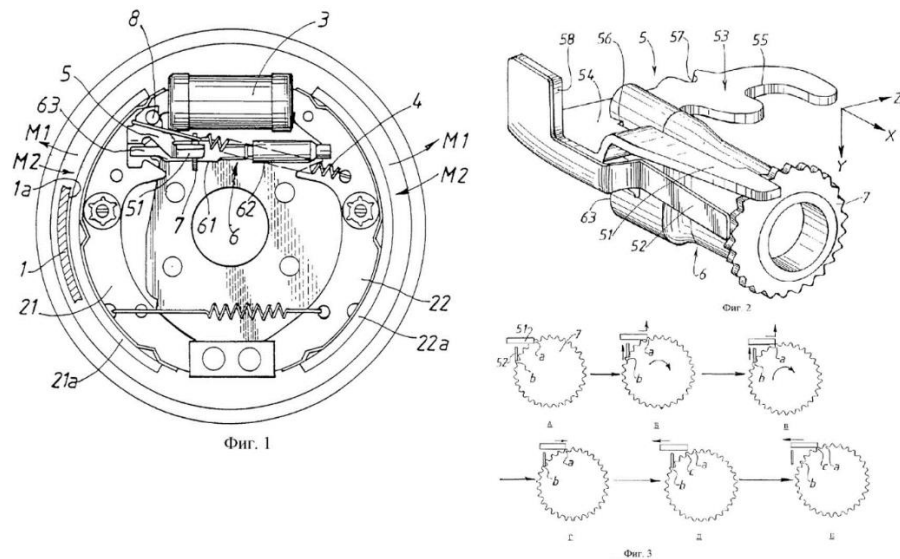
**Автор:** Дююи Венсан (FR);

**Владелец патента:** Бош Систем Де Френаж (FR);

**Дата публикации:** 10.01.2004.

Назначение и принцип работы схож с представленными выше патентов: в данном изобретении роль автоматического регулирующего механизма отведено распорному элементу, состоящий из резьбовых элементов и соединенные по

типу винт-гайка, рычага с регулирующей пластиной и механизма блокировки и отключения регулировки зазора пластины. В процессе торможения рычаг с пластиной поворачивается вокруг оси в одном направлении, а после прекращения торможения в другом направлении. Компенсируется износ благодаря удлинению распорного элемента, с помощью отвинчивания гайки и винта зубчатым колесом. В данном изобретении предусмотрено ограничение регулировки зазора в случае экстренного торможения, сопровождающееся увеличением температуры и пагубно влияющее на конструкцию механизма. На рычаге имеется биметаллическая пластина, которая реагирует на повышение температуры блокировкой вращения зубчатого колеса.



1 – барабан; 1а – внутренняя поверхность барабана; 3 – гидроцилиндр;  
4 – пружина; 5 – качающий рычаг; 6 – распорный элемент; 7 – зубчатое колесо;  
8 – ось; 21, 22 – колодки; 21а, 22а – фрикционные накладки, М1 – направление от оси тормоза; М2 – направление к оси тормоза; 51 – регулирующая пластина;  
52 – отключающий и блокирующий механизм регулировки зазора пластины;  
53 – плечо рычага; 54 – общее основание рычага; 55 – конец рычага; 56 – конец распорного элемента; 57 – средняя точка; 61, 62 – элемент резьбы;  
63 – конец распорного элемента; вид 3а - тормоз с нераздвинутыми колодками;  
вид 3б - тормоз с раздвинутыми колодками; вид 3в - тормоз с раздвинутыми колодками;  
вид 3г - тормоз с раздвинутыми колодками; вид 3д - тормоз с нераздвинутыми колодками;  
вид 3е - тормоз с нераздвинутыми колодками

Рисунок 7 - на фиг. 1 - упрощенный вид спереди описанного в упомянутом выше патенте барабанного тормоза, в котором может быть использовано настоящее изобретение; на фиг. 2 - изображение в аксонометрии части распорного элемента предлагаемого в изобретении тормоза, конструктивное решение которого отличает такой тормоз от известного тормоза по фиг. 1; на фиг. 3, состоящей из отдельных видов 3А-3Е, - схемы, иллюстрирующие различные рабочие положения отдельных деталей предлагаемого в изобретении тормоза.

## 2.6 Разжимной кулак барабанно-колодочного тормоза

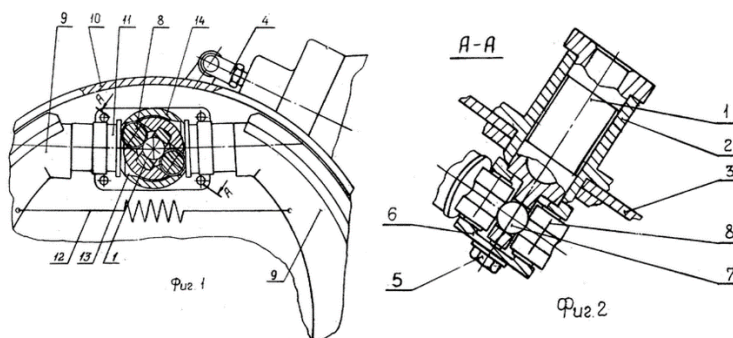
**Класс МПК:** F16D 65/22;

**Номер патента:** 225554;

**Автор:** Валунский Е. Д.;

**Владелец патента:** [не указана];

**Дата публикации:** 28.09.2006.



1 – вал разжимного кулака; 2 – втулка; 3 – опорный тормозной диск;  
4 – шток тормозной камеры; 5 – болты; 6 – стакан; 7 – шарик; 8 – ролики;  
9 – тормозные колодки; 10 – барабан; 11 – механизмы изменения зазора;  
12 – пружины; 13 – скосы; 14 – неподвижная обойма

Рисунок 8 – на фиг.1 схематически изображен разжимной кулак, поперечный разрез; на фиг.2 – разрез А-А на фиг.1.

Изобретение отличается от всех остальных вышеперечисленных патентов тем, что обладает надежностью, долговечностью и простотой конструкции. Достигается это тем, что разжимное устройство кулачкового типа состоит из роликов с кольцевыми радиальными канавками и шариком, который расположен в центре между этими роликами и контактирующий с поверхностями канавок.

