

УДК 629.113

**А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,  
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.**

## **ВЛИЯНИЕ СРЕДНЕГО ДИАМЕТРА РЕЗЬБЫ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА МОТОЦИКЛА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**

Рассмотрено влияние среднего диаметра резьбы на величину тормозного момента дискового тормоза с механическим приводом. Полученные зависимости позволяют производить выбор оптимальных параметров дискового тормоза. Рассмотрена взаимосвязь среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы нажимного устройства, установлено влияние среднего диаметра резьбы нажимного устройства на коэффициент полезного действия тормозного механизма.

Проведенные исследования влияния параметров винтовой передачи, используемой в качестве нажимного устройства дискового тормоза, на характеристики тормоза позволяют выбирать оптимальные значения данных параметров [1, 2].

Одним из главных параметров тормозного механизма является величина развиваемого им тормозного момента, в связи с этим рассматривалось влияние параметров винтовой передачи используемой в качестве нажимного устройства на величину тормозного момента.

Учитывая конструкцию тормоза и основываясь на полученной аналитической зависимости момента трения от различных параметров тормозного механизма, можно выделить две группы факторов, влияющих на величину и стабильность тормозного момента.

Под первой группой факторов подразумеваются параметры тормозного механизма, связанные с конструкцией тормозного диска, тормозных накладок и тормозной скобы. Ко второй группе факторов следует отнести параметры тормозного механизма, связанные непосредственно с винтовой передачей, используемой в качестве нажимного устройства.

Одним из важных параметров, определяющих характеристики как нажимного устройства, так и тормозного механизма в целом, является средний диаметр резьбы.

На рис. 1 представлено влияние величины среднего диаметра резьбы на момент трения тормоза. Исследование проводилось при трёх значениях угла подъёма резьбы:  $\beta = 19^\circ$ ;  $\beta = 23^\circ$ ;  $\beta = 31^\circ$ .

Средний диаметр резьбы значительно влияет на такие параметры, как коэффициент полезного действия, нажимное усилие и др. (рис. 2).

Диапазон изменения среднего диаметра резьбы  $d$  составляет от 0,01 до 0,03 м, что соответствует конструктивным возможностям размещения нажимного устройства в общей структуре тормозного механизма и связано с изменением коэффициента полезного действия тормозного механизма.

С уменьшением величины угла подъёма резьбы наблюдается увеличение развиваемого тормозного момента при тех же значениях среднего диаметра резьбы. Так, например, для среднего диаметра резьбы  $d = 18$  мм при величине угла подъёма резьбы  $\beta = 16^\circ$  развиваемый тормозной момент  $M = 522$  Н·м. При величине угла подъёма резьбы  $\beta = 23^\circ$  развиваемый тормозной момент  $M = 397$  Н·м. При величине угла подъёма резьбы  $\beta = 31^\circ$  развиваемый тормозной момент  $M = 278$  Н·м.

Таким образом, при одновременном изменении величины среднего диаметра резьбы и величины угла подъёма резьбы можно значительно повысить развиваемый тормозной момент.

