

DOI: 10.24412/2077-8481-2026-1-33-42

УДК 629.33

А. А. МЕЛЬНИКОВ

А. С. МЕЛЬНИКОВ, канд. техн. наук, доц.

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

Аннотация

Проанализированы способы реализации механического привода дисковых тормозных механизмов. Рассмотрены зависимости характеристик дискового тормоза с механическим приводом от его параметров. Приводятся результаты исследования влияния параметров дискового механического тормоза на КПД тормозного механизма, осевое усилие, тормозной момент и осевое перемещение цилиндра.

Ключевые слова:

дисковый тормозной механизм, мобильная машина, механический привод, силовые и кинематические факторы, характеристики дискового тормоза.

Для цитирования:

Мельников, А. А. Влияние параметров нажимного устройства на характеристики тормозного механизма / А. А. Мельников, А. С. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2026. – № 1 (90). – С. 33–42.

Введение

Среди тормозных механизмов мобильных машин свою нишу заняли дисковые тормозные механизмы с механическим приводом [1, 2]. На данный момент известно несколько способов реализации механического привода на дисковых тормозах. Механический тросиковый привод тормоза остается наиболее распространенным способом приведения в действие механических тормозов по причине своей простоты и универсальности. Хотя тросиковый привод считается одним из самых надежных, данный тип привода требует регулярного обслуживания и даже замены частей привода по причине нормального износа – в первую очередь самого тросика. Кроме того, данный вид привода требователен к условиям работы, к температуре окружающего воздуха, а также к его монтажу, поскольку при неправильном монтаже тросика может наблюдаться его повышенный износ и преждевременный отказ.

Применяются рычажные приводы механических тормозов без использования тросиков [3]. Ключевой особенностью таких приводов является сложная компоновка вследствие жестких требований по взаимному расположению тормоза и управляющего устройства. Данная особенность ограничивает спектр применения рычажных приводов; на мобильных машинах они применяются редко. В то же время данный тип привода отличается высокой надежностью, ремонтпригодностью и большим сроком службы.

В настоящее время распространены электромеханические приводы механических тормозов, в том числе они широко применяются на мобильных машинах [4]. Распространение такие приводы получили за счет удешевления производства двигателей постоянного тока и их повсеместного внедрения в системах автомобилей в качестве приводных устройств [5, 6]. Такие двигатели надежны, требуют более редкого обслуживания по сравнению с тросиковыми

приводами, положительно сказываются на комфорте водителя и простоте пользования тормозной системой, не требуют приложения физических усилий для активации тормозного механизма [7–9]. Вместе с тем такой тормоз занимает больше места в колесной арке, увеличивает неподрессоренную массу автомобиля по сравнению с другими вариантами привода. Кроме того, ремонт и обслуживание таких тормозных механизмов, как правило, возможно только при наличии специализированного диагностического оборудования и обходится дороже по сравнению с другими приводами [10].

Гидромеханические и пневмомеханические способы привода механических тормозных механизмов не нашли широкого распространения, поскольку объединяют недостатки как гидравлических или пневматических, так и механических приводов.

Дисковый тормоз с механическим приводом и зависимости в нем

Рассмотрим дисковый тормоз с механическим приводом [11], представленный на рис. 1.