Работает данное изобретение следующим образом: при торможении ролики с канавками разжимного кулака воздействуют на колодки вплоть до соприкосновения фрикционной накладкой с барабаном. Ролики передают шарiku реакции сил, передающиеся из-за взаимодействия барабана с колодками. Ролики с шариком имеют возможность свободно перемещаться в канале, ограничиваясь концом вала. Ролики с шариком перераспределяют тормозные усилия между колодками с возможностью перемещения в канале, по мере износа и возникновения зазоров.

Подводя итоги, руководствуясь простотой конструкции и упрощением обслуживания при эксплуатации, наилучшим выбором для модернизации тормозной системы грузового автомобиля будет разжимной кулак барабанно-колодочного тормоза.

### 3 Расчет тормозной системы

#### 3.1 Расчет барабанного тормозного механизма

В соответствии с ГОСТ 22895-77 выполняется расчёт параметров тормозной системы грузового автомобиля категории N<sub>2</sub>, в котором основным нормативным параметром эффективности тормозной системы является установившееся замедление данного автомобиля  $j_{уст} = 5,5 \text{ м/с}^2$ .

В первую очередь необходимо рассчитать среднее замедление  $j_{ср}$ ,  $\text{м/с}^2$  для расчета тормозной системы.

где,  $t$  - время срабатывания тормозной системы, в среднем для пневматического привода  $t_1=t_2=0,6 \text{ с}$ ;

$v_{max}$  – максимальная скорость данного гр. автомобиля, примем  $v_{max} = 90 \text{ км/ч} = 25 \text{ м/с}$ ;

$j_{нач}$  – начальная скорость при торможении, примем  $j_{нач} = 50 \text{ км/ч} = 13,8 \text{ м/с}$ .

$$j_{ср} = j_{уст} \frac{2j_{нач}}{v_{max}}, \quad (1)$$

$$j_{ср} = 5,5 \frac{2 \cdot 13,8}{25} = 6,072 \text{ м/с}^2.$$

Рассчитаем тормозной путь  $S_T$ , м и время торможения  $t_T$ , с:

$$S_T = 3,6k_T v_{max} + \frac{v_{max}^2}{j_{уст}} 0,5. \quad (2)$$

где,  $k_T$  - коэффициент, определяющий время срабатывания тормозной системы, примем  $k_T = 0,15$ .

$$S_T = 3,6 \cdot 0,15 \cdot 25 + \frac{25^2}{5,5} \cdot 0,5 = 70,32 \text{ м}.$$

$$t_T = \sqrt{\frac{2S_T}{j_{ср}}}, \quad (3)$$

$$t_T = \sqrt{\frac{2 \cdot 70,32}{6,072}} = 4,81 \text{ с}.$$

Определим коэффициенты распределения тормозных сил по осям  $\beta_1$  и  $\beta_2$ :

$$a = \frac{G_2}{G_a} L, \quad (4)$$

$$b = \frac{G_1}{G_a} L = L - a. \quad (5)$$

где  $a, b$  – координаты центра тяжести грузового автомобиля, мм;  
 $L$  – база автомобиля,  $L = 4500$  мм;  
 $m_1$  – нагрузка на переднюю ось,  $m_1 = 3000$  кг;  
 $m_2$  – нагрузка на заднюю ось,  $m_2 = 8000$  кг;  
 $G_1$  – вес на переднюю ось,  $G_1 = 3000 \cdot 9,81 = 29430$  Н;  
 $G_2$  – вес на заднюю ось,  $G_2 = 8000 \cdot 9,81 = 78480$  Н;  
 $G_a$  – вес автомобиля,  $G_a = 11000 \cdot 9,81 = 107\,910$  Н.

$$a = \frac{78480 \cdot 9,81}{107\,910 \cdot 9,81} \cdot 4,5 \approx 3,27 \text{ м},$$

$$b = L - a, \quad (6)$$

$$b = 4,5 - 3,27 = 1,23 \text{ м},$$

коэффициент распределения для передней оси:

$$\beta_1 = \frac{b + 0,5h}{L}, \quad (7)$$

где  $h$  – координата центра тяжести по высоте ( $h = 1,1$  м для грузового автомобиля), м.

$$\beta_1 = \frac{1,23 + 0,5 \cdot 1,1}{4,5} = 0,4,$$

коэффициент распределения для задней оси:

$$\beta_2 = 1 - \beta_1, \quad (8)$$

$$\beta_2 = 1 - \beta_1 = 1 - 0,4 = 0,6,$$

Вычислим работу сил трения в тормозных механизмах оси  $W_{Ti}$ :

$$W_{Ti} = \frac{M_{\Gamma} \vartheta_{max}}{2n_T} \beta_i, \quad (9)$$

где,  $m_a$  – полная масса гр. автомобиля,  $m_a = 11000$  кг;

$m_z$  – грузоподъемность гр. автомобиля,  $m_z = 6000$  кг;  
 $m_0 = m_a - m_z$  – собственная масса гр. автомобиля,  $m_0 = 5000$  кг;  
 $v_a$  – максимальная скорость гр. автомобиля, м/с;  
 $n_T$  – количество тормозных механизмов,  $n_T = 4$ .

$$W_{T1} = \frac{6000 \cdot 25}{2 \cdot 4} \cdot 0,4 = 7500 \text{ Дж},$$

$$W_{T2} = \frac{6000 \cdot 25}{2 \cdot 4} \cdot 0,6 = 11250 \text{ Дж},$$

Выясним суммарную площадь тормозных накладок тормозного механизма:

$$A_k = \frac{W_{Ti}}{t_T N_{TP}}, \quad (10)$$

где,  $N_{TP}$  – удельная допустимая мощность трения фрикционного материала, примем  $N_{TP} = 150 \text{ Вт/см}^2 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ .

$$A_{K1} = \frac{7500}{4,81 \cdot 1,5 \cdot 10^6} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 10 \text{ см}^2,$$

$$A_{K2} = \frac{11250}{4,81 \cdot 1,5 \cdot 10^6} = 15,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 15,6 \text{ см}^2.$$

### 3.2 Определение усилия на педали тормоза с классическим и новым кулачковым разжимным устройством

Усилие на тормозной педали определяется по формуле:

$$P_n = \frac{\pi \cdot d_{\Gamma}^2 \cdot P_0}{4 \cdot \eta_n \cdot i_n}, \quad (11)$$

где,  $\eta_n$  – КПД классического кулачкового привода имеет низкий коэффициент в пределах 0,6 ... 0,8, примем  $\eta_n = 0,64$ , КПД нового кулачкового привода имеет коэффициент в пределах 0,75 ... 0,9, примем  $\eta_n = 0,82$ ;

$i_n = 5$  – число передач педали привода;

$d_{\Gamma} = 131$  мм – диаметр главного цилиндра;

$P_0$  – давление в тормозной системы, МПа.

