

УДК 621.876

Будвуд А.Н., аспирант; Апруда А.А., магистр; Притула С.А., магистр; Крысь Н.В., студент.

Одесский национальный политехнический университет

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Ключевые слова: Диско-колодочный тормоз, тормозной момент, температура нагрева диска, эффективность торможения.

Постановка проблемы. С каждым годом интенсивность использования ПТМ повышается. За последние полвека значительно возросли рабочие скорости перемещения механизмов этих машин. Все это напрямую связано с необходимостью повышения производительности и получения максимальной отдачи при использовании дорогостоящей машины. Но с ростом производительности должны стоять вопросы роста безопасности эксплуатации машины, которым должно уделяться ключевое место. Для обеспечения нормальной эксплуатации подъемно-транспортные машины обеспечиваются тормозными устройствами, которые должны останавливать машину и груз на определенном пути торможения и удерживать его в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения и заданном значении замедления. Также известно, что тормозная система – одно из основных средств защиты ПТМ от аварии.

В качестве тормозных устройств ПТМ активно внедряются дисково-колодочные тормоза, как один из наиболее перспективных и надежных видов фрикционного торможения [1,2,3,4,7].

Дисково-колодочный тормоз обычно включает диск, зажим клещевого типа с исполнительным механизмом, источник питания и контроллер. Большой и более толстый диск способен поглощать больше энергии, и отсюда этот тормоз менее склонен к перегреву [2, 5].

Ключевым преимуществом дисково-колодочных тормозов является возможность установки двух и более независимых зажимов на диск для многократного повышения безопасности.

Тормозной диск имеет две тормозные поверхности, которые снижают потерю тормозной силы при попадании масла на одну из них.

У тормозов с сопоставимой величиной тормозного момента момент инерции диска значительно меньше, чем момент инерции шкива, что очень важно для ПТМ, где критично время торможения и происходят частые остановки.

В дисково-колодочном тормозе небольшая величина износа накладок и поверхности диска не оказывает существенного влияния на процесс торможения.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является определение величины изменения тормозного момента под действием температуры, а также возможность его стабилизации в дисково-колодочном тормозе специальной конструкции.

Изложение основного материала. Значение эффективности тормозных устройств возрастает в связи с интенсификацией производства, увеличением движущихся масс, скоростей движения и частоты торможения. В современных подъемно-транспортных машинах тормозная система на протяжении короткого периода времени должна превращать в тепловую энергию значительное количество механической энергии и передавать ее в окружающую среду, либо накапливать в качестве полезной энергии [8] без снижения работоспособности тормоза и машины в целом.

Показатели качества тормозных устройств определяются в основном конструктивным исполнением узла трения и оптимальным сочетанием материалов фрикционной пары.

Особое внимание при проектировании тормоза следует уделять величине тормозного момента, которая должна оставаться неизменной при длительной работе машины.

Факторами, влияющими на тормозной момент, являются:

- 1) конструктивные решения механической части, фрикционной пары и привода тормоза;
- 2) состояние фрикционной пары в процессе эксплуатации;
- 3) температуры элементов тормоза, а так же температуры в области контакта трения;
- 4) качество и свойство фрикционных материалов и др.

Тормозной момент должен быть стабильным и не отклоняться от регулировочной величины в значительных пределах. Причем для ПТМ и для кранов в частности негативным является как его снижение, так и увеличение выше регулировочной величины. Как показано выше стабильность тормозного момента напрямую зависит от температуры и стабильности коэффициента трения. При торможении нижний предел коэффициента трения определяет условие обеспечения заданного тормозного момента, а верхний — сохранения устойчивости движения транспортного средства при максимально допустимых замедлениях.

Значение тормозного момента ниже расчетного приводит к увеличению тормозного пути, и, как следствие, к снижению производительности крана, увеличению нагрузки на буферные устройства и упоры, и повышению аварийности. Значение тормозного

момента выше расчетных может явиться причиной юза ходовых колес транспортного средства, их повышенного износа, потери управляемости и риска возникновения аварии.