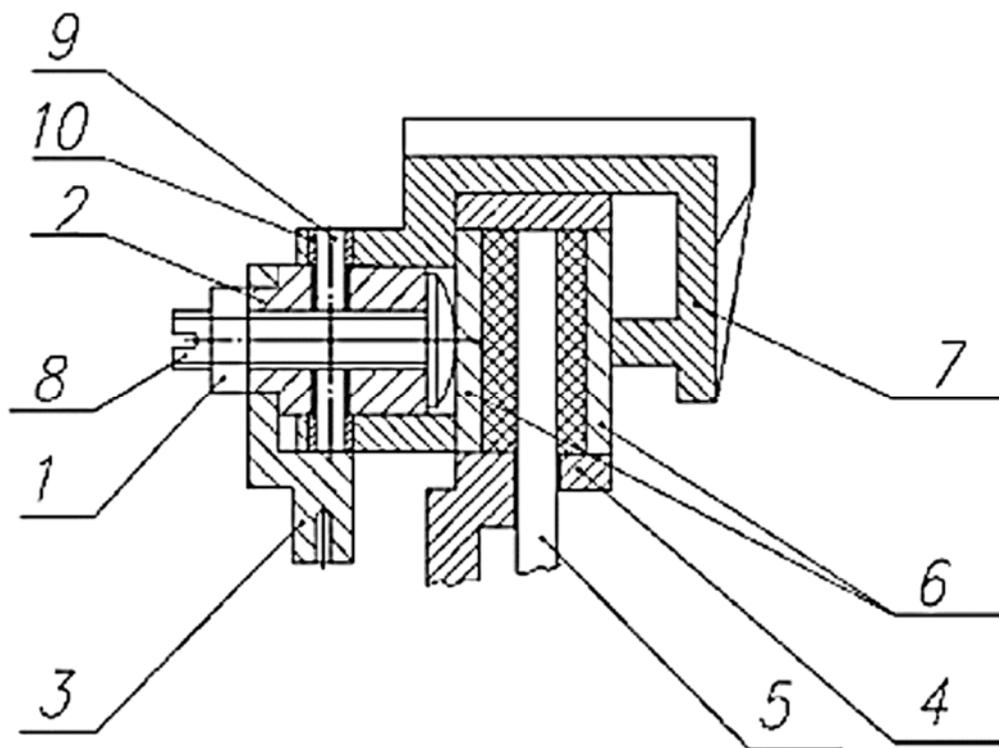


Рис. 1. Дисковый тормозной механизм с механическим приводом: 1 – гайка; 2 – цилиндр; 3 – рычаг; 4 – корпус; 5 – тормозной диск; 6 – тормозные колодки; 7 – скоба; 8 – винт; 9 – штифты; 10 – втулка

Тормозная скоба 7 установлена на корпусе 4 тормозного механизма и может перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 4. В корпусе 4 установлены тормозные колодки 6, которые также могут перемещаться в осевом

направлении по направляющим, выполненным в корпусе 4. Между тормозными колодками 6 располагается тормозной диск 5, жестко соединенный с колесом мобильной машины. В скобе 7 в цилиндр-

рическом шлифованном отверстии устанавливается цилиндр 2, вращающийся вокруг своей оси и перемещающийся в осевом направлении за счет штифтов 9 и втулок 10, неподвижно установленных в цилиндре 2.

За цилиндром 2 неподвижно закреплен рычаг 3 привода тормоза. В центральном отверстии цилиндра 2 располагается регулировочный винт 8 с гайкой 1.

Привод тормоза перемещает рычаг 3 вокруг оси тормозного механизма, при этом вращаются цилиндр 2 и штифты 9 вокруг оси цилиндра 2. Штифты 9 через втулки 10, выполняющие роль подшипников скольжения, перемещаются по наклонным пазам в скобе 7 таким образом, что цилиндр 2 вместе со штифтами 9 совершает поступательное движение вдоль оси тормоза и воздействует на левую тормозную колодку 6 с одной стороны и на скобу 7 с другой стороны. Таким образом, скоба 7, перемещаясь вдоль оси тормоза под действием цилиндра 2, воздействует на вторую тормозную колодку 6. Обе тормозные колодки прижимаются к тормозному диску и за счет трения в точке контакта «диск – колодка» создают тормозной момент.

Регулировочный винт 8 предназначен для уменьшения зазора между тормозным диском 5 и колодками 6, возникающего вследствие нормального износа колодок 6.

Осевое усилие на тормозных колодках, создаваемое данным тормозным механизмом, определяется [12] по формуле

$$F = \frac{2Q \cdot L \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{d}, \quad (1)$$

где Q – усилие на рычаге привода тормоза, Н; L – длина рычага привода тормоза, мм; α – угол наклона пазов в скобе; φ – угол трения в паре трения втулки «штифты – скоба»; d – диаметр цилиндра, мм.

Передаточное число и КПД тормозного механизма рассчитываются по

формулам

$$n = \frac{2 \cdot L \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{d}; \quad (2)$$

$$\eta = \frac{d \cdot 2 \cdot Q \cdot L \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{d \cdot 2 \cdot Q \cdot L \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)} = \frac{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{ctg}(\alpha)}. \quad (3)$$

Длина перемещения приводного тросика определяется по формуле

$$s = \frac{s_n}{i_n}, \quad (4)$$

где s_n – рабочий ход управляющего устройства, мм.