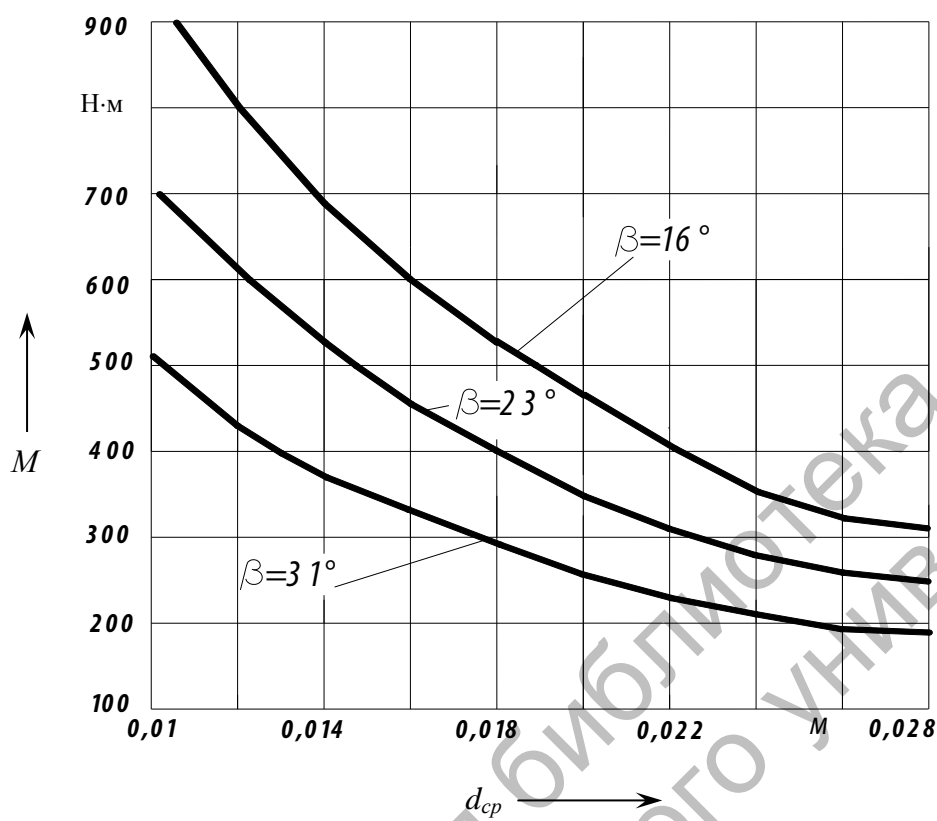


Рис. 1. Влияние величины среднего диаметра резьбы  $d_{cp}$  на момент трения дискового тормоза  $M$  при различных углах подъема резьбы  $\beta$

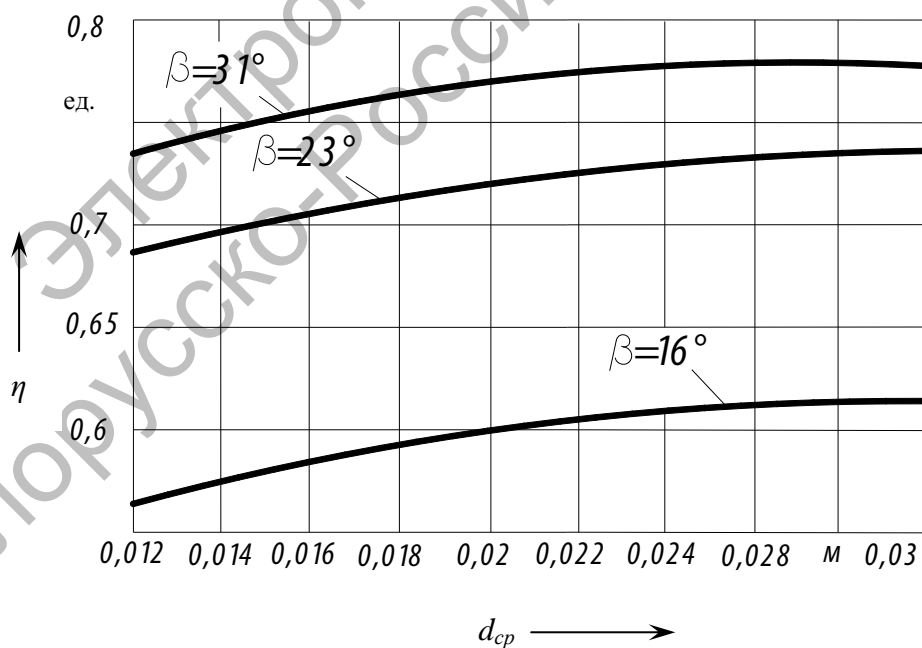


Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия  $\eta$  от среднего диаметра резьбы  $d_{cp}$  при различных значениях угла подъема резьбы  $\beta$

Так, для среднего диаметра резьбы  $d = 0,01$  м и при величине угла подъема резьбы  $\beta = 16^\circ$  развиваемый тормозной момент  $M = 939$  Н·м.

При этом необходимо учитывать, что величина среднего диаметра резьбы и величина угла подъема резьбы взаимосвязаны известным выражением [2].

Угол наклона витков резьбы определяется в зависимости от назначения передачи и осевой силы, действующей на винт.

Передачи, у которых угол подъема винтовой линии меньше или равен углу трения ( $\beta \leq \varphi$ ), называются самотормозящимися [1–3]. Они используются для преобразования вращательного движения в поступательное, т. к. при этом отпадает необходимость в тормозных устройствах. Для преобразования поступательного движения во вращательное необходимо применить винтовую передачу, у которой  $\beta > \varphi$  (обычно  $\beta \geq 2\varphi$ ). Чем меньше угол подъема винтовой линии, тем большую осевую силу  $Q$  можно создать при заданном окружном усилии  $P$ .

Угол подъема винтовой линии определяется по среднему диаметру  $d$  резьбы [1–3]:

$$\beta = \arctg S / \pi d, \quad (1)$$

где  $S$  – ход резьбы,  $S = pn$  ( $p$  – шаг резьбы;  $n$  – число заходов резьбы);  $d$  – средний диаметр резьбы.

