

М.А. Деркач, Г.В. Цветкова  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия, derkach.ma@edu.spbstu.ru

## ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВАХ

### Аннотация

Данная работа посвящена разработке и конструированию узлов и отдельных механизмов электрического тельфера, который найдет широкое применение в крановом производстве. В работе приведен обзор конструкции и основные параметры механизмов тормозных систем. Приведены описание и методики расчета конструкции колодочного и грузоупорного тормоза механизма подъема электротельфера поворотного крана.

**Ключевые слова:** механизм подъема, электротельфер, грузоупорный тормоз, прочность каната, диаметр барабана, колодочный тормоз.

### Введение

Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт, погрузочно-разгрузочные операции органически связаны с применением разнообразных грузоподъемных машин и механизмов, обеспечивающих непрерывность производства, механизацию и автоматизацию производственных процессов, ликвидацию ручных погрузочно-разгрузочных работ и исключению тяжелого ручного труда при выполнении основных и вспомогательных производственных операций.

Правильный выбор грузоподъемного оборудования является основным фактором согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования.

Следует отметить основные конструктивные тенденции при создании грузоподъемного оборудования:

- повышение производительности грузоподъемных машины, путём увеличения скорости подъёма и широкого регулирования скоростей механизмов, автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления;
- повышение грузоподъемности при значительном одновременном снижении их массы благодаря применению новых кинематических схем, методов расчета, рациональных профилей металла, материалов легированных сталей, легких сплавов и пластмасс, и тд;
- повышение надежности работы машин и долговечности их элементов путем разработки новых конструктивных решений, применения новых уточненных методов расчета и материалов с улучшенными физико-механическими свойствами [1-4].

Современное производство грузоподъемных машин основывается на создании блочных унифицированных конструкций (редукторов, муфт, тормозов и др.). состоящих из самостоятельных узлов-блоков, соединенных между собой

посредством легкоразъемных соединений, например, крюковые подвески, муфты, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т. д.

Применение блочных конструкций позволяет выпускать узлы механизмов в законченном виде, что приводит к специализации предприятий, производящих такие узлы. Специализация производства, в свою очередь, обеспечивает повышение качества изготавливаемых узлов [5-7].

### Методы и материалы

Цель работы - разработка и конструирование электрического тельфера. Для достижения поставленной цели проведен расчет на прочность элементов грузоупорного и колодочного тормоза электрического тельфера грузоподъемностью 32 кН.

### Результаты и обсуждение

*Расчет элементов электротельфера на прочность*

Исходные данные для расчета:

- Грузоподъемность электротельфера –  $Q = 32$  кН;
- Высота подъема груза –  $H = 6$  м;
- Длина пролета –  $L = 16,5$  м;
- Скорость подъема груза –  $v = 0,134$  м/с;
- Скорость передвижения электротали –  $v_T = 0,334$  м/с;
- Скорость передвижения моста –  $v_k = 0,667$  м/с;
- Режим работы механизмов – средний, ПВ = 15%;

Схема электротельфера принятого как прототип для проектирования, показана на рис. 1.