Из формула (11) в первую очередь определим давление тормозной системы:

$$P_0 = \frac{P_1}{\pi \cdot r_k^2}. \quad (12)$$

где,  $r_k$  - средний радиус кулачка,  $r_k = 38$  мм.

На передней и задней оси тормозные моменты рассчитываются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{r1} &= R_{z1} \cdot \varphi \cdot r_k, \\ M_{r2} &= R_{z2} \cdot \varphi \cdot r_k. \end{aligned} \quad (13)$$

где,  $R_{z1,2}$  – нормальные реакции дороги, действующие на передней и задней осях, Н;

$\varphi$  – коэффициент сцепления.

Определим нормальные реакции при торможении на передней и задней осях:

$$\begin{aligned} R_{z1} &= \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left[ b + h_g \cdot \frac{a_n}{g} \right], \\ R_{z2} &= \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left[ b - h_g \cdot \frac{a_n}{g} \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

где,  $m_a$  – полная масса гр. автомобиля, Н;

$a_n$  - замедление гр. автомобиля, м/с<sup>2</sup>;

$a, b, h_g$  – координаты центр масс гр. автомобиля, м;

$L$  – база гр. автомобиля, м.

Таким образом, получаем:

$$R_{z1} = \frac{11000 \cdot 9,81}{4,5} \left[ 1,23 + 1,1 \cdot \frac{5,5}{9,81} \right] = 44284 \text{ Н},$$

$$R_{z2} = \frac{11000 \cdot 9,81}{4,5} \left[ 1,23 - 1,1 \cdot \frac{5,5}{9,81} \right] = 14706 \text{ Н},$$

$$M_{r1} = 44\,284 \cdot 0,7 \cdot 0,14 = 4\,340 \text{ Н},$$

$$M_{r2} = 14\,706 \cdot 0,7 \cdot 0,14 = 1\,441 \text{ Н}.$$

Зависимость тормозного момента  $M_T$  и коэффициента эффективности  $K_\phi$  на передних тормозных механизмах:

$$M_{T1} = 2P \cdot \mu \cdot r_{cp}, \quad (15)$$

$$K_9 = \mu. \quad (16)$$

где,  $\mu$  – коэффициент трения, по умолчанию возьмем  $\mu = 0,35$ ;  
 $r_{cp} = 0,105$  м – средний радиус силы приложенная Р к фрикционной накладке тормозной колодки.

Приводная сила на передних тормозных механизмах вычисляются из тождества:

$$M_{r1} = M_{T1}. \quad (17)$$

выразим из тождества (17) приводную силу:

$$P = \frac{M_{r1}}{2 \cdot \mu \cdot r_{cp}}, \quad (18)$$

$$P_1 = \frac{4\,340}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,105} = 59\,047 \text{ Н}.$$

Поскольку приводные силы у кулачковых разжимных устройств отличаются  $P_1 \neq P_2$ , то для задних тормозных механизмов:

$$M_T = P_2 \cdot r_6 \cdot \left[ \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_6} + \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_6} \right]. \quad (19)$$

где,  $P_2$  – приводная сила на задней оси, Н;  
 $r_6$  – радиус барабана, м;  
 $\mu$  – коэффициент трения;  
 $h$  – расстояние от цилиндра до опоры, м;  
 $k_0$  – коэффициент касательных сил.  
 $a$  – расстояние от опоры до линии действия реакции, м;

Вычислим коэффициент касательных сил из формулы (19):

$$k_0 = \frac{\beta}{2} \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}, \quad (20)$$

где,  $\beta$  – угол обхвата колодки, в радианах.

$$k_0 = \frac{1,91}{2} \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{1,91}{2}\right)} = 1,17.$$

Приводная сила на задних тормозных механизмах вычисляются из тождества:

$$M_{r2} = M_{T2} , \quad (21)$$

из тождества выражаем (22) приводную силу:

$$P_3 = \frac{M_{T2}}{r_6 \cdot \left[ \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_6} + \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_6} \right]} . \quad (22)$$

следовательно:

$$P_2 = \frac{1\,441}{0,11 \cdot \left[ \frac{0,35 \cdot 0,171}{1,17 \cdot 0,0855 - 0,35 \cdot 0,11} + \frac{0,35 \cdot 0,171}{1,17 \cdot 0,35 + 0,35 \cdot 0,11} \right]} = 9\,326\,H.$$

Из формулы (12) рассчитаем давление на передних и задних тормозных механизмах:

$$P_{01} = \frac{4 \cdot 59\,047}{3,14 \cdot 0,038^2} = 52,09\,МПа,$$

$$P_{02} = \frac{4 \cdot 9\,326}{3,14 \cdot 0,038^2} = 8,23\,МПа.$$

Как выяснилось, давление на передних тормозных механизмах больше, чем на задних тормозных механизмах, а значит примем  $P_0 = P_{01} = 52,09\,МПа$ .

Усилие на педали тормоза с классическим и новым кулачковым разжимом составит:

$$P_{n1} = \frac{3,14 \cdot 0,131^2 \cdot 52,09 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,64 \cdot 5} = 21\,928\,H,$$

$$P_{n2} = \frac{3,14 \cdot 0,131^2 \cdot 52,09 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,82 \cdot 5} = 17\,106\,H.$$

Определим  $K_3$  тормозных сил на задних тормозных механизмах, поскольку на передних тормозных механизмах  $K_3$  тормозных сил (17) более линейна:

$$K_3 = \frac{2\mu}{(1-\mu^2)}, \quad (23)$$

$$K_3 = \frac{2 \cdot 0,35}{1 - 0,35^2} = 0,798.$$

Вычислим значения  $K_э$  для различных значений коэффициента трения  $\mu$  по формуле (23) и запишем в таблицу 1. Затем построим график зависимости  $K_э = f(\mu)$ , показанное на рисунке 9.