Число заходов резьбы выбирают в зависимости от назначения винтовой передачи. Однозаходную резьбу с небольшим углом подъема средней винтовой линии используют, если необходимо обеспечить самоторможение. Многозаходную ( $n = 2, 3, 4, 6, 8$ ) резьбу применяют для обеспечения больших осевых перемещений и реверсивности винтовой передачи, а также получения при недлинной внутренней резьбе достаточного числа витков резьбы, обеспечивающих ее прочность и износостойкость. Число заходов резьбы можно определить как

$$n = \pi d \operatorname{tg} \beta / p. \quad (2)$$

Это означает, что с уменьшением среднего диаметра резьбы происходит изменение таких параметров, как шаг резьбы и число заходов резьбы, что, в свою очередь, влияет на угол подъема резьбы. Оптимальным будет считаться тот средний диаметр, при котором шаг резьбы и число заходов резьбы позволяют получить угол подъема, обеспечивающий необходимое передаточное отношение и высокое значение коэффициента полезного действия тормозного механизма.

Для тормозного момента, равного 397,1 Н·м, являющегося предельным по условию сцепления шин с дорогой, величина среднего диаметра резьбы соответствует 18 мм.

Оценивалось также влияние среднего диаметра резьбы  $d_{cp}$  нажимного устройства на момент трения тормоза  $M$  при изменении среднего радиуса трения фрикционных пар  $R_{cp}$  (рис. 3).

Исследование зависимости проводилось при различных значениях среднего диаметра резьбы. Для значения среднего диаметра резьбы, равного 14 мм, уже при среднем радиусе трения  $R_{cp} = 89$  мм значение развиваемого тормозного момента превышает требуемую величину тормозного момента, т. е.  $M = 487$  Н·м.

Таким образом, при среднем диаметре резьбы  $d_{cp} = 14$  мм необходимое значение тормозного момента обеспечивается во всем возможном диапазоне изменения среднего радиуса трения, а необходимое значение тормозного момента  $M = 397$  Н·м достигается при среднем радиусе трения меньше 89 мм. Это означает, что в данном случае средний радиус трения можно уменьшить до минимально возможного по конструктивным соображениям, то есть ограничением в данном случае для минимального значения среднего радиуса трения является не величина тормозного момента, а конструктивные возможности использования тормозного диска со столь ма-

лым диаметром.

Для среднего диаметра резьбы  $d_{cp} = 18$  мм среднему радиусу трения  $R_{cp} = 91$  мм соответствует значение тормозного момента  $M = 404$  Н·м. То есть, как и для среднего диаметра резьбы  $d_{cp} = 14$  мм, так и для  $d_{cp} = 18$  мм есть

возможность использовать тормозные диски с минимальным диаметром. При этом ограничивающим фактором для размера диска, как уже указывалось, являются конструктивные возможности размещения тормозного диска столь малого диаметра.

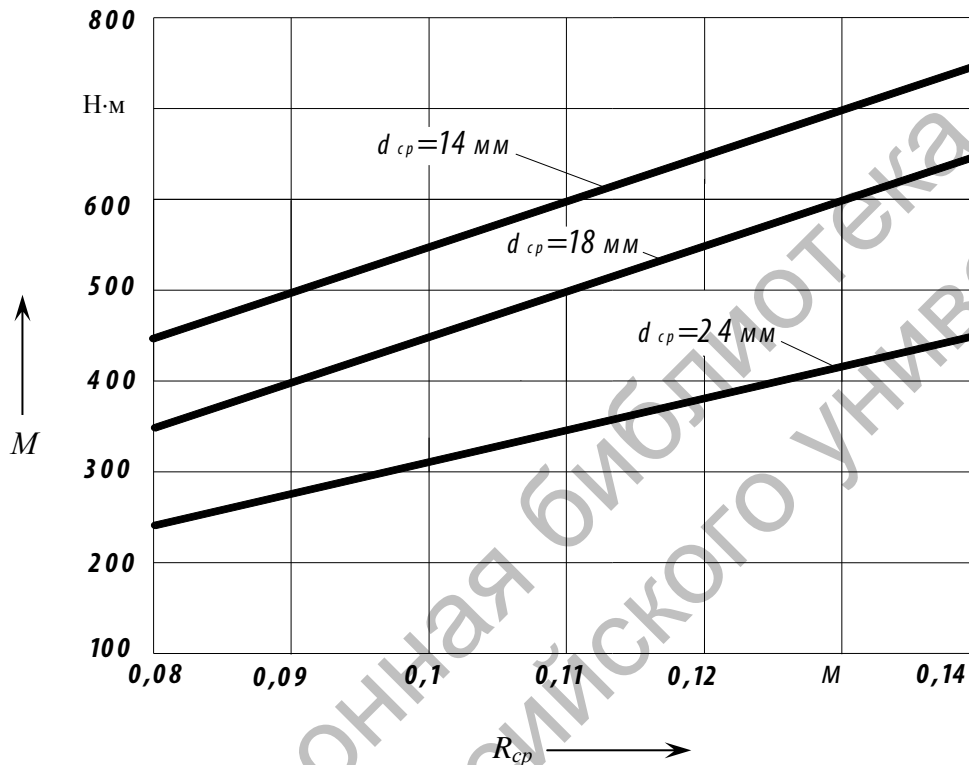


Рис. 3. Зависимость момента трения дискового тормоза от величины среднего радиуса трения фрикционных пар