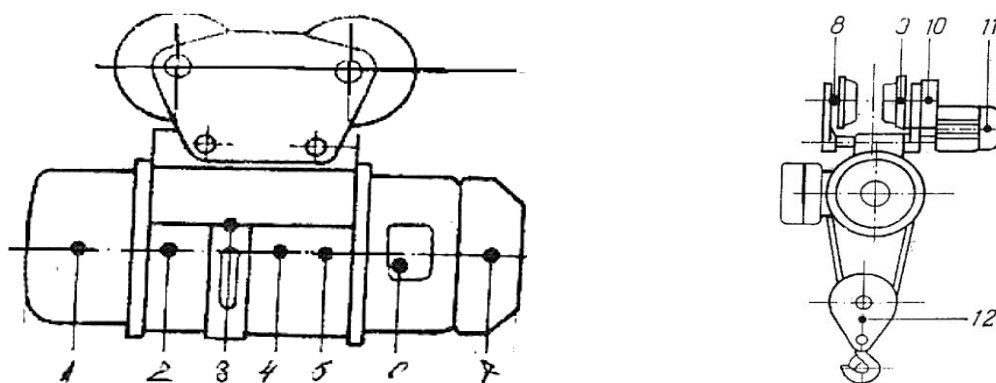


Рисунок 1 – Схема электротельфера: 1 – планетарный редуктор; 2 – кожух; 3 – ограничитель подъема груза; 4 – барабан; 5 – канат; 6 – электродвигатель; 7 – тормоз; 8 – ось колес; 9 – колесо; 10 – редуктор механизма передвижения; 11 – электродвигатель механизма передвижения.

На рис. 2 показана конструкция электротельфера в разрезе, включающая электродвигатель с встроенным тормозом; упругую компенсирующую муфту; планетарный редуктор; барабан; канатоукладчик; корпус.

В этой конструкции I ступень планетарного редуктора выполнена с двумя сателлитами.

Планетарный редуктор снижает высокие обороты электродвигателя до оборотов барабана. Редуктор двухступенчатый и допускает соосное расположение всех конструктивных элементов.

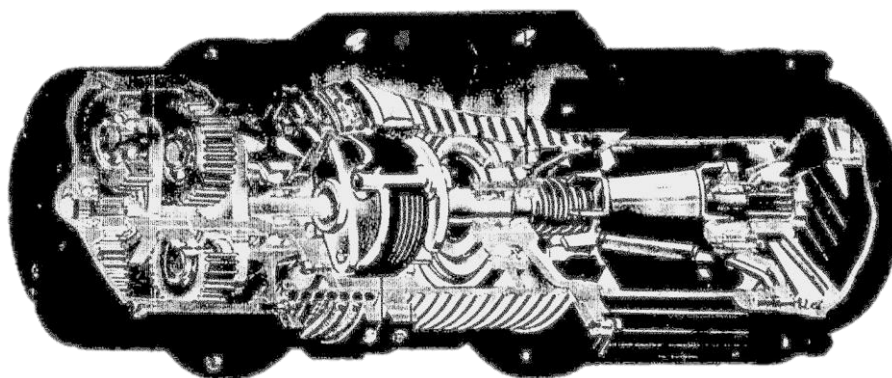


Рисунок 2 – Электротельфер типа Т (разрез)

Все шестерни находятся в надежно уплотненной масляной ванне редуктора. Валы и шестерни редуктора установлены на шарикоподшипниках качения. Зубчатые колеса выполнены с прямыми зубьями. Для ответственных деталей, таких как шестерни, шлицевые соединения, валы и т.д., употребляется качественная сталь с необходимой термической обработкой.

Планетарный редуктор очень удобен для осмотров, монтажа и демонтажа, так как он расположен вне барабана и связан с несущим корпусом характерным фланцевым соединением.

Барабан приводится в движение центрично, посредством эвольвентного шлицевого соединения с помощью полого вала, исходящего от планетарного редуктора. Полый вал и второе водило планетарного редуктора, установлены на подшипниках качения, расположенных на чугунном фланце планетарного редуктора. Эти подшипники с помощью шлицевого соединения поддерживают барабан со стороны редуктора. С другой стороны, барабан установлен на подшипниках на переднем щите электродвигателя. Канат укрепляется на барабане в специальном внутреннем канале с помощью трех-пяти винтов.

Управление контакторами происходит с помощью висячего командного выключателя, который при ступенчатом нажиме и отпуске командной кнопки осуществляет автоматически последовательное переключение на микроподъем, основной подъем и обратно.

Объединяющим звеном электротельфера, которое служит для связи всех остальных узлов, является корпус. Два стальных фланца прочно приварены к корпусу из стального листа.

На рис. 3 и 4 частичные разрезы электродвигателя подъемного механизма и механизма передвижения тележки.

