

средствами, в том числе осмотра, включая таможенные и пограничные операции в соответствии с законодательством Республики Казахстан. На сегодняшний день транспортная логистика г. Нур-Султана находится на стадии формирования. В целом в г. Нур-Султане функционирует 11 транспортно-логистических центров (далее – ТЛЦ). Большая часть ТЛЦ относится к 3PL операторам. Загруженность ТЛЦ в среднем составляет около 90%. Тарифы на аренду составляют 1300-3000 тг/кв.м. или 80-150 тг/паллето-место. Наиболее крупными ТЛЦ в г. Нур-Султане являются «ContinentalLogistics», «Астык логистик», «SAPALogistics», «USCOInternational» и «AIELogistics». При этом только 1 ТЛЦ соответствует международному уровню, это «Continentallogistics».

Список использованных источников

Логистические транспортно-грузовые системы: Учебник / Под ред. В. М. Николашина. - М.: Академия, 2003.

Громов Н. Н., Персианов В. А. Менеджмент на транспорте. Учеб.пособие. - М.: Академия, 2003.

Бамбуров, В. А. Применение технологий искусственного интеллекта в корпоративном управлении [Текст] / В. А. Бамбуров // Государственная служба. - 2018. - № 3.

Логистика: Учеб.пособие // Под. ред. Б.А.Аникина. — М.: ИНФРА-М, 1999.

Послание Президента РК «Новая экономическая политика «Нурлыжол» - путь в будущее».

Аникин Б.А. Практикум по логистике: Учеб. пособие.- 2-е изд., перераб. и доп./ Под ред. Б.А. Аникина.- М.:ИНФРА-М, 2006.- 276 с.- (Высшее образование).

УДК 656.078

АНАЛИЗ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ЕЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ

Тәуекел Мақпал

mtauyekel@mail.ru

Магистрант по образовательной программе 7М11302 – «Транспортные услуги»
(Логистика по отраслям) Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева
Научный руководитель - Т.Н. Бекенов

Основными геометрическими параметрами барабанных тормозов являются (рисунок 1, а) радиус рабочей поверхности барабана $r_б$, координаты a , c центра опоры колодки относительно оси вращения барабана, расстояние s между осью барабана и осью поворота колодки, плечо h действия приводной силы F относительно оси вращения барабана, угол α_0 между началом фрикционной накладки и линией, соединяющей центры поворота барабана и колодки, угол охвата фрикционной накладки β_0 , ширина накладки b_n .

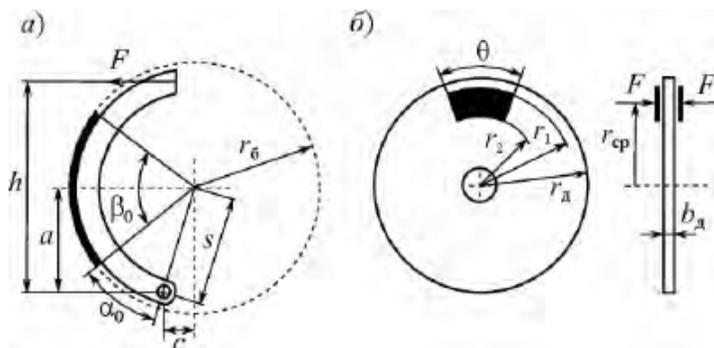
Радиус барабана $r_б$ назначается из условия расположения тормозного механизма внутри обода колеса таким образом, чтобы вентиляционный зазор между ободом колеса и барабаном составлял не менее 20...30 мм.

По величине выбранного радиуса из конструктивных соображений назначаются параметры a , b , c . Значение s вычисляется по формуле

$$s = \sqrt{a^2 + c^2}. \quad (1)$$

Для легковых автомобилей принимают: $\alpha_0 = 25 \dots 30^\circ$; $\beta_0 = 100 \dots 130^\circ$, $b_n = 30 \dots 60$ мм; для автобусов и грузовых автомобилей: $\alpha_0 = 25 \dots 30^\circ$, $\beta_0 = 100 \dots 140^\circ$, $b_n = 70 \dots 220$ мм.