В случае использования нажимного устройства со средним диаметром резьбы  $d_{cp} = 24$  мм необходимое значение тормозного момента достигается при среднем радиусе трения  $R_{cp} = 0,135$  м. Это означает, что использование среднего диаметра резьбы  $d_{cp} = 24$  мм влечёт за собой необходимость установки тормозных дисков диаметрами порядка 320 мм и более. Однако выбор таких параметров тормозной системы может быть оправдан снижением среднего контактного давления в резьбе и увеличением запаса прочности по эквивалентным напряжениям.

В связи с тем, что значение среднего радиуса трения, необходимого для дости-

жения требуемого тормозного момента, связано с величиной коэффициента трения на поверхностях трения, оценивалось также влияние данного коэффициента на момент, развиваемый тормозом. Исследование зависимости тормозного момента от коэффициента трения между тормозным диском и фрикционной накладкой проводилось при трёх различных значениях коэффициента трения в резьбе:  $\mu_2 = 0,05$ ;  $\mu_2 = 0,10$ ;  $\mu_2 = 0,15$ . При уменьшении коэффициента трения в резьбе величина тормозного момента неизменно возрастала при тех же значениях коэффициента трения между тормозным диском и фрикционной накладкой.

Каждому из трёх значений коэффициента трения в резьбе соответствует собственное значение коэффициента трения между диском и накладкой, при котором достигается необходимая величина тормозного момента. Величина  $\mu_1 = 0,37$  соответствует нажимному устройству с коэффициентом трения в резьбе  $\mu_2 = 0,05$ ,  $\mu_1 = 0,04$  соответствует  $\mu_2 = 0,1$ ,  $\mu_1 = 0,042$  соответствует  $\mu_2 = 0,15$ .

Результаты проведенных исследований означают, что при уменьшении коэффициента трения в резьбе нажимного устройства появляется возможность использования тормозного диска и тормозной накладки с меньшим коэффициентом трения, что соответственно удешевляет всю конструкцию тормозной системы, а также облегчает подбор указанных материалов тормозной системы. Кроме этого, есть возможность повысить стабильность тормозного момента при работе рассматриваемого дискового механизма в неблагоприятных условиях: грязь, повышенная влажность и т. д.

Повышения коэффициента трения между тормозным диском и накладками тормозных колодок можно добиться подбором материала рабочей поверхности диска с высоким коэффициентом трения, улучше-

нием охлаждения тормозного диска, повышением фрикционных свойств тормозного диска за счёт выполнения в диске отверстий различной конфигурации.

Влияние тормозной колодки на момент трения обусловлено фрикционным материалом тормозной накладки, формой колодки, которая тесно связана с конструкцией тормозного механизма, а иногда и продиктована конструктивной необходимостью.

Оптимальными при этом являются накладки с высокими фрикционными свойствами и форма тормозной колодки, обеспечивающей максимальное использование поверхности трения диска, что позволяет уменьшить при этом удельное давление в контакте трущихся поверхностей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 4640 РБ, МКИ С 1 F 16 D 55/00. Дисковый тормоз / Г. И. Мамити [и др.] ; заявитель и патентообладатель ММИ. – № а19980743 ; заявл. 05.08.98 ; опубл. 18.04. 02, Бюл. № 3. – 30 с.
2. Мамити, Г. И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов / Г. И. Мамити. – Минск : ДизайнПРО, 1997. – 300 с.
3. Мамити, Г. И. Теория винтовой передачи / Г. И. Мамити, М. С. Льянов, А. С. Мельников // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 79–83.

Белорусско-Российский университет  
Материал поступил 06.10.2008

**A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim**  
**Influence of the hold-down device angle thread diameter on the characteristics of the motorcycle disk brake with a mechanical drive**

Influence of the angle thread diameter on the magnitude of the braking torque of the disk brake with a mechanical drive is considered in the article. The obtained dependences make it possible to choose optimum parameters of the disk brake. The interaction of the angle thread diameter and the lead angle of the hold-down device has been considered. Influence of the angle tread diameter of the hold-down device on the efficiency of the brake mechanism has been established.