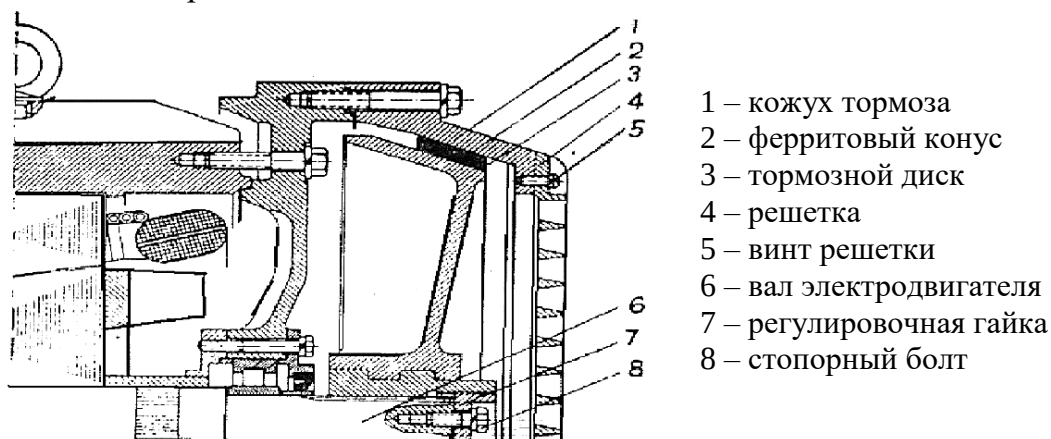


Рисунок 3 – Частичный разрез электродвигателя подъемного механизма

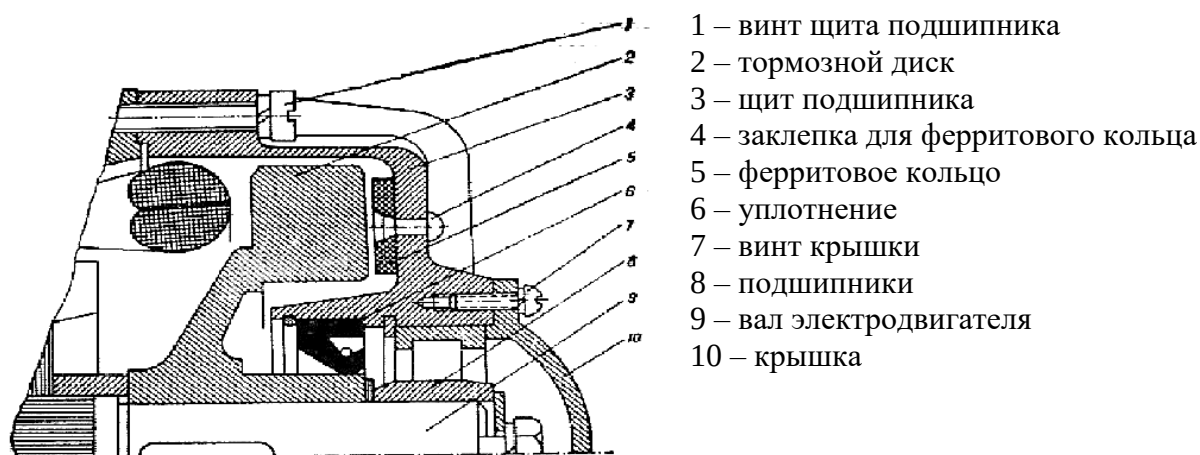


Рисунок 4 – Частичный разрез электродвигателя ходовых тележек

Тормоза механизмов встроены в крышках электродвигателей. Первоначальный диаметр и угол контактной поверхности тормозного диска электродвигателей подъемного механизма приводятся на рис. 5.