Как известно, формула тормозного момента дискового тормоза имеет вид [1]:

$$M_T = \mu p A_b m z R_{\text{эф}}, \quad (1)$$

где, μ – коэффициент трения;
 p – давление на диск;
 A_b – площадь трения вставки с одной стороны;
 m – число вставок на одном диске;
 z – число пар трения;

Из формулы (1) видно, что на величину тормозного момента оказывает влияние коэффициент трения.

В то же время в период торможения уравнение моментов [1] имеет вид:

$$M_T = M_{\text{ИН}} - M_{\text{СТ}} \quad (2)$$

где, $M_{\text{ИН}}$ – момент сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс ($H \cdot m$);

$M_{\text{СТ}}$ – общий момент сопротивления ($H \cdot m$).

откуда:

$$M_T = \frac{I_{\text{нр.м}} \cdot \omega}{t_T} - M_{\text{СТ}} \quad (3)$$

где $I_{\text{нр.м}}$ – приведенный момент инерции к валу электродвигателя ($кг \cdot м^2$);

ω – угловая скорость вращения вала электродвигателя, либо вала, на котором размещено тормозное устройство ($рад/с$);

t_T – время торможения ($с$).

$$t_T = \frac{I_{\text{нр.м}} \cdot \omega}{M_T + M_{\text{СТ}}} \quad (4)$$

Из формулы (4) видно, что при увеличении M_T время торможения уменьшается, тем самым снижается коэффициент запаса сцепления колес [10] (юз ходовых колес):

$$k_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi}{W_{\text{СТ}} + G \left(\frac{v_{\text{ф}}}{t_T g} - \frac{z_{\text{нр}}}{z_{\text{к}}} f \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} \quad (5)$$

где, $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес (H);

φ – коэффициент сцепления ведущих колес с рельсом;

W_{CT} – сила сопротивления передвижению крана (H);
 v_{ϕ} – фактическая скорость передвижения крана (m/c);
 g – ускорение свободного падения (m/c^2);
 t_T – время торможения (c);
 z_{np} – количество приводных колес;
 z_k – общее количество колес;
 f – коэффициент трения в подшипниках колес;
 d – диаметр цапфы колеса (m);
 D_k – диаметр колеса (m).

При снижении величины тормозного момента время торможения увеличивается, приводя к увеличению тормозного пути.

Предложена специальная конструкция тормоза (Рис.1.), которая позволяет получить ряд преимуществ при торможении крана, а главное – стабилизировать величину тормозного момента.

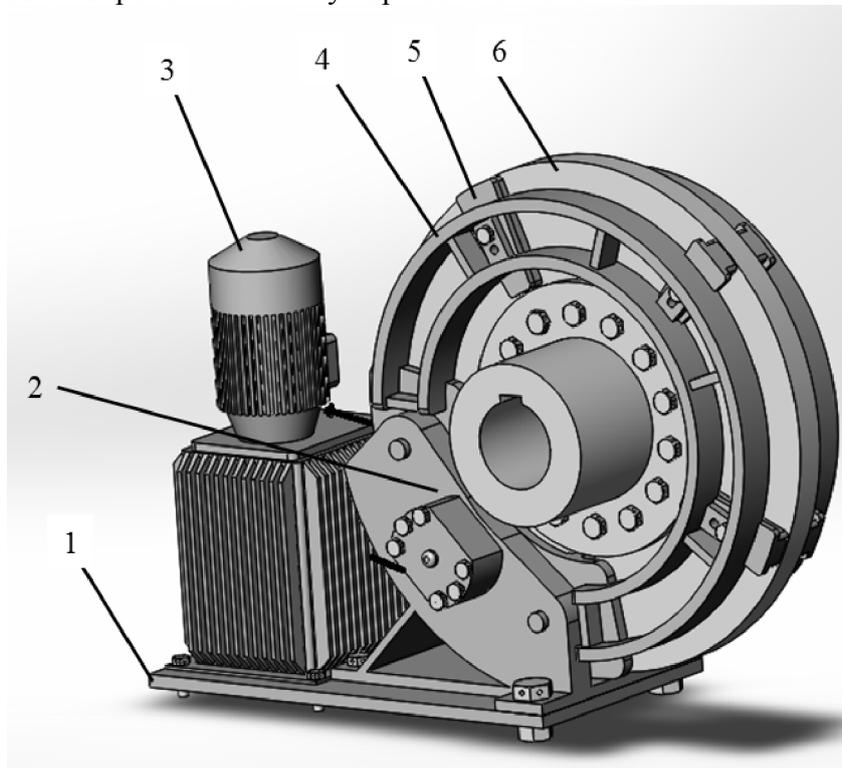


Рис.1. Тормоз дисково-колодочный нормально-замкнутый специальной конструкции (1 – основание; 2 – скоба; 3 – электрогидравлический привод высокого давления; 4 – диск нажимной; 5 – колодка; 6 – диск).

