DOI 10.24412/2077-8481-2024-4-28-38

УДК 629.33

А. А. МЕЛЬНИКОВ
А. С. МЕЛЬНИКОВ, *канд. техн. наук*, *доц.*
Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОЗАВИСИМОСТИ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА И ИХ ВЛИЯНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА

Аннотация
Рассматривается дисковый тормоз с механическим нажимным устройством и механическим приводом. Проанализированы преимущества и недостатки дисковых тормозных механизмов с гидравлическим и механическим приводом. Приводятся результаты исследования взаимозависимости силовых и кинематических факторов нажимного устройства с механическим приводом и их влияния на характеристики дискового тормоза и показатели торможения автомобиля.

Ключевые слова:
дисковый тормоз, механический привод, силовые и кинематические факторы, тормозной момент, характеристики дискового тормоза.

Для цитирования:
Мельников, А. А. Исследование взаимозависимости силовых и кинематических факторов нажимного устройства и их влияния на параметры дискового тормоза / А. А. Мельников, А. С. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2024. – № 4 (85). – С. 28–38.

Введение

На развитие тормозных систем большое влияние оказывают требования, направленные на повышение безопасности движения. Ключевую роль в обеспечении безопасности движения играет тормозная система [1, 2].

Исходя из возросшей динамики движения колесных машин и, соответственно, возросших требований к тормозной системе [3], имеется необходимость в совершенствовании тормозных механизмов, применяемых на мобильных машинах с целью достижения их максимальной эффективности.

Наибольший потенциал [4] для совершенствования имеют механические тормозные механизмы с механическим приводом. Это обуславливается неотъемлемыми недостатками наиболее распространенных гидравлических и пневматических механизмов привода тормозов, оказывающих влияние на надежность, стоимость и эксплуатационную пригодность тормозных систем. Одним из основных недостатков тормозов с гидравлическим приводом является повышенная вероятность возникновения отказа вследствие повреждения трубопроводов. Однако тормоза с гидравлическим приводом позволяют развивать большие усилия на тормозном диске при тех же габаритах по сравнению с тормозами с механическим приводом [5].

К преимуществам использования тормозных механизмов с механическим приводом относятся: сравнительно высокая надежность, простота обслуживания и ремонта, невысокая стоимость производства и низкие затраты на обслуживание [6].

Тормозные механизмы с механическим приводом позволяют добиться большей эффективности при условии решения таких свойственных механическим тормозам проблем, как недостаточное тормозное усилие и сравнительно большие габаритные размеры [7]. В связи с этим актуальным является повыше-

© Мельников А. А., Мельников А. С., 2024

ние эффективности торможения мобильной машины при помощи разработки конструкции дискового тормоза и на основе исследования силовых и кинематических факторов, действующих в нажимном устройстве механического дискового тормоза с механическим приводом, установление их влияния на характеристики дискового тормоза для выбора рациональных параметров механического тормозного механизма с механическим приводом.

Дисковый тормоз с механическим приводом

Дисковые тормозные механизмы используются в тормозных системах всех видов мобильных машин, включая мотоциклы [1, 2], легковые [3] и грузовые автомобили, автобусы [4], самосвалы, тракторы и специальные машины [5]. Дисковые тормоза стали практически безальтернативным выбором для тормозных систем на железнодорожном транспорте [6].

При этом распространенность дисковых тормозных механизмов следует рассматривать в контексте выбора при конструировании мобильных машин между наиболее распространенными конструкциями тормозных механизмов – дисковыми тормозными механизмами и барабанными тормозными механизмами.

Дисковые тормозные механизмы занимают все большую долю на рынке автомобилей и вытесняют другие тормозные механизмы [7, 8]. Данная тенденция наблюдается благодаря таким характерным особенностям дисковых тормозных механизмов, как технологичность в производстве и обслуживании, оптимальные экономические показатели, меньшие габариты, по сравнению с конкурирующими конструкциями, возможность развития большего тормозного момента при тех же либо меньших габаритах.

Тормозные системы с дисковым тормозным механизмом, в свою очередь, имеют несколько вариантов исполнения с использованием различных механизмов приведения тормозных механизмов в действие. Наиболее широко используются механические, гидравлические, пневматические приводы тормозных систем.

Механический привод тормозных систем автомобилей занял свою нишу среди тормозных систем мобильных машин благодаря своим отличительным особенностям. В частности, тормозные системы с механическим приводом обладают наибольшей надежностью и безотказностью работы, производство и эксплуатация таких тормозов более технологична и менее затратна по сравнению с другими типами приводов [7].

Конструкция тормозов с механическим приводом лишена таких элементов, подверженных отказам и неисправностям, как трубопроводы, защитный клапан, регулятор давления, влагоотделитель, компрессор или вакуумный усилитель и т. д. Вместе с тем, при разработке теории, расчете и конструировании дисковых тормозов с механическим приводом до сих пор стоит вопрос достижения достаточно высокой степени мультипликации приводного усилия, прикладываемого к органам управления тормозной системой, а также достижения показателей компактности тормозных механизмов, превосходящих конкурирующие конструкции привода, применения антиблокировочных и противобуксовочных систем.