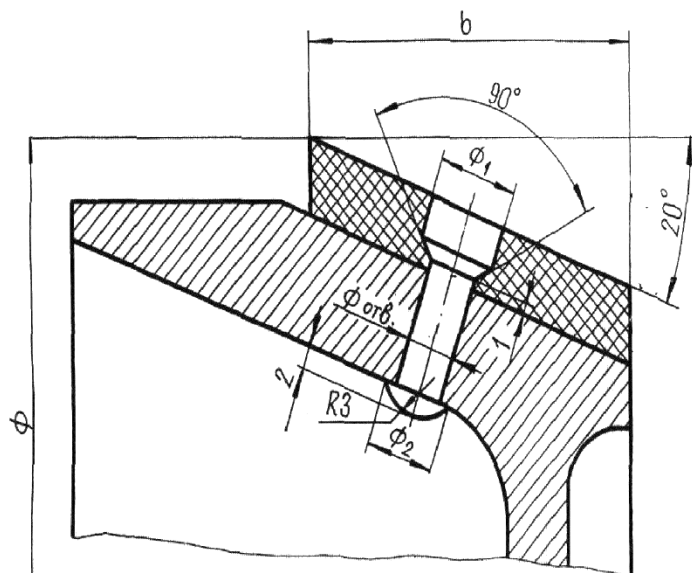


Рисунок 5 – Первоначальный диаметр и угол поверхности тормозного диска электродвигателей подъемного механизма

При включении, магнитное поле исчезает и под действием аксиальной пружины ротор возвращается в исходное положение. Тормозной диск соприкасается с неподвижным корпусом, возникает трение и осуществляется надежное торможение и задерживание груза в надежном положении. С помощью регулировочного винта тормоз легко регулируется.

При условиях работы, для которых правила по эксплуатации и контролю подъемно-транспортных сооружений требуют наличия двух тормозов, к подъемному механизму может быть смонтирован, первоначально или дополнительно, второй тормоз. Этот тормоз дисковый с магнитом постоянного тока.

*Расчет механизма подъема груза электротали*

Для электротали грузоподъемностью  $F = 32$  кН принимаем простой полиспаст кратностью  $I = 2$  и крюковую подвеску. Тогда усилие в канате будет равно:

$$F_s = \frac{F}{i\eta_n} = \frac{32000}{2 \cdot 0,98} = 16,3 \text{ кН};$$

где  $\eta_n = \eta_{\delta} = 0.98$  – к.п.д. полиспаста ( $\eta_n$ ) и блоков ( $\eta_{\delta}$ ) с учетом жесткости каната.

Разрывное усилие каната равно:

$$F_{S_p} = F_s \geq 5,5 \cdot 16,3 = 89,65 \text{ кН};$$

где  $S_k$  запас прочности каната; при среднем режиме работы  $S_k = 5,5$ .

Из каталогов стальных проволочных канатов выбираем канат типа ЛК-3 (ГОСТ 7665-80) диаметром  $d_k = 13$  мм с разрывным усилием 90,75 кН. Тогда фактический запас прочности выбранного каната будет равен:

$$S_\phi = \frac{90,75}{16,3} = 5,57 > n_k = 5,5$$

Наименьший допустимый диаметр барабана по дну канавок:

$$D_\phi = d_k(e - 1) = 13(20 - 1) = 247 \text{ мм};$$

где  $e = 20$  – коэффициент, принимаемый по таблице.

Диаметр барабана принимаем 277 мм. Тогда фактическое значение коэффициента  $e$  равно

$$e = \frac{D_\phi + d_k}{d_k} = \frac{277 + 13}{13} = 22,3$$

Длина нарезной части барабана:

$$L = zt = 16 \cdot 15 = 240 \text{ мм};$$

где  $t$  – шаг винтовой нарезки канавок на барабане.

Статический крутящий момент  $T_\phi$  на валу барабана при подъеме груза равен:

$$T_\phi = \frac{S \cdot D_\phi \cdot a}{2\eta_\phi} = \frac{16,3 \cdot 10^3 \cdot 0,29 \cdot 1}{2 \cdot 0,98} = 2416 \text{ Нм};$$

где  $a = 1$  – количество ветвей каната, закрепленных на барабане.