Тогда осевое перемещение цилиндра тормоза

$$A = \frac{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))}{180} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5)$$

Определение показателей торможения для автомобиля Belgee X50, оборудованного дисковым тормозом с механическим приводом

Для заключения о возможности применения описанного тормоза с механическим приводом на автомобильном транспорте определим показатели торможения [13] для автомобиля Belgee X50, оборудованного дисковым тормозом с механическим приводом. Для расчета выберем следующие характеристики автомобиля и условия расчета [13]: масса автомобиля $m = 1450$ кг; колесная база автомобиля $L = 2,60$ м; расстояние от центра масс до передней оси $b = 0,98$ м; расстояние от центра масс до задней оси $a = 1,62$ м; высота центра масс $h = 0,64$ м; ускорение свободного падения $g = 9,81$ м/с²; коэффициент

сцепления между колесом и дорожным покрытием $\varphi = 0,9$; радиус качения колеса $r = 0,38$ м.

Определим требуемые максимальные тормозные моменты на колесах передней и задней оси автомобиля, ограниченные условиями сцепления колеса с дорогой:

$$\begin{cases} M_a = \frac{\varphi r m g (b + \varphi h)}{2 \cdot L}; \\ M_b = \frac{\varphi r m g (a - \varphi h)}{2 \cdot L}. \end{cases} \quad (6)$$

Тогда, учитывая исходные данные для автомобиля Belgee X50, максимальный тормозной момент на передней оси будет равен:

$$\begin{aligned} M_a &= [0,9 \cdot 0,38 \cdot 1450 \cdot 9,81 \times \\ &\times (0,98 + 0,9 \cdot 0,68)] / [2 \cdot 2,60] = \\ &= 1455,69 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Соответственно, тормозной момент на колесах задней оси

$$\begin{aligned} M_b &= [0,9 \cdot 0,38 \cdot 13450 \cdot 9,81 \times \\ &\times (1,62 - 0,9 \cdot 0,64)] / [2 \cdot 2,60] = \\ &= 976,70 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Чтобы сделать вывод о возможности применения описанного тормозного механизма на автомобиле Belgee X50, определим максимальный момент трения, развиваемый тормозным механизмом при условии экстренного торможения. Для этого определим усилие Q , воздействующее на приводной рычаг тормозного механизма, из формулы

$$Q = \frac{F_n \cdot i_n}{n_n}, \quad (7)$$

где F_n – усилие на управляющем устройстве тормоза; для легкового автомобиля $F_n = 490,5$ Н [9]; i_n – передаточное число управляющего устройства тормозного механизма; для Belgee X50 $i_n = 4,2$ [13]; n_n – количество тормозных механизмов, приводимых в действие управляющим устройством.

Тогда $Q = 515,03$ Н.

Определим момент трения, создаваемый на тормозном диске механическим тормозным механизмом, установленным на автомобиль Belgee X50. Для этого выберем следующие параметры тормозного механизма: $L = 0,14$ м; $d = 0,045$ м; $\varphi = 5,91^\circ$; $\alpha = 10^\circ$. Конструкция мобильной машины остается неизменной за исключением тормозного механизма, поэтому принимаем для расчетов радиус трения тормозного диска $r = 0,145$ м [13].

Тогда тормозной момент, развиваемый дисковым тормозным механизмом с механическим приводом, установленным на Belgee X50, найдем по формуле

$$\begin{aligned} M &= \frac{2 \cdot Q \cdot L \cdot \text{ctg}(\alpha + \varphi)}{d}, \quad (8) \\ M &= \frac{2 \cdot 515,03 \cdot 0,14 \cdot \text{ctg}(10 + 5,91)}{0,045} = \\ &= 1630,25 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Кроме того, для определения осевого перемещения цилиндра A рассчитаем длину перемещения приводного тросика по формуле (4), где для Belgee X50 рабочий ход управляющего устройства $s_n = 0,075$ м [13].

$$s = \frac{0,075}{4,2} = 0,018 \text{ м.}$$

Тогда осевое перемещение A , найденное по формуле (5), составит 0,019 м. При этом, учитывая, что, как правило, для выбора зазора между тормозными колодками и тормозным диском достаточно 0,002 м [2], можно сделать вывод, что данный тормоз позволяет гарантированно выбрать зазор между колодкой и диском и начать торможение даже при нажатии управляющего устройства менее чем на 20 %, не считая свободного хода управляющего устройства.

Сравним тормозной момент, требуемый автомобилю для максимально эффективного торможения исходя из условия сцепления колес с дорогой, с тормозным моментом, развиваемым рассматриваемым тормозом:

$$M_a = 1455,69 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq M = 1630,25 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Из приведенной зависимости видно, что при установке дискового тормоза с механическим приводом на автомобиль Belgee X50 при экстренном торможении на осях автомобиля будет развиваться достаточный тормозной момент, чтобы достичь его максимально возможной величины исходя из условия сцепления колеса с дорогой.