Рассмотрим конструкцию дискового тормозного механизма, описанного патентом BY № 4005 [11], представленную на рис. 1.

Корпус дискового тормозного механизма *2* при помощи болта *7* крепится к кронштейну *6* автомобиля. Продольно относительно корпуса тормозного механизма *2* может перемещаться тормозная скоба *3*. Для этого в скобе имеется продольное отверстие, через которое проходит болт *13*, вкрученный в корпус тормозного механизма *2*.

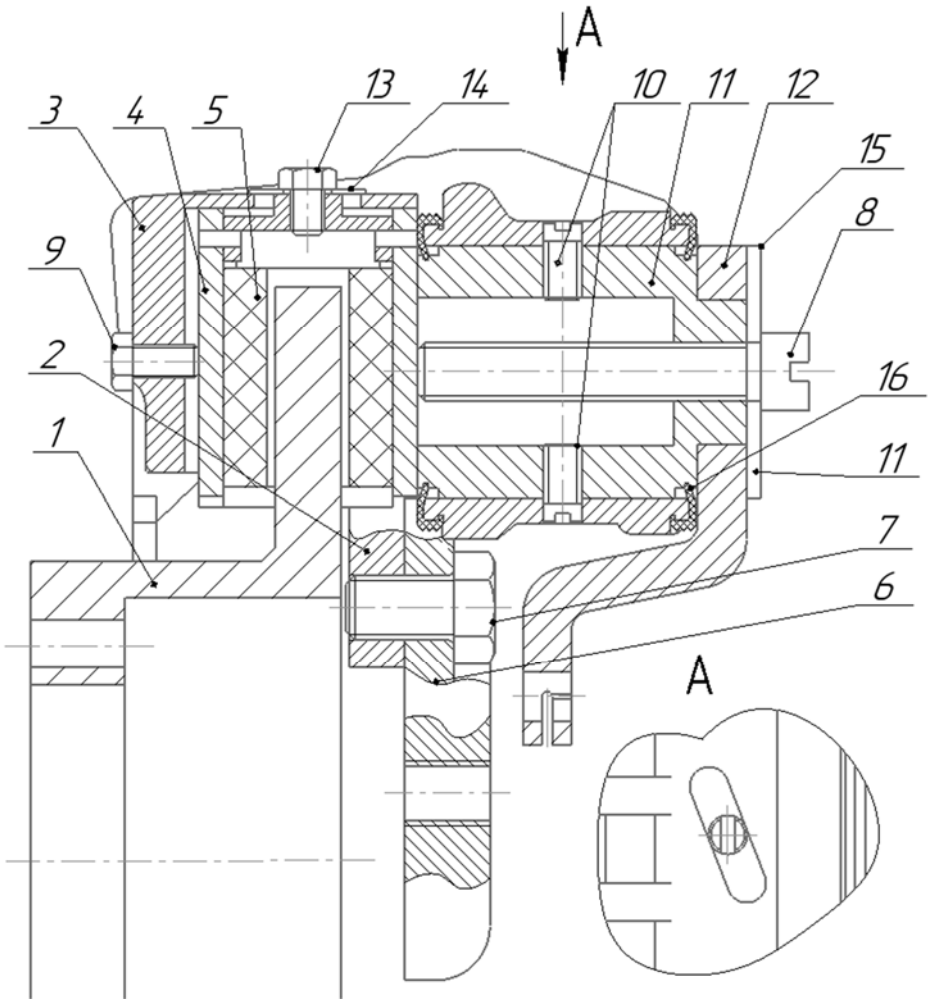

Рис. 1. Дисковое механическое тормозное устройство: *1* – тормозной диск; *2* – корпус дискового тормозного механизма; *3* – тормозная скоба; *4* – тормозная колодка; *5* – фрикционная накладка; *6* – кронштейн; *7* – болт; *8* – болт; *9* – винт; *10* – упор; *11* – цилиндр; *12* – рычаг; *13* – болт; *14* – шайба; *15* – шайба; *16* – манжета

Для фиксации скобы под болтом *13* предусмотрена шайба *14*.

В тормозной скобе *3* имеется цилиндрическое отверстие, куда установлен цилиндр *11*. На шестигранный выступ на цилиндре *11* установлен рычаг *12*, удерживаемый от осевых перемещений шайбой *15* и болтом *8*. В резьбовые отверстия в цилиндре *11* неподвижно установлены упоры *10*, входящие в расположенные под углом пазы в скобе *3*. Для предотвращения загрязнения поверхностей трения между цилиндром *11* и скобой *3* установлены две манжеты *16*. В корпусе *2* закреплены тормозные колодки *4* с фрикционными накладками *5*.

