MOTROL, 2009, 11B, 212-217

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОСЕВОГО ОДНОДИСКОВОГО ТОРМОЗА С РАЗМЫКАЮЩИМИСЯ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Николай Хабрат*, Александр Морозов**

*Крымский инженерно-педагогический университет.
**Национальная академия природоохранного и курортного строительства.

Аннотация. Рассмотрены вопросы передачи нагрузок в автоматическом осевом однодисковом тормозе с размыкающимися поверхностями. Разработана методика расчета параметров тормоза.

Ключевые слова: осевой однодисковый тормоз, размыкающая поверхность, храповой диск, момент трения.

ВВЕДЕНИЕ

В приводах различного рода грузоподъемных машин и подъемников широкое применение нашли весьма надежные автоматические осевые однодисковые тормоза с размыкающимися поверхностями [1-3, 5, 7, 9, 12]. Эти тормоза (рис. 1) устанавливаются на приводном валу *1* с резьбовым участком, на котором устанавливается ступица *2* с торцевым нажимным диском и элементом передачи нагрузки, например, зубчатым венцом или барабаном. На этом приводном валу *1* жестко устанавливается упорный диск *4*. Между дисками упорным и нажимным устанавливается храповой диск *3*, взаимодействующий с защелкой *5*. На приводном валу *1* закреплен упор *6*, ограничивающий осевое перемещение ступицы *2* по приводном валу.

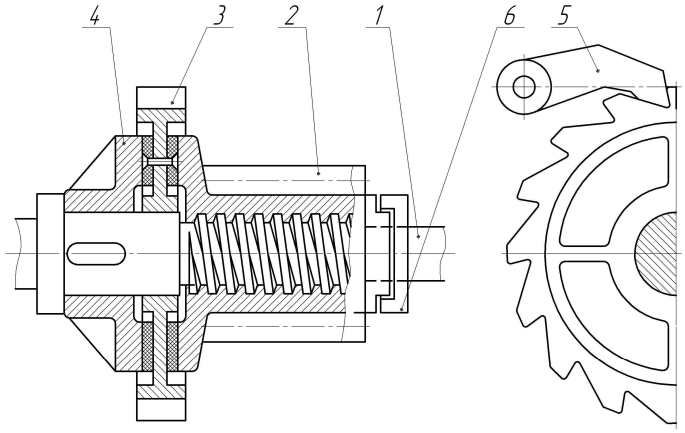

Рис. 1. Автоматический осевой однодисковый тормоз с размыкающимися поверхностями

Fig.1. Automatic brakes with axial load locking

Работает тормоза такой конструкции следующим образом. При вращении приводного вала на подъем груза производится завинчивание ступицы 2 по резьбе, приводящее к сжатию храпового диска 3 с двух сторон и при этом защелка не препятствует вращению храпового диска. При отключении привода на приводной вал, последний стремится вращаться в обратную сторону и защелка, входя в зацепление с храповым диском, предотвращает обратное вращение приводного вала.

При вращении приводного вала на опускание груза ступица нажимного диска незначительно отходит от храпового диска и при его остановленном положении производится дальнейшее вращение приводного вала с опусканием груза.

Основное достоинство этого тормоза высокая надежность за счет того, что тормозной момент автоматически создается пропорциональным величине транспортируемого груза, удерживая его в статическом положении.

Несмотря на известность этого технического решения и широкое использование в машинах и устройствах [1-3, 5, 9, 11, 12] в технических источниках информации отсутствуют сведения на проведение проектных расчетов по выбору основных параметров, а та информация, которая имеется, либо недостаточна [1, 3, 5, 9, 11, 12], либо недостоверна [2].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель данной работы восполнение имеющегося пробела при проведении проектировочных расчетов по выбору основных параметров автоматических однодисковых осевых тормозов с размыкающимися поверхностями, именуемыми в дальнейшем тормозами. Рассмотрим ступицу 2 тормоза находящуюся в статическом равновесии. Внешний крутящий момент Мс воспринимается моментом сил трения Мн тормозной поверхностью нажимного диска ступицы 2 и моментом сил трения в резьбе Мр.

В аналитическом виде это условие имеет вид:

$$M_c = M_н + M_p = 0{,}5F_a D_{нс} f_н + 0{,}5F_a \cdot d_2 tg(\beta + \rho)\,, \qquad (1)$$

где: F_a – осевая сила создаваемая при завинчивании ступицы *2* по приводному валу; $D_{нс}$, d_2 – средние диаметры соответственно нажимного диска трения и резьбы; $f_н$ – коэффициент трения для поверхностей дисков нажимного и храпового; β, ρ - соответственно средний угол подъема резьбы и трения в резьбовой паре приводной вал-ступица нажимного диска.

Отметим при этом что момент сил $M_н$ передается от нажимного на храповой диск, а M_p на приводной вал, на которых они имеют обратные направления. Воздействие осевой силы F_a со стороны нажимного диска приводит к созданию противоположно направленной на упорный диск и к моменту сил трения M_y на нем в виде:

$$M_y = F_a D_{yc} f_y\,, \qquad (2)$$

где: D_y – средний диаметр трения для дисков упорного и храпового; для общих поверхностей которых коэффициент трения f_y.

Момент трения M_y передается на храповой диск в том же направлении, что и $M_н$.

Момент трения в резьбе M_p от ступицы передается на приводной вал и далее через упорный диск на храповой, в результате чего суммарный момент трения $M_{ус}$ на храповом диске со стороны упорного составляет:

$$M_{ус} = M_у + M_р = 0{,}5F_a \cdot D_{ус} f_у + 0{,}5F_a d_2 tg(\beta + \rho). \quad (3)$$

Суммарный крутящий момент трения $M_{хд}$, создаваемый на храповом диске составит:

$$M_{хд} = M_н + M_{ус} = 0{,}5F_a[D_{нс} f_н + D_{ус} f_у + d_2 tg(\beta + \rho)]. \quad (4)$$

Разделив зависимость (4) на (1) получим:

$$\frac{M_{хд}}{M_c} = \frac{D_{нс} f_н + D_{ус} f_у + d_2 tg(\beta + \rho)}{D_{нс} f_н + d_2 tg(\beta + \rho)}. \quad (5)$$

Отношение моментов $M_{хд}$ / M_c в технической литературе принято называть коэффициентом запаса торможения [1, 3, 7, 9] и обозначать k_T.

Конструктивно целесообразно принять для дальнейших расчетов $D_{нс} = D_{ус} = D_c$ и $f_н = f_у = f$.

Тогда зависимость (5) примет вид:

$$k_T = \frac{2D_c f + d_2 tg(\beta + \rho)}{D_c f + d_2 tg(\beta + \rho)}. \quad (6)$$

Эта зависимость (6) пригодна для практических расчетов при определении коэффициента торможения k_T существующих конструкций тормозов.

Примем для упрощения дальнейших расчетов приближенное отношение [1, 3, 5, 7]

$$D_c + 0{,}5(D_н + D_в) = 0{,}5D_в(\psi + 1), \quad (7)$$

где: ψ – коэффициент характеризующий отношение диаметров трения тормоза наружного $D_н$ к внутреннему $D_в$.

Анализ уравнений (2) и (3) показывает, что момент трения торможения парами поверхностей упорный и тормозной диски больше чем пары нажимной-храповой, а так же то, что момент трения пары упорный-храповой диски равен статическому моменту M_c.

Представим тормозной момент на диске в виде:

$$M_{хд} = k_T M_c = F_a[D_c f + 0{,}5d_2 tg(\beta + \rho)], \quad (8)$$

в котором осевую силу сжатия храпового (тормозного) диска (осевая сила давления в резьбе) выразим через параметры нажимного и упорного дисков, которая в этом случае составит:

$$F_a = 0{,}25\pi(D_н^2 - D_в^2)[P] = 0{,}25D_в^2(\psi^2 - 1)[P], \qquad (9)$$

где: $[P]$ – допускаемые напряжения смятия по поверхностям трения дисков.

Подставив в уравнение (8) соотношение (7) и (9) и преобразовав его получим полное кубическое уравнение вида

$$\psi^3 + a\psi^2 + b\psi + c = 0, \qquad (10)$$

где: $a = 1 + \dfrac{d_2 tg(\beta + \rho)}{2D_в f}$, $b = -1$, $c = -\left[a + \dfrac{4k_T M}{\pi D_в^3 f[P]}\right]$, которое решается по методу Кардано [6] путем приведения его к неполному кубическому уравнению вида:

$$y^3 + Py + g = 0, \qquad (11)$$

подстановкой в уравнение (10):

$$\psi = y - \frac{a}{3}. \qquad (12)$$

Параметры уравнения (11) определяются соотношениями:

$$P = -\frac{a^2}{3} + b, \qquad (13)$$

$$g = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{ab}{3} + c, \qquad (14)$$

$$y = \sqrt[3]{-\frac{g}{2} + \sqrt{\left(\frac{P}{3}\right)^3 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}} + \sqrt[3]{-\frac{g}{2} - \sqrt{\left(\frac{P}{3}\right)^3 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}}. \qquad (15)$$

Определив параметр ψ рассчитываются все остальные параметры тормоза.

Параметры необходимые для проведения проектного расчета тормоза:

M_c – статический крутящий момент, нагружающий ступицу нажимного диска тормоза;

$d_{вал}$ – минимальный диаметр приводного вала тормоза, полученный из его прочностного расчета;

k_T – коэффициент запаса торможения, принимаемый по требованиям Гостехнадзора [8] для проектируемого привода механизма подъема.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В результате определена последовательность расчета параметров тормоза:

1. ринимается резьба ступицы нажимного диска предпочтительно прямоугольного или трапецеидального сечения с диаметрами внутренним $d_1 \geq d_{вал}$, средним d_2, наружным d_0, шагом $p \approx 0{,}2d_1$, числом заходов $n = 2...4$ [4, 10];

2. Материал резьбовой части ступицы нажимного диска принимается предпочтительно бронза с углом трения ρ и допускаемыми напряжениями смятия по резьбе $[q]$ по рекомендациям [1, 3, 9];

3. Определяется угол подъема резьбы по среднему диаметру $\beta = arctg(np/\pi d_2)$, который должен быть в пределах (6-15)^o по рекомендациям [1, 3, 9];

4. Принимается величина коэффициента трения *f* [1, с.356] в зависимости от условий работы (со смазкой или без нее). Установка на тормозном диске фрикционных накладок повышает величину коэффициента трения, способствуя снижению радиальных габаритов поверхностей трения тормоза;

5. Задавшись величинами коэффициента запаса торможения k_T по требованиям Гостехнадзора [8] и внутренними диаметрами поверхностей трения нажимного и упорного дисков $D_в > d_0$ (наружного диаметра резьбы) по зависимости (9) определяется параметр ψ. При этом следует учитывать, что уменьшение значения угла подъема резьбы β способствует повышению коэффициента k_T, как это следует из уравнения (6);

6. Определяем диаметры поверхности трения дисков

$D_н = D_в\psi$ и средний по зависимости (7);

7. По преобразованной зависимости (1) определяется осевая сила F_a по поверхностям трения тормозного диска:

$$F_a = k_T M_c / [0{,}5d_2 tg(\beta + \rho) + D_в f(\psi + 1)].$$

8. Проверяются поверхности трения дисков нажимного и тормозного по действующим напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = 4F_a / [\pi(D_н^2 - D_в^2] \leq [\sigma]_{см},$$

с учетом рекомендаций [1, с.357].

9. Определяется рабочее число витков резьбы *Z* нажимного диска:

$$Z = F_a / (\pi d_2 h[q]),$$

где: *h* – рабочая высота витка резьбы; [*q*] – допускаемое напряжение смятия между витками резьбы. Принимаем по рекомендации [1, с.288].

ВЫВОДЫ

Получены аналитические зависимости передачи усилий в автоматическом осевом тормозе с размыкающимися поверхностями из рассмотрения картины механизма взаимодействия фрикционных пар трения тормозного устройства;

Полученные аналитические зависимости позволяют определить все основные параметры при проектном расчете рассматриваемой конструкции тормоза;

В предложенной методике проектного расчета тормоза используются выработанные практические рекомендации по величинам коэффициента трения и допускаемым напряжениям смятия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383с.
2. Бондаровский Ф.П., Корнеев Г.В. Детали машин и подъемно-транспортные машины – М.: Машгиз, 1962. – 552с.
3. Грузоподъемные машины. /Александров М.П., Колобов Н.А., Лобов и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400с.
4. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. Расчет и проектирование деталей машин. – К.: Техника, 1964. – 316с.
5. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища школа, 1983 – 383с.
6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1968 – 780с.
7. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1973 – 464с.
8. Справочник по кранам. В 2т. Т.2 /М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др. – Л.: Машиностроение, - 1988 – 559с.
9. Справочник конструктора машиностроителя. В 3-х т. Т.1 / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: - Машиностроение, 2006 – 728с.
10. Федосеев В.П. Приборы и устройства безопасности грузоподъемных машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1990 – 330с.
11. Фиделев А.С. Подъемно-транспортные машины. – К.: Вища школа. 1976 – 220с.

THE THEORY AND CALCULATION OF THE AUTOMATIC AXIAL SINGLE-DISK BRAKE WITH THE UNFASTEN SURFACES

Nikolay Khabrat, Alexander Morozov

Summary. The questions as the transference of the loading in the axial automatic brake with unfasten surfaces and the method of determining factor of calculating its main parameters are observed in the article.

Key words: brakes with axial load locking, disk brakes, stop gears, moment of friction.