Влияние силовых и кинематических факторов, действующих в нажимном устройстве, на характеристики дискового тормоза

Для упрощения проектирования тормозных механизмов такого типа в дальнейшем, а также для выявления взаимных зависимостей различных параметров тормоза, рассмотрим влияние параметров нажимного устройства с механическим приводом на характеристики тормозного механизма (рис. 2).

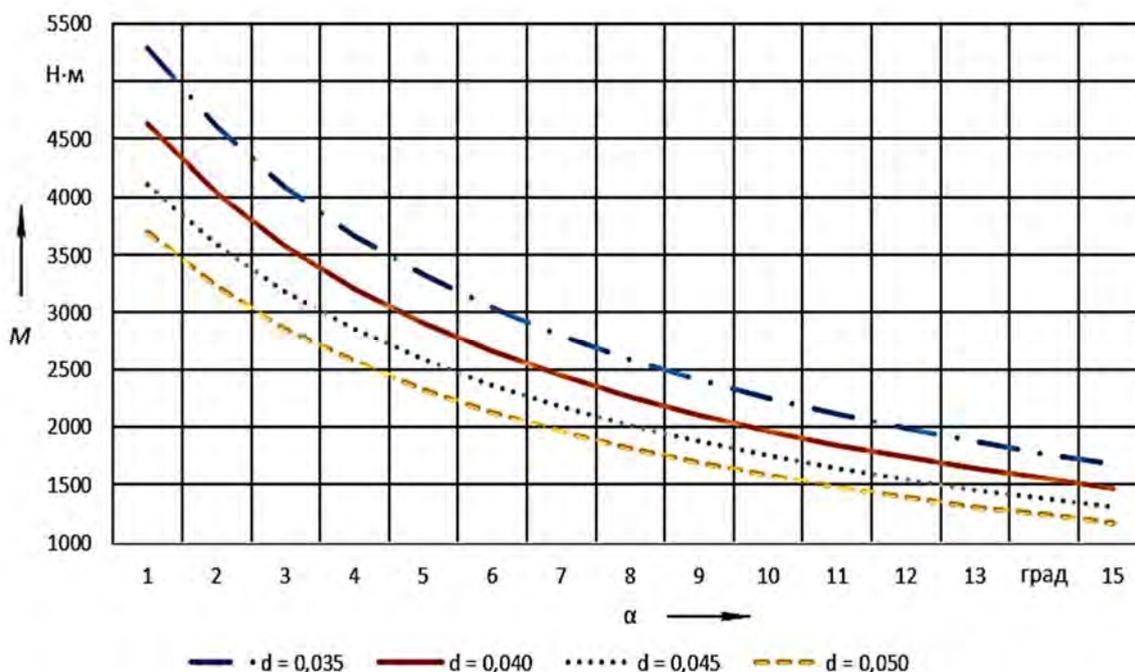


Рис. 2. График зависимости развиваемого тормозного момента от угла наклона пазов в цилиндре тормоза при различных значениях диаметра тормозного цилиндра

Исходя из рис. 3, установлено, что зависимость КПД от угла наклона паза имеет нелинейный характер, соответствующий сегменту тангенсоиды. Величина приращения КПД при одинаковом приращении угла наклона паза наиболее велика в начале графика и начинает существенно замедляться при увеличении угла наклона паза $\alpha = 8^\circ$.

В то же время величина осевого перемещения цилиндра A изменяется по линейному закону в зависимости от угла наклона паза α . Графически можно определить, что каждому приращению угла наклона паза на $\alpha = 1^\circ$ соответствует увеличение осевого перемещения цилиндра на $A = 7$ мм. Данный темп приращения довольно велик по сравнению с требуемым перемещением для выбора величины зазора в тормозном механизме.

Этих величин осевого хода достаточно для более чем десятикратной выборки зазора между тормозным диском и тормозными накладками даже при значительной выработке абразивного материала тормозных накладок и систематическом пренебрежении техническим обслуживанием тормозной системы в ходе ТО-1.

Исходя из графика, представленного на рис. 4, можно графически определить, что каждому приращению коэффициента трения в паре трения «штифт – тормозная скоба» на величину $\mu = 0,002$ соответствует изменение КПД тормозного механизма на величину $\eta = 0,007$ и уменьшение тормозного усилия на величину $F = 200$ Н.