Для дисковых тормозных механизмов (рисунок 1, б) из компоновочных соображений назначают радиус диска r_d , выбирают толщину диска b_d , угол охвата фрикционной накладки θ , внешний r_1 и внутренний r_2 радиусы накладки. В большинстве случаев сплошные диски имеют толщину $b_d = 8 \dots 13$ мм, вентилируемые $b_d = 16 \dots 25$ мм, угол θ составляет $20 \dots 30^\circ$, коэффициент взаимного перекрытия (соотношение площади тормозной колодки к площади трения колодки о диски) – $0,10 \dots 0,15$.



а – барабанный тормозной механизм; б – дисковый тормозной механизм
Рисунок 1 – Геометрические параметры тормозных механизмов

Для оценки конструктивных схем тормозных механизмов служат следующие критерии:

1) *Эффективность*

Для оценки эффективности тормозного механизма служит коэффициент его эффективности, который представляет собой отношение тормозного момента $M_{\text{тор}}$, создаваемого механизмом, к моменту от первичной силы:

$$K_{\text{э}} = M_{\text{тор}} / (P_{\text{п.с}} r_{\text{п}}), \quad (2)$$

где $M_{\text{тор}}$ – тормозной момент; $P_{\text{п.с}}$ – суммарная приводная сила тормозных колодок; $r_{\text{п}}$ – радиус приложения результирующей силы трения ($r_{\text{п}} = r_b$ – радиус тормозной тормозного барабана в барабанном механизме; $r_{\text{п}} = r_{\text{ср}}$ – средний радиус накладки в дисковом механизме).

Эффективность тормозных механизмов необходимо оценивать при движении автомобиля как вперед, так и назад.

В барабанном тормозном механизме коэффициент эффективности рассчитывается не только для механизма в целом, но и отдельно для каждой тормозной колодки:

$$K_{\text{э}1} = \frac{M_{\text{тор}1}}{P_1 r_b} \text{ - для первичной колодки}$$

$$K_{\text{э}2} = \frac{M_{\text{тор}2}}{P_2 r_b} \text{ - для вторичной колодки}$$

где $M_{\text{тор}1}$ и $M_{\text{тор}2}$ – тормозные моменты, создаваемые колодками; P_1 и P_2 – приводные силы колодок.

2) *Стабильность*

Стабильностью называется сохранение эффективности работы тормозного механизма при уменьшении коэффициента трения. Стабильность представляет собой зависимость коэффициента эффективности от коэффициента трения и может быть выражена графиком

статической характеристики тормозного механизма. Лучшую стабильность имеют тормозные механизмы с линейной статической характеристикой.

От стабильности зависит достижение равных тормозных сил не только на колесах одного моста, но также и на правых и левых колесах автомобиля, что определяет безопасность при торможении.

3) Уравновешенность

Уравновешенным является тормозной механизм, в котором при торможении силы трения не создают дополнительную нагрузку на подшипники колес и другие детали. Неуравновешенным считается тормозной механизм, работа которого приводит к нагружению подшипников колес автомобиля.

4) Реверсивность

Реверсивностью называется равная эффективность тормозного механизма при движении автомобиля вперед и назад. Реверсивность тормозного механизма определяет независимость величины создаваемого им тормозного момента от направления движения автомобиля.

Долгое время считалось, что барабанные тормозные механизмы наиболее удовлетворяют требованиям безопасности движения, но в связи с возросшими скоростями движения автомобиля, повышаются и требования безопасности движения, во многом зависящих от тормозных качеств автомобиля.

Сравнительные стендовые испытания различных вариантов конструкций закрытых дисковых и барабанных тормозных механизмов для автомобилей выявили, что наилучшими показателями по стабильности выходных параметров, теплонапряженности и массе обладает дисковый тормоз с двумя поверхностями трения, пневматическим приводом и усилителем.

