

Довбня Н.П.,
Бондаренко Л.М.,
Бобырь Д.В.,
Коренюк Р.А.

Днепропетровский национальный
университет железнодорожного транспорта
им. академика В. Лазаряна,
г. Днепропетровск, Украина
E-mail: dmitrob@ua.fm

УТОЧНЕНИЕ ДОПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА ТОРМОЗОВ С УСИЛЕНИЕМ

УДК 621.838 (03)

Проведен расчет по уточнению тормозных моментов на стоянке и при движении с учетом сопротивления качению шариков при распоре дисков.

Ключевые слова: сопротивление качению, реактивный момент, тормозной момент, тормозные диски.

Постановка проблемы

Для уменьшения усилия управления тормозом, уменьшения его габаритов и массы они снабжаются устройствами, увеличивающими усилия управления [1].

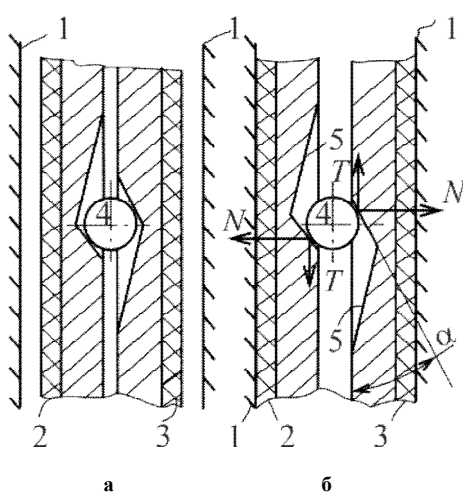


Рис. 1 – К дополнению расчета тормозов с усилением

В разомкнутом состоянии фрикционные накладки 2 и 3 дисков отведены от внутренних стенок вращающегося корпуса 1 (пружинами), а шарики 4 находятся в наиболее глубокой части канавок 5 (рис. 1). При торможении приводное устройство, закрепленное на неподвижной части механизма, поворачивает диски 2 и 3 относительно друг друга на некоторый угол, при этом шарики 4 перемещаются по наклонным поверхностям канавок 5, раздвигая диски и прижимая их к поверхностям трения вращающегося корпуса 1.

Неточностью при определении тормозного момента этого типа тормозов является то, что при определении реактивного момента на радиусе размещения шариков, опирающихся на наклонные плоскости, не учитывается сопротивление качению шариков.

Целью статьи является учет сопротивления качению шариков по наклонным плоскостям на величину реактивного момента и величину тормозного момента.

Материал исследований

1. Торможение на стоянке.

Под действием давления жидкости в тормозных гидроцилиндрах на дисках создается момент:

$$M_{\partial} = Phn, \quad (1)$$

где P и h – усилие на штоке гидроцилиндра и плечо его действия;

n – число приводных гидроцилиндров в тормозе.

Поскольку каждый шарик создает распорную силу:

$$N = \frac{Phn}{R_{ш} i t g \alpha}, \quad (2)$$

где $R_{ш}$ – радиус размещения шариков;

i – число шариков;

α – угол наклона плоскости качения шарика.

Для определения сопротивления качению шарика по плоскости необходимо знать величину нормального давления шарика на плоскость:

$$N_{н} = \frac{Phn \cos \alpha}{R_{ш} i t g \alpha}. \quad (3)$$

В [2] получена экспериментально-аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения. При первоначальном точечном контакте его величина:

$$k = 0,16be^{0,2r}, \quad (4)$$

где b – полуширина пятна контакта;

r – радиус шарика в метрах.

Отметим, что сопоставление формулы (4) с ее аналогом, полученным в [1] аналитически показывает, что экспонентой определяются гистерезисные потери, однако ввиду малости величины r для шариков экспонентой можно пренебречь.

Полуширину пятна контакта найдем в предположении, что модуль упругости материала шарика во много раз превышает его величину для накладки:

$$b = 0,9086\sqrt[3]{N_n r \frac{1-\mu^2}{E}}, \quad (5)$$

где E – модуль упругости материала накладки;

μ – коэффициент Пуассона материала накладки.

Таким образом, коэффициент трения качения определяется из формулы:

$$k = 0,145\sqrt[3]{\frac{Phnr \cos \alpha (1-\mu^2)}{R_u i E t g \alpha}}, \quad (6)$$

а сопротивление качению шарика – из формулы:

$$W = \frac{0,145 Phn \cos \alpha}{r R_u i t g \alpha} \sqrt[3]{\frac{Phnr \cos \alpha}{R_u i E t g \alpha} (1-\mu^2)}. \quad (7)$$

Распорное усилие, создаваемое каждым шариком с учетом W составит:

$$N = \frac{(P-W)hn}{R_u i t g \alpha}, \quad (8)$$

а тормозной момент, действующий на корпус на стоянке составит:

$$M_{mcm} = \frac{f(P-W)R_{cp}nz}{R_u i t g \alpha}, \quad (9)$$

где z – число пар поверхностей трения (чаще всего две);

R_{cp} – средний радиус трения фрикционного кольца;

f – коэффициент трения между корпусом и накладкой.

Величина R_{cp} обычно определяется как средняя арифметическая величина внешнего и внутреннего радиусов или исходя из радиуса действия всех элементарных сил по площадке трения.

Поскольку главная физическая задача тормозов – превращение механической энергии в тепловую, то величину среднего радиуса трения необходимо находить из условия работы сил трения.

Нахождение R_{cp} из условия работы сил трения покажем на примере накладок в виде кольцевого сектора (рис. 2).

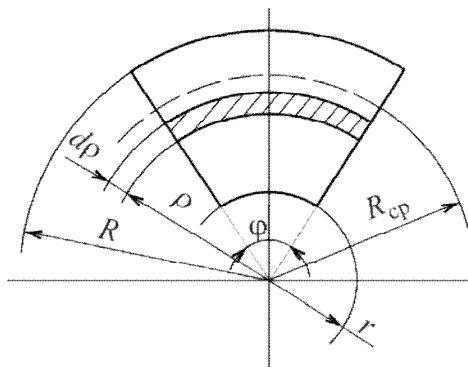


Рис. 2 – Расчетная схема кольцевого сектора

Если центральный угол сектора φ , то длина элементарного кольца толщиной dr составит $\rho\varphi$, а площадь $\rho\varphi dr$. Работа сил трения, которые действуют на элементарное кольцо за один оборот

$$dA = 2\pi\varphi f p r^2 d\varphi, \quad (10)$$

где $p = \varphi N / 2n(R^2 - r^2)$ – удельное давление;

n – количество секторов;

f – коэффициент трения.

Исходя из главного физического назначения тормоза, работу сил трения относительно R_{cp} прием одинаковой, интегрируя выражение (1) в пределах $R - R_{cp}$ и $R_{cp} - r$, получим:

$$A_{ви} = \pi\varphi f p (R^3 - R_{cp}^3), \quad (11)$$

$$A_{сп} = \pi\varphi f p (R_{cp}^3 - r^3).$$

Приравняв эти работы, получим, что:

$$R_{cp} = \sqrt[3]{0,5(R^3 + r^3)} \quad (12)$$

в отличие от величин $R_{cp} = 0,5(R + r)$ или $R_{cp} = (2/3)[(R^3 - r^3)/(R^2 - r^2)]$.

2. Торможение при вращающемся корпусе.

Из-за эффекта самозатяжки диска возникают распорные силы N_g , которые определяются из условия равновесия корпуса тормоза под действием момента сил. Расположенных в плоскости вращения:

$$N_{гс} = \frac{(P - W)hn}{R_u \operatorname{tg}\alpha - fR_{cp}}. \quad (13)$$

Тормозной момент, действующий на корпус тормоза:

$$M_m = \frac{(P - W)hnzR_{cp}}{R_u \operatorname{tg}\alpha - fR_{cp}}. \quad (14)$$

Коэффициент самоусиления по аналогии с [1]:

$$S = \frac{1}{1 - \frac{fR_{cp}}{R_u \operatorname{tg}\alpha}} \cdot \frac{2}{1 + \frac{f_o f R_{cp}}{R_o}}, \quad (15)$$

где f_o – коэффициент трения между диском и упором тормоза;

R_o – средний радиус упора шлицевого соединения.

Коэффициент относительной чувствительности дисковых тормозов с усилением рекомендуется определять из выражения:

$$e = \frac{1}{1 - fS_k}, \quad (16)$$

где S_k – конструктивный показатель самоусиления, $S_k = (R_{cp}/R_u) \operatorname{ctg}\alpha$.

Найдем сначала момент, создаваемый на дисках при торможении на стоянке без учета и с учетом качения шариков. Для определения распорной силы, создаваемой каждым шариком найдем сопротивление качению одного шарика по двум плоскостям (7) при следующих величинах, входящих в формулу: $P = 2,4$ кН; $h = 85$ мм; $n = 2$; $r = 10$ мм; $\alpha = 30^\circ$; $\mu = 0,4$; $E = 0,1 \cdot 10^6$ МПа; $R_u = 145$ мм; $i = 8$. При этом сопротивление качению одного шарика по двум плоскостям составит $W = 2,71$ Н, а необходимое распорное усилие (8) составит: без учета сопротивления качению шарика $N = 609,6$, а с учетом $N = 608,9$.

Значения тормозного момента, действующего на корпус на стоянке с учетом и без учета сопротивления качению шариков и при рекомендуемой и средней величинах R_{cp} сведены в таблицу 1.

Для случая торможения при вращающемся корпусе примем $f = 0,25$.

Значения тормозного момента, действующего на корпус сведем в табл. 2.

Таблица 1

Величины тормозного момента с учетом и без учета сопротивления качению шариков, средней и рекомендуемой величинах радиуса торможения

Средние радиусы	С учетом	Без учета
$R_{cp} = 0,5(R + r)$	4097	-
$R_{cp} = \left[0,5(R^3 + r^3)\right]^{1/3}$	4183	-
$R_{cp} = 0,5(R + r)$	-	4102
$R_{cp} = \left[0,5(R^3 + r^3)\right]^{1/3}$	-	4188

Таблица 2

Величины тормозного момента, действующего на корпус, с учетом и без учета сопротивления качению шариков, средней и рекомендуемой величинах радиуса торможения

Средние радиусы	С учетом	Без учета
$R_{cp} = 0,5(R + r)$	2432,6	-
$R_{cp} = \left[0,5(R^3 + r^3)\right]^{1/3}$	2523,1	-
$R_{cp} = 0,5(R + r)$	-	2435,3
$R_{cp} = \left[0,5(R^3 + r^3)\right]^{1/3}$	-	2525,9

Анализ проведенных расчетов по уточнению тормозных моментов на стоянке и при движении с учетом сопротивления качению шариков при распоре дисков позволяет сделать следующие **выводы и рекомендации**:

- влияние сопротивления качению шариков, опирающихся на наклонные плоскости канавок тормозов с усилением на величины распорного усилия и тормозной момент незначительное (для принятого примера десятые доли процента);
- радиус действия силы трения для принятых величин наружного и внутреннего радиусов, найденный по предлагаемой методике из условия равенства работ сил трения относительно радиуса трения, мало отличается от их значений, полученных как радиус эквивалентный всем элементарным силам трения или как средняя арифметическая величина радиусов;
- указанные результаты расчетов справедливы только для принятых размеров и силы на штоке гидроцилиндра, а в общем случае расчет необходимо производить по предлагаемой методике.

Литература

1. Тормозные устройства: Справочник [Текст]/М. П. Александров, А. Г. Льянков, В. Н. Федосеев и др.// М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
2. Бондаренко, Л. М. Деформаційні опори в машинах [Текст]/ Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ, Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.

Поступила в редакцію 22.03.2013

Dovbnia N.P., Bondarenko L.M., Bobir D.V, Korenjuk R.A. **Update supplemented by calculations brake with gain.**

Analysis of the calculations for the refinement of braking torque in the parking lot and moving the rolling resistance balls during the thrust disk to the following conclusions and recommendations:

- influence rolling resistance ball resting on the inclined plane of the grooves on the brakes with increasing values of spacing effort and slight braking torque (for example, received tenths of a percent);
- range of friction values for the received external and internal radii found by the proposed method from the condition that the work of friction with respect to the radius of the friction is not very different from their values obtained as the radius of the equivalent all the elementary forces of friction or as arithmetic mean of the radii;
- these calculation results are valid only for the assumed size and strength on the rod cylinder, and in the general case, the calculation should be performed by the proposed method.

Keywords: rolling resistance, the torque, brake torque, brake discs.

References

1. Tormoznye ustroystva: Spravochnik [Tekst]/M. P. Aleksandrov, A. G. Lnyakov, V. N. Fedoseev i dr. // M.: Mashinostroenie, 1985. 312 s.
2. Bondarenko, L. M. Deformacijni opory v mashynakh [Tekst]/ L. M. Bondarenko, M. P. Dovbnja, V. S. Lovejkin. Dnipropetrovsjk, Dnipro-VAL, 2002. 200 s.