При приложении усилия *Q* к рычагу *12* рычаг, вращаясь вокруг оси цилиндра *11*, передает ему вращательное движении посредством шестигранного зацепления. Установленные в цилиндре *11* упоры *10*, скользя по пазам в скобе *3* с усилием *N*, создают взаимное перемещение цилиндра *11* и скобы *3*. При этом направления перемещения скобы *3* и цилиндра *11* противоположны. За счет этого достигается воздействие скобы *3* на левую тормозную колодку, а цилиндром *11* – на правую тормозную колодку с усилием *F*, которые, в свою очередь, оказывают давление на тормозной диск *1*. Для регулировки установки тормозных колодок используют винт *9*, болт *8* и шайбы *15* различной толщины.

Силовые и кинематические факторы, действующие в нажимном устройстве

Исследуем силовые факторы, действующие в механическом нажимном устройстве. Силовая схема механического нажимного устройства приведена на рис. 2.

Исходя из схемы, силу F_t можно найти по формуле

$$F_t = \frac{2 \cdot Q \cdot L}{d}. \quad (1)$$

При силовом анализе механического нажимного устройства интерес представляют зависимости между усилиями, возникающими при контакте штифта и паза суппорта. Для определения взаимной зависимости F и F_t рассмотрим силовую схему, представленную на рис. 3.

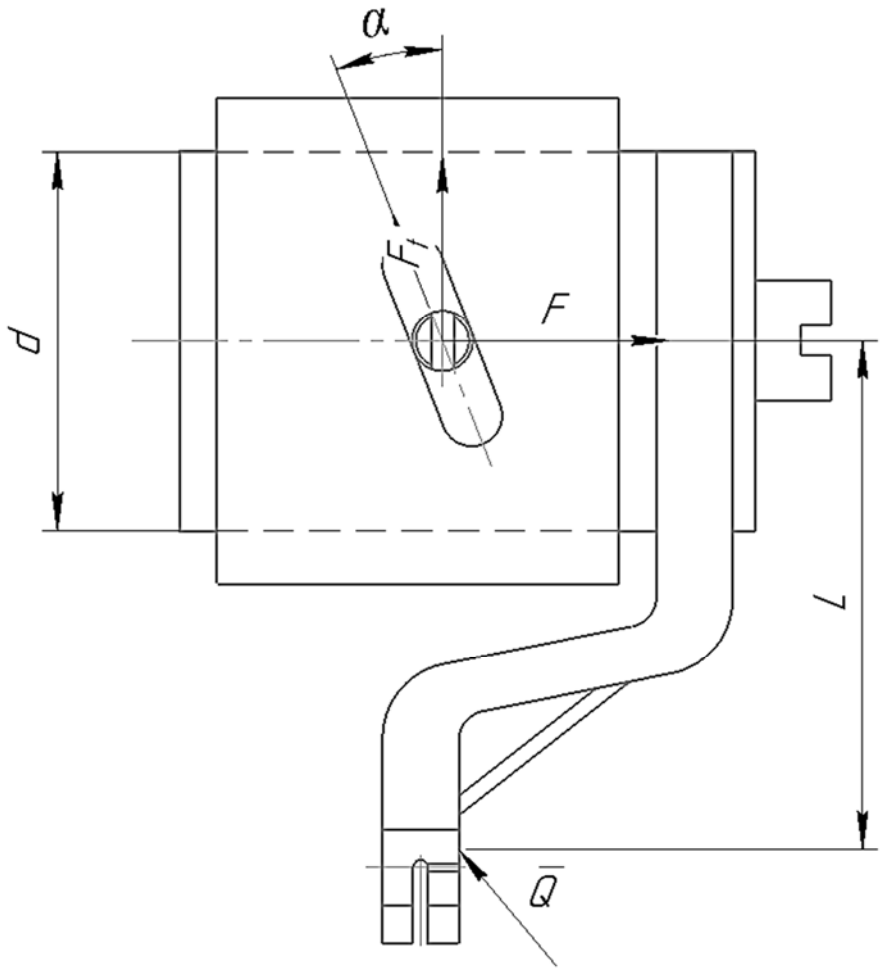

Рис. 2. Силовая схема механического нажимного устройства: Q – сила, воздействующая на приводной рычаг; L – эффективная длина приводного рычага; F_t – сила, с которой штифты воздействуют на тормозную скобу; F – сила, препятствующая движению тормозной колодки; d – диаметр цилиндра; α – угол подъема пазов в тормозной скобе