По конструктивному исполнению дисковые тормозные механизмы делят на открытые и закрытые, однодисковые и многодисковые.

В зависимости от конструкции диска различают тормозные механизмы со сплошным и вентилируемым, металлическим и биметаллическим дисками.

Сплошной диск – самый простой – применяется в случаях, если возможно активное охлаждение дискового тормоза. Вентилируемый диск выполнен в виде крыльчатки-турбины. В автомобилях применяются в основном однодисковые тормозные механизмы с вентилируемым диском и креплением по внутреннему диаметру.

В зависимости от способа крепления скобы различают дисковые тормозные механизмы с фиксированной и плавающей скобой. Тормозной механизм с плавающей скобой имеет лишь один колесный цилиндр. Его колодка нагревается меньше, чем в механизме с фиксированной скобой, но имеет существенный недостаток – при деформации, коррозии направляющих возникает одностороннее изнашивание накладок и диска. Эффективность торможения снижается, появляется вибрация скобы и тормозной колодки. А дисковым тормозом с фиксированной скобой обеспечивается большое приводное усилие и повышенная жесткость механизма.

Тормозные диски изготавливаются из чугуна. В однодисковых механизмах сплошные диски имеют толщину 8...13 мм, вентилируемые 16...25 мм. Биметаллический тормозной диск может выполняться с алюминиевым или медным основанием. Фрикционный слой выполняется из серого чугуна.

Дисковые тормозные механизмы имеют следующие преимущества по сравнению с барабанными тормозами:

- меньшие зазоры между дисками и колодками в незаторможенном состоянии (0,005...0,1 мм) и ход колодки, что позволяет повысить быстродействие и передаточное число тормозного привода;
- меньшую массу и габариты:

- более равномерное изнашивание фрикционных материалов, так как распределяется равномерно давление по поверхности пары трения диск – колодка:

- большой тормозной момент, развиваемый за счет уравнивания сил, действующих со стороны колодок на диск;

- возможность обеспечения эффективного теплоотвода от трущихся элементов;

- большую стабильность развиваемого тормозного момента;

- большой коэффициент тормозной эффективности;

К недостаткам дисковых тормозных механизмов относятся:

- трудность обеспечения герметизации (незащищенный диск может подвергаться абразивным воздействиям, окислению и коррозии, способствующим быстрому изнашиванию тормозных накладок);

- повышенная интенсивность изнашивания фрикционных накладок;

- недостаточная защищенность от грязи.

Теоретический подход при изучении процесса торможения

В большинстве случаев обеспечение безопасности движения автомобиля сопровождаются процессом торможения транспортных средств, поэтому очевидно, что исследование данного вопроса очень важно при осуществлении логистического выбора легковых автомобилей. Исследование процесса торможения автомобиля основаны на выявлении замедления движения автомобиля, которое полностью имеет зависимость от коэффициента сцепления, и базируется на простых физических законах [1-4].

Несмотря на множество исследований по данной проблеме, имеются возможности по совершенствованию и повышению эффективности безопасности движения автомобиля в процессе торможения. В частности, необходимо обратить внимание на экспериментальные способы определения коэффициента сцепления шины автомобильного колеса с опорной поверхностью и особенности совершенствования модели его вычисления, основанные на современных достижениях науки и техники [5-10].

Чаще всего возникает необходимость определения коэффициента сцепления шины при торможении автомобиля в режиме «юз». К примеру, для вычисления скорости данного автомобиля перед торможением или величину его замедления [11, 12].