Таблица 1 - Значения коэффициента эффективности торможения для различных значений коэффициента трения

|       |     |      |      |      |      |       |
|-------|-----|------|------|------|------|-------|
| $\mu$ | 0,1 | 0,2  | 0,3  | 0,4  | 0,5  | 0,6   |
| $K_э$ | 0,2 | 0,42 | 0,66 | 0,95 | 1,33 | 1,875 |

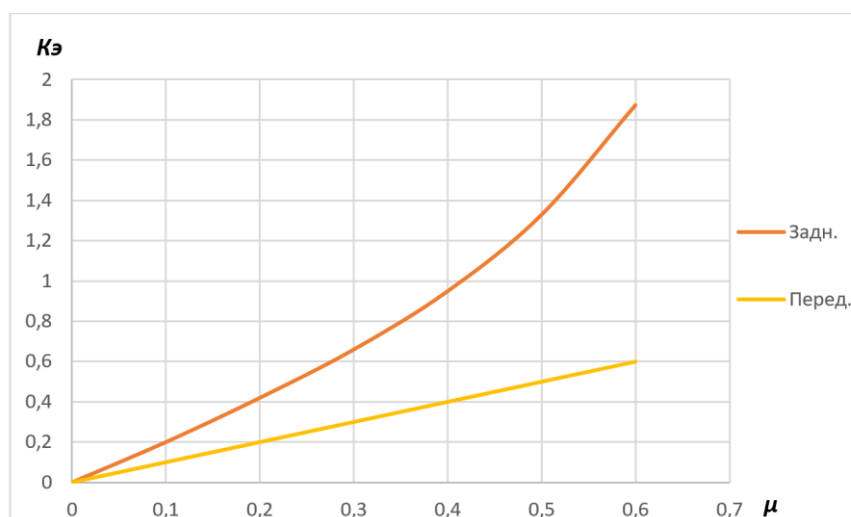


Рисунок 9 - График статистической характеристики  $K_э = f(\mu)$

### 3.3 Определение показателей износостойкости тормозных механизмов

Удельная нагрузка на тормозные накладки вычисляются по формуле:

$$P_{уд} = \frac{m_a \cdot g}{\sum F}. \quad (24)$$

где,  $\sum F$  – суммарная площадь тормозных накладок,  $\text{см}^2$ .

$$\sum F_1 = 10 \text{ см}^2, \quad \sum F_2 = 15,6 \text{ см}^2.$$

Удельная нагрузка на передних тормозных механизмов:

$$P_{уд1} = \frac{11\,000 \cdot 9,81}{10 \cdot 10} = 1\,080 \text{ МПа}.$$

Удельная нагрузка на задних тормозных механизмов:

$$P_{уд2} = \frac{11\,000 \cdot 9,81}{10 \cdot 15,6} = 692 \text{ МПа.}$$

Определим удельную работу трения по формуле:

$$q = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2 \Sigma F}. \quad (25)$$

где,  $v_a$  – скорость груз. автомобиля, примем  $v_a = 60 \text{ км/ч} = 16,67 \text{ м/с}$ ;

$$q_1 = \frac{11\,000 \cdot 16,67^2}{2 \cdot 1080} = 1\,415 \text{ Дж/см}^2,$$

$$q_2 = \frac{11\,000 \cdot 16,67^2}{2 \cdot 692} = 2\,209 \text{ Дж/см}^2.$$

Нагрев тормозного барабана за одно торможение определяется по формуле:

$$t^0 = \frac{m' \cdot v_a^2}{260 \cdot m_b \cdot c \cdot 427}. \quad (26)$$

где,  $m'$  – масса гр. автомобиля, приходящаяся на колесо при торможении, кг;

$m_b$  – масса барабана, кг;

$c$  – удельная теплоемкость чугуна  $c = 0,11 \text{ ккал/(кг·град)}$ .

$$t^0 = \frac{245 \cdot 16,67^2}{260 \cdot 4,5 \cdot 0,11 \cdot 427} = 1,24^\circ.$$

По формулам (25) и (26) рассчитаем значения и заносим в таблицу 2. После этого, построим график зависимости удельной работы трения от начальной скорости торможения показанное на рисунке 10, и график зависимости нагрева тормозного барабана от начальной скорости торможения показанное на рисунке 11.

Таблица 2

| $v_a, \text{ м/с}$ | $q_1, \text{ Дж/см}^2$ | $q_2, \text{ Дж/см}^2$ | $t^0, \text{ С}$ |
|--------------------|------------------------|------------------------|------------------|
| 10                 | 509,26                 | 794,80                 | 0,44             |
| 20                 | 2037,04                | 3179,20                | 1,78             |
| 30                 | 4583,33                | 7153,20                | 4,01             |

|     |          |          |       |
|-----|----------|----------|-------|
| 40  | 8148,15  | 12716,80 | 7,13  |
| 50  | 12731,50 | 19869,90 | 11,14 |
| 60  | 18333,33 | 28612,70 | 16,05 |
| 70  | 24953,70 | 38945,10 | 21,84 |
| 80  | 32592,60 | 50867,10 | 28,53 |
| 90  | 41250,00 | 64378,60 | 36,11 |
| 100 | 50925,92 | 79479,80 | 44,58 |