Число оборотов барабана:

$$n_\phi = \frac{60vt}{\pi(D_\phi + d_k)} = \frac{60 \cdot 0,134 \cdot 2}{3,14(277 + 13)10^{-3}} = 17,6 \text{ об/мин}$$

Расчетная мощность электродвигателя:

$$P = \frac{F_v}{1020\eta_m} = \frac{32000 \cdot 0,134}{1020 \cdot 0,88} = 4,78 \text{ кВт};$$

где  $\eta_m = 0,88$  – общий к.п.д. подъемного механизма, равный произведению к.п.д. полиспаста, барабана и редуктора.

Из каталога на крановые электродвигатели выбираем асинхронный электродвигатель типа АОС-51-4 мощностью  $P = 4,5$  кВт с числом оборотов ротора  $n = 1335$  об/мин, угловой скоростью  $\omega = 139,7$  с<sup>-1</sup>, отношением максимального пускового момента к номинальному  $T_{max}/T_{ном} = 2,3$  и моментом инерции ротора  $Jp = 0,0509$  Н·м·с<sup>2</sup>.

Требуемое передаточное число редуктора:

$$u = \frac{n}{n_\phi} = \frac{1335}{17,6} = 75,8 \approx 76$$

Передаточное число первой ступени двухступенчатого планетарного редуктора:

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{161}{14} \approx 11,5$$

Второй ступени:

$$u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{87}{13} \approx 6,7$$

Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = 11,5 \cdot 6,7 = 77$$

Фактическая скорость подъема:

$$v_{\phi} = v \frac{u}{u_{\phi}} = 0,134 \frac{76}{77} = 0,132 \text{ м/с};$$

Номинальные крутящие моменты на промежуточном ( $T_2$ ) и быстроходном ( $T_1$ ) валах редуктора:

$$T_2 = \frac{T_{\delta}}{u_2 \sqrt{\eta_p}} = \frac{2416}{6,7 \sqrt{0,95}} \approx 370 \text{ Нм}; T_1 = \frac{T_{\delta}}{u_2 \eta_p} = \frac{2416}{77 \cdot 0,95} \approx 33 \text{ Нм};$$

Тормозной момент с учетом коэффициента запаса торможения:

$$T_T = K_T T_1 = 1,25 \cdot 33 = 41,2 \text{ Нм};$$

где  $K_T$  – коэффициент запаса торможения; для механизма подъема электротали при двух тормозах принимается  $K_T = 1,25$ .

Нормальное давление колодок на тормозной шкив:

$$N = \frac{T \cdot}{fD} = \frac{41,2}{0,4 \cdot 170 \cdot 10^{-3}} \approx 606 \text{ Н/м}^2;$$

где  $f$  – коэффициент трения вальцованной ленты по чугуну и стали;  $D$  – диаметр тормозного шкива.

Конструкция и расчетная схема серийно выпускаемых колодочных тормозов приведена на рис. 6 и 7.

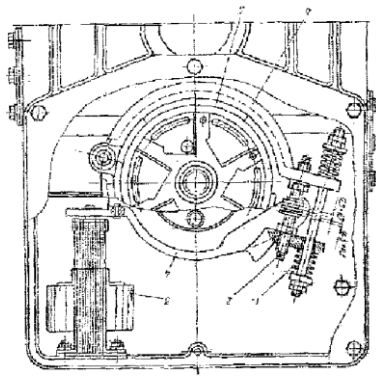


Рисунок 6 – Конструкция колодочного тормоза

1 – рабочие пружины; 2 – регулировочные винты; 3 – якорь электромагнита; 4 – палец рычага; 5 – фрикционные накладки; 6 – рычаги тормоза.