Тем не менее, применяемые на практике методики такого определения пока несовершенны. В том числе и общепризнанная в нашей стране методика, которую в свое время предложил В.А. Иларионов [13,14]. Она базируется на результатах экспериментальных исследований, которые проводились в 1980-х годах, что ставит под сомнение их нынешнюю актуальность в связи с развитием автомобилестроения вообще и тормозных элементов автотранспортных средств в частности. Кроме того, в классической физике сила трения (а «юз» – это типичное трение) зависит от двух параметров: силы реакции опоры и коэффициента трения. То есть использование коэффициента сцепления при расчете процессов, связанных с трением, либо априори не состоятельно, либо требует научного обоснования. Наконец, используемые при расчете параметры торможения замедления, по Иларионову, равны в одинаковых дорожных условиях для автомобилей с различными массами и конструктивными особенностями шин, что противоречит результатам проводимых в настоящее время испытаний.

Многие авторы считают, что выход из создавшегося положения заключается в точном понимании физического смысла и правильном понимании понятий: внешнее трение, сила трения и коэффициент трения. Так под термином «внешнее трение» необходимо понимать сопротивление относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей по касательным к ним; по термином «сила трения» - силу сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленной к общей границе между двумя телами;

под термином «коэффициент трения» необходимо понимать отношение силы трения между двумя телами к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу) [15, 16].

Многочисленные исследования процесса торможения транспортных средств заключаются, как правило, в исследовании (изучении) экстренного (аварийного) торможения и конкретно сводится к определению скорости и остановочного пути транспортного средства, что является минимизацией при изучении данного процесса. Исходя из сложности процесса торможения в этом вопросе необходим комплексный подход т.к. сам процесс торможения представляет собой сложный процесс, зависящий от множества факторов, в том числе от коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием и других внешних факторов. При изучении процесса торможения необходимо устанавливать и параметры движения транспортного средства, а так же и самого процесса торможения (тормозной путь, замедление, время торможения).

При исследовании процесса торможения необходимо учитывать, что тормозные силы на каждом из колес затормаживаемого транспортного средства могут быть весьма различными. Может иметь место скольжение одной пары или даже одного заблокированного колеса. При блокировании колеса направление силы его сцепления с дорогой не зависит от геометрического ориентирования колеса и эта сила не может быть использована для управления автомобилем.

Рассмотрим все возможные варианты блокировки колес:

- *блокировка всех колес.* Если предположить, что все колеса автомобиля, движущегося по прямой, заблокированы одновременно, то в первые мгновения он будет скользить прямолинейно, но вскоре весьма ощутимым станет действие внешних сил, таких, как составляющая силы тяжести на дороге с поперечным уклоном. Это означает, что автомобиль постепенно будет скользить вбок под уклон и, если не успеет остановиться, покинет пределы дороги;

- *блокировка задних колес.* Если задние колеса заблокированы во время движения по прямой, то сила, связанная с высвобождением кинетической энергии транспортного средства и приложенная к его центру тяжести, будет способствовать дальнейшему его прямолинейному движению. При условии, однако, что транспортное средство не окажется подверженным воздействию какого-либо внешнего момента сил, стремящегося повернуть его вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести. Даже небольшой момент, связанный, например, с неодинаковыми тормозными усилиями на правой и левой сторонах или вызванный поперечным уклоном, придает транспортному средству угловую скорость вокруг мгновенного центра вращения. Если сцепление между шинами и дорогой слишком мало, чтобы скомпенсировать вращающий момент, то возникнет занос задней части транспортного средства, а при достаточно высокой скорости движения - его поворот на 180° с последующим скольжением по прямой в этом положении. Однако, когда блокирование задних колес примерно на одну секунду опережает блокирование передних колес, автомобиль движется юзом по прямой. В случае блокировки одного заднего колеса заноса не может возникнуть до блокирования второго колеса;

- *блокировка передних колес.* При блокировании только передних колес передняя часть транспортного средства движется по прямой, так как это движение определяется положением вращающихся задних колес. Тем не менее при наличии поперечного уклона транспортное средство может сползать вбок, хотя и менее заметно, чем при блокировании всех четырех колес;