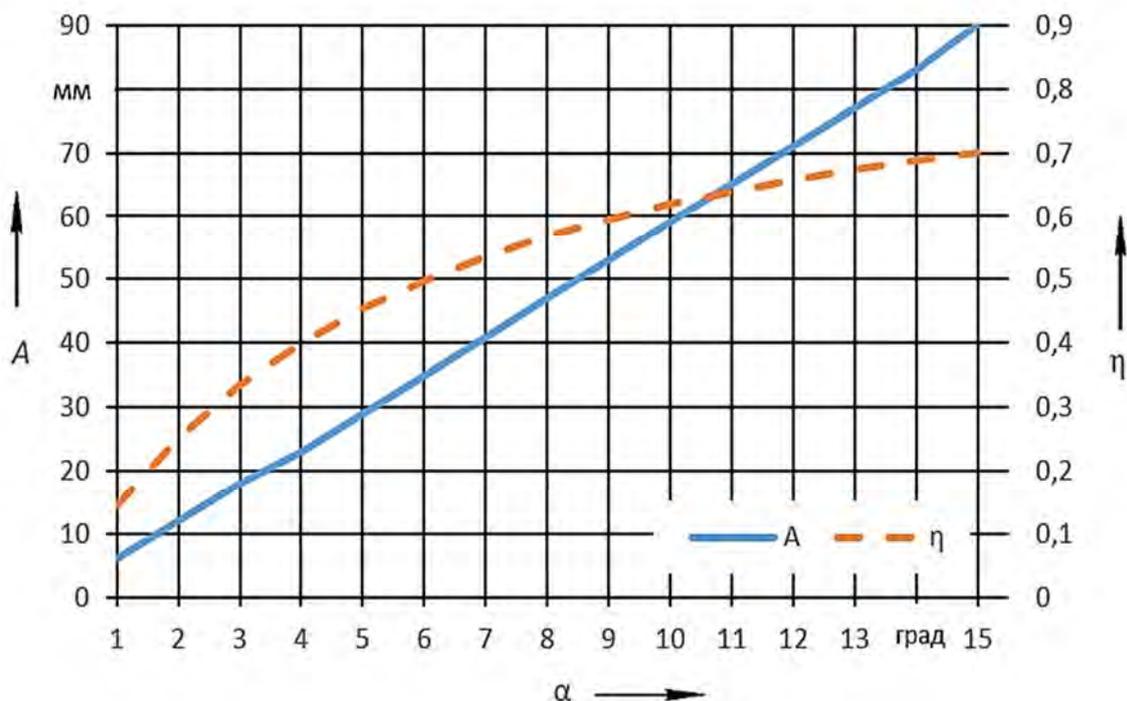


Рис. 3. График зависимости величины осевого перемещения и КПД тормозного механизма от угла наклона паза механического тормозного механизма