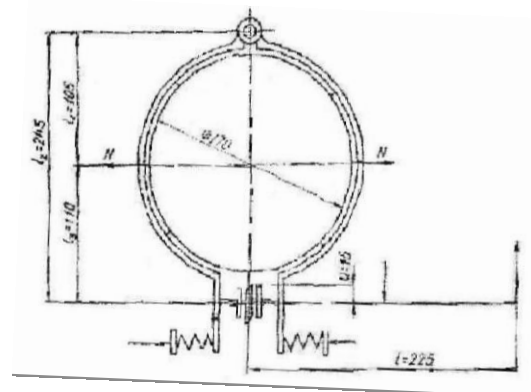


Рисунок 7 – Расчетная схема колодочного тормоза

*Расчетная схема колодочного тормоза*

Силу пружины, действующую на каждый из двух рычагов, определяем в соответствии с уравнением моментов сил относительно шарнира.

$$F_n = \frac{T_T l_1}{fD \eta l_2} = \frac{41,2 \cdot 105 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 170 \cdot 0,95 \cdot 245} \approx 273 \text{ Н};$$

где  $l_1 = 105$  мм и  $l_2 = 245$  мм определены в соответствии с рис. 7;  $\eta = 0,95$  – к.п.д. рычажной системы.

Усилие размыкания:

$$F = \frac{N l_1}{l_1 + l_3} = \frac{606 \cdot 105}{105 + 110} = 296 \text{ Н};$$

Усилие электромагнит:

$$F = \frac{Fd}{l\eta} + \frac{F_p}{2} = \frac{293 \cdot 15}{225 \cdot 0,95} + \frac{4}{2} = 22,8 \text{ Н};$$

где  $F_p = 4 \text{ Н}$  – вес рычага, соединяющего якорь электромагнита с размыкающим пальцем.

Работа, производимая силой нажатия колодок на тормозной шкив:

$$A = \frac{2N\varepsilon}{\eta} = \frac{2 \cdot 606 \cdot 0,06}{0,95} = 76,5 \text{ Нм};$$

где  $\varepsilon = 0,6 \text{ мм}$  – величина зазора при отходе колодок.

Величина хода электромагнита, требуемая для регулировки электромагнита:

$$h = \frac{\varepsilon(l_1 + l_3)l}{l_1 a} = \frac{0,6(105 + 110)225}{105 \cdot 15} = 18,4 \text{ мм}$$

Грузоупорный тормоз устанавливается на втором валу редуктора (рис. 8).

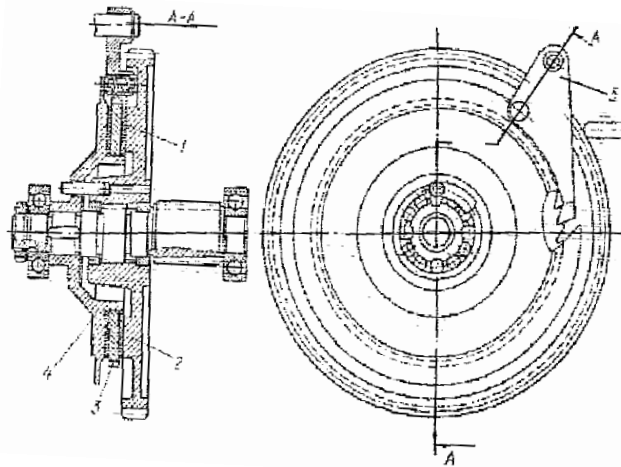


Рисунок 8 – Конструкция грузоупорного тормоза

1 – фрикционные кольца; 2 – шестерня; 3 – храповик; 4 – тормозной диск; 5 – собачка

Угол подъема трехзаходной резьбы тормозного вала:

$$\alpha = \arctg \frac{a_3 t}{\pi d_{cp}} = \arctg \frac{3 \cdot 8}{3,14 \cdot 44} = 9,85^\circ$$

где  $a_3$  – число заходов резьбы; принимаем  $a_3 = 3$ ;  $t$  – шаг резьбы;  $d_{cp}$  – средний диаметр резьбы, равный

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_v}{2} = \frac{50 + 38}{2} = 44 \text{ мм};$$

где  $d_n$  – наружный диаметр винтовой резьбы;  $d_v$  – внутренний диаметр винтовой резьбы.