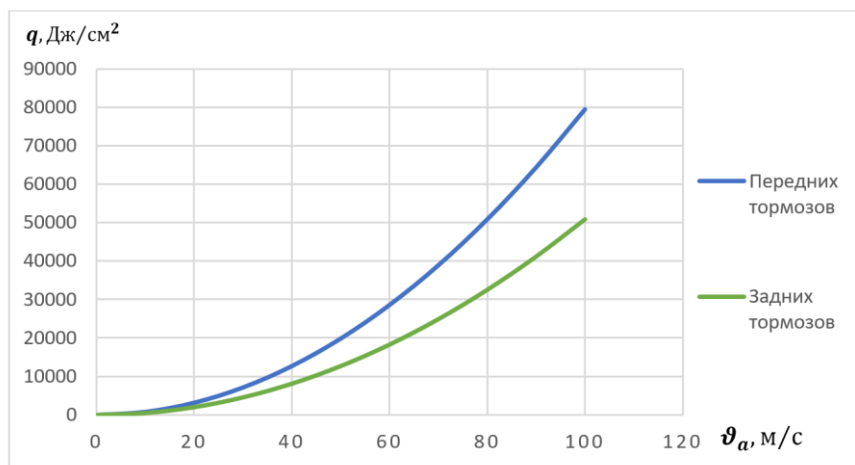


Рисунок 10 - Зависимость удельной работы трения от начальной скорости торможения

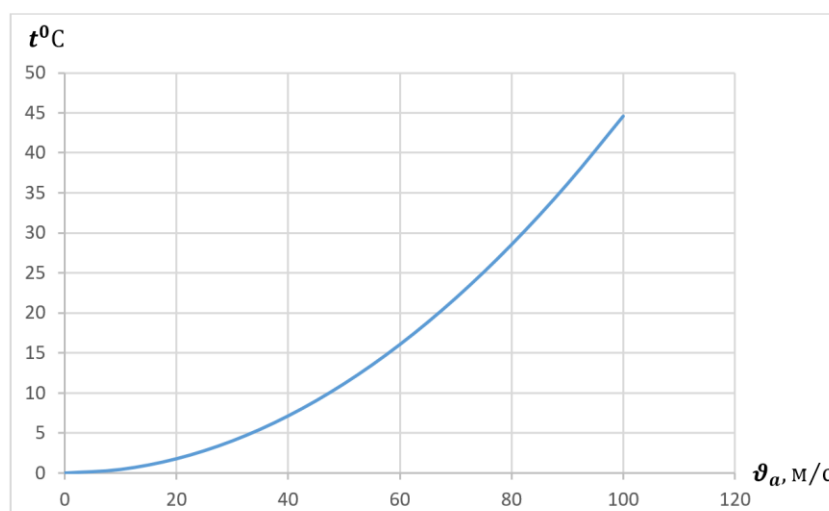


Рисунок 11 - Зависимость температуры нагрева тормозного барабана от начальной скорости торможения.

### 3.4 Определение хода педали

Определим ход педали по формуле:

$$S_n = \frac{A \cdot d_3^2 \cdot \delta_3 + 2d_{\Pi}^2 \cdot \delta_{\Pi}}{d_{\Gamma}^2} \cdot \eta_0 \cdot i_n + S_0. \quad (27)$$

где,  $d_з$  и  $d_п$  – средние диаметры кулачков задних и передних колес, мм;  
 $\delta_з$  и  $\delta_п$  – перемещение колодок при вращении кулачка задних и передних колес, мм;  
 $\eta_o$  – коэффициент, учитывающий объемное расширение привода  $\eta_o = 1,1$ ;  
 $S_o$  – свободный ход педали, принимаем 7 мм;  
 $A$  – число тормозных механизмов, для двухосного груз. автомобиля примем  $A=2$ ;

Записываем вводные данные и вычисляем ход педали:

$$d_з = 76 \text{ мм}; \delta_з = 1,65 \text{ мм}; d_п = 76 \text{ мм}; \delta_п = 1,65 \text{ мм}; d_г = 131 \text{ мм}; \eta_o = 1,1; i_n = 5,$$

$$S_n = \frac{2 \cdot 76^2 \cdot 1,65 + 2 \cdot 76^2 \cdot 1,65}{131^2} \cdot 1,1 \cdot 5 + 7 = 19,2 \text{ мм.}$$

### 3.5 График оптимального распределения тормозных сил по осям

Минимальный тормозной путь груз. автомобиля достигается оптимальным соотношением тормозных сил на колесах передней и задней осей. Реализуется оптимальное соотношение тормозных сил благодаря устройству регулятора тормозных сил.

Определим тормозные силы на осях:

$$P_{T1} = \varphi \cdot G_a \cdot \frac{b + \varphi \cdot h_g}{L}, \quad (28)$$

$$P_{T2} = \varphi \cdot G_a \cdot \frac{a - \varphi \cdot h_g}{L}. \quad (29)$$

Для оптимального распределения тормозных сил согласно формулам (28) и (29) построим график зависимости тормозных сил на осях при различных значениях коэффициента сцепления. Полученные значения заносим в таблицу 3.

Таблица 3

| $\varphi$                              | 0,2    | 0,4    | 0,6     | 0,8     | 1     |
|----------------------------------------|--------|--------|---------|---------|-------|
| для снаряженной массы груз. автомобиля |        |        |         |         |       |
| $P_{T1}$                               | 3161   | 7281,2 | 12360,6 | 18399,2 | 25397 |
| $P_{T2}$                               | 2201,8 | 3444,4 | 3727,8  | 3052    | 1417  |

| для полной массы груз. автомобиля |         |         |         |         |         |
|-----------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $P_{T1}$                          | 6954,2  | 16018,6 | 27193,3 | 40478,2 | 55873,4 |
| $P_{T2}$                          | 4843,96 | 7577,68 | 8201,16 | 6714,4  | 3117,4  |

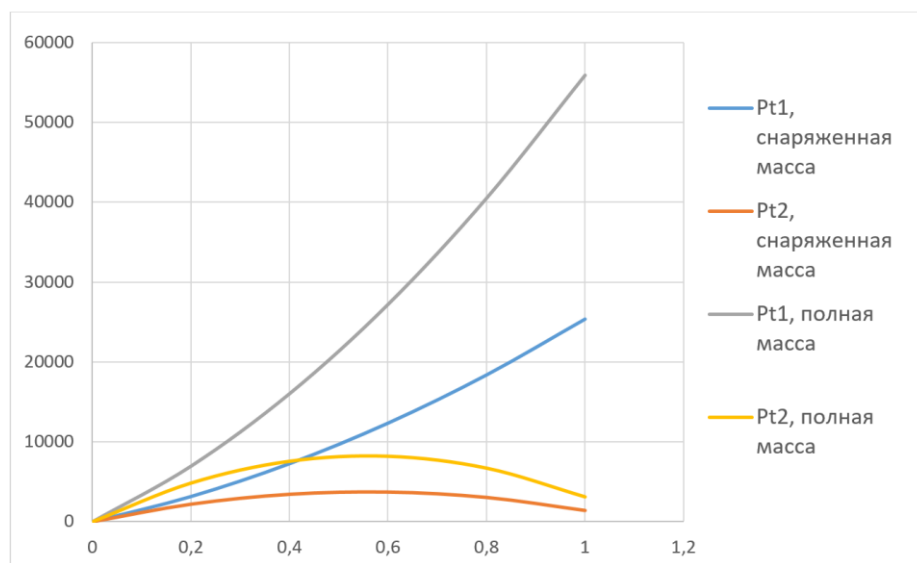


Рисунок 12 - Графики оптимального распределения тормозных сил

### 3.6 Расчет максимально возможного значения тормозного момента

$M_1$ ,  $M_2$  – максимально возможное значение момента трения между передним и задним колесами при одновременном торможении колеса груз. автомобиля.