Тормоз, представленный на Рис.1, регулируемый, способен обеспечить тормозной момент от 100 до 500 Н·м.

Работает тормоз следующим образом:

Тарельчатые пружины, размещенные в скобе 2, действуют на нажимной диск 4. На нажимном диске равномерно по окружности закреплены колодки 5, которые воздействуют на тормозной диск 6. Нажимные диски установлены по обе стороны тормозного диска 6, что позволяет локализовать осевые силы внутри тормоза и не передавать их на вал и подшипники механизма. Также за счет увеличения числа колодок увеличена суммарная площадь поверхности трения, что позволило снизить необходимое давление между поверхностями трения (коэффициент перекрытия увеличился незначительно). При растормаживании включается электрогидравлический привод высокого давления 3, который давлением жидкости сжимает пакет тарельчатых пружин в скобе 2 (Рис.2, а), тем самым отводя нажимные диски 4 и растормаживая тормоз. С помощью электрогидравлического привода высокого давления можно обеспечить плавное размыкание и замыкание тормоза, а также принудительное поджатие колодок к диску при работе тормоза (например: для удаления влаги при работе крана на улице в сырую погоду). Существенным преимуществом предложенной конструкции является возможность увеличения силы прижатия колодки к тормозному диску в результате подачи жидкости в поршневую полость привода (поз. 7 Рис.2, б) и, тем самым, увеличения тормозного момента и компенсации его потери при нагреве.

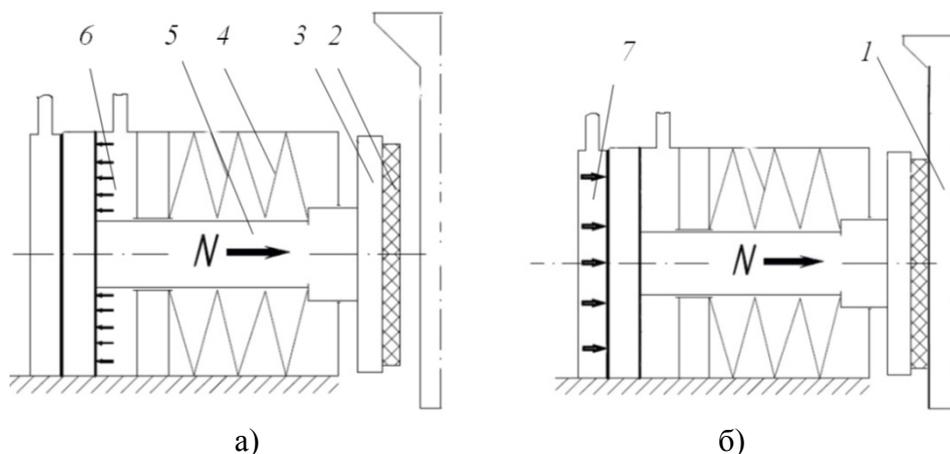


Рис.2. Схема приводного элемента скобы тормоза (а – при растормаживании тормоза; б – при затормаживании с увеличением силы прижатия колодки к диску): 1 – тормозной диск; 2 – колодка; 3 – нажимной диск; 4 – тарельчатая пружина; 5 – шток; 6 – штоковая полость; 7 – поршневая полость.

Для конструкции тормоза представленной выше по известным зависимостям [3,6] была определена температура на поверхности диска и проведено сравнение полученных значений с температурой в программе SolidWorks Simulation [9].