Осевая сила, возникающая при торможении и зажимающая фрикционные кольца тормоза равна:

$$F_a = \frac{T_2}{r \cdot \tg(\alpha + \rho) + f R_c} = \frac{370 \cdot 10^3}{22 \cdot \tg(9,85^\circ + 2^\circ) + 0,12 \cdot 92,5} = 23540 \text{ Н};$$

где  $r$  – средний радиус винтовой резьбы;  $\rho$  – угол трения резьбы при работе в масляной ванне;  $f$  – коэффициент трения вальцованной ленты по стали в масляной ванне;  $R_c$  – средний радиус поверхности трения.

Тормозной момент грузоупорного тормоза:

$$T_{2_T} = f F_a R_c n = 0,12 \cdot 23540 \cdot 92,5 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 523 \text{ Нм};$$

При этом удовлетворяется условие:

$$T_{2_T} \geq k_T T_2 = 1,25 \cdot 370 = 462,5 \text{ Нм};$$

где  $n$  – число трущихся поверхностей.

Грузоупорный тормоз в электротали используется для удержания груза на весу. Надежность удерживания груза в подвешенном состоянии обеспечивается при соблюдении зависимости:

$$fR_c n \geq [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_c] \eta_3^2$$

где:

$$fR_c n = 0,12 \cdot 92,5 \cdot 2 = 22,2$$

$$[r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_c] \eta_3^2 = [22 \cdot \operatorname{tg}(9,85^\circ + 2^\circ) + 0,12 \cdot 92,5] \cdot 0,975^2 = 14,9$$

Условие удовлетворяется.

Для остановки движущегося вниз груза необходимо выполнение условия:

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq fR_c \frac{1}{k_T}$$

где:

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 22 \cdot \operatorname{tg}(9,85^\circ + 2^\circ) = 4,6$$

$$fR_c \frac{1}{k_T} = 92,5 \cdot 0,12 \frac{1}{1,25} = 8,9$$

Условие удовлетворяется

Проверка винтовой резьбы на смятие осуществляется по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{4F_a}{\pi(d_n^2 - d_e^2)z} = \frac{4 \cdot 23540}{3,14(50^2 - 38^2)4} = 7,1 \text{ Н/мм}^2$$

где  $z$  – число витков резьбы, воспринимающих нагрузку.

### Заключение

На основе выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Данные конструкции грузоупорного тормоза могут быть использованы в электрических канатных тельферах с грузоподъемными механизмами общего назначения, могут работать в районах с умеренным климатом с температурой окружающей среды – 40 до +40°C.

2. Применение данных приспособлений способствует повышению эффективности работы конструкции.

3. Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых конструкций электрических канатных тельферов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И.А., Ивахевич Г.Б. – Расчет на прочность деталей машин. М.: «Машиностроение». 1974 – 704 с.
2. Орлов П.Н. – Основы конструирования. В 3-х томах. М.: 1968 – 1974, том 1. – 623 с.
3. Керимов З. Г. – Детали машин и грузоподъемно-транспортные машины. Баку: «Маариф». 1985.
4. Решетов Д.Н. – Работоспособность и надежность деталей машин. М.: 1974 – 208 с.
5. Прочность и надежность механического привода. Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.А. Державца. М.: «Машиностроение». 1977 – 240 с.
6. Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. – Зубчатые соединения. Справочное пособие. М.: «Машиностроение». 1976 – 282 с.



7. Уайд Д. – Оптимальное проектирование. Перевод с англ. М.: Мир. 1981 – 272 с.

M.A. Derkach, G.V. Tsvetkova  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Saint Petersburg, Russia , derkach.ma@edu.spbstu.ru

## **FEATURES OF THE USE OF BRAKING MECHANISMS IN ELECTRIC ROPE LIFTING DEVICES**

### **Abstract**

This work is devoted to the development and construction of components and individual mechanisms of an electric hoist. The paper provides an overview of the design and basic parameters of the mechanisms of braking systems. The description and methods of calculating the design of the pad and load-bearing brakes of the lifting mechanism of the electric hoist of a rotary crane are given.

*Keywords:* lifting mechanism, electric hoist, load-bearing brake, rope strength, drum diameter, shoe brake.