$$M_1 = \frac{\varphi \cdot r \cdot m \cdot g}{n_1 \cdot L} \cdot (b + \varphi \cdot h),$$

$$M_2 = \frac{\varphi \cdot r \cdot m \cdot g}{n_2 \cdot L} \cdot (a - \varphi \cdot h). \quad (30)$$

где,  $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с дорогой, принимаем для сухого асфальтированного дорожного покрытия  $\varphi = 0,8$ ;

$m_a$  – масса груз. автомобиля,  $m_a = 11000$  кг;

$r$  – радиус качения колеса,  $r = 0,4385$  м;

$a = 3,27$  м,  $b = 1,23$  м,  $h = 1,1$  м - координаты центра масс груз. автомобиля;

$n_1$ ,  $n_2$  – число колес с тормозами;

$L$  – колесная база груз. автомобиля,  $L = 4,5$  м.

$$M_1 = \frac{0,8 \cdot 0,4385 \cdot 11000 \cdot 9,81}{2 \cdot 4,5} \cdot (1,23 + 0,8 \cdot 1,1) = 8\,875 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = \frac{0,8 \cdot 0,4385 \cdot 11000 \cdot 9,81}{2 \cdot 4,5} \cdot (3,27 - 0,8 \cdot 1,1) = 10\,052 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рисунке 13 показаны действия сил на плоской поверхности при торможении гр. автомобиля.

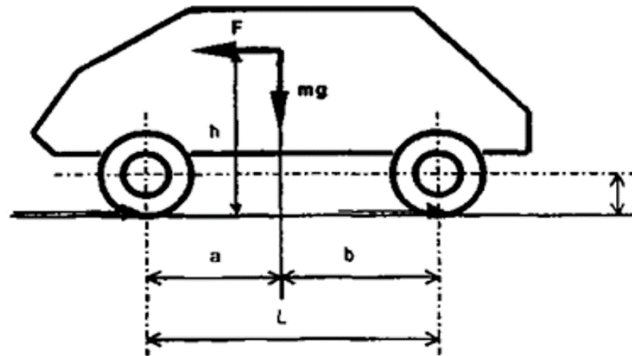


Рисунок 13 - Силы, действующие на автомобиль при торможении на плоской поверхности.

Момент трения на передних колесах меньше, чем на задних колесах.

Благодаря этим расчетам определяется выбор планируемого тормоза гр. автомобиля. Планируемые тормоза обеспечивают максимальное торможение за счет полного сцепления шины и тормозной пути.

### 3.7 Расчет показателей эффективности тормозов

Основными показателями эффективности тормозов является тормозной путь и установившееся замедление. Найдем установившееся замедление, приравняв силу инерции и сумму тормозных сил гр. автомобиля:

$$j = \varphi \cdot g, \quad (31)$$

$$j = \varphi \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848 \text{ м/с}^2.$$

Максимальный путь торможения с начальной скоростью 60 км/ч (16,67 м/с) вычисляют по формуле:

$$S = 0,125 v_0^2 + \frac{v_0^2}{2j}. \quad (32)$$

где,  $S$  – тормозной путь, м;

$v_0$  – начальная скорость торможения, м/с;

$$v_0 = 60 \text{ км/ч} = 16,67 \text{ м/с.}$$

$$S = 0,125 \cdot 16,67 + \frac{16,67^2}{2 \cdot 5,5} = 27,34 \text{ м.}$$

Данное выражение справедливо в том случае, если торможение происходит одновременно передними и задними колесами автомобиля.

### 3.8 Расчет показателей энергоемкости тормозов

Энергоемкость тормозов - это способность тормозов сохранять без существенного снижения эффективности их действия, путем поглощения и быстрого рассеивания накопленного тепла. Показателями энергоемкости тормозов является удельная работа трения тормозов и рост температуры за одно торможение при соприкосновении барабана с фрикционными накладками.

Рассчитаем удельную работу трения тормоза:

$$L = \frac{0,051 \cdot Z_1 v_0^2}{2F}. \quad (33)$$

где,  $Z_1$  – нормальная реакция дороги при торможении на колеса, Н;

$v_0$  – начальная скорость торможения,  $v_0 = 16,67 \text{ м/с}$ ;

$F$  – площадь накладок тормоза,  $\text{см}^2$ .

Определим нормальную реакцию дороги на заднее колесо:

$$Z = \frac{mg}{2L} \cdot (b + \varphi h). \quad (34)$$

$$Z = \frac{11\,000 \cdot 9,81}{2 \cdot 4,5} \cdot (1,23 + 0,8 \cdot 1,1) = 25\,299 \text{ Н,}$$

Вычислим удельную работу трения передних и задних тормозов:

$$L_{m1} = \frac{0,051 \cdot 25\,299 \cdot 16,67^2}{2 \cdot 10} = 1\,793 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2} < 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2}.$$

$$L_{m2} = \frac{0,051 \cdot 25\,299 \cdot 16,67^2}{2 \cdot 15,6} = 1\,149 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2} < 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2}.$$

Для упрощения будем считать, что вся работа трения преобразуется в тепло, поскольку теплоотдача в окружающую среду пренебрежимо мала. Следовательно за одно торможение рост температуры барабана выразится:

$$\Delta t = \frac{0,051 \cdot Z \cdot \vartheta_0^2}{mc} \quad (35)$$

где,  $m$  – масса барабана в кольцевой части, примыкающей непосредственно к поверхности трения, кг;

$c$  – теплоемкость материала барабана, для стали  $c = 0,46 \cdot 10^3$  Дж/кг<sup>0</sup>С.

$$m = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b \cdot \rho \quad (36)$$

где,  $R, r$  – наружный и внутренний радиусы кольцевого сегмента наклад-  
ки,  $R = 0,2546$  м,  $r = 0,1174$  м;

$b$  – толщина барабана, м;

$P$  – плотность материала барабана, для стали  $P = 7.83$  кг/м<sup>3</sup>;

$c$  – теплоемкость материала барабана, для стали  $c = 0,46 \cdot 10^3$  Дж/кг<sup>0</sup>С.

$$m = 3,14 \cdot (0,2546^2 - 0,1174^2) \cdot 0,008 \cdot 7830 = 10,04 \text{ кг},$$

$$\Delta t = \frac{0,051 \cdot 25\,299 \cdot 16,67^2}{10,04 \cdot 0,46 \cdot 10^3} = 77,63^\circ\text{C} < 80^\circ\text{C}.$$

### 3.9 Прочностной расчет тормозов

Показателем надежности, стабильности и эффективности торможения является жесткость деталей барабанного тормоза, а именно колодок и барабана.