Температура на поверхности трения:

$$T = \frac{\alpha_{\text{тп}i} \psi_{v_i} W_{\text{тп}} b_1}{\lambda_i t_T A_{ai}} \left[\frac{1}{3} \tau_N + F_{O_i} \tau_W - \frac{2\tau_N}{\pi^2} \sum_{n_1=1}^{\infty} \frac{1}{n_1^2} \exp(-\pi^2 n_1^2 F_{O_i} \tau) \right] \quad (6)$$

где, $\alpha_{\text{тп}i}$ - коэффициент распределения теплового потока (индекс $i = 1, 2$, причем 1 - относится к металлическому контртелу, 2 - к фрикционной накладке); ψ_{v_i} - коэффициент, учитывающий эффективный объем, который участвует в поглощении тепла; $W_{\text{тп}}$ - реализованная полная работа трения; b - толщина элемента пары; τ_N , τ_W - временные факторы мощности трения; F_{O_i} - число Фурье; n_i - число членов ряда; $\tau = t/t_T$ - относительное время; A_{ai} - номинальная площадь трения; λ_i - коэффициент теплопроводности.

Исследования проводились для тормозного устройства, установленного на мостовом кране на механизме передвижения. Грузоподъемность крана – 10 т, масса крана – 19,5 т; скорость механизма передвижения крана – 1,25 м/с; время торможения до полной остановки – 1,39 с; материал диска – сталь 20X13; материал накладки колодки – МК5.

Используя зависимость (6) и приложение Simulation программы SolidWorks были получены численные данные, которые отображены в таблице 1.

Таблица 1. Зависимость температуры диска от времени торможения (T_1 , °С – температура диска при симуляции в SolidWorks; T_2 , °С – расчетная температура диска).

№	t_T , с	T_1 , °С	T_2 , °С
1	0	20	20
2	0,3	101	141
3	0,6	157	198
4	0,9	196	215
5	1,2	219	224
6	1,39	234	230

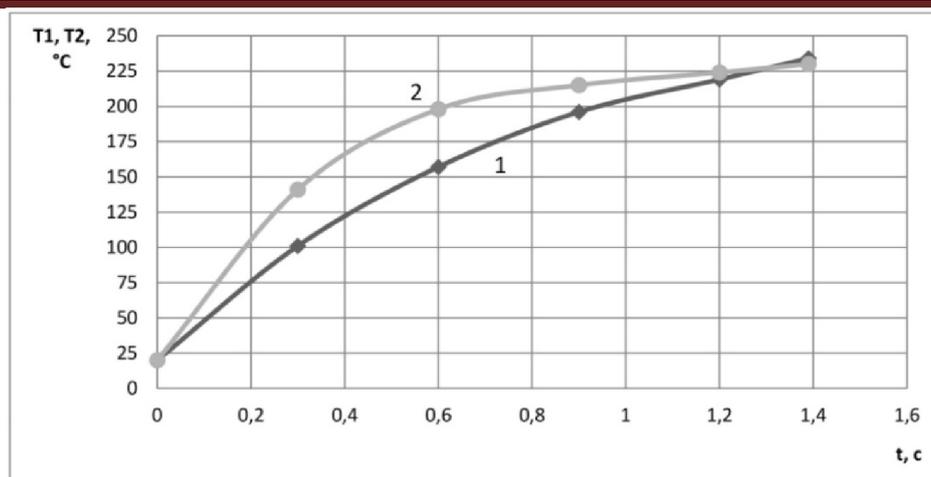


Рис.3. График зависимости температуры от времени торможения (1 – температура диска T_1 , °C, полученная в SolidWorks Simulation; 2 – расчетная температура диска T_2 , °C).

Так как под действием температуры изменяется величина коэффициента трения для заданных материалов, с учетом изменения этой величины строим график зависимости тормозного момента от температуры. С учетом того, что температуры, полученные расчетным способом (кривая 2 Рис.3.) и с помощью программного обеспечения, (кривая 1 Рис.3.) очень близки, будем использовать расчетные данные. По графикам определим величину коэффициента трения при заданных температурах и с учетом изменяющегося коэффициента трения рассчитаем тормозной момент.

Таблица 2.

№	T_2 , °C	μ	M , Н·м
1	20	0,4	143,04
2	141	0,4	143,04
3	198	0,395	141,252
4	215	0,39	139,564
5	224	0,389	138,613
6	230	0,386	138,1

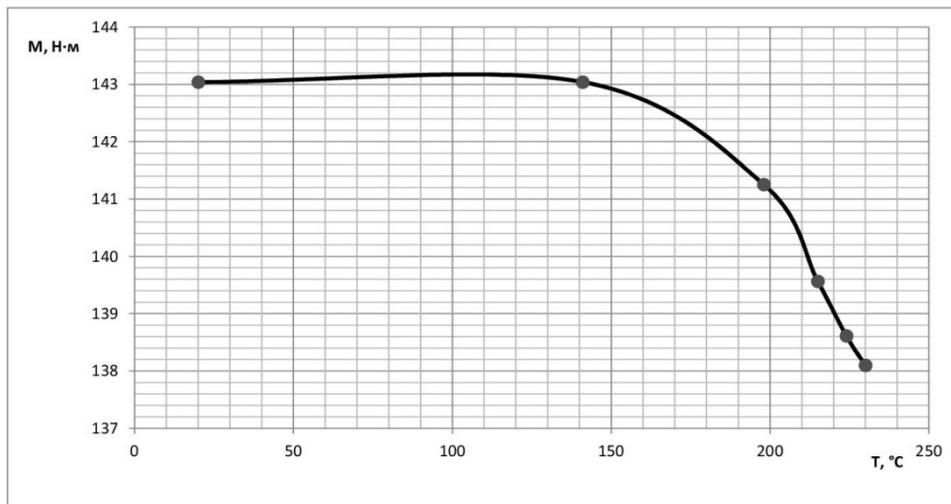


Рис.4. График зависимости тормозного момента от температуры.

Из графика (Рис.4.) видно, что при нагреве элементов тормоза происходит уменьшение тормозного момента (для принятых материалов диска и колодки) на величину 5 Н·м. Полученную величину потери тормозного момента компенсирует после соответствующей настройки привод с функцией усиления.

Выводы:

1. Предложена специальная конструкция нормально-замкнутого дисково-колодочного тормоза с нажимным диском и электрогидравлическим приводом высокого давления для растормаживания, которая позволяет при компактных габаритах получить высокие значения тормозного момента (максимальный расчетный тормозной момент 500 Н·м) при сниженном давлении между поверхностями трения.

2. Определена величина температуры на поверхности трения диска при использовании предложенной конструкции на механизме передвижения крана.

3. Определена величина отклонения тормозного момента при торможении вследствие нагрева и изменения величины коэффициента трения. Отклонение составляет порядка 5 Н·м и может быть компенсировано электрогидравлическим приводом в режиме увеличения прижатия колодок к диску.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: - «Машиностроение», 1976 – 383с.

2. Andrey Nosko. Untersuchungen der Bremsvorrichtungen von Kranen. 19 Internationale Kranfachtagung, 2011. Der Kran und sein Umfeld in Industrie und Logistik, с. 45-55.

3. М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов, Тормозные устройства. Справочник, под общ. ред. М. П. Александрова. - М.: Машиностроение, 1985. - 312 с, ил.

4. Семенюк В.Ф., Вудвуд А.Н. Надежность торможения – залог безопасной работы лифтов// Подъемные сооружения, специальная техника. Научно-технический и производственный журнал. – Одесса, июль 2013. – Вип. №7(137). – с.22-24.

5. Семенюк В.Ф., Вудвуд А.Н. Сравнительный анализ способов торможения механизма подъема лифта// Подъемно-транспортная техника. Научно-технический и производственный журнал. – Одесса. №2(38), 2013 – с.52-58.

6. А.Г. Мона, Интегрирование дифференциального уравнение теплопроводности для определения тепловой нагруженности дискового тормоза шахтного локомотива. // Науковий вісник НГУ №3 2012 – с. 86-91.

7. Н.А. Скляр. Выбор и обоснование параметров дискового тормозного устройства шахтной подъемной машины. //Наукові праці ДонНТУ випуск 19(175), 2010 – с. 164-172.

8. Семенюк В.Ф., Михайлов Е.П., Вудвуд А.Н. Расчет рекуперированной энергии приводов лифтов. // Подъемно-транспортная техника. – 2013 .– №1 (37) – с. 42-49

9. Алямовский А.А. CosmosWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. – М. ДМК Пресс, 2010. – 784 с.,ил.

10. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник/ В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін.. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.: іл.