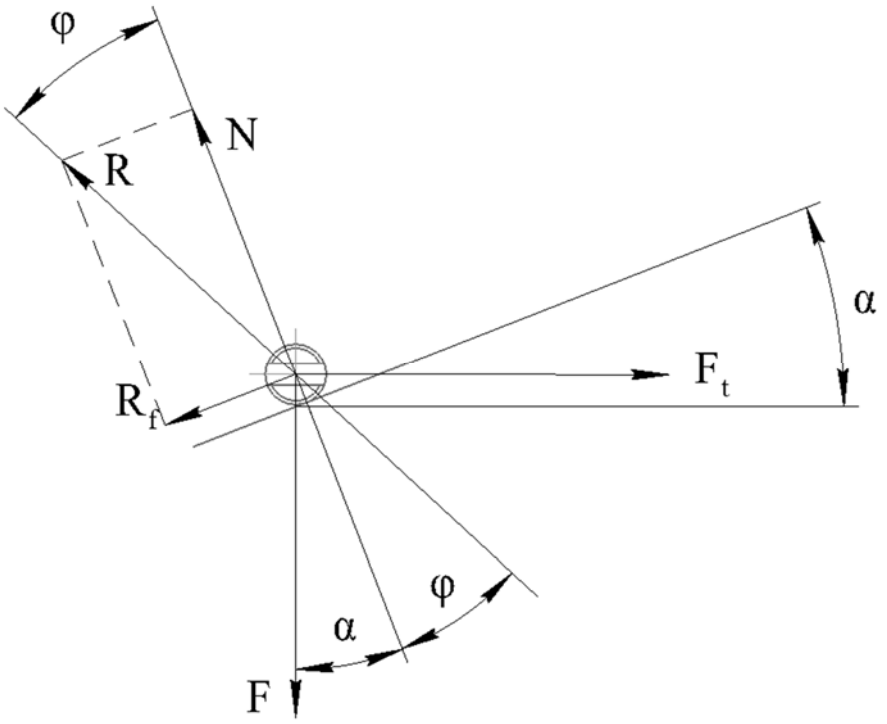

Рис. 3. Схема действия сил в точке контакта штифта и тормозной скобы: *N* – сила реакции наклонной опоры; R_f – сила трения в месте контакта штифта с наклонной опорой; *R* – результирующая силы реакции опоры и силы трения; φ – угол трения; α – угол подъема пазов в тормозной скобе

Проанализировав силовые зависимости в точке контакта штифта и тормозной скобы, получили выражения для определения передаточного числа тормозного механизма

$$n = \frac{F}{Q} = \frac{2 \cdot L \cdot \mathrm{ctg}(\alpha + \varphi)}{d}, \qquad (2)$$

а также коэффициента полезного действия тормозного механизма

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

Рассмотрим кинематические параметры нажимного устройства дискового тормоза. Для установления кинематических параметров нажимного устройства обратимся к кинематической схеме, представленной на рис. 4.

Рассмотрен случай, когда конечная точка приводного рычага перемещается вокруг оси вращения на длину дуги s_1 на угол Ψ. Тогда штифты в цилиндре перемещаются на угол Ψ и на длину дуги d_1. Получим кинематическую зависимость тормозного механизма:

$$A = \frac{d \cdot s_1}{2 \cdot L} \cdot \mathrm{tg}\alpha. \qquad (4)$$

В случае использования в качестве приводного механизма тормоза троса в гибкой трубчатой оболочке, целесообразно перейти с рассмотрения длины дуги перемещения приводного рычага тормоза к длине хорды *s* между начальным положением точки приложения приводного усилия к приводному рычагу и конечным ее положением, равной перемещению тормозного троса:

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

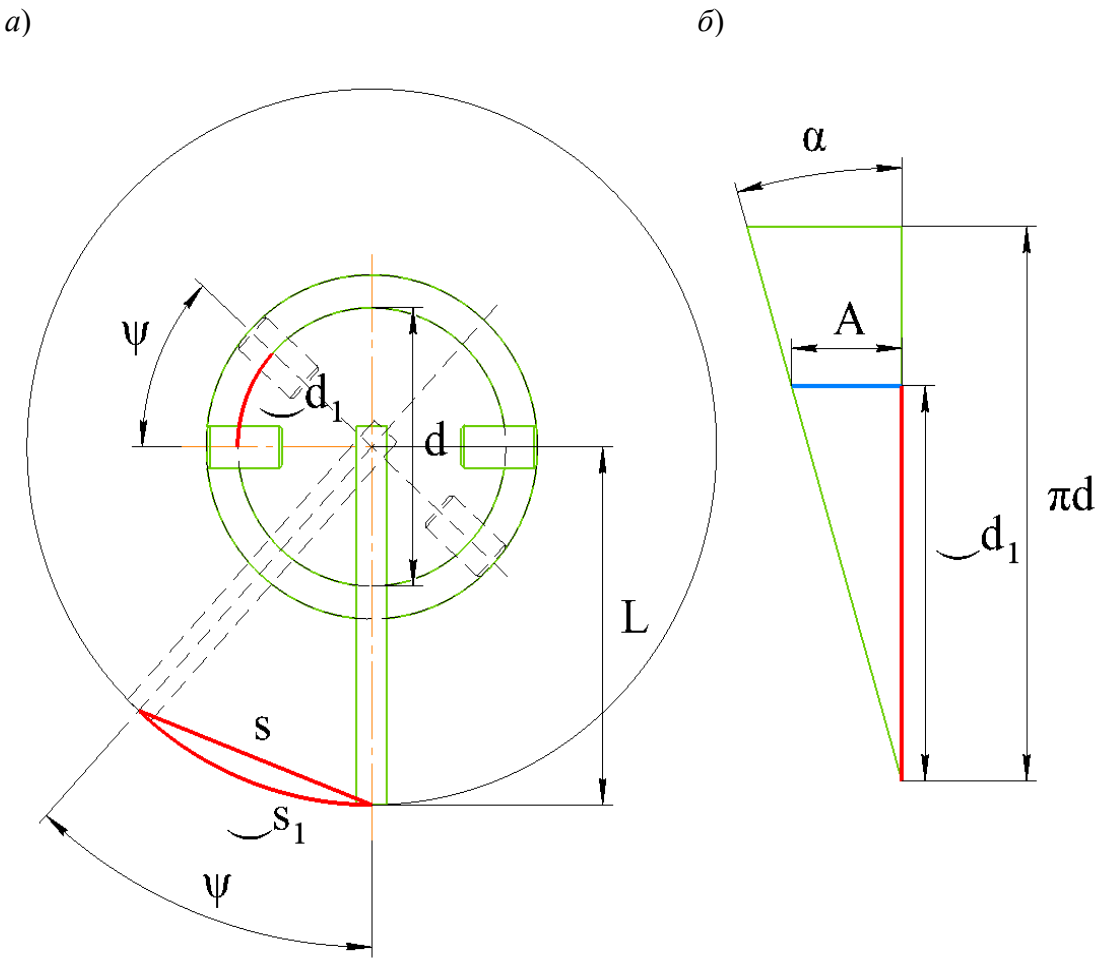

Рис. 4. Кинематическая схема нажимного устройства: *а* – осевой вид на приводной рычаг и цилиндр; *б* – развернутая окружность цилиндра

Проведем исследование взаимозависимости силовых и кинематических параметров нажимного устройства. Как видно из уравнений (2)–(5), взаимозависимость силовых и кинематических параметров нажимного устройства выражается в угле наклона паза α. Для установления параметрического выражения данной зависимости рассмотрим случай элементарного приращения величины угла наклона паза $d\alpha$, которому будет соответствовать элементарное изменение кинематического параметра перемещения цилиндра dA:

$$dA = \frac{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))}{180} \cdot \mathrm{tg}(d\alpha); \quad (6)$$

$$d\alpha = \mathrm{arctg}\left(\frac{180 \cdot dA}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right). \quad (7)$$

Для выражения взаимозависимости силовых и кинематических параметров рассмотрим элементарное изменение осевой силы dF:

$$dF = \frac{2 \cdot Q}{d} \cdot L \cdot \text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180 \cdot dA}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) + \varphi). \quad (8)$$

Проинтегрировав это выражение, получим значение осевой силы, развиваемое механическим нажимным устройством:

$$F = \int_0^A \left[\frac{2 \cdot Q}{d} \cdot L \cdot \text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180 \cdot dA}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) + \varphi) \right] dA =$$

$$= \frac{2 \cdot Q}{d} \cdot L \cdot \text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180 \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) + \varphi) -$$

$$- \frac{2 \cdot Q}{d} \cdot L \cdot \text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) + \varphi) =$$

$$= \frac{2 \cdot Q}{d} \cdot L \cdot \left(\text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180 \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) + \varphi) - \text{ctg}(\text{arctg}\left(\frac{180}{2 \cdot \pi \cdot \arcsin(s/(2 \cdot L))} \right) \right). \quad (9)$$

Рассмотрим результаты анализа силовых и кинематических параметров нажимного устройства. В результате анализа силовых параметров нажимного механизма были установлены зависимости между силовыми параметрами механизма, в том числе силовая зависимость между силой, воздействующей на механизм, и силой, создаваемой механизмом.

Установлено, что на величину осевого усилия F оказывают влияние такие параметры механического тормозного механизма с кинематически подвижным цилиндром, как усилие, действующее на приводной рычаг Q, длина приводного рычага механизма L, диаметр кинематически подвижного цилиндра d, угол наклона пазов в тормозной скобе тормозного механизма α, угол трения в паре трения штифт–тормозная скоба φ, определяемый коэффициентом трения в данной паре трения.

Полученные зависимости позволили записать уравнения для определения коэффициента полезного действия и передаточного числа тормозного механизма.

Установлены зависимости между параметрами тормозного механизма, а именно углом наклона пазов, угла трения между используемыми материалами тормозной скобы и цилиндра, длиной приводного рычага и создаваемым усилием, приложенным к нему с одной стороны и нажимным усилием с другой.

В результате анализа кинематической схемы нажимного устройства установлены зависимости между кинематическими параметрами механизма. Установлены кинематические параметры тормозного механизма, оказывающими влияние на осевое перемещение тормозного цилиндра, а также характер данной зависимости.

Найдена функциональная зависимость между силовыми и кинематическими параметрами тормозного механизма, а именно усилием, развиваемым тормозным механизмом, и перемещением тормозного цилиндра.

Определена зависимость для на-

хождения коэффициента полезного действия механического тормозного механизма с кинематически подвижным цилиндром. Кроме того, установлены параметры, оказывающие влияние на КПД механизма, в частности, это угол наклона пазов в тормозной скобе тормозного механизма α, угол трения в паре трения штифт–тормозная скоба φ. Установлено, что, по сравнению с осевым усилием в нажимном устройстве, на КПД тормозного механизма не оказывает влияние усилие *Q*, приложенное к приводному рычагу механизма, длина приводного рычага *L*, диаметр кинематически подвижного цилиндра *d*.

Определим требуемый тормозной момент для торможения легкового автомобиля VW Golf Mk6, исходя из условия сцепления колеса с дорогой [9, 10]: коэффициент сцепления между колесом и дорожным покрытием $\varphi = 0,9$; радиус качения колеса $r = 0,57$ м; масса автомобиля $m = 1339$ кг; $g = 9,81$; расстояние от центра масс до передней оси $b = 1,01$ м; расстояние от центра масс до задней оси $a = 1,57$ м; высота центра масс $h = 0,59$ м; база автомобиля $L = 2,58$ м. Тормозные моменты на колесах передней и задней осей достигают значения $M_a = 2009,23$ Н·м и $M_b = 1368,92$ Н·м соответственно.

Определим момент трения, развиваемый тормозным механизмом. Найдем управляющее усилие *Q*, воздействующее на приводной рычаг тормозного механизма, из формулы

$$Q = \frac{F_n \cdot i_n}{n_n}, \qquad (10)$$

где F_n – усилие, воздействующее на управляющее устройство (тормозную педаль) тормозного механизма; для легкового автомобиля $F_n = 490,5$ Н [10]; i_n – передаточное число управляющего устройства тормозного механизма; для VW Golf Mk6 $i_n = 5,3$ [10]; n_n – количество тормозных механизмов, приводимых в действие управляющим устройством.

Управляющее усилие составляет $Q = 649,91$ Н.

Определим момент трения, создаваемый на тормозном диске механическим тормозным механизмом, установленным на автомобиль марки VW Golf Mk6. Для этого выберем следующие параметры тормозного механизма: L = 0,15 м; d = 0,05 м; φ = 5,91°; α = 9°.

С учетом действующей величины осевого усилия $F = 14645,97$ Н определим тормозной момент на колесе для VW Golf Mk6 при среднем радиусе трения тормозного диска $r = 0,145$ м [10], получим $M = 2123,67$ Н·м.

Исходя из сравнения тормозного момента, требуемого при торможении, и тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, $M_a = 2009,23$ Н·м ≤ $M = 2123,67$ Н·м, видно, что значение тормозного момента, развиваемого механическим тормозным механизмом, установленным на автомобиль марки VW Golf Mk6, достаточно для осуществления торможения автомобиля. При этом изменение параметров нажимного устройства дает возможность дальнейшего изменения создаваемого тормозного момента.

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

Рассмотрим влияние параметров нажимного устройства на характеристики тормозного механизма в графическом виде. Влияния изменения угла наклона паза α на осевую силу *F* и создаваемый тормозной момент *M* на тормозном диске представлены на рис. 5. На рис. 6 представлена зависимость осевой силы и величины осевого перемещения

цилиндра от длины приводного рычага.

Учитывая среднюю величину зазора между тормозным диском и фрикционными накладками в 0,1 мм с каждой стороны, исходя из рис. 6, установлено, что выбранный механический тормозной механизм обеспечивает гарантированную выборку зазора между тормозным диском и фрикционными накладками во всем рассматриваемом диапазоне параметров тормозного механизма, оказывающих влияние на данную величину, а именно угла наклона пазов и длины приводного рычага.

При минимально рассматриваемой величине параметра длины приводного рычага $L = 0{,}05$ м величина осевого хода цилиндра составляет $A = 5$ мм.

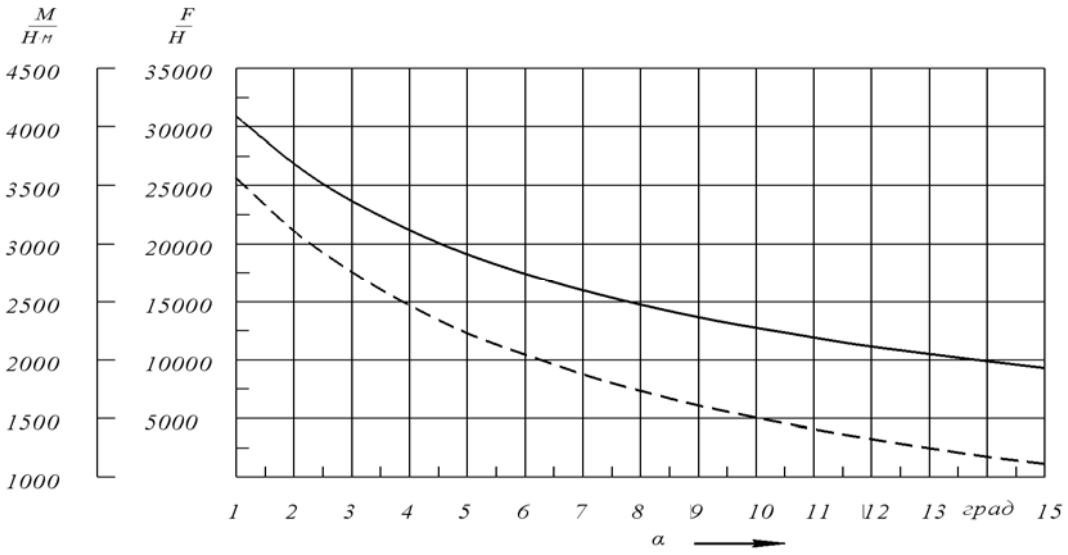

Рис. 5. График зависимости развиваемого тормозного усилия и момента торможения от угла наклона паза механического тормозного механизма: – F, Н; – M, Н·м

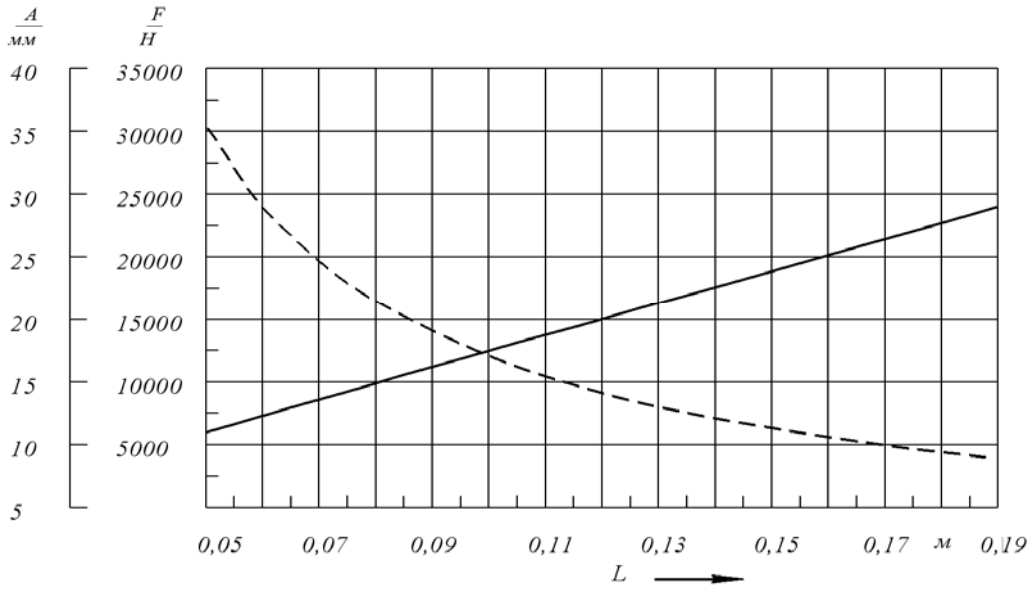

Рис. 6. График зависимости осевой силы и величины осевого перемещения цилиндра от длины приводного рычага: – F, Н; – A, мм

Также установлено, что при минимально рассматриваемой величине угла наклона паза в тормозной скобе α = 1° величина осевого перемещения кинематически подвижного цилиндра при полном выборе рабочего хода устройства управления составляет A = 15 мм.

Тогда, при наличии 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 длины приводного рычага 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 параметра длины приводного рычага более значения L = 0,15 м, уменьшение величины осевого перемещения A начинает замедляться, преодолев значение A = 0,012 мм.

В то же время установлено, что значение осевого усилия F возрастает на величину F = 1500 Н за каждое увеличение параметра длины приводного рычага на величину L = 0,01 м.

Как видно из формул (3) и (5), величина диаметра цилиндра не оказывает влияния на другие силовые или кинематические параметры тормозного устройства либо КПД механизма, всегда целесообразно принимать такую наименьшую величину диаметра цилиндра, которая вместе с тем будет обеспечивать оптимальную конструкторскую компоновку тормозного устройства. В частности, необходимо предусмотреть установку в тормозной цилиндр штифтов достаточного диаметра и в достаточном количестве для обеспечения плавной и бесперебойной работы тормозного устройства и выполнения условий по прочности штифтов и других элементов тормозного механизма.

Заключение

Таким образом, предложена модель силовых и кинематических зависимостей в дисковом механическом тормозном механизме с механическим приводом, отличающаяся учетом силовых факторов, возникающих между штифтом и пазом в тормозном суппорте, позволяющая установить, что при минимально рассматриваемой величине параметра длины приводного рычага L = 0,05 м величина осевого хода цилиндра составляет A = 5 мм. Также установлено, что при выбранных параметрах величина осевого перемещения кинематически подвижного цилиндра при полном выборе рабочего хода устройства управления составляет A = 15 мм уже при величине угла наклона паза в тормозной скобе, равном α = 1°, что является достаточным для обеспечения бесперебойного торможения автомобиля. При увеличении параметра длины приводного рычага более значения L = 0,15 м, уменьшение величины осевого перемещения A начинает замедляться, преодолев значение A = 0,012 мм. В то же время можно определить, что значение осевого усилия F возрастает на величину F = 1500 Н за каждое увеличение параметра длины приводного рычага на величину L = 0,01 м.

На основании полученных зависимостей выбранных силовых и кинематических параметров, а также их влияния на характеристики тормоза, рассчитана величина тормозного момента, развиваемого тормозным механизмом с механическим приводом, $M = 2123,67$ Н·м для автомобиля VW Golf Mk6, которая превышает значение максимально допустимого тормозного момента при торможе-

нии, исходя из условия сцепления колеса с дорогой, что позволяет сделать вывод, что значение тормозного момента, развиваемого механическим тормозным механизмом, установленным на автомобиль марки VW Golf Mk6, достаточно для осуществления торможения автомобиля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Транспорт дорожный. Требования к техническому состоянию по условию безопасности движения. Методы проверки: СТБ 1641–2019. – Минск: БелГИСС, 2019. – 56 с.

2. Тормозные системы двухколесных транспортных средств / А. В. Юшкевич, И. С. Сазонов, А. С. Мельников [и др.] // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 2 (43). – С. 94–105.

3. **Косенков, А. В.** Устройство тормозных систем иномарок и отечественных автомобилей / А. В. Косенков. – Ростов н/Д : Феникс, 2003. – 224 с.

4. **Титаренко, Д. Н.** Тормозные системы транспортных средств категории М3, N2 и N3 / Д. Н. Титаренко. – М. : Новый дом, 2014. – 47 с.

5. **Карташевич, А. Н.** Тракторы и автомобили. Тормозные системы автомобилей. Пневматические тормозные приводы / А. Н. Карташевич, В. А. Белоусов. – Горки : БГСХА, 2014. – 52 с.

6. **Глушко, М. И.** Развитие тормозных средств подвижного состава : монография / М. И. Глушко. – М. : Транспортная книга, 2009. – 208 с.

7. **Волков, В. П.** Ретроспективный анализ развития конструкция тормозных механизмов легковых автомобилей / В. П. Волков, Н. В. Дюкарев, Ю. В. Волков // Вестник ХНАДУ. – 2007. – С. 39–43.

8. **Беляев, В. М.** Проектирование тормозных систем автомобиля / В. М. Беляев, В. Г. Иванов, Л. А. Молибошко. – Минск : БГПА, 2000. – 47 с.

9. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности : ГОСТ 22895–77. – М. : Изд-во стандартов, 1993. – 23 с.

10. Workshop Manual Golf Variant 2008 : Volkswagen AG, Wolfsburg, 2005. – 507 с.

11. Патент BY 4005, МПК F16D 55/00. Тормозной механизм : № u 20070343 : заявлено 04.05.2007 : опубл. 01.07.2007 / Сазонов И. С., Мамити Г. И., Мельников А. С. – Бюл. № 5.

Статья сдана в редакцию 28 октября 2024 года

Контакты:
301d4669@gmail.com (Мельников Артем Александрович);
as_mlun@mail.ru (Мельников Александр Сергеевич).

A. A. MELNIKOV*, *A. S. MELNIKOV

STUDY ON INTERDEPENDENCY BETWEEN FORCE AND KINEMATIC FACTORS OF A PRESSURE UNIT AND THEIR EFFECT ON DISC BRAKE ATTRIBUTES

Abstract

The paper examines a disc brake with a mechanical pressure unit and a mechanical actuator, analyzes advantages and disadvantages of disc brake mechanisms with hydraulic and mechanical actuation. The results of the study are presented to show the interdependence between force and kinematic factors of the pressure unit and the mechanical actuation, and their effect on the disc brake attributes and vehicle braking performance.

Keywords:

disk brake, mechanical actuation, force and kinematic factors, braking torque, disc brake attributes.

For citation:

Melnikov, A. A. Study on interdependency between force and kinematic factors of a pressure unit and their effect on disc brake attributes / A. A. Melnikov, A. S. Melnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2024. – № 4 (85). – P. 28–38.