Тормозной барабан считается достаточно жестким, если соответствует условию:

$$W = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{P \cdot h \cdot f(a)}{c \cdot E \cdot \sin^2 \alpha} \cdot U(\gamma_i) \cdot \frac{R^3}{L \cdot H_0^3} \leq 0,0016 \cdot R \quad (37)$$

где,  $W$  – максимально статистический прогиб свободного края тормозного барабана, мм;

$P$  – разжимная сила,  $P = 4086$  Н;

$c$  – расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодки,  $c = 208$  мм;

$E$  – модуль Юнга,  $E = 1,6 \cdot 10^{11}$  н/м<sup>2</sup>;

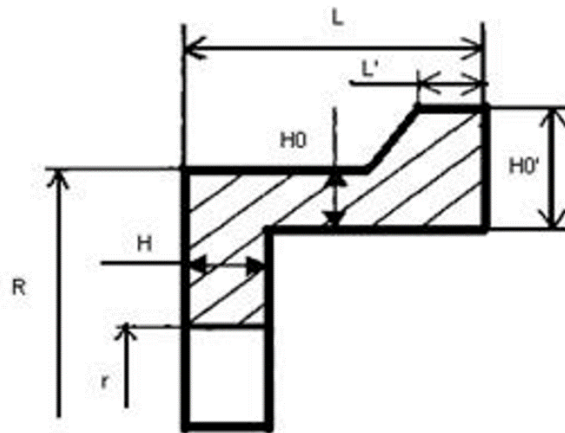
$a$  – половина угла охвата колодки,  $a = 45^\circ$ ;

$R$  – радиус средней окружности, мм;

$R_0$  – опорная величина, примем  $R_0 = 0,183 \text{ м}$ .

$L$  – длина оболочки, мм;

$H_0$  – толщина оболочки, мм;



$L = 70,56 \text{ мм}$ ,  $L' = 13,34 \text{ мм}$ ,  $H = 8,96 \text{ мм}$ ,  $H_0 = 5,68 \text{ мм}$ ,  
 $H_0' = 13,68 \text{ мм}$ ,  $R = 110 \text{ мм}$ ,  $r = 32 \text{ мм}$ .

Рисунок 14 - Геометрические параметры тормозного барабана

Определим значения  $\gamma$  по этим формулам:

$$\gamma_1 = \frac{H}{R_0} = \frac{0,00896}{0,183} = 0,0489, \quad (38)$$

$$\gamma_2 = \frac{r}{R_0} = \frac{0,032}{0,183} = 0,1748, \quad (39)$$

$$\gamma_3 = \frac{R}{R_0} = \frac{0,110}{0,183} = 0,6011, \quad (40)$$

$$\gamma_4 = \frac{L}{R_0} = \frac{0,07056}{0,183} = 0,3856, \quad (41)$$

$$\gamma_5 = \frac{H_0}{R_0} = \frac{0,00568}{0,183} = 0,031, \quad (42)$$

$$\gamma_6 = \frac{L'}{R_0} = \frac{0,01334}{0,183} = 0,0729, \quad (43)$$

$$\gamma_7 = \frac{H_0'}{R_0} = \frac{0,01368}{0,183} = 0,0747. \quad (44)$$

где,  $r_0$  - опорное величина средней окружности тормозного барабана в цилиндрической части.

Определим  $U(\gamma_i)$  по формуле:

$$U(\gamma_i) = \frac{0,0146}{\gamma_1 \cdot \gamma_4} - \frac{0,002994}{\gamma_1 \cdot \gamma_3} - 1,93 \cdot \gamma_2 + 1,893 \cdot \gamma_2^2 - \frac{0,5293}{\gamma_2 \cdot \gamma_3} - 1,924 \cdot \gamma_3 + 0,5576 \cdot \gamma_2^2 + 0,1089 \cdot \gamma_2 + 1,852 \cdot \gamma_7 + 1,58.$$

Подставим значения  $\gamma_i$  (38)-(44) в данное выражение:

$$U(\gamma_i) = \frac{0,0146}{0,0489 \cdot 0,3856} - \frac{0,002994}{0,0489 \cdot 0,6011} - 1,93 \cdot 0,1748 + 1,893 \cdot 0,1748^2 - \frac{0,5293}{0,1748 \cdot 0,6011} - 1,924 \cdot 0,6011 + 0,5576 \cdot 0,1748^2 + 0,1089 \cdot 0,1748 + 1,852 \cdot 0,0747 + 1,58 = -4,6822.$$

Угол охвата накладке тормоза  $a=45^\circ$ , а значит  $f(a)$  вычислим по формуле:

$$f(a) = \sin^2 \left( \frac{a}{2} \right) + \frac{\cos^4(a)-1}{4} + \frac{2}{\pi} \cdot \left( \frac{9}{4} \cos^3 a - \cos \left( \frac{a}{3} \right) - \frac{1}{9} - \frac{a \cdot \sin^3 a}{3} \right), \quad (45)$$

$$\begin{aligned} f(a) &= \sin^2 \left( \frac{45^0}{2} \right) + \frac{\cos^4(45^0) - 1}{4} + \frac{2}{\pi} \\ &\cdot \left( \frac{9}{4} \cos^3 45^0 - \cos \left( \frac{45^0}{3} \right) - \frac{1}{9} - \frac{45^0 \cdot \sin^3 45^0}{3} \right) \\ &= 0,1464 - 0,1875 + 0,6366 \cdot (2,25 \cdot 0,3535 - 0,9659 - 0,1111 \\ &- 0,0925 = -0,2793. \end{aligned}$$

Подставив значение  $a = 45^\circ$  в формулу (45) получим  $f(a) = -0,2793$ .  
Проверим выполнение условия жесткости:

$$W = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{P \cdot h \cdot f(a)}{c \cdot E \cdot \sin^2 \alpha} \cdot U(\gamma_i) \cdot \frac{R^3}{L \cdot H_0^3} \leq 0,0016 \cdot R,$$

$$W = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{4\,086 \cdot 1,1 \cdot (-0,2793)}{0,208 \cdot 1,6 \cdot 10^{11} \cdot \sin^2(45^\circ)} \cdot (-4,6822) \cdot \frac{0,11^3}{0,07056 \cdot 0,0568^3}$$

$$\leq 0,0016 \cdot 0,11,$$

$$W = 0,0727 \text{ мм} < 0,0016 \cdot 110 = 0,176 \text{ мм}.$$

Условие жесткости выполняется.