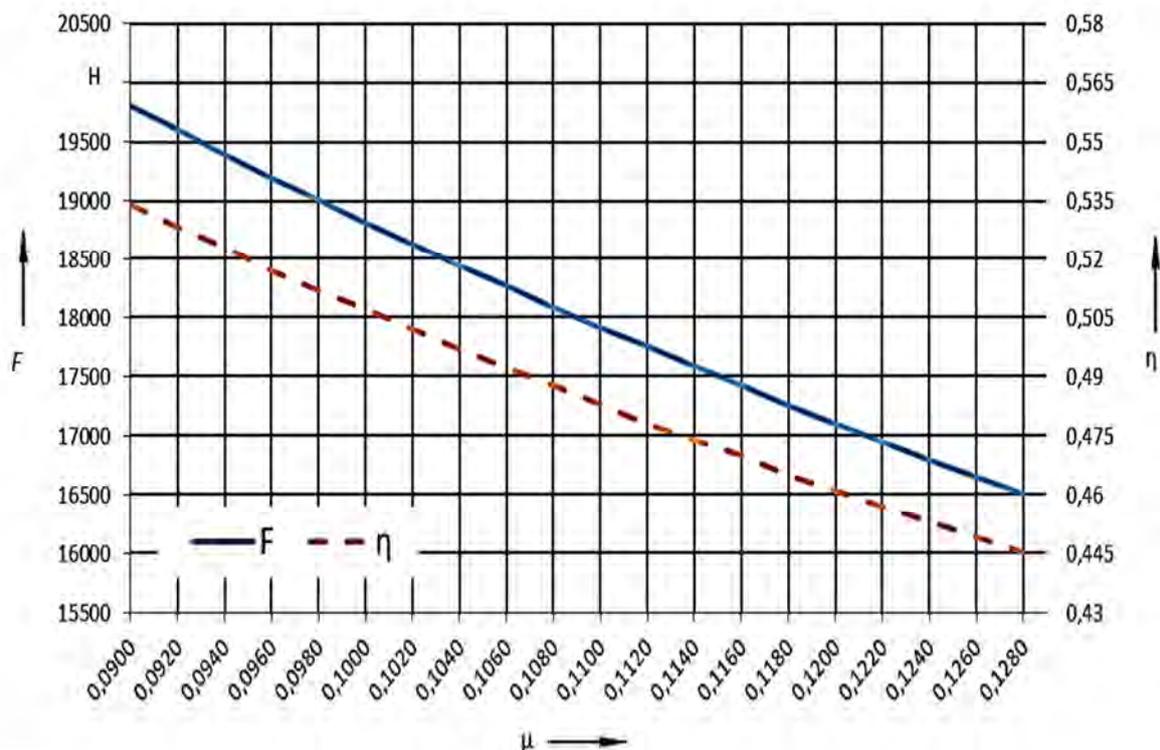


Рис. 4. График зависимости осевой силы и КПД тормозного механизма от коэффициента трения-скольжения в паре «штифт – тормозная скоба»

Из графика зависимости осевой силы и осевого перемещения от длины приводного рычага видно, что хотя зависимость тормозного усилия от длины приводного рычага выражается прямой линией, зависимость осевого перемещения цилиндра от длины приводного рычага выражается синусоидой на спаде. Следовательно, КПД устройства падает с уменьшением размера приводного рычага. Тогда, при необходимости добиться зависимости силовых и кинематических параметров устройства, характерных для более высокого значения длины приводного рычага, целесообразно остановиться на меньшей длине рычага при достижении желаемого соотношения кинематических и силовых параметров путем изменения других исходных параметров тормозного устройства либо тормозной системы, например, передаточного числа управляющего устройства. Изменение этого

параметра позволит добиться увеличения управляющего усилия, а следовательно, и тормозного усилия одновременно с уменьшением величины осевого перемещения тормозного цилиндра без уменьшения КПД тормозного устройства. При этом видно, что при увеличении длины приводного рычага далее значения $L = 0,15$ м, уменьшение осевого перемещения A начинает замедляться, преодолев значение $A = 0,012$ мм. Из графика зависимости осевого усилия от параметров рычага видно, что при изменении длины рычага на каждые $L = 0,01$ м сила прижатия колодок увеличивается на $F = 1500$ Н.

Проанализировав график на рис. 5, можно установить, что изменение величины диаметра цилиндра механического тормозного механизма оказывает особенно большое влияние на величину вырабатываемого тормозного усилия в начале графика, в диапазоне диаметра

до $d = 0,08$ м, при котором достигается осевое усилие $F = 19300$ Н. Напротив, при дальнейшем приращении величины диаметра его влияние на тормозное усилие уменьшается вследствие нелинейного характера графика зависимости. Проанализировав уравнения для нахождения КПД тормоза и осевого переме-

щения, можно сделать вывод, что диаметр тормозного цилиндра не оказывает прямого влияния на эти параметры. Следовательно, при выборе диаметра цилиндра следует руководствоваться конструктивными соображениями исходя из компоновки тормоза и его прочностного расчета.

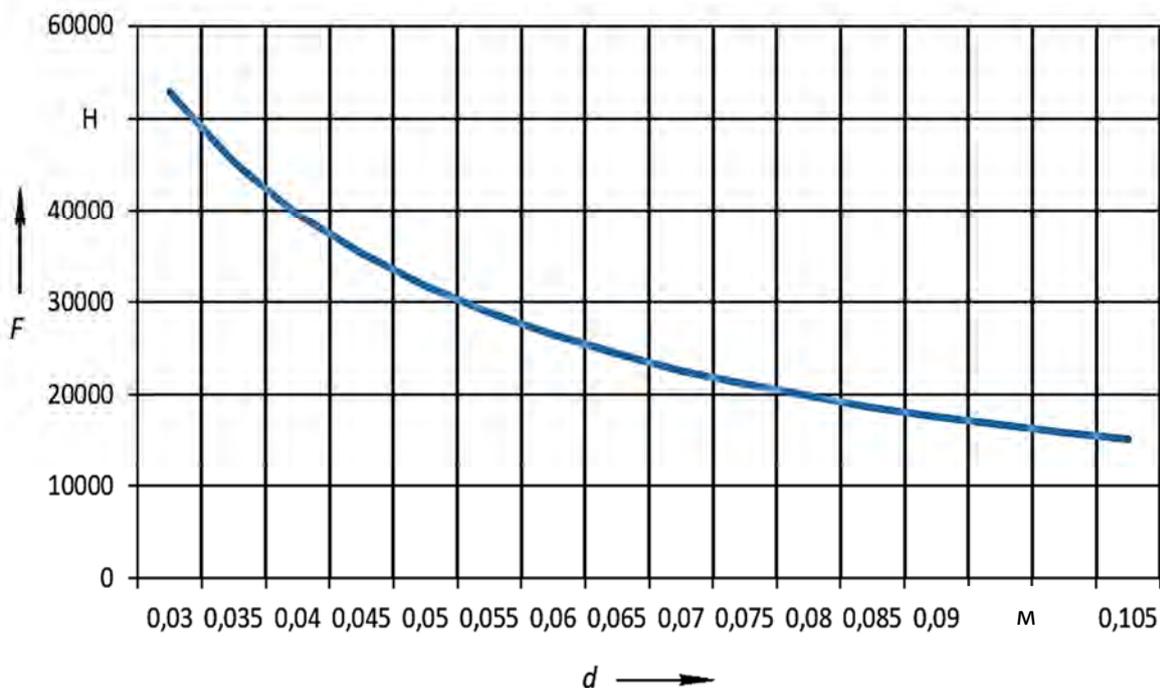


Рис. 5. График зависимости осевой силы от диаметра цилиндра

Установленные зависимости кинематических и силовых параметров тормозного устройства, КПД тормозного устройства от исходных параметров позволяют наиболее оптимально и быстро решать конструкторские задачи по подбору значений параметров устройства исходя из имеющихся данных, характеризующих целевые величины, а также величины параметров нежелательные или неподдающиеся изменению.

В связи с тем, что рассматриваемый дисковый тормоз имеет механическое нажимное устройство и, соответственно, механический привод, сила,

приложенная к рычагу, зависит от коэффициента полезного действия привода, передаточного числа привода и усилия, приложенного к приводному устройству тормоза. Так как усилие, приложенное к приводному устройству, нормируется и не должно превышать 490,5 Н при торможении, а передаточное число приводного устройства тормоза принимается равным величине передаточного числа приводного устройства, устанавливаемого на автомобиле Belgee X50 ($i = 4,2$), то основным фактором, позволяющим повлиять на силу, приложенную к рычагу, является коэффициент полезного действия привода.

Возможна модификация приводного устройства, устанавливаемого на мобильную машину, с целью повышения передаточного числа. Данная цель достигается изменением величины соотношения длин рычагов в управляющем устройстве.

В данном случае наиболее оптимальным, как уже указывалось, является тросовый привод, увеличению коэффициента полезного действия которого способствует уменьшение дуги охвата тросом оболочки. Максимальное значение КПД тросового привода соответствует полностью выпрямленному тросу.

Учитывая вышесказанное, следует обратить особое внимание при комплектовании тормозной системы на качество тросового привода, т. к. недостаточно хорошее его качество может привести к потере работоспособности тормозной системы, что подтверждается испытаниями. Длина приводного рычага позволяет влиять на величину тормозного момента. Однако с увеличением длины рычага могут возникать трудности конструктивного характера, связанные с размещением и ходом рычага повышенной длины. Кроме того, длину рычага регламентирует перемещение рукоятки тросового привода.

Заключение

Рассмотрены особенности различных видов привода механических тормозных механизмов. Установлено, что выбранный механический тормозной механизм подходит для установки и эксплуатации на автомобиле марки Belgee X50. При экстренном торможении максимально возможный тормозной момент исходя из условия сцепле-

ния колеса с дорогой составляет $M_a = 1455,69 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Установлено, что тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом ($M = 1630,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$), достаточен для торможения данного автомобиля и может быть в дальнейшем изменен путем подбора соответствующих параметров механизма, оказывающих влияние на его кинематические и силовые параметры.

При рассмотрении влияния угла наклона паза в цилиндре механического тормозного механизма на такие параметры механизма, как тормозное усилие, тормозной момент, КПД механизма и осевое перемещение цилиндра, установлен характер данных зависимостей. Исходя из этого, можно сделать выводы о целесообразности изменения соответствующего параметра для достижения приращения одной из указанных выше величин.

Предметом дальнейшего анализа является влияние величины перемещения тормозного тросика, приводимого в движение управляющим устройством, на величину усилия, передаваемого на приводной рычаг. Данная проблема возникает вследствие того, что при сколь-либо большом перемещении конца тросика изменяется кинематическая схема в точке контакта «тросик – приводной рычаг» таким образом, что угол между тросиком и рычагом становится больше 90° . Следовательно, усилие, передаваемое тросиком, раскладывается на две составляющие. Причем лишь одна из данных составляющих создает крутящий момент в цилиндре тормоза, поскольку вторая составляющая данной силы компенсируется силой реакции приводного рычага.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников, А. А. Сравнительная оценка вариантов конструкций тормозных механизмов автомобилей / А. А. Мельников // Актуальные вопросы машиноведения. – 2023. – Т. 12. – С. 62–64.
2. Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – 2-е изд., испр. – Мн. : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 448 с. : ил.

3. **Карташевич, А. Н.** Тракторы и автомобили. Тормозные системы автомобилей. Пневматические тормозные приводы / А. Н. Карташевич, В. А. Белоусов. – Горки : БГСХА, 2014. – 52 с.
4. **Волков, В. П.** Ретроспективный анализ развития конструкций тормозных механизмов легковых автомобилей / В. П. Волков, Н. В. Дюкарев, Ю. В. Волков // Вестник ХНАДУ. – 2007. – С. 39–43.
5. Регулирование зазора тормозных колодок колесного тормоза / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, А. А. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2016. – № 4. – С. 40–49.
6. **Melnikov, A. S.** Increasing efficiency of braking control algorithm for a two-wheeled motorcycle / A. S. Melnikov, V. A. Kim, A. A. Melnikov // Published under licence by IOP Publishing Ltd IOP Conference Series : materials Science and Engineering, International Conference on Transport and Infrastructure of the Siberian Region (SibTrans-2019) 12–15 November 2019, Moscow, Russian Federation. – Moscow, 2019. – Vol. 760. – P. 71–80.
7. Транспорт дорожный. Требования к техническому состоянию по условию безопасности движения. Методы проверки : СТБ 1641–2019. – Мн. : БелГИСС, 2019. – 56 с.
8. **Чебаков, М. И.** Моделирование контактного взаимодействия элементов дискового тормоза / М. И. Чебаков, А. А. Ляпин // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. – 2026. – № 4. – С. 36–39.
9. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности : ГОСТ 22895–77. – М. : Изд-во стандартов, 1993. – 23 с.
10. Испытания эффективности работы тормозной системы автомобиля / А. С. Мельников, М. Л. Петренко, О. А. Пономарева, А. А. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1. – С. 22–30.
11. Патент ВУ 16280, МПК F16 D55/30. Дисковый тормозной механизм с механическим приводом : № u 20100982 : заявлено 28.06.2010 : опублик. 28.02.2012 / Мельников А. С., Сазонов И. С., Ким В. А., Мамити Г. И. ; заявитель Бел.-Рос. ун-т. – 8 с.
12. **Мельников, А. А.** Исследование взаимосвязей силовых и кинематических факторов нажимного устройства и их влияния на характеристики дискового тормоза / А. А. Мельников, А. С. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2024. – № 4 (85). – С. 28–38.
13. Руководство по эксплуатации для автомобилей Belgee. – URL: <https://belgee.by/manual> (дата обращения: 24.09.2025).

Статья сдана в редакцию 29 октября 2025 года

Контакты:

301d4669@gmail.com (Мельников Артем Александрович);

as_mlun@mail.ru (Мельников Александр Сергеевич).

A. A. MELNIKOV, A. S. MELNIKOV

INFLUENCE OF PRESSURE DEVICE PARAMETERS ON BRAKING MECHANISM PERFORMANCE

Abstract

Methods for implementing a mechanical drive for disc brake mechanisms have been analyzed. The relationships between the characteristics of a mechanically driven disc brake and its parameters have been examined. The paper presents the results of a study on the influence of the mechanical disc brake parameters on the efficiency of the brake mechanism, axial force, braking torque, and axial cylinder displacement.

Keywords:

disc brake mechanism, mobile machine, mechanical drive, force and kinematic factors, disc brake characteristics.

For citation:

Melnikov, A. A. Influence of pressure device parameters on braking mechanism performance / A. A. Melnikov, A. S. Melnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2026. – № 1 (90). – P. 33–42.