- *блокировка колес на одной стороне транспортного средства.* Если колеса на одной стороне затормаживаемого транспортного средства оказываются на менее скользкой поверхности, чем другие два колеса, то транспортное средство разворачивается в сторону участка с большим сцеплением колес. Это явление часто возникает на границе между главной полосой движения и остальной проезжей частью. Можно представить исключительный случай, когда транспортное средство, движущееся с достаточно высокой скоростью и заторможенное на границе между обледелой дорогой и проезжей частью с приемлемым коэффициентом

сцепления, будет многократно и попеременно разворачиваться то в одну, то в другую сторону так, что, то левые, то правые колеса будут оказываться на обледенелой поверхности.

Список использованных источников

1. Лазарев Д.А. Исследование факторов, влияющих на возникновение дорожно-транспортных происшествий с участием пешехода / А.И. Шутов // Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии (XVII научные чтения) / Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова - Белгород, 2005. –С. 193-195.
2. Lie A., Tingvall C. How do Euro NCAP results correlate with real-life injury risks. A paired comparison study of car-to-car crashes. Traffic Injury Prevention, 2002, 3.– P. 288-291.
3. Mackay G.M., Wodzin E. Global priorities for vehicle safety. In: International Conference on Vehicle Safety 2002: IMechE conference transactions. London, InstitutionofMechanicalEngineers, 2002.- P. 3-9.
4. Кузьмин, Н. А. Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей [Текст]: монография. / Н. А. Кузьмин, Г. В. Борисов. – Н.Новгород: НГТУ, 2012. – 270 с.
5. Озорнин, С.П. Влияние состояния покрытия «мерзлый асфальт» на риск возникновения дорожно-транспортных происшествий. / С.П. Озорнин, В.Г. Масленников, И.Е. Бердников//Мир транспорта и технологических машин. – 2016. – № 1 (52). – С. 95 -105
6. Федоров, В.А. Расследование дорожно-транспортных происшествий. / В.А. Федоров, Б.Я. Гаврилов. – Москва: Экзамен, 2003. – 464 с.
7. Якунин, Н.Н. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации: моногр. / Н.Н. Якунин. – Москва: Машиностроение, 2003. – 178 с.
8. Чудакова, Н.В. Влияние шин с учетом их сезонности и степенью износа на установившееся замедление автомобиля. / Н.В. Чудакова//Вестник гражданских инженеров СПбГАСУ. – 2016. – Вып. № 1(54). – 2016. – С. 141-145.
9. Чудакова, Н.В. Применение установившегося замедления транспортного средства в экспертной практике. / Н.В. Чудакова, С.С. Евтюков// Инновации на транспорте в машиностроении. – СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». – 2016. – С. 41-45.
10. Использование в экспертной практике экспериментально-расчетных значений параметров торможения колесных тракторов: методические рекомендации для экспертов. – М.: ВНИИСЭ, 1989. – 6 с.
11. Куракина, Е.В. Влияние параметров дороги на определение скорости движения при экспертном исследовании ДТП. / Е.В. Куракина, С.С. Евтюков // Вестник гражданских инженеров СПбГАСУ. – №1 (42). – 2014. – С.103-109.
12. Чава, И.И. Судебная автотехническая экспертиза: учеб.-метод. пособие для экспертов, следователей, дознавателей и адвокатов. / И.И. Чава. – Москва: НП «Судекс». – 2014. – 312 с.
13. Судебная автотехническая экспертиза, ч.2 под ред. В.А.Иларионова. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – 298 с., ил.
14. Иларионов, В.А. Автотехническая экспертиза. / В.А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1989. – 240 с.
15. Суворов, Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза: учеб. пособие. / Ю.Б. Суворов. – Москва: Приор, 1998. – 112 с.
16. Христофоров, Е.Н., Исследование систем повышения тормозной динамичности автотранспортных средств /Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Баранов Ю.Н., Гринь А.М., Бодров А.С.//Мир транспорта и технологических машин. 2016. № 3 (54). –С. 98-107.