### 3.10 Сравнение классического и нового кулачкового типа разжимного устройства барабанных тормозов

|                          | Классический | Новый    | Сравнение                                                                       |
|--------------------------|--------------|----------|---------------------------------------------------------------------------------|
| КПД                      | 64%          | 82%      | Новый кулачковый тип по КПД на 28,12% больше классического                      |
| Усилие на педали тормоза | 21 928 Н     | 17 106 Н | Новый кулачковый тип по усилию на педаль тормоза на 28,12% меньше классического |

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Частой проблемой при эксплуатации транспортного средства является износ деталей, требующих своевременной замены. Периодическая замена деталей или узлов экономически обходится недешево. Решением данной проблемы может стать либо покупка дорогостоящих деталей или узлов, состоящих из особых материалов, либо замена на конструктивно новую деталь или узел. В данном случае, я модернизировал тормозной механизм путем замены «классического» кулачкового типа разжимного устройства барабанных тормозов на новый кулачный тип в виде роликов с кольцевыми радиальными канавками и шариком, расположенный в центре между этими роликами и контактирующий с поверхностями канавок.

Новое устройство отличается от классического тем, что позволяет снизить износ сопрягаемых деталей, повысить тормозной эффект, а также упростить обслуживание при эксплуатации.

Подводя итоги, я в своей дипломной работе по теме "Проектирование автомобиля грузоподъемностью 6 т с разработкой в спецчасти конструкции тормозной системы" с целью модернизации оценил новые конструкции и опираясь на простоту, надежность и долговечность конструкции выбрал наиболее оптимальный вариант, а также провел необходимые конструктивные расчеты тормозной системы грузового автомобиля ЗИЛ-433360.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Техническая эксплуатация автомобилей под редакцией доктора техн. наук, профессора Е.С.Кузнецова. – Москва «Транспорт», 1991.
- [2] Краткий автомобильный справочник – Москва «Транспорт», 1979. – 463с.
- [3] Туренко А.Н. и др. «Функциональный расчёт тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами». – К.: УМК ВО, 1990. – 1403
- [4] Атоян К.М., Каминский Я.Н., Старинский А.Д. «Пневматические системы автомобилей», – М.: Транспорт, 1989.
- [5] Бухарин А. «Тормозные системы автомобилей», – М.: Машизд, 1950.
- [6] Гуревич П.В. «Перспективный тормозной привод, Автомобильная промышленность», 1985г. № 2
- [7] Гуревич П.В., Меламуд Р.А. «Тормозное управление автомобилем, – М.: Транспорт», 1978.
- [8] «Армейские автомобили. Конструкция и расчёт. Часть 1» /Под редакцией А.С. Антонова. –М: Воениздат, 1970. – 540 с.
- [9] «Армейские автомобили. Конструкция и расчёт. Часть 2» /Под редакцией А.С. Антонова. – М: Воениздат, 1970. – 480 с.
- [10] Вишняков Н. Н., Вахламов В. К., Нарбут А. Н. «Автомобиль. Основы конструкции», – М.: Машиностроение, 1986.
- [11] ГОСТ – 4365 – 89г «Приводы пневматических тормозных систем. Технические требования».
- [12] ГОСТ – 2285 – 95г. «Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования».
- [13] Бургер И.А., Шофт Б.Ф., Шнейдеров Р.М. «Расчёт на прочность деталей машин». – М.: Машиностроение, 1968.
- [14] Высоденский М.Д. «Справочник по высшей математике». – М.: Высш. шк., 1977.
- [15] Вишняков Н.Н., Вахламов В.К. и др. «Автомобили. Основы конструкции. – М.: Машиностроение», 1986.
- [16] Лемперт Р. «Анализ теплового состояния тормозного диска». Патент № 15016, 1975.
- [17] Жолнин А.Д., Журихин Ю.И., Ширяев П.П. «Конструкция и основы расчета автомобилей: Учебное пособие в 4-х частях». – Рязань: Военный автомобильный институт, 1994.
- [18] Ложевич П.М. «Расчёт фрикционных тормозов». – М.: Машиностроение, 1964.
- [19] Гуревич П. В., Меламуд Р. А. «Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация». – М.: Транспорт, 1988. – 224 с
- [20] Урал 375/4320 – «Армейские автомобили 1960-1980 гг». – М.: Воениздат, 2000. – 24 с.; ил.
- [21] Кожевников С.Н. и т.д. Механизмы М., «Машиностроение», 1976, 372 б., сыр.5.90.

[22] Патент Германии № 194308, кл. 47 с 17/02, 1908 (оригинал).

## Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Онайбаев Исламбек Жалгасбайулы

**Название:** Проектирование автомобиля грузоподъемностью 6 т с разработкой в спец части конструкции тормозной системы

**Координатор:** Шолпан Ахметова

**Коэффициент подобия 1:** 9

**Коэффициент подобия 2:** 1.3

**Замена букв:** 0

**Интервалы:** 0

**Микропробелы:** 1

**Белые знаки:** 1

**После анализа Отчета подобия констатирую следующее:**

- ☒ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

24 мая 2021

Дата

*Ш.Д. Ахметова*

Подпись Научного руководителя

## Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Онайбаев Исламбек Жалгасбайулы

**Название:** Проектирование автомобиля грузоподъемностью 6 т с разработкой в спец части конструкции тормозной системы

**Координатор:** Шолпан Ахметова

**Коэффициент подобия 1:9**

**Коэффициент подобия 2:1.3**

**Замена букв:0**

**Интервалы:0**

**Микропробелы:1**

**Белые знаки:1**

**После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:**

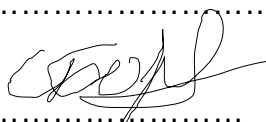
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата.

.....  
.....  
.....  
.....

28.05.2021 г.



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

**Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:**

Дипломная работа допускается к защите.

.....  
.....  
.....  
.....

28.05.2021 г.

.....



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения